

POLITECHNIKA ŚLĄSKA
KATEDRA OGRZEWNICTWA, WENTYLACJI
I TECHNIKI ODPYLANIA

**ENERGOOSZCZĘDNE
KSZTAŁTOWANIE ŚRODOWISKA
WEWNĘTRZNEGO**

praca zbiorowa pod redakcją
Zbigniewa Popiołka

Gliwice, 2005

Opiniodawcy

Prof. dr hab. inż. Krystyna Jeżowiecka-Kabsch
Prof. dr hab. inż. Teresa Jędrzejewska-Ścibak

Wydawca

Politechnika Śląska
Katedra Ogrzewnictwa, Wentylacji i Techniki Odpylania
ul. Konarskiego 20, 44-100 Gliwice

Zespół redakcyjny

Redaktor główny: Zbigniew Popiołek

Redaktorzy rozdziałów: Andrzej Baranowski
Ewa Gierczycka
Maria Hurnik
Jan Kaczmarczyk
Cezary Kolasa
Zbigniew Popiołek
Zbigniew Trzeciakiewicz

Tłumaczenie: Andrzej Baranowski
Joanna Ferdyn-Grygierek
Ewa Gierczycka
Maria Hurnik
Cezary Kolasa
Piotr Lubina
Jan Kaczmarczyk
Zbigniew Popiołek
Anna Skorek
Aleksandra Specjał
Daria Żukowska

Autorzy – alfabetyczny spis autorów strony 469-470

ISBN 83-922941-1-4

SPIS TREŚCI

1. WPROWADZENIE	5
2. JAKOŚĆ POWIETRZA WEWNĘTRZNEGO A ZUŻYCIE ENERGII.....	9
2.1. Jak poprawić jakość powietrza wewnętrznego i oszczędzać energię.....	10
Literatura do rozdziału 2	18
3. NOWE WYZWANIA W DZIEDZINIE PROJEKTOWANIA	21
3.1. Projektowanie energooszczędnych budynków podstawą zrównoważonego rozwoju.....	22
Literatura do rozdziału 3	48
4. ENERGOOSZCZĘDNE BUDOWNICTWO	49
4.1. Jakość środowiska wewnętrznego i metody jej oceny w aspekcie projektowania architektonicznego	50
4.2. Środowisko wewnętrzne w prototypowym naturalnym domu w Gdyni wyposażonym w system ERS (energy recycling system).....	61
4.3. Izolacja transparentna w budownictwie energooszczędnym.....	74
4.4. Poprawa izolacyjności termicznej okien.....	84
4.5. Audyt energetyczny budynków mieszkalnych Słowacji.....	93
4.6. Zastosowanie termografii do jakościowej oceny ochrony cieplnej budynków	99
Literatura do rozdziału 4.....	108
5. OGRZEWNICTWO I WYKORZYSTANIE ENERGII ODNAWIALNEJ DO WYTWARZANIA CIEPŁA.....	111
5.1. Budynki pasywne: rozwój i ocena optymalnego regulatora w oparciu o model.....	112
5.2. Wyznaczanie optymalnej postaci źródła ciepła zawierającego kolektory słoneczne dla zaopatrzenia w ciepło budynku mieszkalnego	128
5.3. Samowystarczalny energetycznie park wodny tropikalna wyspa - modelowy przykład wykorzystania tanich źródeł energii odpadowej i odnawialnej	135
5.4. Wewnętrzne zyski ciepła, a dynamika potrzeb ciepłych budynków	141
5.5. Rozliczanie indywidualnych kosztów ogrzewania w wielorodzinnych budynkach mieszkalnych	147
5.6. Odwzorowanie klimatu zewnętrznego w badaniach laboratoryjnych grzejników i podzielników kosztów ogrzewania	161
5.7. Wpływ zastosowania ogrzewań nisko-temperaturowych na efektywność energetyczną dystrybucji czynnika	174
Literatura do rozdziału 5.....	183
6. WENTYLACJA I KLIMATYZACJA.....	187
6.1. Zagadnienie pojemności cieplnej ścian budynku w procesie naturalnej wymiany powietrza	187
6.2. Wentylacja XXI w. - wentylacja z odzyskiem ciepła	207
6.3. Wpływ systemu wentylacji ogólnej na skuteczność odciążu miejscowego.....	232
6.4. Analiza rozwiązań i wyników badań wentylacji hybrydowej z punktu widzenia oszczędności energii.....	246
6.5. Metody testowania osobistej wentylacji.....	300
Literatura do rozdziału 6.....	308

7. METODY OBLICZENIOWE I SYMULACYJNE	311
7.1. Jak niewidzialne uczynić widzialnym – zastosowanie symulacji budynku na przykładzie przepływów powietrza	312
7.2. Wykorzystanie symulacji komputerowej do oceny niskoenergetycznych systemów chłodzenia w Czechach	324
7.3. Termomodernizacja szkół – wpływ na sezonowe zużycie ciepła i jakość powietrza wewnętrznego	340
7.4. Numeryczne modelowanie współczynnika przenikania ciepła i strumienia objętości przepływu strug termicznych w pomieszczeniu z systemem wentylacji wyporowej	349
7.5. Zastosowanie modeli symulacyjnych oraz testów funkcjonalnego działania do oceny działania systemów ogrzewania, wentylacji i klimatyzacji.....	361
7.6. Energetyczna ocena systemów klimatyzacji	372
7.7. Projektowanie pomieszczeń i budynków o niskim zużyciu ciepła.....	379
Literatura do rozdziału 7.....	391
8. WPLYW ŚRODOWISKA WEWNĘTRZNEGO NA KOMFORT, ZDROWIE I WYDAJNOŚĆ PRACY	395
8.1. Wymagania stawiane środowisku wewnętrznemu i jego ocena	396
8.2. Porównanie różnych metod oceny jakości powietrza wewnętrznego na podstawie badań wpływu foto-katalitycznego oczyszczacza powietrza na jakość powietrza w pomieszczeniu biurowym zanieczyszczonym typowymi materiałami budowlanymi	405
8.3. Potencjalne korzyści wynikające z czyszczenia przewodów wentylacyjnych i poprawy rozdziału powietrza w budynkach biurowych.....	413
8.4. Wpływ środowiska termicznego na komfort i symptomy SBS odczuwane przez pasażerów i załogę samolotu podczas symulacji siedmiogodzinnych lotów	418
8.5. Komfort cieplny w środowiskach z umiarkowanymi zmianami temperatury operacyjnej – obecny stan wiedzy	427
Literatura do rozdziału 8	433
9. POMIARY ŚRODOWISKA WEWNĘTRZNEGO	437
9.1. Pomiary odczuwanej przez ludzi jakości powietrza wewnętrznego	437
9.2. Zależność między subiektywną oceną lokalnego dyskomfortu cieplnego a pomiarami z użyciem manekinów cieplnych podczas symulowanych siedmiogodzinnych lotów	447
9.3. Narażenie na cząstki aerozolu w pomieszczeniach mieszkalnych górnośląskiego okręgu przemysłowego	457
9.4. Porównanie wyników pomiarów oraz symulacji CFD przepływów powietrza w pomieszczeniu	461
Literatura do rozdziału 9.....	466
Alfabetyczny spis autorów	469

1. WPROWADZENIE*

Konieczność oszczędności energii wynika z potrzeby ostrożnego i racjonalnego gospodarowania naturalnymi zasobami naturalnymi, w tym zasadniczymi źródłami energii, jakimi są produkty naftowe, gaz naturalny i paliwa stałe. Te nieodnawialne źródła energii są głównymi źródłami emisji ditlenku węgla do atmosfery. Energię należy więc oszczędzać także po to, aby powstrzymać tendencję globalnego wzrostu temperatury wywołanego efektem cieplarnianym. Biorąc pod uwagę wyczerpywanie się nieodnawialnych zasobów energii, energia w jak największym stopniu powinna być pozyskiwana ze źródeł odnawialnych.

Oszczędność energii w budownictwie ma szczególne znaczenie. Sektor mieszkaniowy i usługowy, którego główną część stanowią budynki, zużywa w Unii Europejskiej 40% energii i zużycie to ciągle rośnie. W ostatnich latach obserwuje się gwałtowny wzrost ilości systemów klimatyzacji. Stwarza to istotne problemy w okresach szczytowego obciążenia energetycznego, zwiększając koszty elektryczności i psując bilans energetyczny w wielu krajach. Powinno się dać priorytet strategiom poprawiającym charakterystyki energetyczne budynków także w okresie letnim i powinien nastąpić dalszy rozwój pasywnych technologii chłodzenia.

Kryzys energetyczny, który wystąpił w latach 70-tych ubiegłego stulecia, spowodował istotne zmiany w technologiach budowlanych, powszechnie zaczęto konstruować budynki o dobrej ochronie cieplnej. Równocześnie zaczęto stosować bardzo szczelną stolarkę budowlaną, przez co zmniejszono istotnie straty ciepła na podgrzanie powietrza wentylacyjnego, ale równocześnie ograniczono wymianę powietrza. Zmniejszenie wymiany powietrza zbiegło się z coraz szerszym stosowaniem tworzyw sztucznych i różnych substancji chemicznych do wytwarzania elementów wyposażenia mieszkań. Wkrótce okazało się to bardzo niekorzystne. U użytkowników wielu budynków stwierdzono tzw. syndrom chorego budynku, który niekorzystnie wpływał na ich samopoczucie i zdrowie. Biorąc pod uwagę, że zdrowie jest najwyższym dobrem, które należy szczególnie chronić, niedopuszczalne jest pogarszanie jakości środowiska wewnętrznego poprzez oszczędność energii.

Przebywając w domu, w miejscu pracy, w budynkach użyteczności publicznej, korzystając ze środków transportu, ludzie spędzają przeważającą część swego życia w pomieszczeniach zamkniętych (80-90% czasu). Sztuczne wytwarzanie środowiska wewnętrznego wymaga umiejętności kształtowania warunków w pomieszczeniach pod dwoma aspektami: środowiska termicznego i jakości powietrza. Niezbędna jest wiedza na temat wpływu środowiska wewnętrznego na zdrowie, komfort cieplny i wydajność pracy. Nowoczesne techniki w inżynierii środowiska wewnętrznego pozwalają energooszczędnie kształtować zdrowe, komfortowe warunki wewnątrz pomieszczeń, sprzyjające wydajnej pracy, nauce i wypoczynkowi. Wraz z rosnącą świadomością zagrożeń, jakie stwarzają zanieczyszczenia powietrza, rosną wymagania dotyczące czystości powietrza w pomieszczeniach.

Zagadnieniami energooszczędnego kształtowania zdrowego i komfortowego środowiska wewnętrznego zajmuje się obecnie bardzo wiele ośrodków naukowo-badawczych na całym świecie. Przewodzą w tym zakresie najbardziej rozwinięte gospodarczo kraje świata, ale obserwuje się także wzrost zainteresowania tymi zagadnieniami w krajach rozwijających się.

W Polsce występuje znaczące opóźnienie w porównaniu do rozwiniętych krajów Unii Europejskiej zarówno w samych efektywnych energetycznie technikach w inżynierii środowiska wewnętrznego, jak i w uregulowaniach prawnych wspomagających ich

* autor: **Zbigniew Popiołek**

stosowanie. Potrzebny jest przełom w zakresie wdrażania nowoczesnych technologii w inżynierii środowiska wewnętrznego. Wykorzystanie odnawialnych źródeł energii na cele ogrzewania, wentylacji i klimatyzacji jest znikome, a w Polsce, tak jak to jest w innych krajach europejskich o podobnym klimacie, w szerszym zakresie powinny być wykorzystywane: energia słoneczna, energetyka wiatrowa, energia geotermalna, energia pozyskiwana z biomasy. Umiejętne wykorzystanie energii poprzez jej magazynowanie, odzysk, wysoką efektywność procesów pozwala zmniejszyć jej zużycie i przyczynia się do poprawy stanu środowiska naturalnego. Wśród polskich projektantów i wykonawców instalacji grzewczych, ciepłej wody, wentylacyjnych i klimatyzacyjnych należy rozpowszechniać wiedzę o tych nowoczesnych technikach, wspomagać ich wdrażanie. W tej branży pracuje wiele setek polskich przedsiębiorstw; powinny być one przygotowane na silną konkurencję na rynku europejskim.

Energooszczędne kształtowanie środowiska wewnętrznego jest jednym z głównych priorytetów badawczych w programach Unii Europejskiej, zarówno 5-go jak i 6-ego Programu Ramowego. Biorąc pod uwagę te priorytety oraz krajowy i europejski poziom wiedzy z tego zakresu, zespół pracowników Katedry Ogrzewnictwa Wentylacji i Techniki Odpylenia Politechniki Śląskiej w Gliwicach przygotował i złożył odpowiedni wniosek do Komisji Europejskiej, która 20 września 2001 r. ogłosiła konkurs skierowany do instytucji naukowych krajów stowarzyszonych (NAS) z UE na wsparcie kilkudziesięciu Centrów Doskonałości "Joint QoL/Growth/EESD Call for proposals for the integration of 'newly associated states' (NAS) in the European research area". W wyniku pomyślnego rozpatrzenia złożonego wniosku, na mocy postanowienia Komisji Europejskiej i zawartego kontraktu, dnia 1.01.2003 r. utworzono w Katedrze Ogrzewnictwa Wentylacji i Techniki Odpylenia Politechniki Śląskiej CENTRUM DOSKONAŁOŚCI „ENER-INDOOR” pn.: Centrum Efektywnych Energetycznie Technik i Systemów w Inżynierii Środowiska Wewnętrznego.

Działalność Centrum obejmuje trzy grupy tematyczne. Są to:

1. efektywne energetycznie ogrzewanie, chłodzenie i wentylacja oraz wykorzystanie odnawialnych źródeł energii w budownictwie,
2. zintegrowana symulacja systemów energetycznych i środowiska wewnętrznego w budynkach,
3. technika pomiarowa i automatyczna regulacja systemów grzewczo-klimatyzacyjnych i środowiska wewnętrznego.

Działalność badawcza Centrum Doskonałości „ENER-INDOOR” dotyczy priorytetowych dla polskiej gospodarki obszarów: energii, ekologii i zdrowia. Celem działania Centrum jest przyczynianie się do likwidowania istniejących w naszym kraju luk wiedzy w zakresie energooszczędnego kształtowania środowiska wewnętrznego. Działalność Centrum skupia się na rozpowszechnianiu wiedzy o stosowaniu efektywnych energetycznie rozwiązań w inżynierii środowiska wewnętrznego, jaką Centrum gromadzi poprzez swoje kontakty ze specjalistycznymi ośrodkami europejskimi.

W czasie dotychczasowej trzyletniej działalności Centrum jego pracownicy odbyli 25 wizyt w wiodących ośrodkach uniwersyteckich, badawczych i inżynierskich w krajach Unii Europejskiej, w tym trzy o charakterze wyłącznie szkoleniowym. W siedzibie Centrum zorganizowano cztery warsztaty i jedną konferencję. W warsztatach i konferencji uczestniczyło łącznie kilkaset osób, w tym kilkudziesięciu zaproszonych, wybitnych specjalistów europejskich, reprezentujących uniwersytety, ośrodki badawcze i firmy konsultacyjne z 12 krajów europejskich.

W wyniku wizyt, warsztatów i konferencji Centrum zgromadziło bogaty materiał dotyczący energooszczędnego kształtowania zdrowego środowiska wewnętrznego. Autorami opracowań i artykułów było kilkadziesiąt osób zajmujących się tą tematyką.

w tym wielu wybitnych ekspertów europejskich. Zespół pracowników Centrum postanowił uporządkować, opracować oraz zgromadzić w jednej publikacji ten bogaty materiał; w ten sposób powstała niniejsza monografia. Redaktorzy zdają sobie sprawę, że nie obejmuje ona wszystkich szczegółowych zagadnień, że być może niektóre przedstawiono zbyt szczegółowo, podczas gdy inne zostały potraktowane marginalnie lub całkowicie pominięte. Redaktorzy nie ingerowali w treść zebranego materiału; naszym celem było ten materiał udostępnić polskiemu czytelnikowi tak szybko, jak to tylko było możliwe. Z tego względu na pewno w tekście znajduje się szereg niezręczności i usterek w tłumaczeniu tekstu i błędów edytorskich; przepraszamy za nie i prosimy o wyrozumiałość. Na opracowanie monografii Zespół Centrum miał jednak zaledwie kilka tygodni czasu.

Zespół redakcyjny wyraża wszystkim autorom podziękowanie za udzielenie zgody na publikację ich prac. Autorami są zarówno pracownicy polskich ośrodków naukowych jak i wybitni eksperci europejscy z tej dziedziny. Poniżej przedstawiono sylwetki niektórych ekspertów (w porządku alfabetycznym):

*Doktor **Philippe André** z Uniwersytetu w Liège, Dèpt. de Science et Gestion de l'Environnemen, Arlon, Belgia – ekspert w zakresie metod symulacyjnych określania zapotrzebowania na ciepło i optymalizacji systemów energetycznych w budynkach (włączając zastosowanie odnawialnych źródeł energii),*

*Profesor **P. Ole Fanger** z International Centre of Indoor Environment and Energy Duńskiego Uniwersytetu w Lyngby – światowej sławy autorytet w inżynierii środowiska wewnętrznego; jego interdyscyplinarne badania prowadzone na przestrzeni ostatnich trzech dekad przyczyniły się do identyfikacji czynników występujących w środowisku wewnętrznym i mających decydujące znaczenie na jakość życia ludzi; opracowane przez niego modele są szeroko stosowane w świecie i pozwalają przewidywać wpływ środowiska wewnętrznego na komfort, zdrowie i wydajność pracy; jego prace badawcze przyniosły uznanie w postaci przyznania Mu 69 nagród w 27 krajach; tytuł Doctora Honoris Causa przyznało mu kilkanaście uniwersytetów z całego świata, w tym Politechnika Śląska w Gliwicach; przewodniczący SCANVAC, stowarzyszenia zrzeszającego 20 000 inżynierów ogrzewnictwa, wentylacji i klimatyzacji w krajach skandynawskich,*

*Profesor **Jan L. M. Hensen** z Uniwersytetu Technicznego w Eindhoven, Holandia – dyrektor centrum badawczego Center for Buildings and Systems TNO-TU/e; specjalista w zakresie metod symulacyjnych zjawisk cieplnych i przepływowych w budynkach; wiceprzewodniczący International Building Performance Simulation Association (IBPSA),*

*Profesor **Michael Holmes**, z Department of Civil and Building Engineering, Loughborough University w Wielkiej Brytanii, konsultant znanej, światowej firmy konsultacyjno-projektowej Ove Arup and Partner z Londynu; doświadczony pracownik naukowo-badawczy i praktyk w zakresie komfortu cieplnego i nowoczesnych metod wentylacji budynków,*

*Profesor **Jean Lebrun** z Uniwersytetu w Liège, Belgia – kierownik Thermodynamics Laboratory; ekspert w zakresie modelowania i symulacji systemów grzewczych, wentylacyjnych i klimatyzacyjnych; aktywny członek Komitetu Wykonawczego ECBCS IEA,*

*Profesor **Dirk Müller** z Uniwersytetu Technicznego w Berlinie, Niemcy – kierownik słynnego Hermann-Rietschel Instytut,*

*Doktor **Raimo Niemelä** z Finnish Institute of Occupational Health w Helsinkach, Finlandia – specjalista w zakresie zagadnień środowiska pracy,*

*Profesor **Dušan Petraš** ze Slovak University of Technology w Bratysławie – Dziekan Faculty of Civil Engineering; przewodniczący Federation of European Heating and Air-Conditioning Associations (REHVA),*

*Doktor **Alois Schaelin** – założyciel firmy konsultacyjnej AFC Air Flow Consulting; ekspert w zakresie numerycznych metod modelowania przepływów powietrza w budynkach,*

*Profesor **Michael Schmidt** z Universität Stuttgart, Niemcy – kierownik Lehrstuhl für Heiz- und Raulufttechnik; wiceprzewodniczący Federation of European Heating and Air-Conditioning Associations (REHVA),*

*Doktor **Pawel Wargocki** z International Centre of Indoor Environment and Energy Duńskiego Uniwersytetu w Lyngby – wiceprzewodniczący International Society of Indoor Air Quality and Climate (ISIAQ); ekspert w badaniach i modelowaniu jakości środowiska wewnętrznego i jego wpływu na komfort zdrowie i wydajność pracy.*

W grudniu 2005 roku kończy się trzyletni, finansowany przez UE okres działalności Centrum „ENER-INDOOR”. Ten okres działalności zostaje zamknięty niniejszą publikacją monograficzną, w której przedstawiono wybrane zagadnienia dotyczące energooszczędnego kształtowania środowiska wewnętrznego. Jednakże Centrum „ENER-INDOOR” zamierza w następujących latach kontynuować swoją działalność, utrzymywana będzie ścisła współpraca naukowa z innymi ośrodkami europejskimi, co umożliwi aktualizację wiedzy i przenoszenie na polski grunt najnowszych osiągnięć technicznych.

2. JAKOŚĆ POWIETRZA WEWNĘTRZNEGO A ZUŻYCIE ENERGII*

We wprowadzeniu do niniejszej monografii stwierdzono już, że zdrowie jest najwyższym dobrem, które należy szczególnie chronić i że niedopuszczalny jest kompromis – oszczędność energii kosztem pogorszenia jakości środowiska wewnętrznego. Inżynierowie zajmujący się kształtowaniem środowiska wewnętrznego muszą poszukiwać takich rozwiązań technicznych, aby zapewnić zdrowe, komfortowe, sprzyjające wydajnej pracy i nauce środowisko wewnętrzne, przy jak najmniejszym zużyciu energii.

Niestety w wielu krajach, w tym w Polsce, popełnia się te same błędy, buduje się nowe budynki i modernizuje stare w ten sposób, że ociepla się je i nadmiernie uszczelnia, nie zapewniając dostatecznej wymiany powietrza. Zanieczyszczenia emitowane wewnątrz pomieszczeń nie są wówczas usuwane i niekorzystnie oddziałują na samopoczucie i zdrowie ludzi. Takie postępowanie jest nie tylko nieetyczne, ale w dłuższym czasie także nieekonomiczne, dla pojedynczych ludzi jak i całych społeczeństw. Pogorszona zdolność przyswajania wiedzy, mniejsza wydajność pracy, niezdolność do właściwej regeneracji sił w czasie odpoczynku, przedłużone okresy niezdolności do pracy, zachorowania na astmę i alergię, konieczność wcześniejszego odejścia na emeryturę, to tylko niektóre czynniki przynoszące wymierne straty materialne.

W XXI wieku musimy podjąć wyzwanie pogodzenia wymogów energooszczędności z jakością środowiska wewnętrznego. Profesor P.Ole Fanger z International Centre of Indoor Environment and Energy Duńskiego Uniwersytetu w Lyngby – światowej sławy autorytet w inżynierii środowiska wewnętrznego, którego interdyscyplinarne badania prowadzone na przestrzeni ostatnich trzech dekad przyczyniły się do identyfikacji czynników wpływających na komfort, zdrowie i wydajność pracy, przedstawia w niniejszym rozdziale pogląd, że możliwe jest pogodzenie tych wymogów. Co więcej, że możliwe jest stworzenie warunków wewnętrznych akceptowanych przez osoby o największej wrażliwości (dotychczas przyjmowano, że około 20% grupa osób nie będzie akceptowała jakości powietrza) i to takimi metodami, które nie tylko nie zwiększą zużycia energii lecz wręcz pozwolą na jej zaoszczędzenie. Warto zapoznać się z opracowaniem profesora Fangera i zastanowić nad jego wizją: *„ostatecznym celem jest stworzenie powietrza wewnętrznego, które będzie lepsze niż powietrze gdziekolwiek w naturze: naprawdę nie z tego świata!”*

* autor: **Zbigniew Popiołek**

2.1. JAK POPRAWIĆ JAKOŚĆ POWIETRZA WEWNĘTRZNEGO I OSZCZĘDZAĆ ENERGIĘ*

Obecne normy i wytyczne projektowania systemów wentylacji nie biorą pod uwagę wydajności pracy i nauki, mają one raczej umiarkowane wymagania wobec jakości powietrza wewnętrznego. Powietrze powinno być akceptowane przez większość użytkowników, może oznaczać to jednak, że grupa najbardziej wrażliwych osób (zazwyczaj 20%) nie będzie akceptowała jakości powietrza, podczas gdy grupa mniej wrażliwych będzie odczuwać powietrze jako zaledwie akceptowalne. Przy tak umiarkowanych wymaganiach nie zaskakuje fakt, że w wielu krajach kompleksowe badania w budynkach, w których normy dotyczące wentylacji zostały spełnione, wykazały wysoki odsetek osób niezadowolonych i odczuwających symptomy SBS. Najnowsze badania wykazały, że 2-7 krotna poprawa jakości powietrza wewnętrznego w odniesieniu do obecnych norm, znacząco podwyższa wydajność pracy i procesu uczenia się, zaś w budynkach mieszkalnych obniża ryzyko wystąpienia symptomów alergii i astmy. Aby zagwarantować akceptowalną jakość powietrza, nawet dla najbardziej wrażliwych osób, konieczna jest poprawa jakości o 1-2 rzędy wielkości.

W rozdziale przedyskutowano proces rozwoju nowych metod, które przy obecnym albo nawet obniżonym zużyciu energii, pozwalają zapewnić tak znaczącą poprawę jakości powietrza wewnętrznego (IAQ, z ang. Indoor Air Quality). Wymagana jest zmiana paradygmatu. Można w przyszłości przewidywać dalsze zmiany. Kiedy zostaną opracowane metody uzdatniania powietrza wewnątrz pomieszczeń, może być ono równie świeże jak najlepsze powietrze zewnętrzne, albo nawet jeszcze lepsze, tj. nie z tego świata.

Jakość powietrza wewnętrznego powinna być zdefiniowana w oparciu o oczekiwania ludzi. Ale jakie są te wymagania? Oczywiście jest, że chcemy oddychać powietrzem, które nie wyrze negatywnego wpływu na nasze zdrowie; powietrze powinno być też akceptowalne albo więcej niż akceptowalne: świeże i przyjemne; chcemy, aby powietrze w pomieszczeniach pozytywnie wpływało na naszą pracę i jej wydajność; chcemy też, aby powietrze w szkolnych klasach miało pozytywny wpływ na proces uczenia się naszych dzieci.

Czy możemy wyrazić wymagania ludzi w kategoriach chemicznych (stężeń związków chemicznych)? Wiemy, że zanieczyszczenia emitowane przez ludzi, materiały i zachodzące procesy powodują obniżenie IAQ. Czyż nie możemy tylko zapewnić, aby stężenia związków chemicznych w powietrzu nie przekroczyły pewnych zalecanych wartości? Niestety ta metoda nie sprawdza się w przypadku budynków nieprzemysłowych. Powodem tego jest fakt, że zazwyczaj w powietrzu znajdują się setki albo nawet tysiące związków, każdy w bardzo małym stężeniu, a posiadana wiedza na temat ich wpływu na zdrowie i komfort jest ograniczona. Wartości dopuszczalne zostały zdefiniowane tylko dla kilkudziesięciu związków, i to przy założeniu, że związki te występują w powietrzu samodzielnie. A może stosować wartości progowe stężeń, które zdefiniowano dla wyczuwalności tych związków przez ludzi i powodowanego przez nie podrażnienia? Wartości progowe podane w literaturze znacznie różnią się między sobą i dostarczają informacji, przy jakim stężeniu 50% ludzi wyczuje obecność danego związku w powietrzu, kiedy będzie występował sam. Najbardziej wrażliwi ludzie mogą jednak odczuwać stężenia związków o kilka rzędów niższe niż wynikające z poszczególnych wartości progowych, a w przypadku mieszaniny setek związków wyczuwalne stężenia mogą się

* autor: **P. Ole Fanger**

International Centre of Indoor Environment and Energy, DTU, Lyngby, Denmark

tytuł oryginału: *Improve Indoor Air and Save Energy*,

tłumaczenie: Jan Kaczmarczyk

redakcja: Zbigniew Popiołek

jeszcze bardziej obniżyć. Co więcej, niektóre związki, chociaż powyżej wartości progowej, mogą być odczuwane jako przyjemne, podczas gdy inne jako bardzo nieprzyjemne. Kolejną przeszkodą jest to, że wiele związków chemicznych, występujących w bardzo niskich stężeniach, jest trudnych do zmierzenia, a jednak nadal mają negatywny wpływ na ludzi.

Alternatywną metodą definiowania IAQ jest bezpośrednio badanie ludzkich odczuć. W tej metodzie, powietrze o wysokiej jakości, oznaczać będzie powietrze odczuwane jako akceptowalne przez wysoki odsetek ludzi. W ten sposób badania oceny IAQ z udziałem ludzi były wykonywane już przez Yaglou w latach trzydziestych XX w. (Yaglou i in. 1936), a później były zastosowane przez Fanger'a 1988 do zdefiniowania jednostek związanych z odczuwaną jakością powietrza. Odczuwana jakość powietrza wewnętrznego wyrażona została w decybelach albo odsetku niezadowolonych, a obciążenie powietrza zanieczyszczeniami wyrażono w olfach. Jednostki te pozwalają na obliczenie wydatku wentylacji, tj. ilości powietrza nawiewanego do pomieszczenia, wymaganego do otrzymania założonego poziomu odczuwanej jakości powietrza. Często wykazywano wyższość badań z udziałem ludzi nad pomiarami chemicznymi, które w ciągu ostatnich dziesięcioleci stworzyły podstawy do zdefiniowania norm i wskazówek do projektowania wentylacji (CEN 1998; ASHRAE 2004). Normy i wskazówki definiują powietrze wewnętrzne jako akceptowalne, kiedy mniej niż 15%, 20% albo 30% ludzi jest niezadowolonych, i sugerują odpowiednie strumienie powietrza wentylacyjnego. W praktyce, takie podejście doprowadziło do wystąpienia miernej jakości powietrza i stosunkowo dużej liczby osób niezadowolonych, co zostało udokumentowane w wielu badaniach przeprowadzonych na całym świecie w budynkach, które zaprojektowano w oparciu o powyższe normy.

W niniejszym rozdziale przedyskutowano wpływ powietrza wewnętrznego na ludzi na przykładzie trzech rodzajów pomieszczeń, w których ludzie spędzają większość swojego życia: w domu, w szkole i w biurze. Wiele badań wykazało niską jakość powietrza w takich pomieszczeniach. Budujące są jednak wyniki ostatnich badań, które udokumentowały znaczącą poprawę zdrowia, komfortu, wydajności pracy i uczenia się. Spowodowane to było 2-7 krotną poprawą jakości powietrza. Aby powietrze wewnętrzne uczynić akceptowalnym nawet dla najbardziej wrażliwych osób, konieczna jest poprawa jakości powietrza o 1-2 rzędy wielkości.

Artykuł przedstawia metody, które potencjalnie mogą zapewnić tak dużą poprawę IAQ, pozwalając jednocześnie na oszczędność energii. Dzięki temu możliwa będzie w przyszłości zmiana paradygmatu IAQ i inżynierii środowiska wewnętrznego.

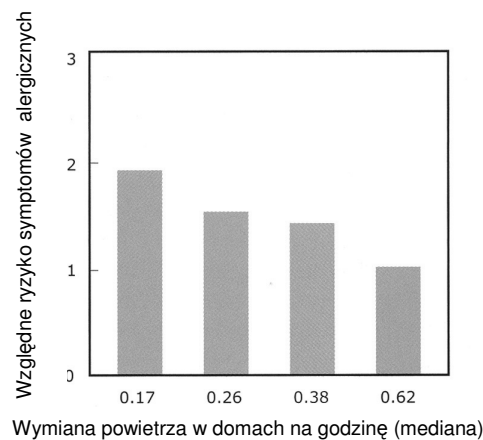
Domy, alergia i astma

W czasie minionych dwóch dziesięcioleci w krajach rozwiniętych podwoiło się występowanie alergii i chorób astmatycznych. Choroby te stanowią obecnie jeden z największych problemów zdrowia publicznego, z czym wiążą się także ogromne koszty leków, leczenia i nieobecności w pracy.

Bornehag i in. 2004 postawili hipotezę, że pogarszająca się jakość powietrza w budynkach w rozwiniętych państwach powoduje wzrost liczby alergii i zachorowań na astmę. IAQ pogorszyło się z powodu kampanii prowadzonych na rzecz oszczędności energii. Wzrastające koszty energii były motywacją do uszczelniania budynków i redukcji ilości powietrza wentylacyjnego do tego stopnia, że krotność wymian jest obecnie na najniższym w historii poziomie. Innymi czynnikami wpływającymi na pogorszenie jakości powietrza jest wprowadzenie wielu nowych materiałów, szczególnie polimerów, i wielu

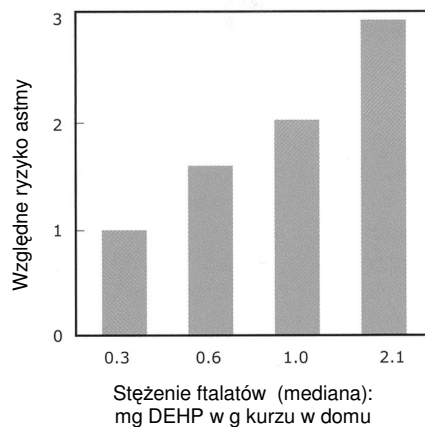
urządzeń elektronicznych, które w ostatnim czasie znalazły zastosowanie w budynkach, a szczególnie w pokojach dla dzieci.

Bornehag i in. 2004 i 2005, prowadząc badania 11 000 skandynawskich dzieci, analizowali związek pomiędzy IAQ i astmą/alergią. Przeprowadzono szczegółowe testy chemiczne, fizyczne, biologiczne i medyczne w 200 domach z dziećmi chorymi na astmę i 200 domach ze zdrowymi dziećmi. Domy te rozmieszczone były w rejonach o bardzo wysokiej jakości powietrza zewnętrznego. Wyniki pokazały, że symptomy alergiczne mają związek z wentylacją, rysunek 2.1. Zwiększając krotność wymian powietrza wentylacyjnego czterokrotnie poprawiono IAQ, to działanie obniżyło o połowę występowanie symptomów alergicznych. Wyniki ukazały też związek pomiędzy stężeniem ftalanów a ryzykiem wystąpienia astmy, rysunek 2.2. 4-7 krotne obniżenie stężenia ftalanów miało wyraźnie pozytywny wpływ na obniżenie ryzyka wystąpienia astmy i symptomów alergicznych.



Rys. 2.1.

Mała ilość powietrza wentylacyjnego w budynkach podnosi ryzyko wystąpienia symptomów alergicznych u dzieci. Każdy słupek na wykresie przedstawia około 90 budynków (Bornehag, 2005)



Rys. 2.2.

Plastyfikatory, np. z PCV w budynkach, podnoszą ryzyko astmy wśród dzieci. Każdy słupek przedstawia około 90 budynków. DEHP: ftalan di(2-etyloheksylu) (Bornehag in. 2004).

Wydajność pracy w biurach

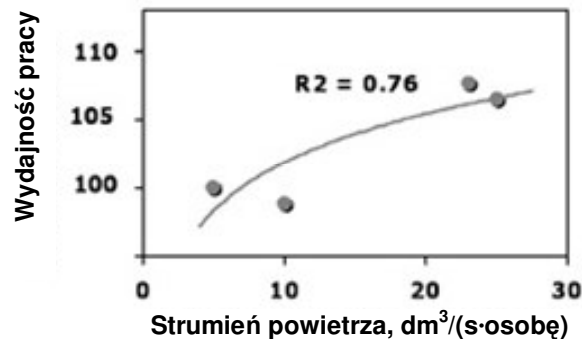
Seppänen i Fisk 2005 przedstawili potencjalne korzyści wysokiej jakości powietrza w budynkach dla pracujących w nich ludzi. Ukazali też obniżenie kosztów związanych z nieobecnością w pracy z powodów zdrowotnych oraz kosztów leczenia. Ale najistotniejszą korzyścią jest bezpośredni wpływ na wydajność pracy.

Niezależne badania wykazały, że jakość powietrza wewnętrznego ma znaczący pozytywny wpływ na wydajność pracy biurowej. W pierwszym badaniu użyto typowego pomieszczenia biurowego, w którym możliwa była dokładna kontrola warunków środowiska wewnętrznego (warunki laboratoryjne). W pomieszczeniu ustalono dwa różne poziomy jakości powietrza poprzez wprowadzenie i usunięcie dodatkowego źródła zanieczyszczenia: powszechnie używanego dywanu. Dywan nie był widoczny dla osób biorących udział w eksperymentach (Wargocki i in. 1999). Badane warunki odpowiadały budynkom o niskim i wyższym poziomie zanieczyszczeń (low polluting i non-low polluting), zdefiniowanym w europejskich wytycznych do projektowania środowiska wewnętrznego (CEN 1998). W obu ustalonych warunkach IAQ w pomieszczeniu ci sami ludzie wykonywali pracę biurową. W warunkach wysokiej jakości powietrza wydajność pracy była o 6.5% wyższa ($P < 0.003$), zaobserwowano również mniejszą ilość popełnianych błędów i mniej symptomów SBS. Opisane badanie przeprowadzono w Danii, a później powtórzono w Szwecji, otrzymując podobny wynik (Wargocki i in. 2002a). Trzecią serię badań przeprowadzono w Danii. Zastosowano to samo źródło zanieczyszczeń i trzy różne przepływy powietrza wentylacyjnego: 3, 10 i 30 dm³/(s·osobę) (Wargocki i in. 2002a). Wraz ze wzrostem ilości nawiewanego powietrza znacząco wzrastała wydajność pracy. Powyższe trzy badania (siedem warunków, 90 badanych osób) zostały przeanalizowane jako całość, wykazały one związek wydajności pracy i odczuwanej jakości powietrza (Wargocki i in. 2002b). Wyniki potwierdziły pozytywny wpływ powietrza o wysokiej jakości na wydajność pracy w biurach.

W kolejnych badaniach jako dodatkowe źródło zanieczyszczeń zastosowano komputery osobiste eksploatowane wcześniej przez 3 miesiące (Bakó-Biró i in. 2004). Po wprowadzeniu tych komputerów, niewidocznych dla osób biorących udział w eksperymencie, wydajność pracy spadła o 9% ($P < 0.01$), a ilość osób niezadowolonych z IAQ wzrosła trzykrotnie w stosunku do warunku bez komputerów. Ilość zanieczyszczeń produkowanych przez jeden komputer użyty w badaniach odpowiadała 3 olfom. Badania te rozszerzono później o inne najbardziej popularne marki komputerów z monitorami CRT i TFT (płaskie). Wyniki odczuwanych zanieczyszczeń były podobne do poprzednich rezultatów, wykazano też, że komputery z płaskimi monitorami emitują dużo mniej zanieczyszczeń.

Pozytywny wpływ powietrza o wysokiej jakości na wydajność pracy był również potwierdzony w badaniach przeprowadzonych w budynku mieszczącym biuro informacji telefonicznej (Wargocki i in. 2004b). W budynku zwiększono ilość powietrza wentylacyjnego oraz wymieniono filtry używane na nowe. Zaobserwowano znaczący pozytywny wpływ zwiększonej ilości powietrza wentylacyjnego, ale tylko w przypadku gdy używano nowych filtrów, rysunek 2.3. Należy tutaj zauważyć, że we wspomnianych wcześniej badaniach w warunkach laboratoryjnych nie używano żadnych filtrów. Federspiel i in. 2002 również przeprowadzili badania interwencyjne w biurze infolinii, w którym zmieniono ilość powietrza wentylacyjnego. W badaniach użyto tylko używanych filtrów, co mogłoby tłumaczyć, dlaczego autorzy zaobserwowali bardzo niewielki wpływ zwiększonej wentylacji na wydajność pracy. Badania te, jak pokazano w kilku wcześniejszych eksperymentach, wskazują, że filtry w centralach wentylacyjnych i klimatyzacyjnych mogą być istotnym źródłem zanieczyszczeń. Opisane badania

w biurach infolinii były przeprowadzone w klimacie umiarkowanym, ale ostatnio podobne badania przeprowadzono w klimacie tropikalnym, gdzie zanotowano bardzo podobny wpływ zwiększonej wentylacji na wzrost wydajności pracy.



Rys. 2.3.

Związek pomiędzy wydajnością pracy biurowej i strumieniem powietrza wentylacyjnego (Wargocki i in. 2004b)

Pięciokrotne polepszenie IAQ, w odniesieniu do miernej jakości powietrza często spotykanej w istniejących biurowcach na świecie, może spowodować wzrost wydajności pracy o 5-10%. Taki efekt w skali roku może dać ogromny zysk ekonomiczny, który mógłby pokryć koszty związane z użytkowaniem budynku. Analizy cyklu eksploatacji powinny zatem uwzględniać również zyski związane ze wzrostem wydajności, spowodowanym przez polepszone IAQ. Zysk często przewyższałby koszty konstrukcyjne i koszty użytkowania budynku. Dlatego opłaca się zapewniać wysoką jakość powietrza!

Przyswajanie wiedzy przez dzieci w szkołach

Zła jakość powietrza w szkołach została dobrze udokumentowana. W wielu przypadkach z powodów oszczędności energii zmniejszono ilość powietrza wentylacyjnego, a użytkowanie i utrzymywanie systemów często nie jest prawidłowe. Podejrzewano, że zła jakość IAQ w klasach może negatywnie wpływać na uczenie się dzieci.

Wargocki i in. 2005 zbadali wpływ zwiększonej wentylacji na wydajność szkolnych prac 10-letnich uczniów w dwóch równoległych klasach. Przez kilka tygodni na wybranych lekcjach nauczyciele przeprowadzali równoległe testy wydajności reprezentujące różne typowe prace szkolne - od czytania po liczenie. W instalacji wentylacyjnej zamontowano nowe filtry. Zwiększając wydatek wentylacji z 5 do 10 dm^3/s , wydajność prac szkolnych wzrosła o około 15%. Dwukrotna poprawa IAQ spowodowała znaczną poprawę efektów uczenia się dzieci.

IAQ akceptowalne przez najbardziej wrażliwych

W istniejących normach i wskazówkach podkreśla się, że zalecany poziom jakości powietrza wewnętrznego zakłada 15-30% niezadowolonych. Frustrujące jest to, że projektujemy budynki z tak dużą liczbą ludzi niezadowolonych. Czego wymagałoby obniżenie odsetka niezadowolonych do wartości pomijalnej, np. 1%? Według modelu odczuwanej jakości powietrza, zaproponowanego przez Langerę 1988, taka poprawa wymagałaby polepszenia IAQ o 1 do 2 rzędów wielkości, w zależności od wyjściowego poziomu zanieczyszczenia. Jeżeli miałyby się to odbyć przez zwiększenie wentylacji,

wymagane byłyby ogromne ilości powietrza, co oczywiście byłoby niemożliwe z powodu wysokich kosztów inwestycyjnych i eksploatacyjnych. Na szczęście istnieją alternatywne metody do poprawy IAQ:

- kontrola źródeł zanieczyszczeń
- oczyszczanie powietrza
- wentylacja osobista
- chłodne i suche powietrze

Metody te zostaną omówione poniżej.

Kontrola źródeł zanieczyszczeń

Preferowaną metodą poprawy IAQ jest redukcja źródeł zanieczyszczeń w budynkach i instalacjach wentylacyjnych. Istnieją trzy źródła zanieczyszczeń, które szczególnie powinny być wzięte pod uwagę: filtry, materiały budowlane (również dywany) i komputery.

Filtry stanowią szczególnie ważne źródło zanieczyszczeń, gdyż jakość powietrza zostaje obniżona jeszcze przed dostarczeniem go do pomieszczenia. Co więcej, zwiększenie wentylacji, tj. zwiększenie przepływu powietrza wentylacyjnego, spowoduje wzrost emisji zanieczyszczeń z powierzchni filtra, jak już wcześniej wspomniano, a to z kolei pogorszy jakość powietrza za filtrem (Pejtersen et al. 1989, Alm et al. 2000, Clausen et al. 2002a,b, Strøm-Tejsen et al. 2003, Beko et al. 2003). Fakt ten może tłumaczyć, dlaczego zwiększenie ilości powietrza w pomieszczeniach z wentylacją mechaniczną w niektórych przypadkach może tylko nieznacznie poprawiać IAQ lub w ogóle nie mieć wpływu. W ten sposób można też wyjaśnić, dlaczego w niektórych przypadkach jakość powietrza w pomieszczeniach z wentylacją mechaniczną, a nawet z klimatyzacją, jest odczuwana jako gorsza niż w pomieszczeniach z wentylacją naturalną (w czasie zimy). Dlatego zaleca się, aby tradycyjne filtry wentylacyjne wymieniać bardzo często albo, lepiej, zastąpić alternatywnymi urządzeniami, które pozwolą na usunięcie cząstek pyłowych z powietrza, zapewniając ochronę elementom instalacji. W tym celu konieczne są dalsze badania.

Drugim istotnym źródłem zanieczyszczeń są materiały budowlane. Zaleca się, aby nie stosować materiałów wydzielających ftalany, a szczególnie DEHP. Sugeruje się także, aby nie stosować dywanów, chyba, że zostaną one dokładnie zbadane. Zaleca się, aby wprowadzić wyższe niż istniejące obecnie wymagania i systemy znakowania dywanów. W procesie testowania materiałów należy uwzględnić wymagania wobec odczuwalnych przez ludzi zanieczyszczeń.

Zgodnie z wyżej przedstawionymi wymaganiami dotyczącymi filtrów, materiałów budowlanych i dywanów sugeruje się, aby obecny poziom zanieczyszczeń 0.1 olf/m^2 , przyjęty jako wartość dla nisko emisyjnych budynków (CEN 1998), obniżyć do poziomu 0.02 olf/m^2 podłogi (Wargocki i in. 2004). Powinno się wziąć pod uwagę to, że powierzchnie materiałów mogą brać udział w procesach sorpcji zanieczyszczeń powietrza. Sakr i in. 2005 wykazali stosując ocenę sensoryczną, że płyty gipsowe i specjalnie wytworzony materiał sorpcyjny mogą znacząco poprawić IAQ przez obniżenie poziomu odczuwanych zanieczyszczeń w powietrzu w pomieszczeniu.

Ważnymi źródłami zanieczyszczeń są też komputery popularnych marek z monitorami CRT. Zaleca się zaprzestanie kupowania komputerów z monitorami CRT i zastąpienie ich przez niskoemisyjne komputery i płaskie monitory TFT (monitory płaskie), które emitują tylko znikome ilości zanieczyszczeń.

Analizując powyższe zalecenia kontroli zanieczyszczeń, szacuje się, że całkowity poziom zanieczyszczeń w istniejących biurach można obniżyć czterokrotnie (Fanger 2003).

Oczyszczanie powietrza

Oczyszczanie powietrza z zanieczyszczeń gazowych w pomieszczeniach jest bardzo obiecującą metodą polepszania IAQ i częściowego zastąpienia wentylacji. Różne metody, włączając sorpcję i fotokatalizę są zgłębiane. Fotokataliza wykazała interesujące wyniki efektywności filtracji, co zostało udokumentowane dla poszczególnych związków chemicznych w powietrzu (Zhao i Yang, 2003). Dla typowej mieszaniny setek związków o bardzo małych stężeniach możliwe jest uzyskanie efektywności powyżej 80% dla obu wspomnianych metod (Fang i in. 2005), tj. oczyszczanie powietrza może polepszyć IAQ pięciokrotnie. Konieczny jest jednak dalszy rozwój tych technologii oraz prowadzenie badań efektywności oczyszczania w odniesieniu do odczuwanej jakości powietrza dla typowych źródeł zanieczyszczeń w pomieszczeniach.

Osobista wentylacja

Jeżeli np. $10 \text{ dm}^3/(\text{s-osobę})$ powietrza zewnętrznego zostanie dostarczone do pomieszczenia, tylko $0.1 \text{ dm}^3/(\text{s-osobę})$ albo 1% powietrza jest wdychany. Reszta, tj. 99% nawiewanego powietrza nie zostanie użyta. Jest to ogromna strata. Nawet 1% powietrza, które jest wdychane, nie jest czyste. Powietrze to zawiera zanieczyszczenia produkowane przez ludzi, materiały budowlane, komputery i inne źródła zanieczyszczeń w pomieszczeniu.

Według powszechnej praktyki inżynierskiej całkowite mieszanie czystego powietrza wentylacyjnego z zanieczyszczeniami w pomieszczeniu jest idealnym rozwiązaniem. W przyszłości potrzebne będą systemy, które będą dostarczały małe ilości czystego powietrza bezpośrednio do strefy oddychania każdego użytkownika. Zasadniczą kwestią jest dostarczanie do każdego użytkownika czystego powietrza, które jest jak najmniej zanieczyszczone przez powietrze z pomieszczenia. W biurze osobista wentylacja może być dostarczona do użytkownika przez łatwo dający się regulować nawiewnik. W idealnych warunkach każdy użytkownik mógłby wdychać powietrze z rdzenia strugi, gdzie powietrze nie jest zmieszane z zanieczyszczonym powietrzem z pomieszczenia. Powietrze powinno mieć małą prędkość i intensywność turbulencji, aby nie powodować odczucia przeciągu. Takie systemy są obecnie badane i udoskonalane (Melikov i in. 2002, Kaczmarczyk i in. 2002, Bolashikov i in. 2003). W oparciu o te badania wydaje się być realne założenie, że właściwie skonstruowany nawiewnik może osiągnąć efektywność wentylacji 10 i więcej, co oznacza, że osobista wentylacja może polepszyć jakość wdychanego powietrza o jeden rząd wielkości. Zasadniczą cechą tego rodzaju wentylacji jest to, że każdy użytkownik ma możliwość łatwej regulacji położenia nawiewnika, strumienia objętości nawiewanego powietrza, a nawet temperatury nawiewanego powietrza.

Chłodne i suche powietrze

Badania Fanga i in. 1998a,b, 1999 i Toftuma i in. 1998 wykazały, że na odczuwaną jakość powietrza mają także wpływ temperatura i wilgotność wdychanego powietrza. Ludzie wolą powietrze raczej suche i chłodne. Lubią uczucie chłodzenia dróg oddechowych przy wdechu. Wywołuje to odczucie świeżości, które odczuwane jest jako przyjemne. Wysoka entalpia powietrza oznacza niską moc chłodzenia wdychanego

powietrza i dlatego niewystarczające jest chłodzenie na drodze konwekcji i parowania (w szczególności w nosie). Brak odpowiedniego chłodzenia jest ściśle związany z odczuwaniem gorszej jakości powietrza.

Obniżenie temperatury powietrza o 2-3 K, np. z 23-24 °C do 21 °C, jak to wskazują badania Fanga, może polepszyć odczuwaną IAQ dwukrotnie. Obniżenie wilgotności powietrza aż do 20% wilgotności względnej także ma pozytywny wpływ na IAQ. Poniżej tej granicy suche powietrze może negatywnie wpłynąć na częstotliwość mrugania oczu i obniżyć wydajność pracy (Wyon i in. 2002, Fang i in. 2003).

Połączony wpływ wszystkich metod

Co się stanie, gdy jednocześnie użyjemy wszystkich przedstawionych metod poprawy IAQ?

Gdy w typowym biurze o temperaturze 23-24 °C i wydatkiem wentylacji 10 dm³/(s·osobę) zastosujemy kontrolę źródeł zanieczyszczeń, oczyszczanie powietrza i osobistą wentylację, będzie możliwe obniżenie stężenia zanieczyszczeń o $4 \times 5 \times 10 = 200$ razy, bez zwiększania ilości powietrza wentylacyjnego. Przyjęto, że zewnętrzne powietrze jest czyste.

Obniżając temperaturę (i wilgotność), możemy jeszcze dwukrotnie podnieść jakość powietrza, tj. do poziomu 400 razy lepszego od sytuacji wyjściowej. Nie potrzeba jednak aż tak dużej poprawy IAQ. Wymagania nie są tak wysokie, więc możliwe jest zwiększenie oszczędności energii poprzez zredukowanie ilości powietrza wentylacyjnego.

Wnioski i przewidywania na przyszłość

- Polepszając obecny stan jakości powietrza w pomieszczeniach o 2-7 razy możliwe jest obniżenie ryzyka wystąpienia alergii i zachorowań na astmę, zwiększenie wydajności pracy biurowej oraz poprawienie efektywności procesu uczenia się. Potencjalne korzyści dla społeczeństwa są zatem ogromne.
- Obniżenie dozwolonego przez normy i wskazówki odsetka niezadowolonych z jakości powietrza z 15-30% do pomijalnej liczby wymaga poprawy IAQ o dwa rzędy wielkości.
- Przedstawiono metody pozwalające na tak znaczącą poprawę jakości powietrza. Jednoczesne zastosowanie tych metod pozwoli na zredukowanie wydatku wentylacji i obniżenie zużycia energii.
- Osiągnięcie poziomu IAQ, przy którym nawet najbardziej wrażliwe osoby będą odczuwały powietrze jako akceptowalne, będzie wymagało zmiany paradygmatu. Dalsze zmiany paradygmatu przewiduje się po opracowaniu metod uzdatniania powietrza wewnętrznego, aby ludzie odczuwali je jako równie przyjemne jak powietrze zewnętrzne o najwyższej jakości, np. w górach albo nad morzem. Ostatecznym celem jest stworzenie powietrza wewnętrznego, które będzie lepsze niż powietrze gdziekolwiek w naturze: naprawdę nie z tego świata!

Podziękowania kierowane są do Duńskiej Rady ds. Badań Technicznych za wsparcie dla Międzynarodowego Centrum Środowiska Wewnętrznego i Energii w Lyngby.

LITERATURA DO ROZDZIAŁU 2

- Alm O., Clausen G., Fanger P.O. 2000. Exposure-response relationships for emissions from used ventilation filters. In: *Proceedings of Healthy Buildings 2000*, Vol. 2, pp. 245-250
- ASHRAE Standard 62.1 2004. Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality. Atlanta, USA, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.
- Bakó-Biró Z., Wargocki P., Weschler C., Fanger P.O. 2004. Effects of pollution from personal computers on perceived air quality, SBS symptoms and productivity in offices. *Indoor Air*, **14**, 178-187
- Beko G., Halás O., Clausen G., Toftum J., Weschler C.J. 2003. Initial studies of oxidation processes on filter surfaces and their impact on perceived air quality. In: Tham, K.W., Sekhar C., Cheong D. (eds), *Proceedings of Healthy Buildings 2003*, Vol. 3, pp. 156-162
- Bolashikov Z., Nikolaev L., Melikov A., Kaczmarczyk J., Fanger P.O. 2003. New for terminal devices with high efficiency for personalized ventilation application. In: Tham, K.W., Sekhar, C., Cheong, D. (eds), *Proceedings of Healthy Buildings 2003*, Vol. 2, pp. 850-855
- Bornehag C.G., Sundell J., Hägerhed-Engman L., Sigsgaard T. 2005. Association between ventilation rates in 390 Swedish homes and allergic symptoms in children. *Indoor Air*, **15**(4), 275-280
- Bornehag C.G., Sundell J., Weschler C., Sigsgaard T., Lundgren B., Hasselgren M., Hägerhed L. 2004. The association between asthma and allergic symptoms in children and phthalates in house dust: a nested case control study. *Environmental Health Perspectives*, **112**, 1393-1397
- CEN 1998. Ventilation for Buildings: Design Criteria for the Indoor Environment, Brussels, European Committee for Standardization (CR 1752)
- Clausen G., Alm O., Fanger P.O. 2002a. The impact of air pollution from used ventilation filters on human comfort and health. In: *Proceedings of Indoor Air 2002*, Monterey, Vol. 1, pp. 338-343
- Clausen G., Alm O., Fanger P.O. 2002b. Sensory source strength of used ventilation filters. In: *Proceedings of Indoor Air 2002*, Monterey, Vol. 1, pp. 344-349
- Fang L., Clausen G., Fanger P.O. 1998a. Impact of temperature and humidity on perception of indoor air quality during immediate and longer whole-body exposure. *Indoor Air*, Vol. 8, No. 4, pp. 276-284
- Fang L., Clausen G., Fanger P.O. 1998b. Impact of temperature and humidity on the perception of indoor air quality. *Indoor Air*, Vol. 8, No. 2, pp. 80-90
- Fang L., Wargocki P., Witterseh T., Clausen G., Fanger P.O. 1999. Field study on the impact of temperature, humidity and ventilation on perceived air quality. *Proc. of Indoor Air '99*, Vol. 2, pp. 107-112
- Fang L., Wyon D., Fanger P.O. 2003. Sick building syndrome symptoms caused by low humidity. In: Tham, K.w., Sekhar, C., Cheong, D. (eds), *Proceedings of Healthy Buildings 2003*
- Fang L., Zhang G., Fanger P.O. 2005. Experimental investigation of the air cleaning effect of a desiccant rotor on perceived air quality. In: *Proceedings of Indoor Air 2005*, Beijing
- Fanger P.O. 1988. Introduction of the olf and decipol units to quantify air pollution perceived by humans indoors and outdoors. *Energy and Buildings*, **12**, 1-6
- Fanger P.O. 2003. Providing indoor air of high quality: challenges and opportunities. In: Tham, K.W., Sekhar, C., Cheong, D. (eds), *Proceedings of Healthy Buildings 2003*, Vol. 1, pp. 1-10
- Federspiel C.C., Liu G., Lahiff M. et al. 2002.. Worker performance and ventilation: analyses of individual data for call-center workers. In: **Proceedings of Indoor Air 2002**, Monterey, USA, Vol. 1, pp. 796-801
- Kaczmarczyk J., Zeng Q., Melikov A., Fanger P.O. 2002. The effect of a personalized ventilation system on air quality perception, SBS symptoms and occupant's performance. In: *Proceedings of Indoor Air 2002*, Monterey, CA, Vol. 4, pp. 1042-1047
- Melikov A.K., Cermak R., Mayer M. 2002. Personalized ventilation: evaluation of different air terminal devices. *Energy and Buildings*, **34**, 829-836
- Pejtersen J., Bluyssen P., Kondo H., Clausen G., Fanger P.O. 1989. Air pollution sources in ventilation systems. In: *Proceedings of CLIMA 2000*, Sarajevo, Vol. 3, pp. 139-144
- Sakr W., Weschler C.J., Fanger P.O. 2005. Sorptive interactions among building materials and their resultant impact on perceived indoor air quality. In: *Proceedings of Indoor Air 2005*, Beijing
- Seppänen O., Fisk W.J. 2005. A model to estimate the cost-effectiveness of improving office work through indoor environmental control. *ASHRAE Transactions*, Part 2
- Strøm-Tejse P., Clausen G., Toftum J. 2003. Sensory pollution load from a used ventilation filter at different airflow rates. In: Tham, K.W., Sekhar, C., Cheong, D. (eds), *Proceedings of Healthy Buildings 2003*, Vol. 3, pp. 257-264
- Toftum J., Jørgensen A.S., Fanger P.O. 1998. Upper limits for air humidity to prevent warm respiratory discomfort. *Energy and Buildings*, Vol. 28, No. 1, pp. 15-23
- Tham K.W., Willem H.C. 2005. Temperature and ventilation effects on performance and neurobehavioral-related symptoms of tropically acclimatized call center operators near thermal neutrality. *ASHRAE Transactions*, Part 2

- Wargocki P., Wyon D.P., Baik Y.K., Clausen G., Fanger P.O. 1999. Perceived air quality, sick building syndrome (SBS) symptoms and productivity in an office with two different pollution loads. *Indoor Air*, Vol. 9, No. 3, pp. 165-179
- Wargocki P., Wyon D.P., Sundell J., Clausen G., Fanger P.O. 2000a. *The effects of outdoor air supply rate in an office on perceived air quality, Sick Building Syndrome (SBS) symptoms and productivity*. *Indoor Air*, Vol. 10, No. 4, pp. 222-236
- Wargocki P., Wyon D.P., Fanger P.O. 2000b. *Productivity is affected by the air quality in offices*. Proc. of Healthy Buildings 2000, Vol. 1, pp. 635-640
- Wargocki P., Lagercrantz L., Witterseh T., Sundell J., Wyon D.P., Fanger P.O. 2002a. *Subjective perceptions, symptom intensity and performance: a comparison of two independent studies, both changing similarly the pollution load in an office*. *Indoor Air*, Vol. 12, pp. 74-80
- Wargocki P., Wyon D.P., Fanger P.O. 2002b. *Pollution source control and ventilation improve health, comfort and productivity*. Proc. of Cold Climate HVAC 2000, Sapporo, pp. 445-450
- Wargocki P., Fanger P.O., Krupicz P., Szczecinski A. 2004a. *Sensory pollution loads in six office buildings and a department store*. *Energy and Buildings*, 36, 995-1001
- Wargocki P., Wyon D.P., Fanger P.O. 2004b *The performance and subjective responses of call-centre operators with new and used supply air filters at two outdoor air supply rates*. *Indoor Air*, Vol. 14, Suppl. 8, pp. 7-16
- Wargocki P., Wyon D., Matysiak B., Irgens S. 2005. *The effects of classroom air temperature and outdoor air supply rate on performance of school work by children*. In: Proceedings of Indoor Air 2005, Beijing
- Weschler C.J. 2003. *Indoor/outdoor connections exemplified by processes that depend on an organic compound's saturation vapor pressure*. *Atmospheric Environment*, 37 .
- Wyon D.P., Fang L., Meyer H.W., Sundell J., Weirsøe C.G., Sederberg-Olsen N., Tsutsumi H., Agner T., Fanger P.O. 2002. *Limiting criteria for human exposure to low humidity indoors*. Proc. of Indoor Air 2002, Monterey, Vol. 4, pp. 400-405
- Yaglou C.P., Riley E.C., Coggins D.I. 1936. *Ventilation requirements*. ASHRAE Transactions, Vol. 42, pp. 133-162
- Zhao J., Yang X. 2003. *Photocatalytic oxidation for indoor air purification: a literature review*. *Building and Environment*, 38, 645-654

"ENER_INDOOR" - monografia:
Energooszczędne kształtowanie środowiska wewnętrznego

3. NOWE WYZWANIA W DZIEDZINIE PROJEKTOWANIA*

Projektując systemy ogrzewania, wentylacji i klimatyzacji budynków zmierzano dotychczas zwykle do uzyskania ściśle określonych warunków środowiska wewnętrznego. Zakładano niezmiennosc tych warunków w czasie przebywania osób w pomieszczeniach i w niewielkim stopniu uzależniano je od zmieniającego się w ciągu roku klimatu zewnętrznego. W analizach dotyczących doboru urządzeń, zużycia energii i oceny środowiska wewnętrznego stosowano metody obliczeniowo-symulacyjne wykorzystujące roczny zbiór danych klimatycznych, nazywany Rokiem Referencyjnym. Te dane opisują przeciętny klimat zewnętrzny i opracowywane są najczęściej na podstawie danych z wybranych przeszłych 20-30 lat. Czy takie podejście jest nadal aktualne, czy nie należy wypracować innych metod, bardziej odpowiadających wymogom oszczędności energii?

Wraz z rozwojem gospodarczym, w wielu krajach coraz częściej stosuje się systemy klimatyzacji pomieszczeń i całych budynków. Obserwuje się bardzo szybki wzrost zużycia energii na cele klimatyzacji, doprowadziło to już w kilku krajach do wystąpienia poważnych awarii w przeciążonych sieciach energetycznych. Ta tendencja powinna zostać zahamowana, a wyzwanie jest coraz poważniejsze, gdyż prawdopodobnie nie uda się powstrzymać globalnego ocieplenia klimatu. Bardzo aktualne są więc zagadnienia związane z energooszczędnym projektowaniem systemów wentylacji i klimatyzacji.

W rozdziale 3.1 przedstawiono dyskusję zagadnień związanych z projektowaniem budynków niskoenergetycznych spełniających wymogi zrównoważonego rozwoju. Autorem tego rozdziału jest Michael Holmes, profesor w Department of Civil and Building Engineering, Loughborough University w Wielkiej Brytanii. Profesor Holmes jest także dyrektorem znanej, światowej firmy konsultacyjno-projektowej Ove Arup and Partner. Zespół redakcyjny składa podziękowania profesorowi Holmesowi za zgodę na włączenie Jego obszernego opracowania, dotyczącego nowych metod projektowania niskoenergetycznych systemów wentylacji i klimatyzacji budynków, do niniejszej monografii.

W rozdziale 3.1 główną uwagę zwrócono na systemy wentylacji naturalnej i mieszanej budynków (mechaniczne chłodzenie jest stosowane tylko wtedy, gdy jest nieodzowne). Ponieważ w takich budynkach nie utrzymuje się stałych warunków wewnętrznych i zmieniają się one z dnia na dzień, ważne jest, aby wiedzieć jak ludzie reagują i adaptują się do zmieniającego się środowiska wewnętrznego. Ocena komfortu uwzględniająca zdolności adaptacyjne ludzi jest obecnie coraz szerzej akceptowana, rozdział zawiera krótkie podsumowanie najnowszych osiągnięć z tego zakresu. Omówiono także, jak dobrać dane klimatyczne do oceny działania tego typu budynków i jak powinny być one wykorzystywane. Autor zwraca uwagę, że nie należy ograniczać się Roku Referencyjnego opracowanego na podstawie przeszłych 20-30 lat. Poprawność działania systemów wentylacji mieszanej (hybrydowej) należy sprawdzić analizując lata cieplejsze od przeciętnych. Ponieważ obecnie projektowane budynki będą eksploatowane przez przyszłe kilkadziesiąt lat, w analizach należy także uwzględniać przewidywane, przyszłe zmiany klimatu. Autor dowodzi jak istotna jest w fazie projektowania budynków współpraca pomiędzy architektami i projektantami instalacji wentylacyjno-klimatyzacyjnych, jak duże znaczenie ma umiejętność zintegrowanej symulacji wymiany ciepła, przepływu powietrza i środowiska wewnętrznego. Autor przedstawia ogólne zasady projektowania energooszczędnych budynków, a omawiane zagadnienia ilustruje, symulując działanie kilku przykładowych budynków, w różnych scenariuszach klimatycznych.

* redakcja: **Zbigniew Popiołek**

3.1. PROJEKTOWANIE ENERGOOSZCZĘDNYCH BUDYNKÓW PODSTAWĄ ZRÓWNOWAŻONEGO ROZWOJU*

Nie ma większej potrzeby, aby uzasadniać dążenie do minimalizacji zużycia energii w systemach grzewczych, wentylacyjnych i klimatyzacyjnych. Motywacja tych dążeń przesunęła się z potrzeby ograniczania kosztów i obecnie znacznie ważniejsza stała się motywacja wynikająca z konieczności oszczędzania niewystarczających zasobów naturalnych i ograniczania emisji ditlenku węgla. Jednakże, jak zawsze motywacje ekonomiczne będą dominować. Ponadto, obserwowany trend bardziej ambitnego projektowania architektonicznego sprzyja rozwojowi umiejętności inżynierów projektowania niskoenergetycznych rozwiązań. Może być tak, że zastosowanie jakiegoś materiału konstrukcyjnego w budynku zmniejszy zużycie energii, jednakże należy uwzględnić również energię potrzebną do jego wytworzenia. Stąd projektowanie energooszczędnych budynków, sprzyjające zrównoważonemu rozwojowi wymaga analizowania całego cyklu życia budynku, od jego konstrukcji do rozbiórki.

Najprawdopodobniej energia zużyta w całym okresie eksploatacji budynku będzie znacznie większa od tej jak zostaje zużyta przy wytworzeniu materiałów budowlanych i instalacji. W konsekwencji projektowanie w kierunku minimalizacji zużycia energii „od samego początku” jest najbardziej właściwym rozwiązaniem. Należy przy tym pamiętać, że instalacja grzewczo-wentylacyjna będzie w cyklu życia budynku kilkakrotnie wymieniona oraz, że zagadnienie komplikuje zmieniający się klimat zewnętrzny. Budynek i związane z nim systemy mogą przybrać w cyklu życia budynku różne formy i prawdopodobnie tych zmian nie można przewidzieć. Z rozsądną dokładnością można jednak przewidzieć zmiany klimatu w okresie następnych około 80 lat (Hulme i in. 2002). Przewidywania te oparto na numerycznym modelu ziemskiego klimatu na który nałożono kilka różnych scenariuszy emisji ditlenku węgla.

Na przykład UKCIP¹ Medium High Scenariio (Hulme i in. 2002) przewiduje do około 2080 roku globalny wzrost temperatury o 3,3K. W tabeli 2.1 zestawiono przewidywany globalny wzrost temperatury następnych latach. Dla innego scenariusza, nazywanego 2050s przewidywany globalny wzrost temperatury wynosi 2K.

Tabela 3.1 Przewidywane zmiany klimatyczne

Lata	Wzrost globalnej temperatury (K)
1980	0
2020	0,9
2050	1,9
2080	3,3

Jeśli znaleziony zostanie sposób modyfikowania obecnych danych klimatycznych to będzie możliwe wiarygodne przewidywanie przyszłego zużycia energii w budynkach w zależności od przyjętego scenariusza globalnych zmian klimatu.

W niedawno zrealizowanym projekcie CIBSE TM 36 2005² analizowano wpływ zmian klimatycznych na funkcjonowanie niskoenergetycznych budynków w Wielkiej Brytanii. Te badania wskazują, jak można się było spodziewać, że dobre niskoenergetyczne projekty są najlepszym rozwiązaniem na przyszłość. Wynikają z nich

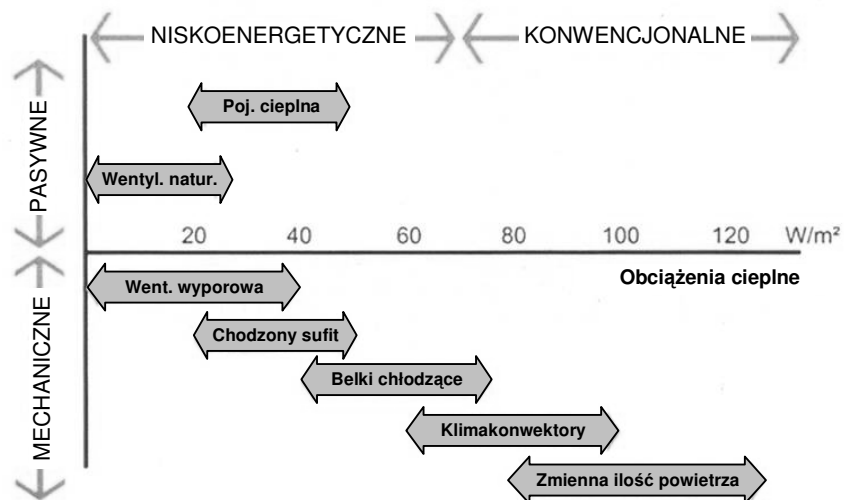
* autor: **Michael Holmes**
 Building Services Engineering Group, Department of Civil and Building Engineering,
 Loughborough University
 tytuł oryginału: *Low Energy Design Techniques for a Sustainable Future*,
 tłumaczenie i redakcja: Zbigniew Popiołek

również cztery podstawowe zasady niskoenergetycznego, zrównoważonego projektowania:

- Wyłączanie;
- Rozpraszanie;
- Przewietrzanie;
- Chłodzenie.

To znaczy, należy minimalizować zyski ciepła (montując żaluzje) i zapobiegać zyskom wewnętrznym przez wyłączenie ich źródeł. Wpływ zysków ciepła można zredukować spłaszczając szczytowe przebiegi za pomocą pojemności cieplnej budynku. Systemy wentylacji powinny posiadać właściwe układy sterowania i regulacji tak, aby zyski ciepła były usuwane a nie dodawane, na przykład przez nawiewanie zewnętrznego powietrza wtedy, gdy ma ono temperaturę wyższą od temperatury w budynku (warunek sprzeczny z wymaganiami jakości powietrza). W tym przypadku mechaniczna wentylacja może być bardziej odpowiednia niż systemy wentylacji naturalnej. Jeśli te sposoby zawiodą, chłodzenie w szczytowych godzinach może być wymagane. Dlatego system nazywany popularnie „mieszanym” wydaje się być najbardziej odpowiednim dla przyszłych budynków. Rysunek 3.1 ilustruje związek pomiędzy rodzajem chłodzenia budynku a obciążeniami cieplnymi.

Ponieważ w budynkach zlokalizowanych np. w centrach miast, ze względu na hałas i zanieczyszczenie powietrza nie można otwierać okien, będą one nadal wymagać klimatyzacji. W tych warunkach ww. zasady są nadal ważne, chociaż zwykle z powodu dokładnie regulowanej temperatury wątpliwa jest możliwość wykorzystania bezwładności cieplnej budynku. Oprócz minimalizowania obciążeń cieplnych klimatyzowanego pomieszczenia ważne jest, aby minimalizować obciążenia urządzenia ziębniczego i wentylatorów. To oznacza konieczność optymalizacji swobodnego chłodzenia i zmniejszanie, praktycznie do minimum, strat ciśnienia systemu rozdziału powietrza.



Rys. 3.1.
Typowe systemy chłodzenia pomieszczeń

W niektórych budynkach, które posiadają system wentylacji naturalnej powietrze dostarczane przez duże betonowe kanały, jeżeli takie kanały stosowane są w przypadku wentylacji naturalnej dlatego nie mogą być zastosowane w przypadku wentylacji

mechanicznej? Nie można tego generalizować, jednakże warto zauważyć, że transport energii w systemach wodnych (klimakonwektory, aktywne i pasywne belki chłodzące itp.) jest zwykle mniejszy aniżeli w systemach powietrznych. W tym przypadku projektowanie oddzielnego systemu wentylacji i systemu chłodzenia może być bardziej odpowiednie dla przyszłych niskoenergetycznych budynków.

W rozdziale skupiono się na zademonstrowaniu zasad niskoenergetycznego projektowania polegającego na połączeniu aktywnego i pasywnego chłodzenia. Należy jednak pamiętać, że energia zużywana na ogrzewanie może być również znacząca. Generalnie w europejskich przepisach zwraca się większą uwagę na ogrzewanie aniżeli na chłodzenie (choć ulegnie to zmianie po wprowadzeniu Dyrektywy o Charakterystyce Energetycznej Budynków, EC 2003). Dlatego nie ma potrzeby podkreślać konieczności stosowania dobrej izolacji cieplnej i szczelności powietrznej budynków oraz konieczności odzysku ciepła. Przestrzec należy jednak przed tym, że stosowanie takich samych otworów wentylacyjnych w oknach lub nawietrzakach do chłodzenia latem i do wentylacji zimą może prawdopodobnie prowadzić do nadmiernego zużycia ciepła. Może to wystąpić zwłaszcza wtedy, gdy stosowane są automatycznie regulowane otwory nawiewne. Przyczyna jest prosta, wentylacja latem wymaga dużych otworów a zimą małych. Jest mało prawdopodobne, aby otwarcie dużych otworów mogło być tak modulowane, że zapewni wymaganą zimą małą powierzchnię tych otworów. Aby uniknąć takiej nadmiernej wentylacji należy zapewnić dodatkowe szczeliny nawiewne, przez które zimą będzie napływać powietrze do pomieszczeń.

Zasady niskoenergetycznego projektowania zostaną zaprezentowane na przykładzie kilku budynków zbudowanych niedawno w Wielkiej Brytanii. Wybrane zostały takie, które były zbadane po oddaniu do użytku (PROBE 2001) i mogą być uważane za przykłady dobrego projektowania. Przykłady demonstrują zaawansowane sposoby wentylacji naturalnej i magazynowania ciepła, zastosowanie nowoczesnych, niskoenergetycznych systemów chłodzenia i mieszanego trybu działania w warunkach obecnego klimatu w Wielkiej Brytanii, z uwzględnieniem możliwych przyszłych zmian klimatu. Aby wykazać poprawność działania tych budynków przedstawiono wyniki badań uzyskane w czasie ich użytkowania.

Niskoenergetyczne projektowanie, zwłaszcza wentylacji naturalnej prowadzi do działania mniej odpornego na ekstremalne warunki klimatyczne. Należy zatem przy projektowaniu wykorzystywać takie dane klimatyczne, które właściwie odwzorowują rzeczywisty klimat. Zagadnienia komfortu cieplnego są prawdopodobnie jeszcze ważniejsze, gdyż im większe są dopuszczalne zmiany wewnętrznych warunków, tym większe są możliwości oszczędności energii. W pierwszym podrozdziale przedstawiono krótki przegląd zagadnień związanych z klimatem i komfortem, po którym zaprezentowano te charakterystyczne cechy, które wpływają na wybór strategii niskoenergetycznego projektowania. Na zakończenie przedstawiono przykładowe rozwiązania.

Klimat i komfort

Szczegółowa dyskusja tych zagadnień wykracza poza zakres tego rozdziału. Zagadnienia związane z klimatem są przedstawione szczegółowo w CIBSE Guide Book J (CIBSE 2002), jest również wiele publikacji dotyczących kryteriów stosowanych do oceny komfortu³. W niniejszym rozdziale przedstawiono własne podejście do projektowania, pozwalające na osiągnięcie pożądaných warunków wewnętrznych. Dane klimatyczne są

³ Dwa główne modele, deterministyczny i adaptacyjny zostały przedstawione przez Fangera 1970 oraz Brager'a i de Dear'a 2001

rozpatrywane w celu oceny działania budynku i związanego z nim systemu ogrzewania, wentylacji i klimatyzacji a nie do zaprojektowania tego systemu. Z tego względu, jedyną właściwą drogą uzyskania informacji o budynku jest zastosowanie metod symulacyjnych do oceny jego działania. Wykorzystać w tym celu można odpowiedni program komputerowy symulujący wymianę ciepła i masy w budynku w ciągu całego roku z maksymalnie jedno-godzinnym krokiem czasowym.

Klimat

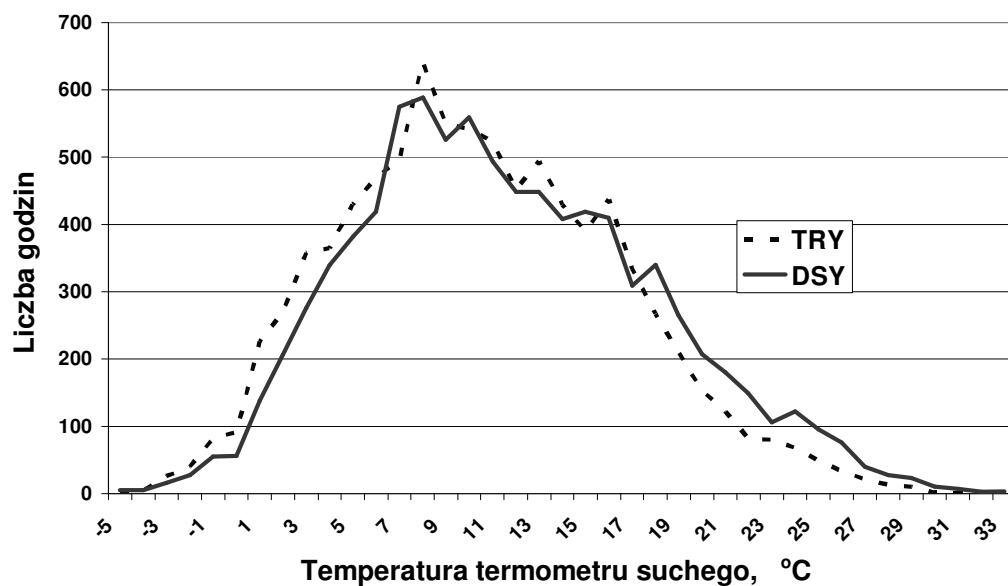
Dla zmniejszenia wpływu naturalnej zmienności pogody między poszczególnymi latami World Meteorological Organisation definiuje klimat w trzydziestoletnim okresie czasu, tymczasem inżynierowie projektujący instalacje wewnętrzne w budynkach rozpatrują jeden rok. Dlatego ważne jest, aby rok wybrany do oceny działania budynku reprezentatywnie odwzorowywał pogodę występującą na przestrzeni wielu lat. Taki rok nazywany jest zwykle Rokiem Referencyjnym (TRY – Test Reference Year). Metodyka wyboru Roku Referencyjnego jest różna w różnych krajach (patrz np. CIBSE 2002), jednakże cele są takie same; skonstruować taki zestaw 12 miesięcy, aby był on reprezentatywny dla przeszłości (powiedzmy minionych 20 lat). Mało prawdopodobne jest, aby taki Rok Referencyjny zawierał ekstremalne dane i o ile jest on odpowiedni do przewidywania zużycia energii, to nie jest odpowiedni do oceny działania budynku w trudniejszych warunkach. Aby taką ocenę przeprowadzić, potrzebny jest rok zawierający dane o okresowo wyższych niż przeciętnie temperaturach⁴.

CIBSE, aby spełnić te wymagania, wprowadził koncepcję Projektowego Roku Ciepłego (DSY – Design Summer Year, CIBSE 2002). DSY jest kompletnym rokiem, w którym średnia temperatura w miesiącach letnich jest wartością środkową górnego kwartyła zbioru otrzymanego za okres około 20 lat. Prawdopodobieństwo, że jakiś rok będzie cieplejszy od DSY wynosi około 1/8. Przeznaczeniem roku DSY jest ocena ryzyka przegrzania i dlatego jest on odpowiedni do oceny działania zaawansowanych systemów wentylacji naturalnej budynków. Przewidywanie zużycia energii powinno być jednak określane na podstawie odpowiedniego Roku Referencyjnego – TRY. Na rysunku 3.2 przedstawiono porównanie rozkładów temperatury termometru suchego odpowiadające klimatom TRY i DSY dla Londynu.

Dane przedstawione na rys. 3.2 dotyczą przeszłości. Przy projektowaniu służącym zrównoważonemu rozwojowi ważne jest, aby otrzymać pogląd jak budynek i jego systemy będą działać w czasie ich przyszłej eksploatacji. W tym celu konieczne jest wygenerowanie danych klimatycznych, które będą reprezentatywne dla przyszłości. Należy więc uwzględnić przewidywane zmiany klimatyczne. Sposób wygenerowania takich danych przedstawili Becher i in. 2005, wykorzystali oni scenariusz zmian klimatu opracowany przez UKCIP (Hulme i in. 2002). Rysunek 3.3 ilustruje jak dla Londynu w trzech przedziałach czasu, przyjmując scenariusz średnio wysokiej emisji mogą zmienić się dane klimatyczne DSY. Jeżeli zajdą takie zmiany to jest wysoce prawdopodobne, że w środku tego stulecia chłodzenie okaże się niezbędne. Przedstawione tutaj przykłady wykorzystano do zademonstrowania efektu zmian klimatycznych.

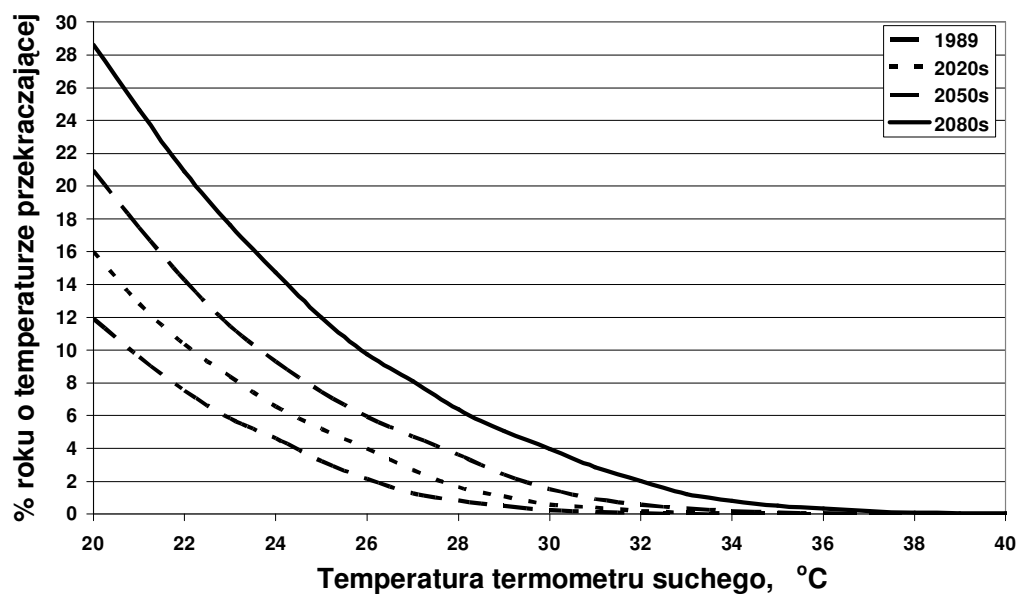
Chociaż efekt wzrostu temperatury będzie niekorzystny latem, to korzystny będzie zimą, powodował bowiem będzie zmniejszenie zapotrzebowania ciepła na ogrzewanie, ilustruje to rys. 3.4. Dane przedstawione na rys. 3.4 obliczone zostały na podstawie przewidywanej liczby stopnio-dni dla Londynu i nie dotyczą jakiegoś konkretnego budynku.

⁴ Jest mało prawdopodobne aby taki rok był reprezentatywny w przeszłości jeśli uwzględną się przewidywany scenariusz przyszłych zmian klimatu.



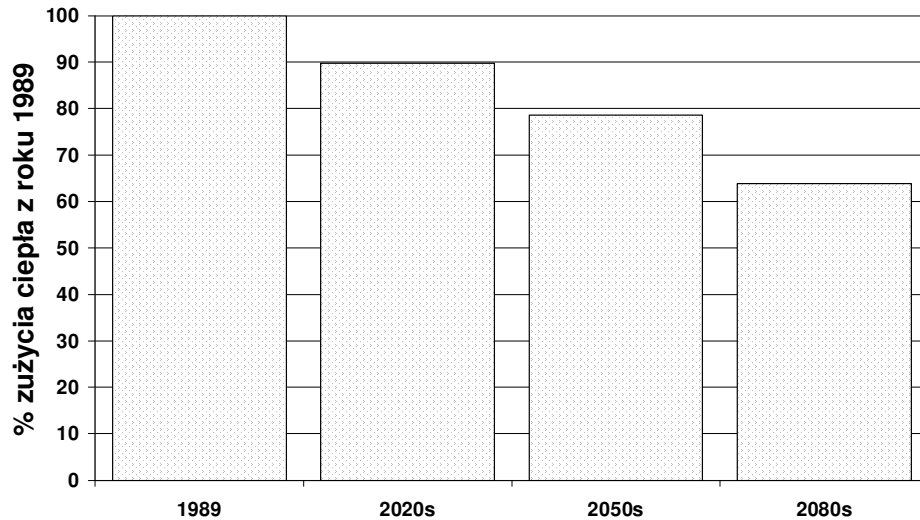
Rys. 3.2.

Rozkłady temperatury termometru suchego odpowiadające klimatom:
Rok Referencyjny - TRY i Projektowy Rok Ciepły - DSY dla Londynu.



Rys. 3.3.

Przewidywane przyszłe rozkłady temperatury klimatu DSY, dane dotyczą Londynu



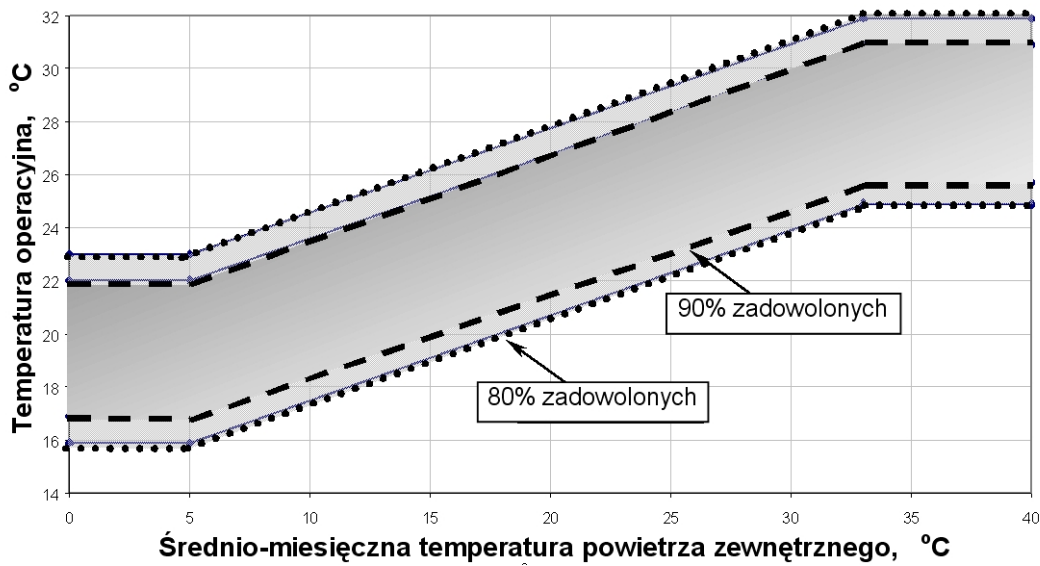
Rys. 3.4.

Możliwe w przyszłych latach zmniejszenie zapotrzebowania na ciepło

Komfort

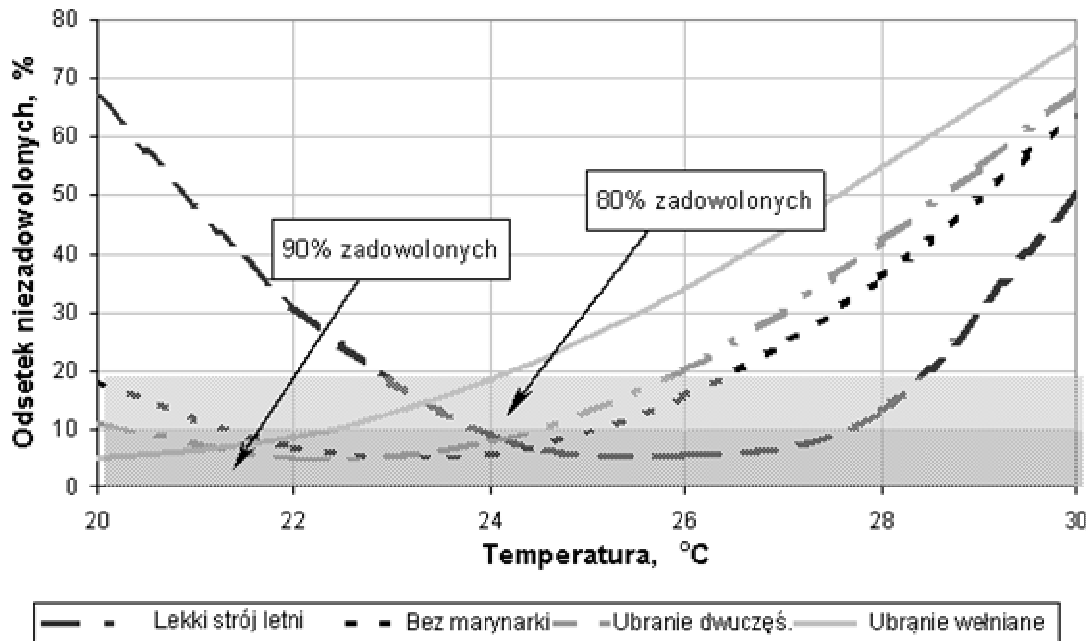
Istnieją pewne, niewielkie wątpliwości czy w budynkach wyposażonych w systemy wentylacji naturalnej można zastosować do regulacji temperatury w strefie przebywania teorię opracowaną przez Fanger'a 1970. Niskoenergetyczne projektowanie odchodzi od utrzymywania ściśle ustalonych warunków i często umożliwia użytkownikom stosowanie indywidualnej regulacji. W budynkach, w których zastosowano mieszany tryb pracy naturalna wentylacja będzie dotąd stosowana, dopóki użytkownicy nie będą odczuwać, że mechaniczne chłodzenie jest konieczne. Przy projektowaniu i ocenie działania takich budynków ważne jest, aby dysponować kryteriami, którymi można ocenić przegrzanie (wystąpienie zbyt wysokiej temperatury). Wiele różnych sposobów podejścia wzięto pod uwagę przy sprecyzowaniu pojęcia przegrzanie (Eppel and Lomas 1992). Z wyjątkiem jednej holenderskiej normy (jest ona obecnie rewidowana, Raue i in. 2004), w której wykorzystywana jest metoda Fanger'a Przewidywanej Średniej Oceny, *PMV*, inne normy zwykle określają przez jaki procent czasu (w czasie przebywania ludzi w pomieszczeniu) określona wartość temperatury nie może być przekroczona. Ostatnie badania (Nicol i Humphries 2001) sugerują, że osoby przebywające w pomieszczeniu posiadają zdolności adaptacyjne i będą odczuwały komfort w znacznie szerszym zakresie warunków, aniżeli te wynikające z równania równowagi cieplnej Fanger'a. ASHRAE Standard 55 2001 jest przykładem jak 'akceptowalne' warunki wewnętrzne (temperatura operacyjna) zmieniają się wraz ze średnio-miesięczną temperaturą termometru suchego, patrz rys. 3.5.

Można również określić granice komfortu wykorzystując równanie równowagi termicznej Fanger'a. Rysunek 3.6 przedstawia wyniki obliczeń Odsetka Niezadowolonych *PPD* uzyskane przy założeniu małej prędkości ruchu powietrza i równości temperatury powietrza ze średnią temperaturą promieniowania. Wyniki wskazują, że jeśli umożliwi się użytkownikom dostosowywanie rodzaju odzieży to będą oni akceptowali znacznie szerszy zakres temperatury. Rysunek 3.6 wskazuje na dwie progowe wartości temperatury, 25 °C powyżej której osoby ubrane w lekki strój biurowy zaczynają odczuwać gorąco i 28 °C powyżej której nawet osoby ubrane w bardzo lekką odzież będą odczuwać gorąco.



Rys. 3.5.
Adaptacyjny model komfortu (zgodnie z ASHRAE)

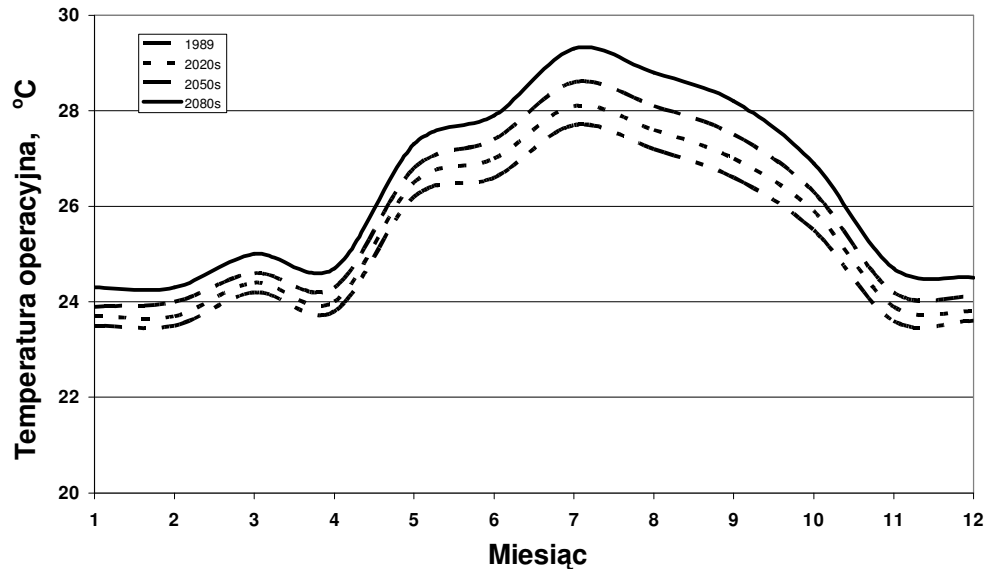
Chartered Institution of Building Services Engineers (CIBSE) definiując przegrzanie tradycyjnie określał dwie graniczne wartości temperatury, 25 °C i 28 °C, pierwsza wartość graniczna nie powinna być przekraczana przez więcej niż 5% roku a druga, nie więcej niż 1% roku (20 godzin). Obecna opinia CIBSE odnośnie maksymalnej temperatury jest taka, że w swobodnie eksploatowanych budynkach temperatura rzadko może przekraczać 28 °C (powiedzmy przez 20 godzin w ciągu jednego roku) przy maksymalnej akceptowalnej temperaturze 30 °C. CIBSE rozważa również stosowanie adaptacyjnego modelu komfortu.



Rys. 3.6.

Zakresy akceptowalnej temperatury (niski Odsetek Niezadowolonych, PPD)
wyznaczone z równania równowagi termicznej Fanger'a

Na rysunku 3.7 przedstawiono jak zmiany klimatyczne mogą wpłynąć na górną graniczną adaptacyjną temperaturę komfortu, obliczenia wykonano wykorzystując dane, które zawiera rys. 3.5 i bazowe dane dla klimatu DSY dla Londynu. Interesujące jest, że chociaż temperatura wzrośnie znacząco w latach 2080-tych (patrz rys. 3.3) to maksymalna adaptacyjna temperatura komfortu jest nieznacznie wyższa od 29 °C, oznacza to, że pod koniec 21 stulecia w południowo-wschodniej Anglii niezbędne będzie chłodzenie budynków.



Rys. 3.7.

Górne granice adaptacyjnego komfortu w 21 stuleciu, dla Londynu

Jest trochę wątpliwe, aby metoda adaptacyjna znalazła akceptację u tych, którzy projektują niskoenergetyczne budynki. Podejście, które zostanie prawdopodobnie przyjęte przez CIBSE (CIBSE Guide A 2005) różni się od ASHRAE tym, że średnio-miesięczna temperatura została zastąpiona średnią-bieżącą temperaturą. Średnią-bieżącą temperaturę można obliczyć z wzoru:

$$T_{rm}^n = cT_{rm}^{n-1} + (1-c)T_{dm}^{n-1} \quad (3.1)$$

T_{rm}^n jest średnią-bieżącą w dniu n .

T_{rm}^{n-1} jest średnią-bieżącą w dniu $n-1$.

T_{dm}^{n-1} jest średnią dobową temperaturą w dniu $n-1$.

$c=0.8$

Gdy średnia-bieżąca temperatura jest > 10 °C zaleca się, aby górna akceptowalna wartość temperatury była obliczana jako:

$$T_n = 0,33T_{rm}^n + 20,8 \quad (3.2)$$

Podobne podejście może zostać zastosowane w Holandii (Raue 2004), gdzie idea ta została rozszerzona na budynki, które podlegają klasyfikacji w zależności od dopuszczalnych zmian temperatury neutralnej (komfortu). Według tej klasyfikacji w budynkach typu Alfa użytkownicy mają dobrą możliwość regulacji swojego środowiska, w budynkach typu Beta takiej możliwości nie mają. Dobrych efektów

niskoenergetycznego projektowania można oczekiwać w budynkach typu Alfa. Neutralną temperaturę dla tych budynków można obliczyć z zależności:

$$T_n = 17,8 + 0,31T_{e,ref} \quad (3.3)$$

Gdzie: T_n jest temperaturą neutralną a $T_{e,ref}$ jest zewnętrzną temperaturą referencyjną:

$$T_{e,ref} = (T_{out, today} + 0,8T_{out, yesterday} + 0,4T_{out, 2daysago} + 0,2T_{out, 3daysago}) / 2,4 \quad (3.4)$$

T_{out} jest średnią dobową temperaturą obliczaną na podstawie minimalnej i maksymalnej temperatury.

Dopuszczalne odchyłki od temperatury neutralnej zależą od tego do jakiej kategorii⁵ budynek został zaliczony. Odchyłki te zestawiono w tabeli 3.2.

Tabela 3.2. Zalecane poziomy akceptowalności

Kategoria	% zadowolonych	Dopuszczalny wzrost T_n , K
A	90	2,5
B	80	3,5
C	65	4,2

Proponowana przez CIBSE temperatura odpowiada w przybliżeniu Kategorii B budynków typu Alfa.

Ważnym zagadnieniem nie jest sama metoda zdefiniowania akceptowalności ale, że wytyczne projektowania budynków nie posiadających klimatyzacji odchodzą od sztywnych definicji komfortu, w kierunku rozpoznania akceptowalnych granicznych parametrów środowiska, do których ludzie mogą się zaadaptować. W tym kontekście adaptacja to nie tylko dostosowanie rodzaju odzieży; zawiera ona również możliwość włączania wentylatorów (zwiększenie prędkości ruchu powietrza jest w przybliżeniu równoważne obniżeniu temperatury operacyjnej o 2 K), dostępność zimnych napojów a także możliwość spacerów wokół budynku. Na zakończenie omawiania czynników komfortu należy zwrócić uwagę, że przy projektowaniu niskoenergetycznym należy uwzględnić, w jaki sposób budynki będą użytkowane. Upraszczając, jeśli wymagany jest służbowy uniform z marynarką i krawatem to jest mało prawdopodobne, aby użytkownicy czuli się komfortowo w budynkach nie wyposażonych w system mechanicznego chłodzenia.

Strategie projektowania

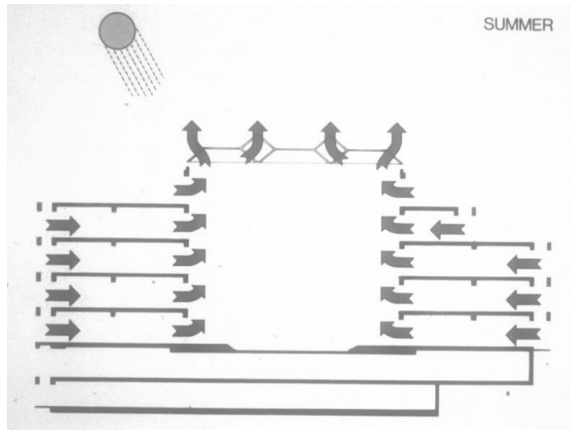
Niskoenergetyczne projektowanie to proces minimalizacji mechanicznego chłodzenia przy zachowaniu akceptowalnego środowiska wewnętrznego. Jaką metodą można to uzyskać i czy w ogóle można to uzyskać, zależy od:

- Klienta – czy zaakceptuje on coś poza klimatyzacją?
- Położenia – czy panuje hałas i/lub duże zanieczyszczenie powietrza?
- Budynku – wąska zabudowa?
- Użytkowania budynku – 24 godzinne przebywanie osób?
- Przepisów projektowych – czy są jakieś specjalne wymagania odnośnie funkcjonowania budynku?

⁵ W chwili pisania niniejszego tekstu kategorie te nie zostały ściśle zdefiniowane, zaproponowano jedynie samą koncepcję.

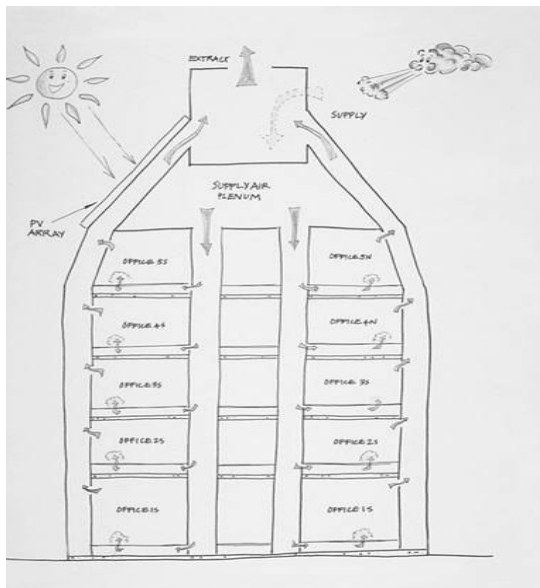
Dodatkowo, oprócz ww. czynników, projektowanie energooszczędnych budynków wymaga, aby zyski ciepła były minimalizowane. Oznacza to konieczność stosowania żaluzji słonecznych, kontroli oświetlenia (maksymalnego wykorzystania światła dziennego – co jest sprzeczne z żaluzjami słonecznymi) i dobrego zarządzania zyskami wewnętrznymi (wyłączanie nie używanych urządzeń).

Projektanci w różny sposób opisują niskoenergetyczne budynki. W rozdziale stosowana jest następująca terminologia⁶.



Rys. 3.8.
Gateway 2

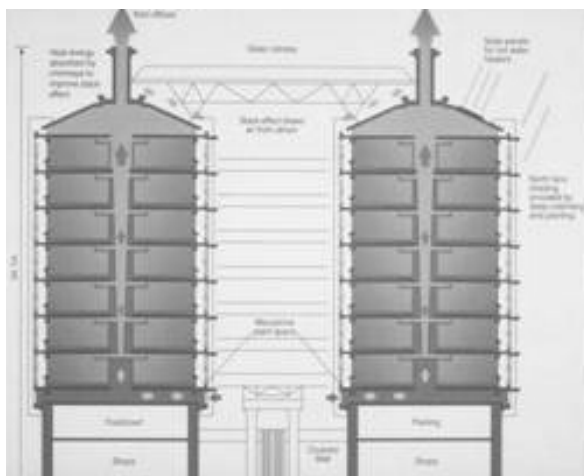
Budynek naturalnie wentylowany: To budynek zabudowany w wąskim planie, wentylowany przez otwieranie okien przez użytkowników. Może być zabudowany wokół dziedzińca lub nawet posiadać wewnętrzne atrium zwiększające przepływ powietrza przez budynek. Dobrym przykładem tego typu budynku jest zaprojektowany przez Arup Associates budynek Gateway 2 (Holmes 1985). Strategię wentylacji tego budynku ilustruje rys. 3.8. Stosując rozległe żaluzje i masywne kasetonowe sklepienia temperatura wewnętrzna rzadko przewyższa temperaturę zewnętrzną. Niestety zwiększenie zysków wewnętrznych spowodowało konieczność zastosowania klimatyzacji.



Rys. 3.9.
Koncepcja budynku

Budynek z zaawansowaną wentylacją naturalną: Strategia wentylacji tego budynku zakłada włączenie regulacji strumienia i kierunku przepływu powietrza wentylacyjnego wywołanego siłami naturalnymi. Obrotowy kaptur ulokowany na szczycie budynku zapewnia właściwy kierunek przepływu powietrza w budynku, rys. 3.9. Powietrze przepływa w dół masywnymi kanałami do przestrzeni podpodłogowych a następnie do poszczególnych biur. Ta koncepcja była analizowana teoretycznie (Holmes i McGowan 1997) i może działać. Istniejące zaawansowane, wentylowane naturalnie budynki są opisane w podrozdziale przedstawiającym przykładowe rozwiązania.

⁶ Jest to opis autora, z którym być może wiele osób się nie zgodzi, Autor jest jednak przekonany, że jest on odpowiedni dla aktualnych potrzeb.



Rys. 3.10.
Eastgate House

Budynek wentylowany mechanicznie: takie budynki posiadają zwykle centralny wentylator lub klimatyzatory którymi dostarczane jest powietrze wentylacyjne. Przykład: Eastgate House Harare, Zimbabwe, zilustrowany jest na rys.3.10. Powietrze wentylacyjne dostarczane jest do pustki podpodłogowej. Umożliwia to chłodzić nocą podłogę. Budynek zabudowano wokół centralnego dziedzińca, dzięki temu napływające powietrze chłodzone jest przez odparowanie. Stwierdzono⁷, że budynek działa właściwie w gorących porach roku.

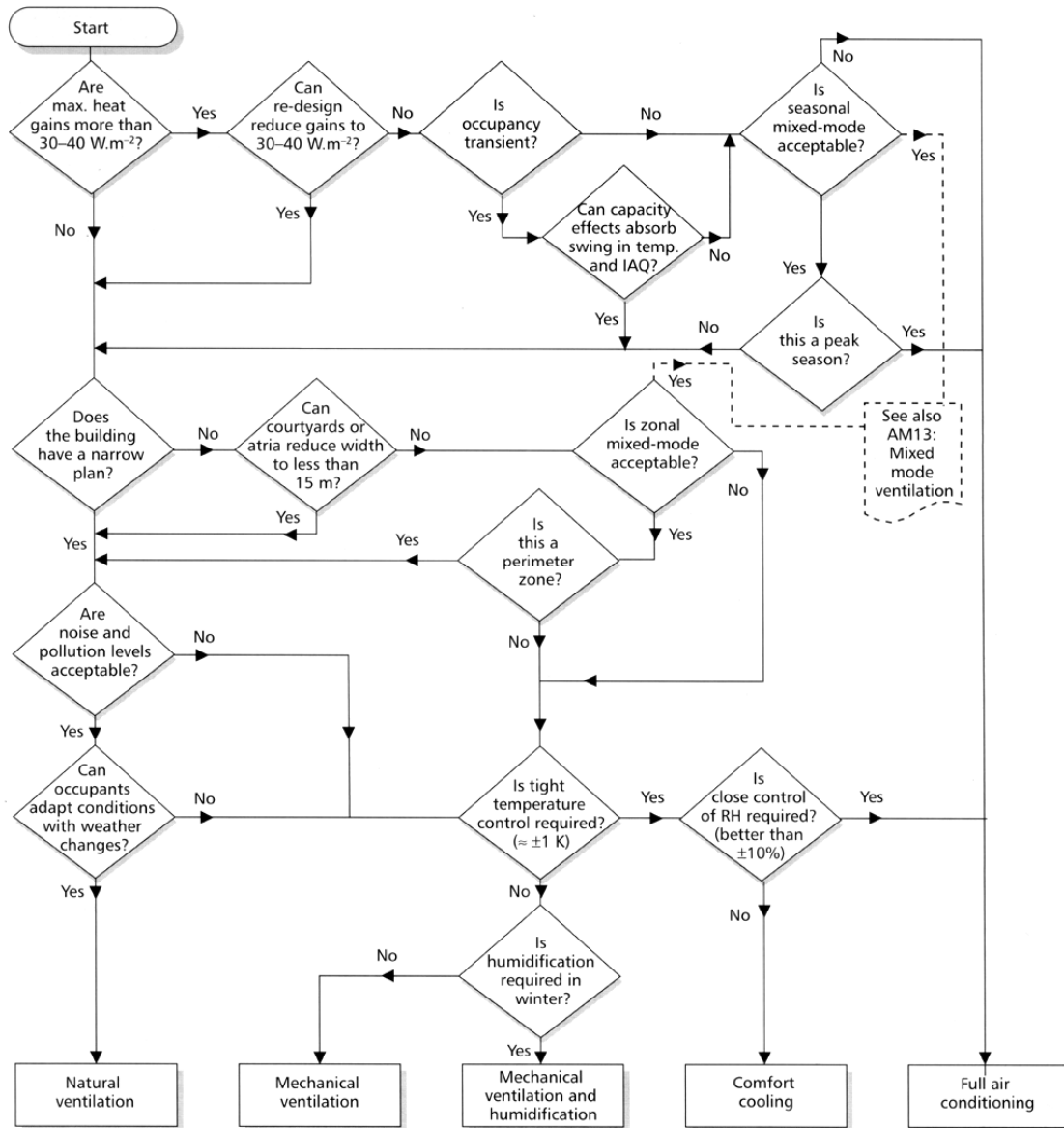
Pozostałe dwie kategorie budynków to:

Budynek o mieszanym trybie działania: Zwykle jest to jeden z przedstawionych powyżej budynków ale posiadający mechaniczny system chłodzenia, który zapewnia zmniejszenie temperatury wewnętrznej latem.

Budynek klimatyzowany: Posiada szczelne okna a chłodzenie możliwe jest przez cały rok. Warunki wewnętrzne są ściśle regulowane. W tym przypadku energooszczędność wymaga optymalizacji instalacji klimatyzacyjnej przez minimalizację równoczesnego ogrzewania i chłodzenia powietrza i energii zużywanej przez wentylatory.

Schemat blokowy przedstawiony na rys. 3.11 zaczerpnięto z najnowszej wersji CIBSE Application Manual for Natural Ventilation (CIBSE 2005) przedstawia on procedurę wyboru najbardziej odpowiedniej strategii chłodzenia.

⁷ Arup użytkuje ten budynek, nie ma łatwo dostępnych publikacji opisujących jego działanie.



Rys. 3.11.

Procedura wyboru optymalnej strategii chłodzenia budynku wg. CIBSE 2005

Przykładowe rozwiązania

W niniejszym rozdziale zaprezentowano kilka przykładowych rozwiązań niskoenergetycznych budynków. W nieco uproszczony sposób, przedstawiono istniejące w Wielkiej Brytanii budynki i najważniejsze cechy projektów. Te budynki to:

- Szkoła – nowy budynek, wentylacja naturalna, zastosowane szyby wentylacyjne;
- Biurowiec – mieszany tryb pracy, niskoenergetyczny system adiabatycznego chłodzenia;
- Biurowiec – masywna konstrukcja, powietrze dostarczane przez płyty podłogowe;
- Biurowiec – zaawansowana, inteligentna wentylacja naturalna;
- Budynek z mieszanym trybem chłodzenia – wyniki inspekcji.

Nie przedstawiono przykładu budynku klimatyzowanego ponieważ intencją autora jest zaprezentować, jak poprzez dobry projekt można zminimalizować konieczność pełnej klimatyzacji budynku w warunkach klimatycznych Projektowego Roku Ciepłego (DSY) dla Londynu.

Autor wyraża podziękowanie Chartered Institution of Building Services Engineers (CIBSE) za zgodę na wykorzystanie ilustracji budynków i systemów zawartych w TM36 (CIBSE 2005). Przykłady zaczerpnięto z TM36, jednakże analizy różnią się od tych jakie stosuje CIBSE przy adaptacyjnej ocenie przegrzania budynku.

Opisywane w tym rozdziale obliczenia symulacyjne wykonano przy użyciu programu komputerowego ENERGY2, który został opracowany przez Arup Research + Development. W programie tym przenikanie ciepła przez przegrody obliczane jest metodą różnic skończonych, program wykorzystuje godzinowe dane klimatyczne (przy czterech krokach czasowych w ciągu jednej godziny) i strefowy model przepływu powietrza. International Software Validation Tests (Lomas et al 1994, Judkoff and Neymark 1994) wykazał, że wyniki symulacji uzyskane tym programem odpowiadają medianie wyników uzyskanych kilkoma innymi programami symulacyjnymi, wykorzystywanymi podczas testu. Następujące przyczyny były powodem zastosowania tego programu:

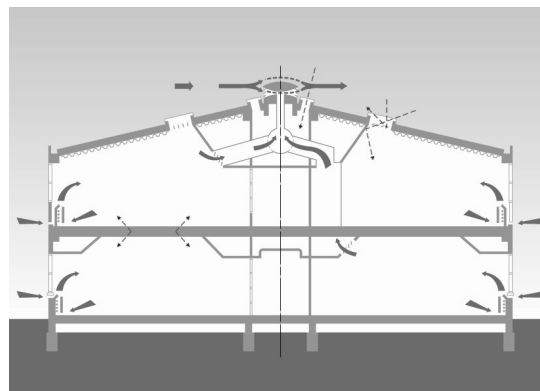
- Potrzeba modyfikacji kodu źródłowego, aby np. sprawdzić działanie dowolnego systemu regulacji
- Możliwość wielokrotnych wariantowych obliczeń (pełne badania wymagały do 500 pojedynczych symulacji)
- Potrzeba indywidualnego dostosowania formatu danych wyjściowych
- Potrzeba ‘szybkiego’ programu (ENERGY2 nie jest tak szczegółowy jak programy komercyjne ale umożliwia uzyskanie wiarygodnych wyników).

Szkoła z systemem wentylacji naturalnej



Rys. 12a.

Wizja artystyczna budynku



Rys. 12b.

Strategia wentylacji

Główne cechy tego budynku to:

- Wysoki poziom izolacji cieplnej;
- Wentylacja naturalna;
- Odkryte elementy o dużej pojemności cieplnej;
- Lekki dobrze zaizolowany dach;
- Nocne chłodzenie.

Wymagania projektowe budynków szkolnych w Wielkiej Brytanii określone zostały przez Department of Education and Skills (BB87 2003). W kontekście niniejszego

opracowania, odpowiednie wymagania dotyczące wentylacji i przegrzania budynku są następujące:

- wentylacja – $8 \text{ dm}^3/\text{s}/\text{osobę}$
- przegrzanie – $28 \text{ }^\circ\text{C}$ nie może być przekroczone więcej aniżeli przez 80 godzin podczas przebywania osób w budynku; obliczenia należy wykonywać dla klimatu określanego jako Rok Referencyjny (Test Reference Year – TRY).

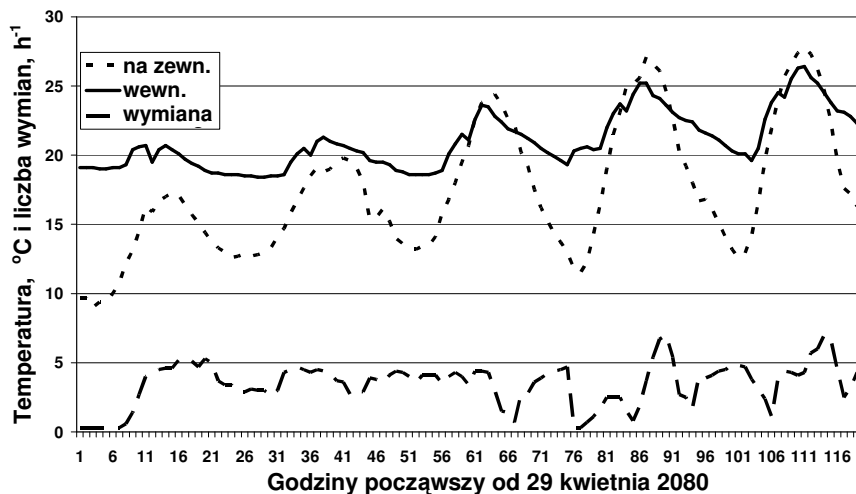
Ocenę przedstawioną poniżej, oparto jednak na klimacie określanym jako Projektowy Rok Ciepły (DSY – Design Summer Year, CIBSE 2002), który jest bardziej odpowiedni dla energooszczędnego projektowania.

W projekcie szkoły wykorzystano strategię wentylacji przedstawioną na rys. 12b. Główną cechą systemu jest zastosowanie centralnego szybu wywiewnego. W wyniku działania sił naporu wiatru i sił wyporu hydrostatycznego powietrze napływa do budynku przez specjalne otwory, przepływa i wentyluje klasy i opuszcza budynek centralnym szybem wentylacyjnym. Umieszczenie otworów wlotowych tuż przy podłodze sprzyja powstaniu stratyfikacji termicznej w klasach, co powinno zwiększyć efektywność systemu.

W praktyce, wentylacja będzie sterowana przez użytkowników ręcznie, jednakże dla potrzeb symulacji założono pewne zasady regulacji, są one następujące:

- a. Jeżeli temperatura zewnętrzna jest niższa od $12 \text{ }^\circ\text{C}$ otwory nawiewne zostają zamknięte; pozostawiona zostaje nieuszczelnność stanowiąca 2,5% całkowitej powierzchni otworów.
- b. Jeżeli klasy nie są użytkowane a temperatura zewnętrzna spada poniżej $18 \text{ }^\circ\text{C}$ zamykane zostają otwory nawiewne (przechłodzenie może stanowić problem – niepotrzebne ogrzewanie latem).
- c. Jeżeli klasy są użytkowane a temperatura zewnętrzna wynosi od $18 \text{ }^\circ\text{C}$ do $22,5 \text{ }^\circ\text{C}$ otwarcie otworów wentylacyjnych jest modulowane, aby uzyskać 4,5 wymiany powietrza na godzinę (odpowiada to $8 \text{ dm}^3/\text{s}/\text{osobę}$, założono zastosowanie czujnika CO_2).
- d. Jeżeli temperatura w klasach jest wyższa od $22,5 \text{ }^\circ\text{C}$ a temperatura zewnętrzna jest niższa od wewnętrznej wentylacyjne kratki nawiewne zostają otwarte.
- e. W przeciwnym przypadku otwory nawiewne zostają zamknięte.
- f. Szybkość otwierania i zamykania otworów jest niska i wynosi 1 godzinę od pełnego zamknięcia do otwarcia.

Rysunek 3.13 ilustruje działanie systemu regulacji.



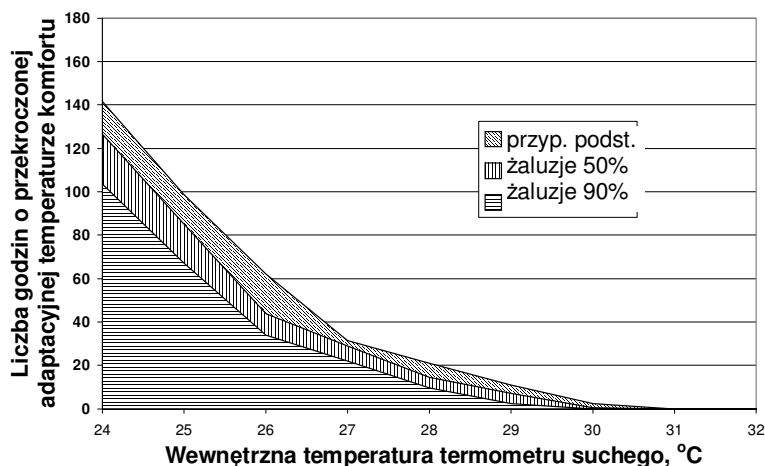
Rys. 3.13.

Przykład działania systemu regulacji.

W celu analizy warunków wewnętrznych w szkole wykonano obliczenia symulacyjne, analizując najpierw przypadek podstawowy a następnie przypadki z zastosowaniem zewnętrznych żaluzji słonecznych, redukujących promieniowanie słoneczne o 50% a następnie o 90%. Przyjęto następujące wartości zysków wewnętrznych:

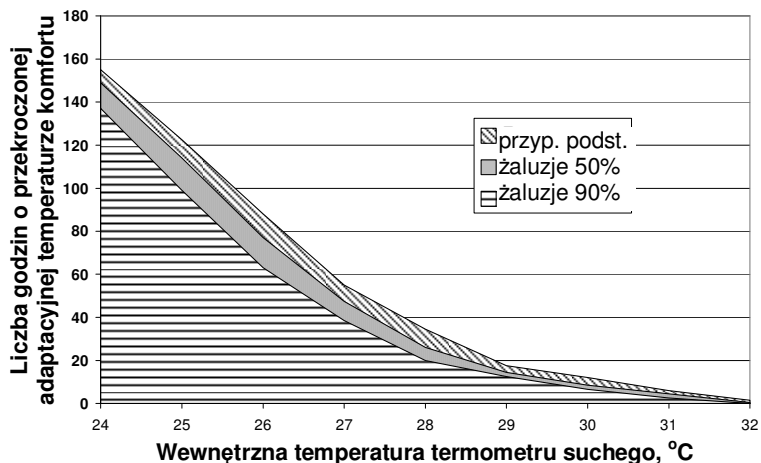
- 28 dzieci + nauczyciel pomiędzy 9:00 i 16:00 (z przerwą na lunch).
- oświetlenie 10 W/m² ciągle w okresie przebywania osób
- wyposażenie 5 W/m² ciągle w okresie przebywania osób.

Aby ocenić działanie systemu wentylacji naturalnej obliczono liczbę godzin, w których wewnętrzna, wypadkowa temperatura termometru suchego przekraczała wartość adaptacyjnej temperatury komfortu określonej równaniem (3.2). Wyniki przedstawiono na rys. 3.14, oddzielnie dla każdej kondygnacji. W obliczeniach uwzględniono miesiące letnie od maja do września oraz typowe dla Wielkiej Brytanii letnie wakacje (6 tygodni począwszy od połowy lipca). W pomieszczeniach na parterze łatwo uzyskano warunki cieplne spełniające wymagania projektowe. Jak w wielu innych wentylowanych naturalnie budynkach, warunki cieplne na piętrze są gorsze. Zwykle, powodem tego jest mała pojemność cieplna dachu, który w dotychczas analizowanym przypadku miał małe możliwości akumulacji ciepła.



Rys. 14a.

Przegrzanie klas położonych na parterze (1989)

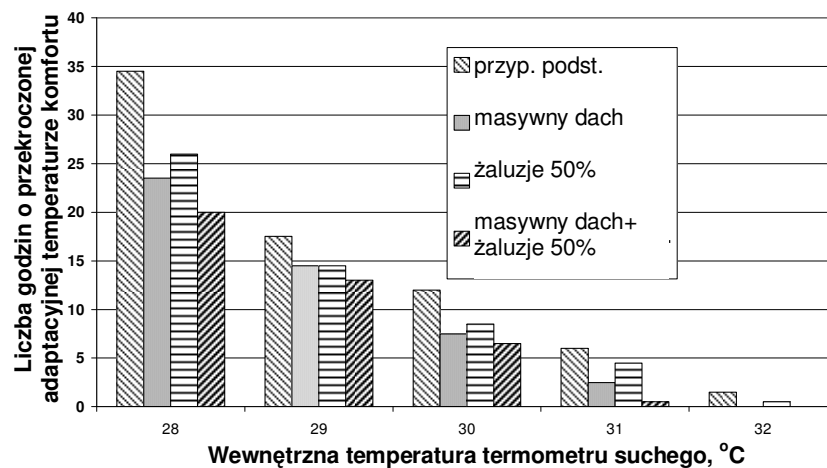


Rys. 14b.

Przegrzanie klas położonych na piętrze (1989)

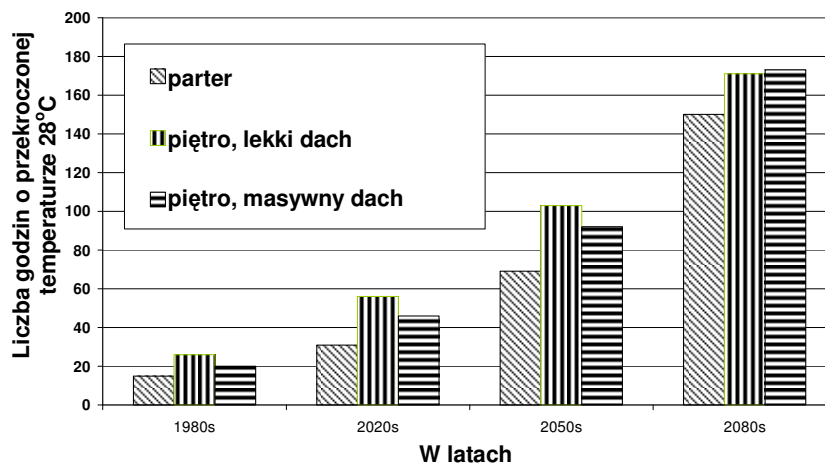
Przeanalizowano również przypadek gdyby dach wykonany został z 200 mm odlewanej betonu zamiast obecnej lekkiej konstrukcji. Przyjęto taki sam współczynnik przenikania ciepła dachu, $U=0,2 \text{ W/m}^2\text{K}$. Na rys. 3.15 porównano warunki cieplne dla takiego przypadku. Wyniki wskazują jednoznacznie, że zwiększenie pojemności cieplnej dachu jest korzystne.

Czy w przyszłości taki projekt zostanie pozytywnie zweryfikowany? Aby to sprawdzić wykonano obliczenia symulując przyszłe, przewidywane zmiany klimatu (rys. 3.16). Na parterze uzyskano zawsze lepsze warunki cieplne niż na piętrze, jednakże przy wzroście temperatury, znaczenie pojemności cieplnej dachu zmniejsza się. Prawdopodobnie zwiększona pojemność cieplna dachu zwiększa temperaturę wewnętrzną przy wyższych temperaturach zewnętrznych. Występuje również zagadnienie wymaganej, dużej liczby wymian powietrza, która wpływa znacząco na wpływ pojemności cieplnej dachu.



Rys. 3.15.

Poprawa działania wentylacji naturalnie przez zastosowanie masywnego dachu (1989)

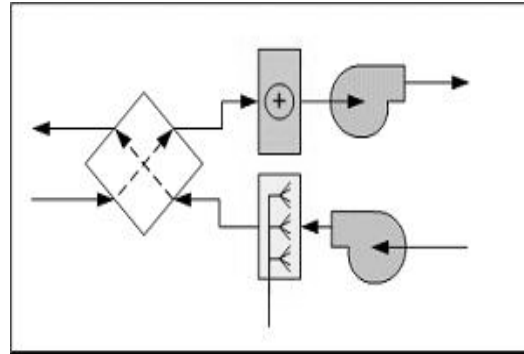


Rys. 3.16.

Przewidywana przyszła eksploatacja budynki przy 50% zacienieniu.

Biurowiec z niskoenergetycznym systemem chłodzenia – tryb mieszany

Rys. 3.17a.
Wizja artystyczna budynku



Rys. 3.17b.
Główne cechy systemu

Jest to nowoczesny budynek biurowy o wysokim standardzie. Posiada dobrą izolację cieplną i ochronę przed zyskami od nasłonecznienia. Jego konstrukcja jest masywna, wykonany jest z cegły i bloczków, posiada stropy z lanego betonu. Powietrze, dostarczane przez system wentylacji mechanicznej, nawiewane jest do pomieszczeń przez pustki podłogowe a usuwane przez otwory wywiewne ulokowane w panelach oświetleniowych. Taki sposób, wywołuje stratyfikację termiczną i przez to poprawia działanie systemu.

Jedyny sposób chłodzenia polega na adiabaticznym rozpylaniu wody do powietrza usuwanego, tak jak to ilustruje rys. 3.17b. Zastosowanie wysoko sprawnego wymiennika płytowego pomiędzy usuwanym i nawiewanym powietrzem pozwala odzyskać 'chłód' z usuwanego powietrza, nie zwiększając wilgotności w budynku.

Budynek funkcjonuje w trybie mieszanym, jeżeli jakiegoś dnia wewnętrzna temperatura operacyjna przekroczy 25 °C okna są zamykane i włącza się system wentylacji mechanicznej, pozostaje on aktywny do końca dnia. Nocne chłodzenie usprawnia działanie budynku. Strategia regulacji zakłada, następujące działanie nocnego chłodzenia:

- sprawdza się czy temperatura powietrza zewnętrznego w okresie przebywania osób przekroczyła 15 °C, jeśli tak wówczas nocne chłodzenie jest możliwe;
- sprawdza się czy temperatura w wybranym, referencyjnym pomieszczeniu przekroczyła 23 °C, jeśli tak wówczas nocne chłodzenie jest możliwe;
- wentylatory nocnego chłodzenia są wyłączane jeżeli temperatura zewnętrzna obniży się poniżej 8 °C lub gdy temperatura w pomieszczeniach będzie wyższa o mniej niż 3 K od temperatury powietrza zewnętrznego.

Ostatni warunek ma podobne znaczenie jak warunek zamykania otworów nawiewnych przy temperaturze zewnętrznej 12 °C lub 18 °C w budynku szkolnym opisanym powyżej, który ma zapobiec przechłodzeniu i w konsekwencji niepotrzebnemu ogrzewaniu.

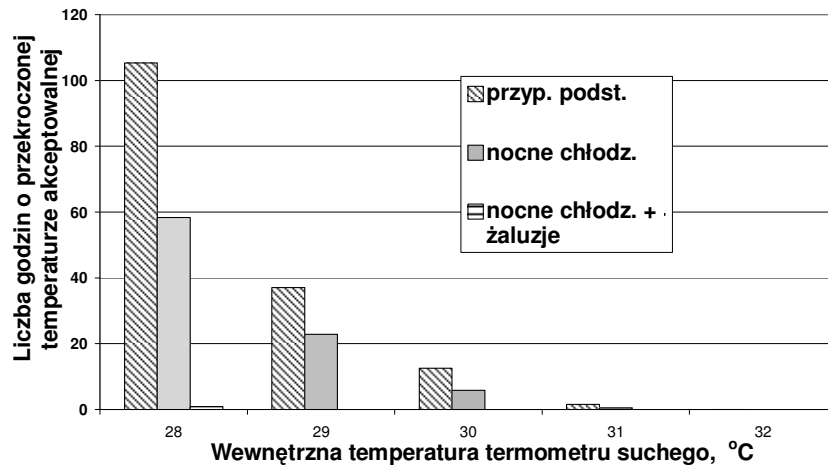
Kiedy działa jedynie system wentylacji naturalnej zakłada się, że przy zamkniętych oknach wymiana powietrza wynosi 0,25 h⁻¹ oraz, że liczba wymian wzrasta proporcjonalnie do 6 h⁻¹, gdy temperatura wzrasta od 24 °C do 28 °C.

Przy ocenie działania systemu przyjęto następujące założenia:

- praca przez 6 dni w tygodniu od 7:00 do 20:00, przy pełnym obciążeniu w godzinach od 9:00 do 18:00 (jedna osoba na 10 m²);
- zyski od oświetlenia 12 W/m² proporcjonalnie do liczby osób przebywających w pomieszczeniu (zastosowanie wentylowanych paneli oświetleniowych zmniejsza bezpośrednie zyski ciepła do pomieszczenia do 8 W/m²);

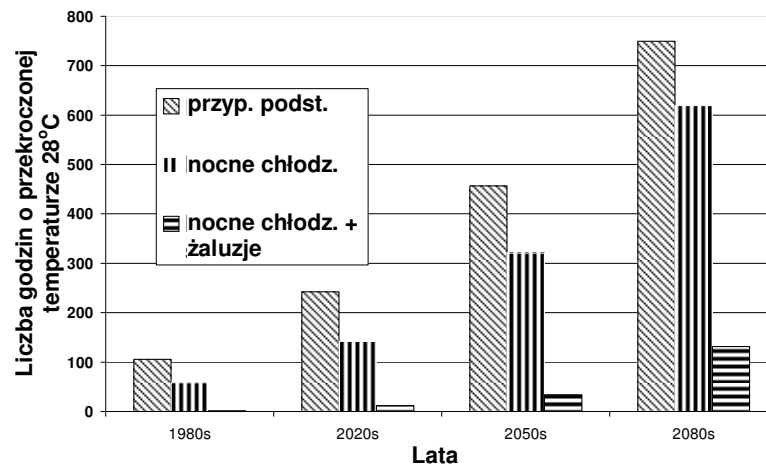
- zyski od urządzeń 15 W/m^2 proporcjonalnie do liczby osób przebywających w pomieszczeniu.

Wyniki obliczeń symulacyjnych, charakteryzujące działanie systemu przedstawione są na rys. 3.18, wykres przedstawia liczbę godzin przez które temperatura w pomieszczeniach przekroczyła wartość temperatury akceptowalnej, obliczonej adaptacyjną metodą CIBSE.



Rys. 3.18a.

Działanie mieszanego systemu chłodzenia (1989).



Rys. 3.18b.

Efekt zmian klimatycznych.

Rozpatrywane warianty obejmują trzy przypadki. Przypadek podstawowy kiedy chłodzenie jest włączane jedynie w czasie przebywania osób w budynku, przypadek z dodatkowym nocnym chłodzeniem i przypadek z zastosowaniem zewnętrznych żaluzji redukujących o 90% zyski od nasłonecznienia.

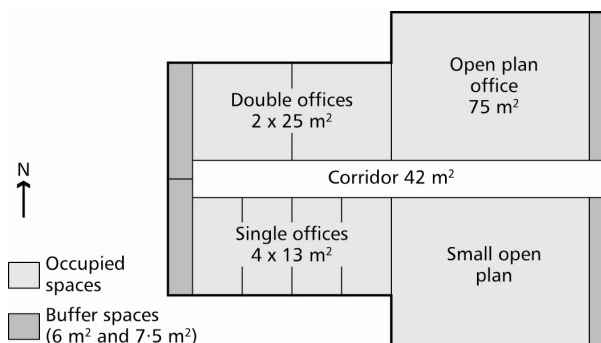
Analizą objęto miesiące letnie, w tym okresie liczba godzin kiedy osoby przebywały w pomieszczeniach przekraczała 1000. Przypadek podstawowy nie może być prawdopodobnie zaakceptowany, nocne chłodzenie redukuje liczbę godzin o przekroczonej temperaturze 28 °C do mniej niż 60, jest to przypadek graniczny. Oczywistym rozwiązaniem wydaje się zastosowanie żaluzji słonecznych. Jednakże w przyszłości jakies inne formy chłodzenia mogą okazać się konieczne.

Mechanicznie wentylowany masywny biurowiec



Rys. 3.19a.

Wizja artystyczna budynku

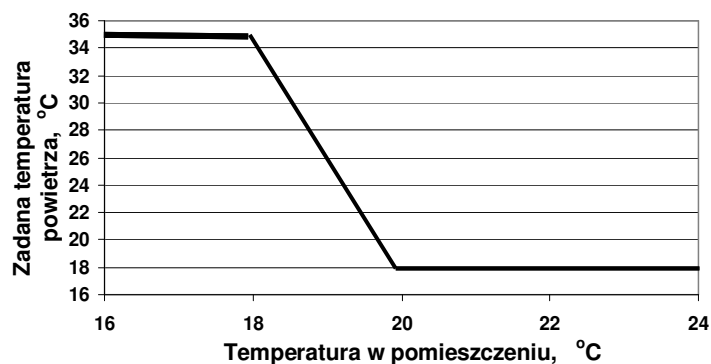


Rys. 3.19b.

Typowy plan piętra

Jest to przykład budynku o bardzo dobrej ochronie cieplnej (potrójne okna $U=1,2 \text{ W/m}^2\text{K}$, ściany $0,2 \text{ W/m}^2\text{K}$). Ochrona przed zyskami od nasłonecznienia jest doskonała, współczynnik zacielenia 0,27 - zainstalowano rolety w zewnętrznych przestrzeniach. Budynek jest ciągle mechanicznie wentylowany, zanim powietrze wypływa z nawiewników sufitowych przepływa ono przez kanały wydrążone w płytach sufitowych. Tym sposobem zdolność struktury do magazynowania ciepła jest znacznie większa niż w poprzednio omawianym budynku, ale nie występuje stratyfikacja termiczna w pomieszczeniach. Wysoko sprawny wymiennik ciepła odzyskuje ciepło z powietrza usuwanego.

W systemie zastosowano podobną, jak w poprzednio omawianym przypadku strategię nocnego chłodzenia. Jednakże, inny jest sposób regulacji temperatury powietrza nawiewanego. Intencją jest zapobiegać spadkowi temperatury poniżej 18 °C. Gdy temperatura w wybranym referencyjnym pomieszczeniu spadnie poniżej 18 °C powietrze nawiewane do kanałów w płytach sufitowych ogrzewane do takiej temperatury jaką przedstawia rys. 3.20.



Rys. 3.20.

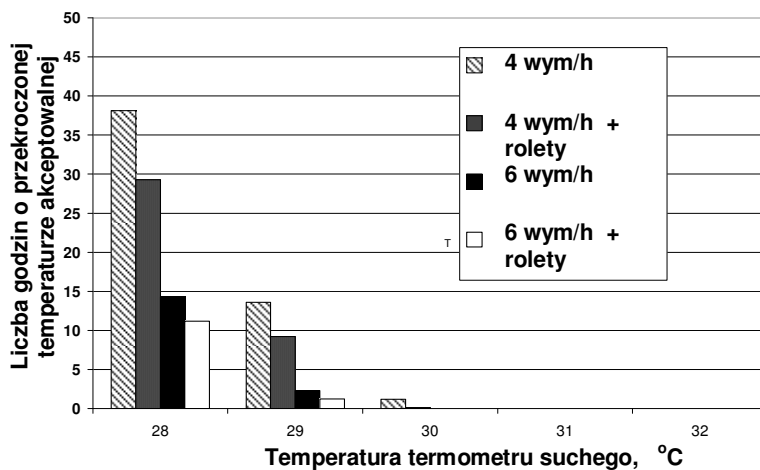
Wykres regulacji nadążnej powietrza nawiewanego do kanałów sufitowych.

Działanie budynku było symulowane przy założeniu dwóch liczb wymian powietrza wentylacyjnego, 4 i 6 h⁻¹, a w celu określenia czułości na promieniowanie słoneczne przeanalizowano przypadek z działającymi i nie działającymi roletami⁸. Profile zysków

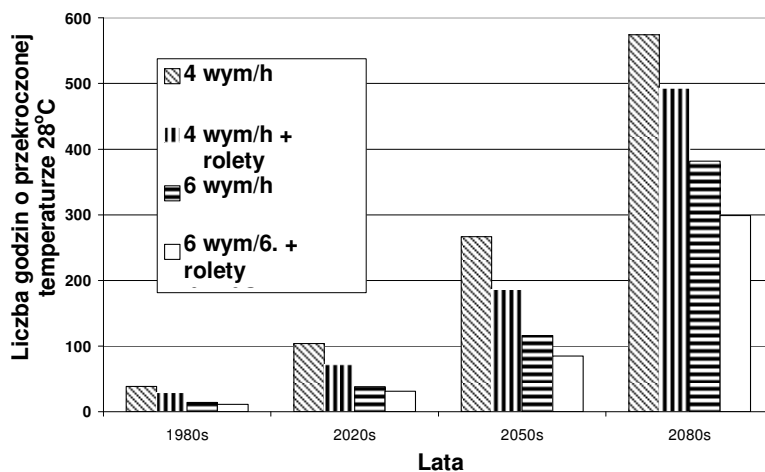
⁸ W tych symulacjach założono, że rolety są opuszczone gdy promieniowanie przekracza 200W/m²

wewnętrznych i przebywania osób są takie same jak dla budynku omawianego poprzednio. Funkcjonowanie omawianego budynku jest znacząco lepsze aniżeli przedstawionego poprzedniego, patrz rys. 3.21a.

Powodem jest zwiększona pojemność cieplna i prawdopodobnie wyższy poziom izolacji cieplnej. Kontrola promieniowania słonecznego przez zastosowanie rolet (współczynnik zacielenia 0,27) w połączeniu z niewielką powierzchnią przeszkloną (20-30%, zależnie od fasady) powoduje, że rolety nie są tak efektywne jak w poprzednim przypadku. Ponownie może się okazać, że w przyszłości potrzebne będzie dodatkowe chłodzenie, rys. 3.21b.



Rys. 3.21a.
Działanie systemu (1989).

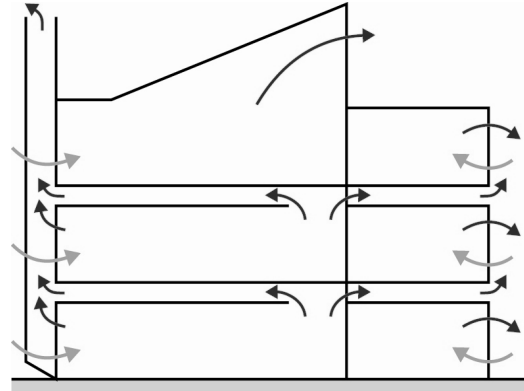


Rys. 3.21b.
Efekt zmian klimatycznych.

Budynek z zaawansowanym systemem wentylacji naturalnej

Rys. 3.22a.

Wizja artystyczna budynku



Rys. 3.22b.

Strategia wentylacji

Budynek został zaprojektowany i skonstruowany jako przykład niskoenergetycznego projektowania. Główne cechy tego budynku są następujące:

- bardzo masywna konstrukcja (z wyjątkiem pochylego dachu powyżej otwartej przestrzeni na ostatniej kondygnacji, dach jest dobrze zaizolowany ale ma niewielką pojemność cieplną);
- naturalna wentylacja z zastosowaniem 'komina słonecznego' i automatycznie otwieranych okien;
- powietrzne kanały w przestrzeni pomiędzy płytą stropową i podłogową;
- dobre słoneczne zacienienie;
- wysoki poziom izolacji;
- ogniwa fotowoltaiczne na kilku zewnętrznych elewacjach.

Przyjęto identyczną strategię regulacji wentylacji jak w trakcie obliczeń symulacyjnych szkoły, z wyjątkiem:

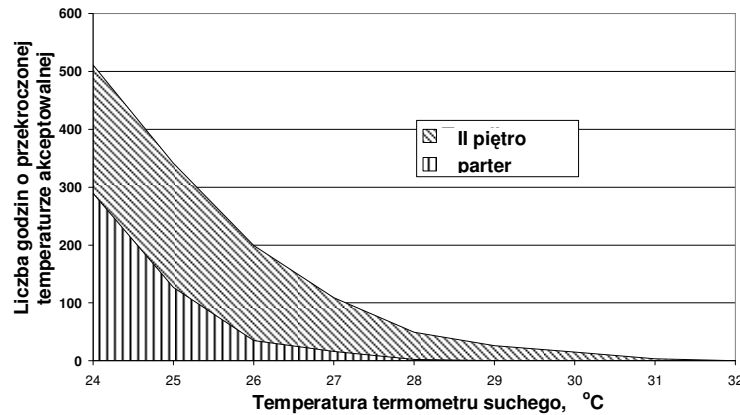
1. minimalnej wentylacji w ciągu dnia, wynoszącej $0,4 \text{ h}^{-1}$. Wydaje się to niewiele, ale gdy użytkownicy mają możliwość indywidualnej regulacji i są odpowiednio poinstruowani aby zamykać okna gdy jest zbyt ciepło lub zimno na zewnątrz to taka liczba wymian może występować;
2. wartość zadana temperatury w strefie przebywania została zwiększona do $24 \text{ }^\circ\text{C}$.

Modelowany budynek, rys.3.22a, składa się zarówno z pojedynczych pokoi jak i dużych otwartych pomieszczeń biurowych, określanych jako 'open plan'. Pokoje biurowe są wentylowane za pomocą dwóch otworów wykonanych w ścianie zewnętrznej; w modelu przyjęto dwa rozdzielone, małe otwory. Do dużych otwartych pomieszczeń biurowych powietrze napływa przez nieszczelności w drzwiach. Te pomieszczenia posiadają również otwierane okna i są połączone kanałami sufitowymi z 'kominem słonecznym'.

W obliczeniach symulacyjnych zastosowano te same profile zysków wewnętrznych i przebywania osób jak w dwóch poprzednich przypadkach. Szczególną uwagę zwrócono na określenie warunków na najwyższej kondygnacji, można się było spodziewać, że tak jak w przypadku szkoły będzie ona przegrzana. Symulacje (patrz rys. 3.23abc) potwierdziły te obawy, najbardziej przegrzane jest otwarte pomieszczenie biurowe na ostatniej kondygnacji, prawdopodobnie z powodu lekkiej konstrukcji dachu. Jednakże, zasadniczo wentylacja naturalna we wszystkich pomieszczeniach budynku działa poprawnie, tylko przez około 50 godzin temperatura w pomieszczeniu biurowym na najwyższej kondygnacji przekracza $28 \text{ }^\circ\text{C}$. Czy masywny, o dużej pojemności dach

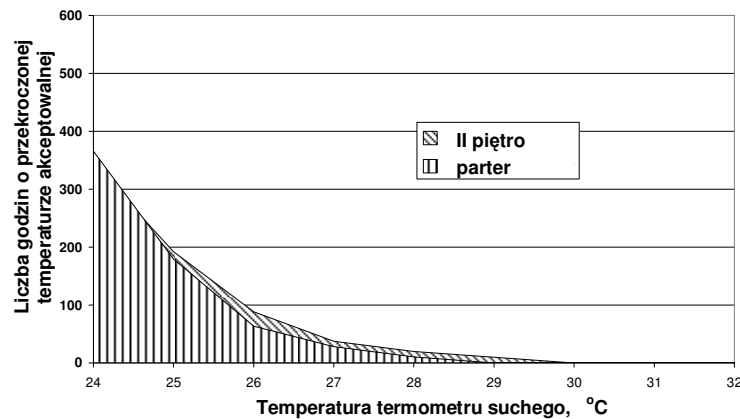
mógłby poprawić działanie? Okazało się, że tylko o 12 godzin zmniejszył się okres przegrzania ponad 28 °C, patrz rys. 3.23c.

Podobnie, jak dla poprzednio prezentowanych budynków biurowych, przeprowadzono symulacje działania tego budynku w warunkach przewidywanych zmian klimatu. Wyniki przedstawione zostały na rys. 3.24. Wskazują one, że tak jak w poprzednio przedstawianych biurowcach, w przyszłości będzie wymagana jakaś forma chłodzenia a energia zużywana na ten cel będzie podobna.



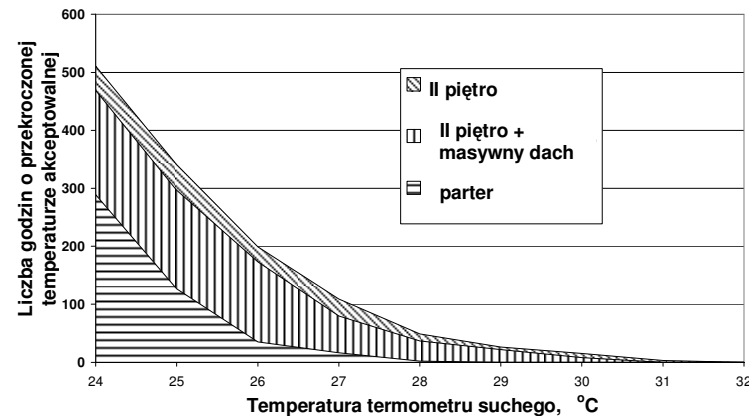
Rys. 3.23a.

Warunki cieplne w pomieszczeniach biurowych typu 'open plan' (1989).



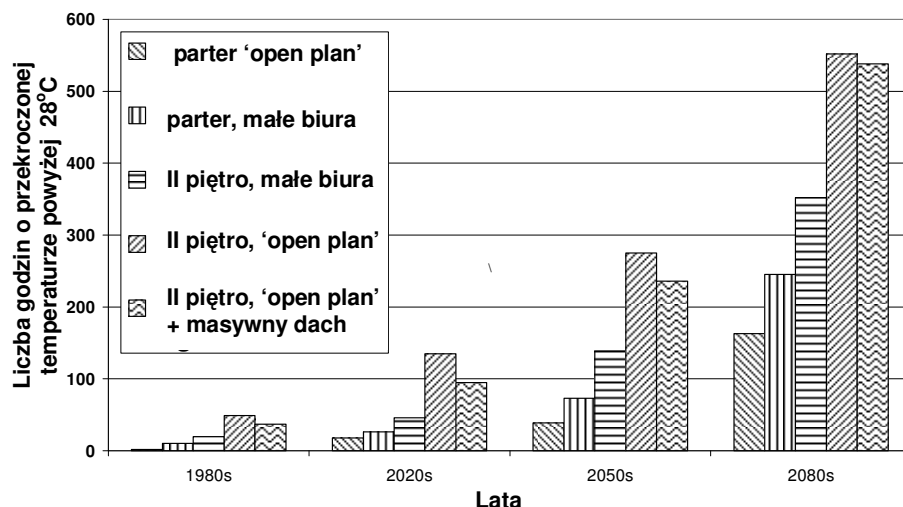
Rys. 3.23b.

Warunki cieplne w małych pomieszczeniach biurowych (1989)



Rys. 3.23c.

Wpływ masywnego dachu na warunki cieplne (1989)



Rys.3.24.

Efekt zmian klimatycznych

Budynek z mieszanym trybem chłodzenia – wyniki inspekcjiRys.3.25a.
Widok zewnętrznyRys.3.25b.
Widok pierwszej kondygnacji

Budynek został zaprojektowany dla użytkownika z branży telekomunikacyjnej. Z tego względu przy projektowaniu przyjęto, że np. zmiana intensywności oświetlenia na stanowisku pracy nastąpi na skutek zgłoszonego telefonicznie żądania. Regulacja intensywności nasłonecznienia pomieszczeń jest automatyczna, aby uniknąć oślepienia jest to chyba jedyny sposób. Np. żaluzje powinny zostać przymknięte natychmiast, gdy promieniowanie słoneczne zacznie padać na okna, ręczne sterowanie jest zwykle opóźnione, reakcja następuje gdy zyski od nasłonecznienia zaczynają być odczuwane a to jest za późno. Zastosowano mieszany system wentylacji na obrzeżach i mechaniczną wentylację w środku pomieszczeń. Zasada działania systemu jest podobna do pierwszego opisywanego biurowca. Okna mogą być otwierane, ale gdy temperatura wzrośnie powyżej zadanego poziomu są one zamykane i włącza się system wentylacji mechanicznej. W przypadku mechanicznego chłodzenia, przez nawiewniki wirowe do pomieszczeń nawiewane jest powietrze o temperaturze około 18 °C. W rzeczywistym budynku, inaczej niż podczas symulacji, okna są zamykane lub otwierane przez osoby siedzące w ich pobliżu. System sygnalizacji świetlnej, podobny do drogowego wskazuje kiedy okna powinny być zamknięte. Zużycie energii w budynku jest przeciętne, jednak biorąc pod uwagę ilość zainstalowanych urządzeń należy je uznać za niskie.

Przeprowadzono badania oceniające stopień zadowolenie użytkowników, badania przeprowadzoną taką samą metodą jak w badaniach PROBE (PROBE 2001), umożliwia to porównanie uzyskanych wyników z innymi znajdującymi się w krajowej bazie danych (w Wielkiej Brytanii). Generalnie budynek działa wyjątkowo dobrze, zaliczyć go można do grupy 2-5% najlepszych budynków. Użytkownicy bardzo wysoko oceniają jakość środowiska wewnętrznego i stwierdzają, że sprzyja ono zwiększeniu wydajności pracy. Może tak być dzięki temu, że warunki środowiska wewnętrznego są rozsądnie stabilne a to w połączeniu z możliwością indywidualnej regulacji jest zawsze preferowane. Tak więc, budynek z mieszanym systemem wentylacji może zapewnić wysokiej jakości środowisko wewnętrzne bez wzrostu zużycia energii. Jak można się było spodziewać nie wszystko było doskonałe, na przykład:

- Pewna liczba użytkowników była sfrustrowana automatycznym działaniem żaluzji słonecznych, uważali oni że nie są one zamykane w odpowiednim momencie. Ceniono sobie możliwość ręcznego sforsowania automatycznych ustawień.
- Wystąpiły kłopoty z regulacją intensywności oświetlenia z pomocą telefonów, możliwość regulacji była przypisana do numeru telefonu i biurka zajmowanego przez właściciela tego numeru, osoby nie mogły więc zmieniać oświetlenia jeśli zmieniły swoje miejsce pracy.

Prezentowany budynek jest generalnie bardzo dobrym przykładem jak poprzez zastosowanie systemu mieszanej wentylacji można zmniejszyć zużycie energii i zagwarantować komfortowe warunki wewnętrzne.

Porównanie działania budynków

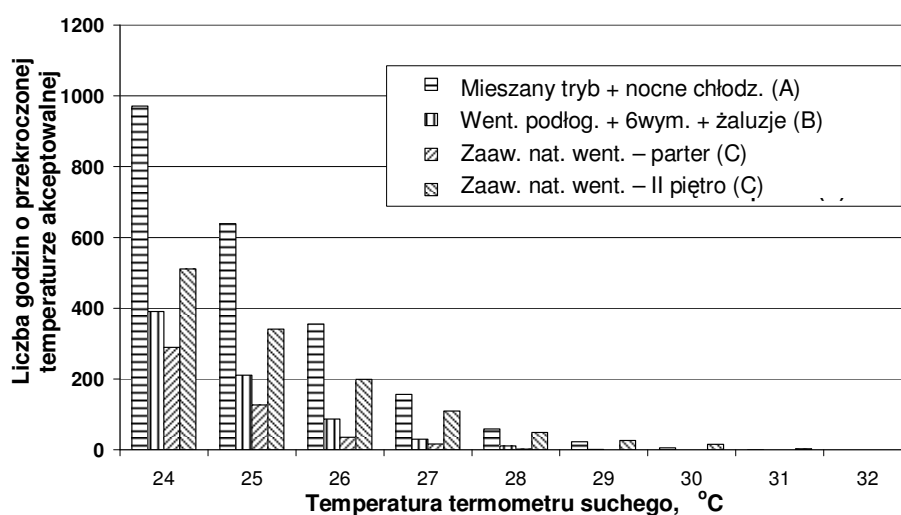
Pięć budynków zostało przedstawionych jako przykłady dobrego, energooszczędnego projektowania. Ostatni z prezentowanych budynków został jednak wyłączony z porównania, gdyż trudno porównać budynek rzeczywisty z budynkami 'wirtualnymi', których działanie oceniano na podstawie symulacji. Budynek szkolny działa poprawnie w obecnych warunkach klimatycznych, osiągnięto założenia projektowe. Jednakże, warunki eksploatacji tego budynku znacznie odbiegają od budynków biurowych i dlatego został on też wyłączony z porównania. Porównano więc trzy budynki biurowe, wszystkie one były zaprojektowane jako budynki energooszczędne zapewniające komfortowe warunki wewnętrzne. Dla uproszczenia dalszych porównań oznaczono je symbolami A, B i C, ich główne cechy to:

- biurowiec A – energooszczędny system adiabaticznego chłodzenia;
- biurowiec B – masywny budynek, powietrze nawiewane przez kanały w płytach podłogowych;
- biurowiec C – zaawansowany, inteligentnie regulowany budynek z wentylacją naturalną;

Porównanie wykonano dla klimatu panującego w roku 1989 a także uwzględniając przewidywane przyszłe zmiany klimatu i emisję ditlenku węgla. Wykresy prezentujące działanie budynków sporządzono zakładając, że nie stosuje się dodatkowego chłodzenia przy szczytowych obciążeniach. Jednakże, dane dotyczące emisji ditlenku węgla uwzględniają stosowanie dodatkowego mechanicznego chłodzenia, które zapewnia, że temperatura nie przekracza 25 °C.

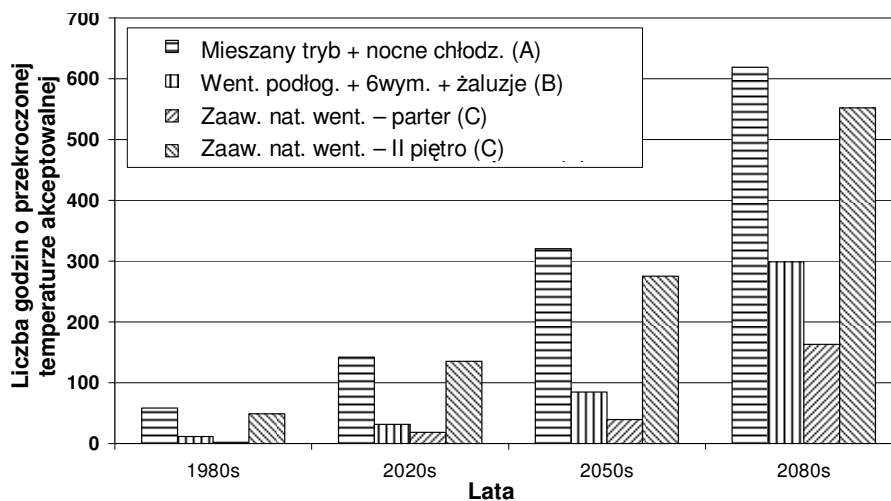
Okazuje się, że najlepiej działającym budynkiem w odniesieniu do warunków panujących na parterze jest biurowiec C a w odniesieniu do warunków panujących na wszystkich kondygnacjach jest biurowiec B, patrz rys.3.26a i 3.26b. Obydwa budynki są budynkami masywnymi o dużej pojemności cieplnej, zmniejsza ona zakres wahań

temperatury wewnętrznej. Niestety zmiany klimatyczne powodują, że temperatura zewnętrzna wzrasta i wkrótce średnia dobowa temperatura zbliży się do tej jak nie może już być zaakceptowana wewnątrz budynku⁹. Duża pojemność cieplna budynku nie zagwarantuje utrzymania temperatury w akceptowalnym zakresie i będzie konieczne wprowadzenie dodatkowego mechanicznego chłodzenia. Wyniki symulacji przedstawione na rys.3.27c przedstawiają przewidywaną emisję ditlenku węgla związaną z użytkowaniem wszystkich głównych urządzeń instalacji grzewczej, wentylacyjnej i klimatyzacyjnej (kotła, urządzenia ziębniczego i wentylatorów). Budynek B charakteryzuje się największą emisją ditlenku węgla w następnej kolejności budynek A i C. Jest to spowodowane znacznie większą mocą zastosowanych wentylatorów w budynku B, podczas gdy mieszany tryb pracy zastosowany w budynku A minimalizuje zużycie energii przez wentylatory. Gdyby jednak zmniejszyć strumień powietrza w budynku B oraz opory przepływu przez kanały wentylacyjne to emisja ditlenku węgla związana z eksploatacją budynku B zbliży się do tej, która charakteryzuje budynek A.



Rys.3.26a.

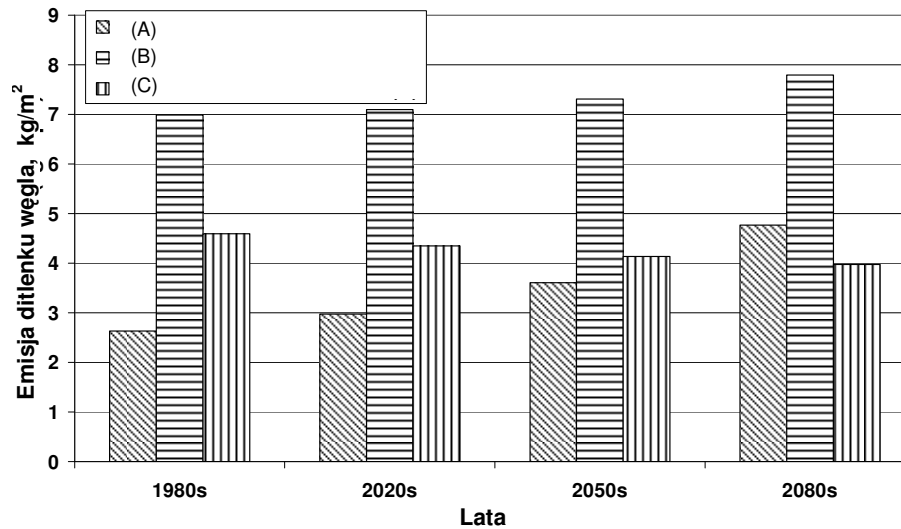
Aktualne działania budynków



Rys.3.26b.

Działanie budynków w przyszłości

⁹ Od red.: Analizy dotyczą klimatu w południowo-wschodniej Anglii



Rys.3.26c.

Emisja ditlenku węgl (z chłodzeniem)

Dane przedstawione na rysunku 3.26c nie uwzględniają emisji związanej z eksploatacją oświetlenia i innych urządzeń biurowych a wynosi ona około 13 kg/m². Stąd konieczność stosowania energooszczędnych rozwiązań w systemach oświetleniowych i urządzeniach biurowych. Za oszczędności w tym zakresie w dużej mierze odpowiedzialni są użytkownicy budynków. Niepublikowane badania zużycia energii elektrycznej przeprowadzone przez firmę Arup Research+Development w pewnym budynku wykazały, że połowa energii elektrycznej zużywana była w nocy, kiedy budynek nie był użytkowany.

Końcowa uwaga dotyczy rzeczywistych budynków, których ‘wirtualne’ wersje zostały tutaj zaprezentowane – we wszystkich osiągnięto wysoki poziom zadowolenia użytkowników z ich eksploatacji.

Wnioski

Wybrane przykłady nie mogą być traktowane jako najlepsze sposoby rozwiązań, które mogą być wszędzie powszechnie stosowane. Można jedynie stwierdzić, że przy projektowaniu sprzyjającemu zrównoważonemu rozwojowi należy uwzględnić działanie budynku w przyszłości a podstawą energooszczędności są cztery zasady:

- Wyłączanie;
- Rozpraszanie;
- Przewietrzanie;
- Chłodzenie.

Inaczej mówiąc:

- ‘Cień powinien wyłączać słońce’. Wewnętrzne zyski powinny być kontrolowane.
- Masywne elementy o dużej pojemności cieplnej powinny spłaszczać zmiany temperatury i zmniejszać jej ekstremalne wartości.
- Powinno się stosować właściwą strategię wentylacji, np. nocne chłodzenie.
- Mechaniczne chłodzenie stosować tylko wtedy gdy jest to konieczne, mieszany tryb działania i/lub statyczne elementy chłodzące (belki i stropy chłodzące) mogą być efektywne.

Wyniki analiz wskazują, że masywne budynki są w stanie zapewnić lepszą jakość środowiska wewnętrznego, nie można tego jednak uzyskać bez zwracania uwagi na pozostałe zasady energooszczędnego projektowania.

Większość opisywanych prac była finansowana przez United Kingdom Department of Trade and Industry oraz Arup Research + Development w ramach tzw. Partners in Innovation Scheme. Autor chciałby podziękować członkom kierownictwa projektu za ich rady udzielone w czasie realizacji projektu, a w szczególności profesorowi Brian'owi Moss (Przewodniczącemu) oraz następującym instytucjom i uczelniom: The Building Research Establishment, CIBSE, De Montfort University, Imperial College London, Michael Hopkins and Partners, Nu-Aire, Oxford Brookes University, Reading University, UK Meteorological Office and the University of East Anglia.

LITERATURA DO ROZDZIAŁU 3

- BB87 2003 Guidelines for Environmental Design in Schools. Building Bulletin BB87, London: Department of Education and Skills, School Building and Design
- Belcher S. E., Hacker J. N. and Powell D. S. 2005. Constructing Design Weather Data for Future Climates. Build Serv. Eng Res. Technol.
- Humphries M. 2005. Proposal for revision of CIBSE Guide Section A5.
- Brager G. D. and de Dear R. 2001. Comfort climate and natural ventilation: a new adaptive comfort standard for ASHRAE Standard 55. Proceedings of Conference; *Moving Thermal Comfort Standards into the 21st Century*, Windsor UK
- CIBSE 2002 Weather, solar and illuminance data, Guide J. London: Chartered Institution of Building Services Engineers
- CIBSE TM36, 2005. Climate change and the indoor environment: impacts and adaptation, Technical Memorandum No. 36., London: Chartered Institution of Building Services Engineers
- CIBSE. AM 10, 2005. Natural ventilation in non-domestic buildings. Application Manual 10. London: Chartered Institution of Building Services Engineers
- CIBSE Guide A, 2005 Design Criteria, Draft Guide A. London: Chartered Institution of Building Services Engineers
- EC 2003 Directive of the European Parliament and of the Council of 16th December 2002 on the energy performance of buildings. Official Journal of the European Communities L1/65 (4.1.2003)
- Eppel H. and Lomas K. J. 1992 Comparison of alternative criteria for assessing overheating in buildings. BRE Support Contract Report 12. Leicester Polytechnic (De Montfort University) School of the Built environment
- Fanger P. O. 1970 Thermal Comfort. Copenhagen: Danish Technical Press
- Holmes M. J. 1985. Design for Ventilation. *Proceedings of 6th Air Infiltration Centre Conference*, Het Meerdal Park, Holland
- Holmes M. J. and McGowan S. 1997 Simulation of a Complex Wind and Buoyancy Driven Building. *Proceedings International Building Performance Simulation Association Conference*, Prague
- Hulme M., Jenkins G. J., Lu X., Turnpenny J. R., Mitchell T. D., Jones R. G., Lowe J, Murphy J. M, Hassel D., Boorman P., McDonald R. and Hill S. 2002 Climate Change Scenarios for the United Kingdom. The UKCIP Scientific Report, Norwich: Tyndall Centre for Climatic Change Research, School of Environmental Engineering, University of East Anglia. (available from <http://www.ukcip.org.uk/resources/publications>)
- Judkoff R. and Neymark 1994 Building Energy Simulation Test (BESTEST) and Diagnostic Method. *International Energy Agency*. (www.iea.org)
- Lomas K J. et al. 1994 Empirical validation of thermal simulation programs using test room data. Energy Conservation in Buildings and Community Systems Annex 21. (www.iea.org)
- Nicol J. F. and Humphries M. 2001 Adaptive thermal comfort and sustainable thermal standards for buildings. Proceedings of Conference; *Moving Thermal Comfort Standards into the 21st Century*, Windsor UK
- PROBE 2001 Post-occupancy evaluation. *Building Res. And Information* Special Issue 29 Vol 2
- Raue A. K., Boerstra A. C., van der Linden A. C. and Kurvers S. R. 2004 Natvent buildings versus HVAC buildings a new Dutch thermal comfort guideline. Proceedings of *Air Infiltration and Ventilation Centre Conference*. International Energy Agency Programme Buildings and Community Systems

4. ENERGOOSZCZĘDNE BUDOWNICTWO*

Zużycie ciepła do ogrzewania budynków w Polsce jest nadal znacznie wyższe niż w krajach Europy Zachodniej o podobnym klimacie. Według danych Krajowej Agencji Poszanowania Energii niemal 10 mln mieszkań ma wskaźnik zużycia energii cieplnej ponad 240 kWh/m²rok (www.kape.gov.pl). Spowodowane jest to znaczną liczbą budynków starych, wybudowanych w czasach gdy obowiązywały inne od obecnych wymagania izolacyjności cieplnej przegród zewnętrznych. W wielu przypadkach działające w takich budynkach systemy zaopatrzenia w ciepło wymagają modernizacji ze względu na niską sprawność i zanieczyszczanie środowiska. Co prawda w 1998 roku uchwalona została w Polsce ustawa o wspieraniu przedsięwzięć termomodernizacyjnych, ale efekty jej działania nie są jeszcze zadawalające.

Energochłonność jest ważną informacją przy podejmowaniu decyzji o zakupie domu czy mieszkania, gdyż pozwala na oszacowanie przyszłych kosztów ogrzewania, decydujących w dużym stopniu o koszcie eksploatacji. W krajach Unii Europejskiej wprowadzono konieczność wykonywania certyfikacji energetycznej budynków (www.cieplej.pl) czyli określenia klasy energochłonności budynku. Energochłonność ta zależy od zastosowanego systemu grzewczego, ale przede wszystkim od konstrukcji budynku.

Niska energochłonność to nie jedyny ważny czynnik w ocenie budynku. Pomieszczenia, w których przebywają ludzie, a więc mieszkalne, biurowe czy użyteczności publicznej, powinny spełniać cały szereg różnorodnych wymagań. W podrozdziale 4.1 przedstawiono rozważania na temat **jakości budynku**, rozumianej przez architektów jako jakość techniczna, funkcjonalna, behawioralna, organizacyjna i ekonomiczna. Do oceny tej jakości można stosować wiele metod. Jedną z nich omówiono na przykładzie oceny jakości środowiska wewnętrznego dwóch budynków biurowych.

W ostatnich latach popularne stało się **budownictwo ekologiczne**, które jest odpowiedzią na konieczność budowania energooszczędnych budynków, zapewniających jednocześnie dobrą jakość powietrza wewnętrznego. Budownictwo to wykorzystuje naturalne materiały budowlane i odnawialne źródła energii. Przykładem takiego ekologicznego rozwiązania jest przedstawiony w podrozdziale 4.2 prototypowy jednorodzinny budynek mieszkalny o nazwie NATURALny DOM, znajdujący się w Gdyni. Omówiono zastosowany w tym budynku system ERS (Energy Recycling System) oraz wykonane pomiary parametrów powietrza, które umożliwiły dokonanie oceny jakości środowiska wewnętrznego w pomieszczeniach o różnym przeznaczeniu.

Jednym z istotnych elementów budownictwa energooszczędnego jest przegroda zewnętrzna budynku, która decyduje w znacznym stopniu o stratach ciepła do otoczenia. Możliwe jest obecnie zastąpienie tradycyjnej izolacji termicznej materiałem pozwalającym na wnikanie energii promieniowania słonecznego do wnętrza przegrody. Materiał taki o nazwie **izolacja transparentna** pozwala na skonstruowanie ściany zapewniającej dobre właściwości cieplne i jednocześnie na wykorzystanie energii słonecznej do ogrzewania budynku. Badania przegrody z izolacją transparentną przedstawiono w podrozdziale 4.3.

Około 30 % ciepła traconego przez budynek stanowią straty ciepła przez **okna**. Część tego ciepła związana jest z ogrzaniem powietrza infiltrującego do pomieszczeń przez nieszczelności stolarki okiennej. Możliwości oszczędzania energii są w tym zakresie bardzo ograniczone, ponieważ zmniejszenie ilości powietrza świeżego napływającego do pomieszczeń powoduje pogorszenie jakości powietrza wewnętrznego. Z tego powodu pozostaje do rozważenia jedynie ograniczenie strat ciepła oddawanego przez okno do otoczenia na drodze przenikania i promieniowania. W podrozdziale 4.4 omówiono

* redakcja: Ewa Gierczycka

zagadnienie optymalizacji konstrukcji ramy okiennej oraz przedstawiono koncepcję wkładu dwukomorowego ze środkową przegrodą wykonaną z folii.

Zmniejszenie zużycia energii na ogrzewanie w istniejących już budynkach jest w pełni realne, jednak wprowadzanie modernizacji wiąże się z koniecznością ponoszenia znacznych kosztów. Nie każde usprawnienie jest opłacalne, do tego nie w każdej sytuacji jest opłacalne jednakowo. Dla danego konkretnego budynku niezbędne staje się dokonanie oceny zarówno dotychczasowego zużycia energii, jak i możliwych do uzyskania oszczędności. Wykonuje się w tym celu **audyt energetyczny**, który określa przede wszystkim co warto modernizować oraz jakie zastosować konkretne rozwiązania techniczne. W podrozdziale 4.5 przedstawiono zastosowany na Słowacji sposób przeprowadzania takiego audytu, a także uzyskane efekty.

Dokonanie oceny aktualnego stanu budynku, a także efektów prac termomodernizacyjnych jest możliwe przy użyciu **termografii**. W ostatnim podrozdziale (4.6) omówiono zastosowanie tej metody do jakościowej oceny ochrony cieplnej budynków oraz zaprezentowano możliwości detekcji anomalii przy wykorzystaniu termogramów zewnętrznych ścian budynków.

4.1. JAKOŚĆ ŚRODOWISKA WEWNĘTRZNEGO I METODY JEJ OCENY W ASPEKCIE PROJEKTOWANIA ARCHITEKTONICZNEGO*

Jakość środowiska zbudowanego jest rozumiana przez architektów jako zdolność budynku do zaspokajania potrzeb użytkowników. Wysoka jakość występuje, gdy obiekt architektoniczny odpowiada w możliwie najszerszym zakresie wymaganiom użytkowników go osób. W tej grupie wyróżniamy lokatorów (najemców), wizytujących, właścicieli i ich organizacje np. wspólnoty oraz organizacje dzierżawców (Niezabitowska w przygotowaniu). Rozpatrując jakość w architekturze rozróżniamy jakości: techniczną, funkcjonalną, behawioralną, organizacyjną i ekonomiczną (Niezabitowska 1998).

Jakość techniczna

Jakość techniczna związana jest z trwałością badanego obiektu oraz bezpieczeństwem mienia, życia i zdrowia osób przebywających w danym zbudowanym środowisku. W praktyce oznacza to jakość, bezpieczeństwo, nowoczesność i niezawodność zastosowanych rozwiązań technicznych i konstrukcyjnych.

Jakość elementów technicznych można precyzyjnie zmierzyć za pomocą odpowiednich urządzeń pomiarowych np.: wytrzymałość elementów konstrukcyjnych, izolacyjność akustyczną i cieplną przegród wewnętrznych i zewnętrznych, ścieralność posadzek. Ocena jakości technicznej była stosowana przez wieki, najczęściej w przypadkach wystąpienia katastrof budowlanych. Efektem tych ocen były wprowadzane stopniowo przepisy budowlane, mające podnieść bezpieczeństwo nowo realizowanych obiektów. Oceny takie są przeprowadzane również obecnie, a jakość wielu elementów technicznych jest regulowana odpowiednimi przepisami prawnymi i normami.

W trakcie oceny jakości technicznej brane są pod uwagę (Preiser, Rabinowitz, White 1988):

- bezpieczeństwo przeciwpożarowe,
- wytrzymałość konstrukcji,

* autorzy: **Dariusz Masły, Michał Sitek**

Katedra Architektury Obiektów Biurowych i Strategii Projektowania, Wydział Architektury, Politechnika Śląska w Gliwicach

redakcja: Ewa Gierczycka

- instalacje sanitarne,
- klimatyzacja, wentylacja, instalacja CO,
- instalacja elektryczna,
- ściany zewnętrzne,
- stropy i dachy,
- materiały wykończeniowe wnętrz,
- izolacyjność akustyczna,
- oświetlenie,
- systemy kontroli parametrów środowiska wewnętrznego.

Jakość funkcjonalna

Jakość funkcjonalna przekłada się na zdolność badanego obiektu do wspierania i ułatwiania procesów, które odbywają się w jego środowisku. Tak więc budynek funkcjonalny umożliwi użytkownikom wydajne i efektywne wykonywanie zadań. Mówiąc o funkcjonalnym rozwiązaniu w architekturze mamy na myśli prawidłowe rozmieszczenie, łączenie, dzielenie, odgradzanie i komunikowanie powierzchni, zapewniające płynne wykonywanie zadań, do których został zaprojektowany budynek, zapewnienie odpowiedniej ilości i wielkości powierzchni, a także wygodę użytkownika i zgodność wyposażenia z wymogami ergonomii (Niezabitowska 1998).

W dzisiejszych czasach, przy dużej różnorodności i dynamice zmian procesów gospodarczych, jednym z kryteriów wysokiej jakości funkcjonalnej jest elastyczność zbudowanego środowiska. Budynek, w którym możliwe jest szybkie i tanie przystosowanie powierzchni do nowych wymagań i zastosowań, będzie przez długie lata wykorzystywany, przynosząc dochód i umożliwiając wprowadzenie coraz wyższych standardów jakościowych.

Jakość funkcjonalna jest obiektem największego zainteresowania architektów, a ich wiedza profesjonalna jest wykorzystywana do segregacji i analizy danych gromadzonych w trakcie przeprowadzania oceny jakości.

Jakość behawioralna

Jakość behawioralna obejmuje wszystkie problemy, które mają związek z osobistym odbiorem i potrzebami psychologicznymi użytkowników środowiska zbudowanego. Do problematyki jakości behawioralnej zalicza się takie zagadnienia (Niezabitowska 1998, Preiser, Rabinowitz i White 1988, Niezabitowski i Niezabitowska 1996, Bańka 1999), jak:

- sposoby użytkowania, organizowania i aranżacji przestrzeni oraz wynikające z nich stosunki międzyludzkie,
- terytorialność lub zachowania terytorialne (od Davida Stea – *theory of territoriality*),
- prywatność,
- percepcja środowiska,
- wizerunek i znaczenie budynku,
- percepcyjna reprezentacja środowiska zbudowanego,
- zagadnienia związane z projektowaniem systemów komunikacji, łatwych do odczytania i ułatwiających odszukanie drogi,
- orientacja,
- gradacja przestrzeni od publicznej przez półpubliczną, półprywatną do prywatnej,
- strach, lęk i poczucie bezpieczeństwa,
- zdrowie fizyczne i psychiczne,
- wandalizm,

- związki między ukształtowaniem przestrzennym środowiska kulturowego a zjawiskami dezintegracji i dewiacji społecznych,
- satysfakcja i zadowolenie z przebywania w środowisku zbudowanym.

Wymienione powyżej elementy jakości behawioralnej zostały wypracowane i przetestowane w trakcie pierwszych dwudziestu lat rozwoju badań jakościowych. Obecnie ich analiza jest integralną częścią każdej kompleksowej i wyczerpującej ewaluacji. Słabo rozpoznany elementem jakości behawioralnej jest estetyka (Niezabitowski i Niezabitowska 1996). Badania tego problemu są szczególnie trudne do przeprowadzenia, gdyż odczucia estetyczne powstają na pograniczu podświadomości, trudno je nazwać i znaleźć związki przyczynowo-skutkowe.

Zarówno pracodawcy państwowi, jak i prywatni, przyznają, że wysoka jakość behawioralna przynosi wymierne korzyści w postaci wzrostu efektywności i wydajności zatrudnionych. Należy jednak pamiętać, że są to wartości subiektywne i wymagają ścisłego kontaktu zespołu przeprowadzającego badania z użytkownikami, poznania ich odczuć, opinii, zrozumienia sposobu w jaki odbierają otaczające środowisko.

Zagadnienia behawioralne w architekturze są dość słabo rozpowszechnione w Polsce (Niezabitowski i Niezabitowska 1996), zajmują się nimi: psycholog Augustyn Bańka (1983, 1985, 1999), socjolog Bohdan Jałowiecki (1982), Aleksander Wallis (1977) oraz architekci: Andrzej Niezabitowski (1979, 1987, 1993) i Krzysztof Lenartowicz (1992).

Jakość organizacyjna

Jakość organizacyjna mierzona jest efektywnością zorganizowania określonych aktywności ludzkich, służących wykonaniu głównych celów organizacji. Obecnie, w czasach bardzo gwałtownego rozwoju technologii, polepszającej się komunikacji i mobilnych stanowisk pracy, działalność organizacji wykracza poza ramy ustalonego środowiska zbudowanego. W wielu przypadkach elastyczny zespół pracowniczy jest przygotowany do wykonywania pracy w zmieniających się warunkach, w wielu miejscach, o różnych porach dnia, wykorzystując siedzibę organizacji jako punkt bazowy swojej działalności. Prowadzi to do zmniejszania się zapotrzebowania na przestrzeń, lecz wzrastających wymagań wobec jakości i wyspecjalizowania przestrzeni. Jest to punkt, gdzie należy przeprowadzić dogłębną analizę w postaci badań jakościowych, by architekt tworzący środowisko zbudowane dysponował informacjami pozwalającymi na aktywny udział we współtworzeniu modelu organizacyjnego firmy klienta. Dotychczas jakość organizacyjna mniej interesowała architektów a bardziej specjalistów od organizacji pracy, zdaniem autorów proporcje te będą się zmieniać.

Jakość finansowa

Jakość finansowa jest określana na podstawie analizy kosztów utrzymania budynku w trakcie użytkowania, kosztów, które są pośrednio generowane przez decyzje architekta na etapie projektowania. Porównanie jakości finansowej istniejących budynków pozwala na wyeliminowanie wielu drogich błędów architektonicznych podczas programowania i projektowania przyszłego środowiska zbudowanego. Badania jakościowe pozwalają na utworzenia bazy danych o średnich kosztach eksploatacji porównywalnych budowli, co prowadzi do wyeliminowania z rynku nieefektywnych rozwiązań.

Przedstawiony podział zdaniem autorów jest mało elastyczny. Wiele analizowanych podczas badań jakościowych kategorii sprawności działania budynku (Masły 2004) nie można w jednoznaczny sposób przyporządkować do jednego z wymienionych rodzajów jakości, gdyż wpływają one jednocześnie na kilka, np. jakość techniczną i funkcjonalną. Przykładem takiej kategorii, notabene decydującej o jakości środowiska wewnętrznego,

jest jakość instalacji grzewczo-wentylacyjnej (HVAC). Jeżeli będziemy analizować wydajność systemu, awaryjność, energooszczędność, mamy do czynienia z jakością techniczną. Gdy weźmiemy pod uwagę elastyczność dopasowania, ilość nawiewów powietrza, łatwość zmiany ich położenia i ilości, zajmiemy się jakością funkcjonalną. Subiektywny odbiór jakości powietrza (temperatury, wilgotności) przez użytkownika, będący efektem pracy omawianej instalacji, możliwości indywidualnej zmiany parametrów środowiska, mieści się w problematyce jakości behawioralnej. Dlatego nie można w sposób jednoznaczny zakwalifikować instalacji HVAC do jakości technicznej, chociaż na pierwszy rzut oka jest to najbardziej racjonalne rozwiązanie.

Podczas oceny jakości środowiska wewnętrznego analizujemy między innymi następujące kategorie (GBT2k v.1.07 Building Performance Rating System. 2000, Green Building Assessment Tool – GBTool 1.3. 1998):

- jakość powietrza, np.: zanieczyszczenie środowiska, wentylacja,
- komfort termiczny, np.: temperatura powietrza w pomieszczeniach, wilgotność względna, ruch powietrza,
- oświetlenie, np.: natężenie światła naturalnego, wpływ wykończenia pomieszczeń i wyposażenia na odbijanie światła w pomieszczeniach, odległość najdalszego stanowiska pracy od okna, jakość światła sztucznego,
- hałas i akustyka, np.: przenikanie hałasu przez elewacje, hałas wydzielany przez urządzenia w pomieszczeniach, tłumienie hałasu na przegrodach oddzielających główne pomieszczenia.

Większość z przedstawionych kategorii, jak wcześniej zostało pokazane na przykładzie instalacji HVAC, odnosi się jednocześnie do kilku rodzajów jakości, analizowanych przez architektów. Jakość środowiska wewnętrznego przecina poziomo przedstawioną pionową strukturę podziału na rodzaje jakości i obejmuje przede wszystkim kategorie jakości technicznej, funkcjonalnej i behawioralnej. Stopień zależności i powiązań poszczególnych kategorii, wzajemne przenikanie się rodzajów jakości przemawia za wykonywaniem możliwie jak najszerszych, całościowych ocen jakości.

Badania jakościowe

Badania jakościowe umożliwiają poszerzanie wiedzy o budynkach, podnoszenie jakości obiektów architektonicznych i procesów projektowania. Ocena jakości to proces mający na celu rozpoznanie, opisanie i zrozumienie zależności zachodzących w budynku, jest to proces zbierania, systematyzowania i porównywania informacji (Masły 2004). Efektem końcowym badań jest wiedza opisująca funkcjonowanie analizowanego budynku i sposób jego użytkowania. Wiedza ta umożliwia poprawienie funkcjonowania istniejących budynków, doskonalenie projektów przyszłych budynków danego typu, tworzenie baz danych o standardach użytkowania budynków istniejących, uaktualnianie informacji projektowych, wytycznych, norm, standardów, podręczników architektonicznych, przepisów. Ocena jakości jest procesem interdyscyplinarnym, w którym obok architektów biorą udział psychologowie, socjologowie, specjaliści dziedzin technicznych wiążących się z projektowaniem i realizacją budynków oraz użytkownicy. Poniżej przytoczono wybraną definicję oceny jakości w architekturze (Parshall 1989):

„Ocena jakości jest częścią trwającego procesu (procesu życia budynku – przyp. aut.), która wciąż odwołuje się do przeszłości, lecz płynące z niej korzyści znajdują się w przyszłości, korzyści zarówno dla zarządzających obiektami, jak i dla architektów.”

W wyniku przeprowadzonej przez autorów szczegółowej analizy wybranych, powszechnie stosowanych metod oceny jakości środowiska zbudowanego zostały wyróżnione cztery charakterystyczne obszary rozwoju badań jakościowych (Masły 2004):

- ewaluacja na bazie metody *POE*, ze szczególnym uwzględnieniem potrzeb użytkownika,
- ewaluacja na bazie potrzeb rynku inwestorskiego i usług *Facility Management*,
- ewaluacja na bazie rozwoju zrównoważonego,
- ewaluacja jakości funkcjonalnej i organizacyjnej.

Poniżej zostały bardziej szczegółowo opisane oceny jakości, w których akcentowane jest zagadnienie jakości środowiska wewnętrznego.

Jakość środowiska wewnętrznego w metodach badań jakościowych

Ocena jakości na bazie metody POE (Preiser, Rabinowitz i White 1988, Sanoff 1992)

Ocena jakości POE (Post Occupancy Evaluation) jest najważniejszą i bazową wśród wielu wypracowanych metod i narzędzi analizowania jakości budynku w trakcie użytkowania. (Niezabitowska 2004) Odnosi się ona przede wszystkim do potrzeb użytkownika budynku. Ocena POE może być wykorzystywana do analizy jakości każdego, o dowolnej wielkości, środowiska zbudowanego. Może być stosowana zarówno w skali budynku, jak i w skali urbanistycznej.

Ocenę POE przeprowadza się na trzech różnych poziomach:

- orientacyjnym – krótkoterminowy proces, służący rozpoznaniu zasadniczych sukcesów i błędów, ogólna ocena umożliwiająca wskazanie elementów wymagających głębszego i bardziej wyczerpującego procesu badawczego,
- badawczym – proces, w trakcie którego analizowane są przyczyny wystąpienia nieprawidłowości, oparty na dokładnym przeglądzie literatury i porównaniach z analogicznymi przykładami,
- diagnostycznym – długookresowy, złożony i całościowy proces, który ma na celu zbadanie wybranej grupy funkcjonalnej budynków, wyniki badań odnoszą się do danego typu obiektów.

Jako główne pola zainteresowań opisywanej metody, odnoszące się do jakości środowiska wewnętrznego należy wymienić:

- stopień zadowolenia użytkowników w odniesieniu do wybranych aspektów funkcjonowania budynku, psychiczny komfort użytkowników,
- działanie technicznych systemów budynku na tle subiektywnego odbioru komfortu przebywania wewnątrz budynku.

Ocena jakości na bazie potrzeb rynku inwestorskiego i usług (Facility Management)

Najbardziej znane i powszechnie stosowane metody oceny jakości w tym obszarze to:

- Building Quality Assessment (BQA) (Ocena Jakości Budynku, Baird 1989, Bruhns, Isaacs 1996),
- Serviceability Tools and Methods (STM) (Narzędzia i Metody Weryfikacji Wymaganej Sprawności Działania Budynku, Davis, Szigeti 1996),
- The Real Estate Norm (REN) (Norma Jakości Nieruchomości) (De Jonge, Gray 1996, Real Estate Norm Netherlands Foundation 1992).

Są to metody bardzo rygorystyczne, usystematyzowane, bazujące na uporządkowanych zbiorach kategorii jakościowych. Każda z obejmowanych przez te oceny jakości kategorii posiada jednoznacznie zdefiniowane parametry sprawności działania, sposób ich pomiaru, oceny i ustalenia na ich podstawie określonego standardu jakościowego. Rozwiązanie to stwarza solidne podstawy dla oceny jakości środowiska zbudowanego w skali globalnej, gdyż informacje zebrane w trakcie analizowania każdego

z budynków mają charakter uniwersalny, mogą być ze sobą porównywane. Jest to podstawowym warunkiem prowadzenia benchmarkingu.

Poniżej zostały przedstawione kategorie występujące w przedstawionych metodach, odnoszące się do jakości środowiska wewnętrznego:

Building Quality Assessment (BQA)

- Środowisko pracy - przestrzeń pracy biurowej powinna spełniać szereg warunków, dzięki którym praca w niej wykonywana będzie efektywna. Podstawowym wymogiem jest odpowiedź na rzeczywiste wymagania użytkownika i zapewnienie prawidłowych parametrów środowiska wewnętrznego, jak: temperatura, wilgotność powietrza, oświetlenie, dostęp światła słonecznego, odpowiednia akustyka.
- Zdrowie i bezpieczeństwo - zapewnienie zdrowia i bezpieczeństwa osób przebywających w budynku, wyeliminowanie potencjalnych niebezpieczeństw związanych z jego użytkowaniem jest podstawowym zadaniem środowiska zbudowanego.

Serviceability Tools and Methods (STM)

Warunki akustyczne i wizualne:

- prywatność i słyszalność w trakcie prowadzenia rozmowy,
- czynniki powodujące dyskomfort, zakłócenia, przeszkadzające,
- drgania, wibracje,
- oświetlenie i czynniki powodujące oślnienie,
- możliwość sterowania oświetleniem przez użytkowników,
- odległość miejsca pracy od okna, widok za oknem.

Warunki temperaturowe i jakość powietrza wewnątrz budynku:

- temperatura i wilgotność,
- jakość powietrza wewnątrz budynku,
- sposób wentylacji budynku,
- możliwość dostosowania parametrów środowiska wewnętrznego przez użytkowników,
- odpowiedniość doboru systemu kontroli.

Możliwość modyfikowania, dostosowania środowiska wewnętrznego przez użytkowników:

- zniszczenia, zakłócenia które mogą zostać spowodowane fizycznymi zmianami środowiska,
- modyfikowalność oświetlenia, instalacji HVAC i przeciwpożarowej,
- drobniejsze zmiany rozkładu pomieszczeń, stref w pomieszczeniach,
- możliwość przesuwania ścian działowych,
- czas prowadzenia modyfikacji, realizacji.

Real Estate Norm (REN)

Budynek

Przestrzeń pracy

- Wysokość pomieszczeń w świetle
- Prywatność miejsca pracy - rodzaj podziałów przestrzeni
- Środowisko wewnętrzne, mikroklimat wnętrza
 1. Komfort cieplny
 - 1.1. Warunki termiczne w porównaniu ze średnimi wartościami normowymi
 - 1.2. Temperatura latem
 - 1.3. Temperatura zimą

- 1.4. Szybkość przepływu powietrza w strefie pracy
- 1.5. Godziny w roku, kiedy temperatura przekracza 25°C
- 1.6. Pionowy rozkład temperatur w pomieszczeniach pracy
- 1.7. Przewidywana maksymalna emisja ciepła przez urządzenia biurowe
- 1.8. Redukcja promieniowania słonecznego przez elewację
- 1.9. Wilgotność względna
- 1.10. Masa konstrukcji aktywna termicznie
- 1.11. Różnice temperatur promieniowania pomiędzy różnymi ścianami
2. Oświetlenie
 - 2.1. Dostęp światła dziennego
 - 2.2. Światło sztuczne w miejscu pracy
 - 2.3. Procent wykorzystania światła z docierającego promieniowania słonecznego
 - 2.4. Urządzenia redukujące ilość promieniowania słonecznego
 - 2.5. Naturalność barw
 - 2.6. Kąt padania światła z lamp
3. Jakość powietrza
 - 3.1. Wentylacja - napływ świeżego powietrza na osobę
 - 3.2. Recyrkulacja, powtórne wykorzystanie powietrza
 - 3.3. Jakość filtrów powietrza
4. Jakość akustyczna
 - 4.1. Poziom hałasu z zewnątrz
 - 4.2. Izolacja akustyczna pomiędzy pokojami (dźwiękoszczelność)
 - 4.3. Hałas tła generowany przez instalacje
 - 4.4. Czas pogłosu
 - 4.5. Poziom hałasu na elewacji
5. Łatwość obsługi urządzeń (ekrany słoneczne, wentylacja, ogrzewanie, chłodzenie, oświetlenie, otwieranie okien).

Ocena jakości na bazie rozwoju zrównoważonego (GBT2k v.1.07 Building Performance Rating System. 2000, Green Building Assessment Tool – GBTool 1.3. 1998)

Celem metod oceny jakości sklasyfikowanych w tym obszarze jest rozwijanie i testowanie systemu oceny budynków ze względu na ich wpływ na środowisko naturalne, zużycie energii i poszanowanie zasobów naturalnych. Wśród istniejących programów oceny wpływu budynków na środowisko naturalne najbardziej znane są: *Building Research Establishment Environmental Assessment Method (BREEAM)*, Wielka Brytania (jest to najstarszy i najbardziej znany system oceny i etykietowania budynków, obecnie z jego wykorzystaniem projektuje się 15÷20% budynków biurowych w Wielkiej Brytanii - Kujawski 2001, wspomaga on wszystkie znaczące inwestycje), *Building Environmental Performance Assessment Criteria (BEPAC)*, Kanada; *Leadership in Energy and Environmental Design (LEED)*, Stany Zjednoczone Ameryki; *Green Building Challenge (GBC)*, 11 państw Europy, Japonia, Kanada i Stany Zjednoczone.

Największym i najbardziej zaawansowanym programem badawczym, obejmującym problemy projektowania zrównoważonego, jest międzynarodowy projekt *Green Building Challenge*. Rozpoczął się on w roku 1996 i jest nadal realizowany. Efektem programu jest modelowe rozwiązanie oceny budynków, które zostało wdrożone do użytku w postaci programu komputerowego *GBTool*. System *GBTool* umożliwia wprowadzanie informacji o charakterze regionalnym, w odniesieniu do zagadnień postawionych w sposób uniwersalny. Pozwala przeprowadzać ocenę na trzech poziomach uszczegółowienia, dążąc od oceny wielu szczegółowych kryteriów do przedstawienia podsumowania w formie informacji projektowych.

Analizowane przez metodę informacje zostały podzielone na sekcje, kategorie, kryteria i subkryteria. Poniżej przedstawiono sekcje i kategorie odnoszące się do jakości środowiska wewnętrznego:

1. Jakość powietrza i wentylacja:

- zabezpieczenia antywilgociowe powłoki budynku, jakość instalacji wentylacyjnych i klimatyzacyjnych,
- redukcja materiałów będących źródłem zanieczyszczeń lotnych np. azbestu, oddzielenie miejsc niebezpiecznych, rozmieszczenie urządzeń czerpiących zewnętrzne powietrze,
- jakość, ilość dostarczanego powietrza, elastyczność i efektywność instalacji wentylacyjnych, otwierane okna.

2. Komfort termiczny:

- temperatura powietrza w głównych przestrzeniach pracy,
- średnia, zakładana temperatura grzejników w głównych przestrzeniach pracy,
- wilgotność względna w głównych przestrzeniach pracy,
- ruch powietrza na poziomie stanowiska pracy w głównych przestrzeniach pracy.

3. Oświetlenie światłem dziennym i sztucznym, umiejscowienie stanowisk pracy przy oknach:

- dostęp światła dziennego w głównych przestrzeniach pracy,
- natężenie sztucznego światła rozproszonego w głównych przestrzeniach pracy,
- odległość stanowiska pracy od okna w głównych przestrzeniach pracy.

4. Hałas i akustyka:

- tłumienie hałasu przez powłokę budynku,
- emisja hałasu przez urządzenia w miejscu pracy,
- zastosowanie barier akustycznych pomiędzy pomieszczeniami.

Koncepcja oceny jakości budynków biurowych opracowana na Wydziale Architektury Politechniki Śląskiej (Masły 2004)

W trakcie tworzenia koncepcji oceny położono nacisk na jej uniwersalność, efektywność i łatwość w posługiwaniu się nią. Model miał umożliwiać szybkie gromadzenie, segregowanie i analizowanie informacji o budynkach. Źródłem tych założeń były przede wszystkim kryteria organizacyjne. Przy występujących trudnościach – oporze środowiska architektonicznego wobec oceny jakości, braku zrozumienia zagadnienia badań jakościowych i niechęci do podejmowania związanych z nim działań w kręgach kierowniczych organizacji, braku specjalistów, praktyków na rynku - szansę powodzenia stwarzała jedynie ocena pozwalająca na bardzo szybkie realizowanie badań, przy minimalnej ingerencji w procesy pracy użytkownika, oraz dopasowywanie programu badań do ograniczeń budżetowych, ocena obejmująca najważniejsze problemy, wykorzystująca proste techniki badawcze i jednocześnie dająca wymierne efekty.

Teoretycznym fundamentem koncepcji oceny jest Building Performance Concept (Masły 2004). Zgodnie z nim budynki można oceniać poprzez porównywanie parametrów odpowiadających sobie kategorii jakościowych opisujących sprawność działania najistotniejszych elementów budynku.

Model oceny obejmuje 105 kategorii sprawności działania budynku istotnych podczas analizowania jakości funkcjonalnej biurowców. Kategorie podzielono na **GRUPY ZAGADNIENI: Elastyczność, Wysoka jakość miejsca pracy, Efektywność wykorzystania powierzchni**. Wprowadzony podział wynika ze zmian w charakterze pracy biurowej. Poza tym wprowadzono ramowe przyporządkowanie pogrupowanych kategorii

do **OBSZARÓW** budynku z punktu widzenia funkcji biurowych. Są to: **Działka, Wejście, Budynek, Kondygnacja i Stanowisko Pracy**. Celem tego przyporządkowania było usprawnienie procesu gromadzenia danych w trakcie badań. Takie usystematyzowanie kategorii pozwala skrócić czas oceny jakości oraz wyeliminować ryzyko pominięcia istotnych dla oceny zagadnień. Koncepcja metody oceny jakości może być zastosowana w badaniach naukowych, projektowaniu i programowaniu architektonicznym oraz w planowaniu inwestycji na rynku nieruchomości.

Poniżej przedstawiono dwie wybrane kategorie sprawności działania budynku mające wpływ na jakości środowiska wewnętrznego, wraz z informacjami definiującymi wartości brzegowe – jakość wysoką i niską:

Dostęp światła naturalnego do budynku:

główne parametry decydujące o wysokiej jakości:

- przy założeniu, że światło naturalne gwarantuje prawidłowe oświetlenie wnętrza do głębokości 6m, prostopadle do przeszklonej elewacji, 100% powierzchni pracy biurowej jest oświetlone światłem słonecznym,
- budynek nie jest zacieniany przez sąsiednie realizacje,
- została przeprowadzona symulacja oświetlenia naturalnego budynku,

główne parametry decydujące o niskiej jakości:

- oświetlenie naturalne pomieszczenia jest niezgodne z polskim prawem budowlanym,
- występuje negatywny wpływ najbliższego sąsiedztwa na warunki oświetlenia promieniowaniem słonecznym ocenianego budynku.

Ustawienie indywidualnych parametrów środowiska pracy – wentylacja:

główne parametry decydujące o wysokiej jakości:

- powietrze jest dostarczane bezpośrednio do strefy aktywności pracownika,
- pracownik ma bezpośrednią kontrolę nad ilością dostarczanego powietrza w pobliżu własnego stanowiska pracy,
- zastosowanie wielostrefowych systemów HVAC,
- elastyczność dodawania, usuwania i przenoszenia nawiewów,

główne parametry decydujące o niskiej jakości:

- centralny system wentylacji dla całego budynku,
- brak elastyczności rozmieszczenia nawiewów,
- nie są spełnione wymogi przepisów prawa budowlanego.

Studia przypadku

Jako studia przypadku zostały wybrane dwa przykłady wyników oceny jakości budynków biurowych przeprowadzonych różnymi metodami. Pierwszy przykład to budynek biurowy DATAPEC Software, oceniany z wykorzystaniem programu *GBTtool*. Drugi przykład prezentuje ocenę jakości nowoczesnego budynku biurowego wykonaną przez zespół badawczy Katedry Architektury Obiektów Biurowych i Strategii Projektowania Wydziału Architektury Politechniki Śląskiej, z wykorzystaniem autorskiej metody oceny jakości. Autorzy przytoczyli jedynie zagadnienia odnoszące się do jakości środowiska wewnętrznego.

Obiekt biurowy DATAPEC Software (Niemcy) oceniany w trakcie realizacji programu badawczego green building challenge '98

Budynek biurowy DATAPEC Software w zamierzeniach projektantów ma być wydajnym organizmem, który odpowiada wymaganiom specyficznego użytkownika.

W obiekcie zatrudnionych jest 250 osób, głównie programistów, pracowników o dużych wymaganiach wobec warunków miejsca pracy. W związku z liczbą 250 stanowisk komputerowych, projektanci postawili sobie za główny cel stworzenie idealnych warunków klimatycznych i oświetlenia miejsca pracy. Znaczne obciążenie energetyczne wymusiło rezygnację z klimatyzacji i skierowało poszukiwania w stronę rozwiązań naturalnych. W konsekwencji powstał budynek na rzucie w kształcie koła, z centralnie umieszczonym atrium. Wybrane kategorie, mieszczące się w zakresie jakości środowiska wewnętrznego, w jakich był oceniany budynek i rozwiązania, które zadecydowały o wysokiej ocenie (Green Building Assessment Tool – GBTool 1.3. 1998), to:

- Czynniki minimalizujące zużycie i straty energii:
 - odzyskiwanie w wymiennikach ciepła energii wydzielanej przez komputery,
 - kształt budynku minimalizujący straty ciepła i wspomagający naturalną wentylację,
 - innowacyjny system wentylacyjny, świeże powietrze dostaje się do budynku kanałami biegnącymi w terenie i kondygnacji podziemnej; system schładza powietrze w lecie, a ogrzewa w zimie,
 - naturalne chłodzenie nocnym przepływem powietrza w kanałach sufitowych, udział energii magazynowanej w masie budynku w kształtowaniu wewnętrznego klimatu.
- Czynniki decydujące o wykorzystaniu energii słonecznej i źródeł odnawialnych:
 - centralne atrium stanowiące termiczną strefę buforową,
 - dostęp światła dziennego przez atrium i przezroczyste ściany działowe,
 - konstrukcja galerii spełniająca rolę osłony przeciwsłonecznej.
- Czynniki dotyczące wykorzystania konstrukcji i materiałów:
 - cylindryczny kształt budynku, dający korzystny stosunek powierzchni bryły do kubatury,
 - wstępne ogrzewanie świeżego powietrza w trakcie przepływu przez podziemne kanały, istnienie dobrze wentylowanej kondygnacji podziemnej i atrium wewnętrznego,
 - odzyskiwanie ciepła z zużytego powietrza i wykorzystywanie go do wstępnego ogrzewania świeżego, napływającego powietrza,
 - integracja kanałów wentylacyjnych i magistral przepływu danych w konstrukcji sufitu, dająca oszczędności betonu i zmniejszenie masy konstrukcji,
 - zastosowanie konstrukcyjnych elementów betonowych, świetlików i balkonów o parametrach wyższych od wymaganych,
 - konsekwentna redukcja zastosowanych materiałów i zmniejszenie powierzchni bryły budynku.
- Czynniki wpływające na poprawę środowiska wewnętrznego i zewnętrznego:
 - brak bezpośredniego promieniowania słonecznego w miejscach pracy, eliminujący zjawisko odbicia na ekranach monitorów,
 - wizualny kontakt z otoczeniem zapewniony w większości miejsc pracy,
 - dodatkowe, naturalne oświetlenie poprzez atrium wewnętrzne,
 - chwalone przez użytkowników warunki oświetleniowe w atrium,
 - otwarta struktura i wizualny kontakt pomiędzy pomieszczeniami, sprzyjające tworzeniu atmosfery społeczności, jednoczesne zastosowanie ekranów akustycznych,
 - trzypiętrowa ściana wodna i ogród wewnętrzny poprawiające klimat wnętrza i akustykę,
 - zakaz palenia na terenie budynku gwarantujący czystość świeżego powietrza.

Nowoczesny budynek biurowy oceniany z wykorzystaniem koncepcji oceny jakości opracowanej na Wydziale Architektury Politechniki Śląskiej

Oceniany budynek biurowy charakteryzuje się bardzo atrakcyjną lokalizacją. Znajduje się w centrum Warszawy, w pobliżu Dworca Centralnego i Pałacu Kultury. Działka, na której postawiono obiekt, została w większości zabudowana. Obiekt składa się z dwóch głównych części. Na dole można wyróżnić masywną bryłę, mieści ona 6 poziomów parkingowych. Ze wspomnianej bryły wyrastają przeszklone piętra biurowe. Budynek jest wysoki na 32 kondygnacje, w podziemiach znajdują się kolejne dwa poziomy techniczne.

Głównym celem realizacji inwestycji jest czerpanie dochodów z wynajmowania powierzchni biurowej. Nie można tego przeoczyć, gdy się spojrzy na powtarzalną kondygnację biurową. Na pierwszy rzut oka wyróżnia się bardzo „ciasno”, efektywnie rozplanowany rdzeń i otaczająca go, elastyczna przestrzeń biurowa. Całkowita powierzchnia budynku wynosi 72 000 m², z czego 50 000 m² na 24 piętrach wygospodarowano do wynajęcia. W biurowcu swoją siedzibę mają 23 organizacje, zatrudniające 2500-3000 pracowników.

Większość kategorii jakościowych (Masły 2004) została oceniona pozytywnie. Badany budynek oferuje bardzo wysoką jakość biurowego środowiska zbudowanego, szczególnie w zakresie elastyczności, bezpieczeństwa, usług biurowych i komunikacji.

Najwięcej problemów jest związanych z jakością miejsca pracy, co zdają się potwierdzać liczne narzekania użytkowników na warunki środowiska wewnętrznego. Po pierwsze orientacja budynku (północ-południe) sprawia, że znaczna część przestrzeni nie jest prawidłowo oświetlona światłem dziennym. Efekt ten potęguje znaczna odległość najdalszego stanowiska pracy od okna, wynosząca 10m. Większość z istniejących obecnie aranżacji przestrzeni pracy sprawia, że część pracowników ma bardzo ograniczony dostęp do okna. Tylko 52% powierzchni rzutu budynku jest oświetlone światłem słonecznym (przy założeniu, że światło naturalne gwarantuje prawidłowe oświetlenie wnętrza do głębokości 6m, prostopadle do przeszklonej elewacji). Tym nieprawidłowościom towarzyszy brak jakiegokolwiek świadomego prowadzenia światła we wnętrzu poprzez stosowanie reflektorów, pryzmatów, półek świetlnych, sufitów o wysokim współczynniku odbicia. Należy jeszcze podkreślić, że od strony południowej nie zaprojektowano żadnych ekranów przeciwsłonecznych.

Także możliwość ustawienia indywidualnych parametrów środowiska pracy została oceniona bardzo słabo. Na 3 do 4 pokoi zainstalowano tylko jeden termostat, najczęściej znajduje się on w pomieszczeniu kierownika. Efektem opisanego stanu rzeczy są narzekania użytkowników na temperaturę i wilgotność powietrza.

Rola użytkowników w procesach oceny jakości

Badania jakościowe w architekturze mają specyficzny charakter. Na postawione pytania bardzo rzadko można znaleźć jednoznaczną odpowiedź, potwierdzenie faktu, że mamy do czynienia z prawdą lub fałszem (Duerk 1993). Najczęściej efektem badań jest nakreślenie kierunku, w którym należy poszukiwać rozwiązań. Główną przyczyną tego jest indywidualizm, niepowtarzalność odbioru środowiska zbudowanego przez użytkowników.

Należy podkreślić, że sensem przeprowadzania badań jakościowych w budynkach jest właśnie rozpoznanie i opisanie różnicy pomiędzy wymaganiami użytkowników wobec budynku a faktycznym stanem. Dotychczas rola użytkowników w procesach tworzenia ich środowiska życia i pracy była niedoceniana. Faktem jest, że użytkownik jest ekspertem w sprawach jakości zajmowanej przez siebie przestrzeni. Nie posiada on wystarczającego wykształcenia, by informacje te w sposób prawidłowy sklasyfikować i wykorzystać, lecz

zgromadzone przez niego doświadczenia, czasami długoletnie, nie mogą być pominięte w trakcie gromadzenia danych niezbędnych do oceny.

Udział użytkowników w ocenach jakości wymaga przemyślanego programu i starannego przygotowania, często może być „(...) utrudniony a czasami uniemożliwiony przez sposób prezentacji (danych). Zwykli ludzie nie są w stanie wyobrazić sobie niektórych rzutów czy perspektyw, bowiem nie mają one żadnej relacji do rzeczywistości.” (Bańka 1999) Użytkownicy potrafią natomiast uczestniczyć w dyskusji, wyrażać swoje opinie i podejmować decyzje za lub przeciw, gdy alternatywne rozwiązania projektowe, brane pod uwagę w trakcie oceny jakości, zostaną im przedstawione, natomiast ich założenia odpowiednio wyjaśnione.

Podsumowując, najdłuższy i najbardziej szczegółowy proces badawczy obarczony jest ryzykiem pominięcia bardzo istotnych dla całościowej jakości budynku zagadnień. Istnieje bardzo duże prawdopodobieństwo, że zagadnienia te użytkownik wskaże nam w pierwszej kolejności.

4.2. ŚRODOWISKO WEWNĘTRZNE W PROTOTYPOWYM NATURALNYM DOMU W GDYNI WYPOSAŻONYM W SYSTEM ERS (ENERGY RECYCLING SYSTEM)*

Budownictwo ekologiczne stało się bardzo popularne w ostatnich latach. Jest ono odpowiedzią na konieczność budowania energooszczędnych budynków, które jednocześnie zapewniają dobrą jakość powietrza wewnętrznego mieszkańcom. Budownictwo ekologiczne wykorzystuje naturalne materiały budowlane i odnawialne źródła energii, które w połączeniu z nowymi technologiami budowlanymi pozwalają tworzyć zdrowe i energooszczędne budynki.

Miarą jakości środowiska wewnętrznego jest poziom odczuwanego zadowolenia przez jego mieszkańców. Odpowiednią jakość środowiska wewnętrznego zapewnia właściwa temperatura powietrza, brak odorów i innych substancji zanieczyszczających, właściwe oświetlenie i niski poziom hałasu (Nillson 2003). Zapewnienie odpowiedniej jakości powietrza jest głównym zadaniem wentylacji w budynkach (Awbi 2003).

Istotnym elementem systemu wentylacyjnego w budynkach ekologicznych jest budowa ściany. Ściany takie powinny charakteryzować się odpowiednią akumulacyjnością cieplną i wrażliwością na przewodzenie, akumulację i emisję wilgoci. Takie własności przegrody stabilizują temperaturę i wilgotność w budynkach, co jest niezbędnym czynnikiem dla zapewnienia właściwego klimatu wewnętrznego (Mikoś 2000).

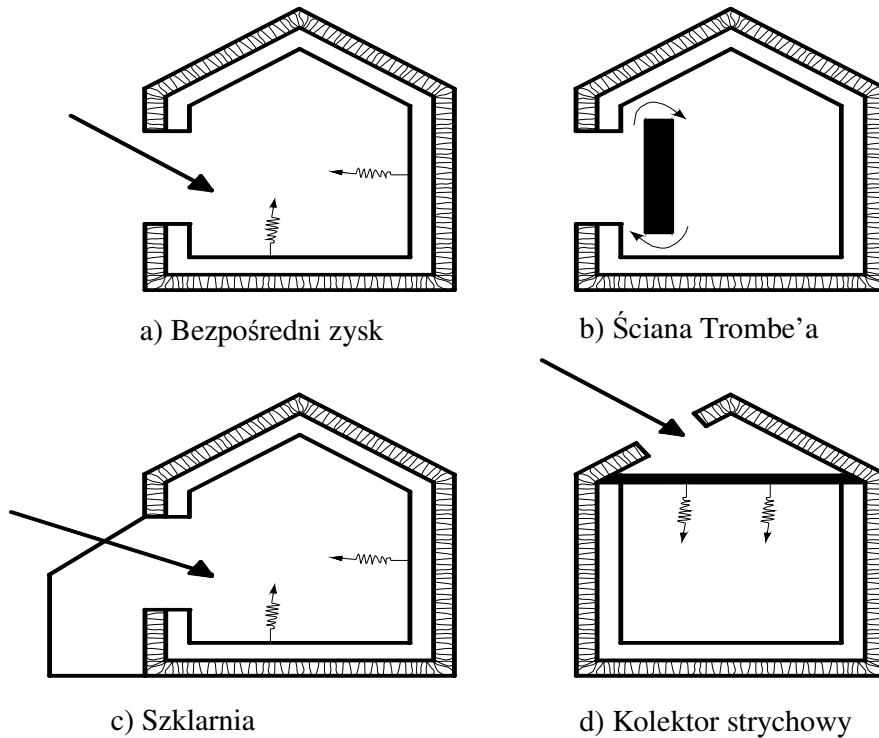
Wiele rozwiązań konstrukcyjnych zewnętrznych przegród budowlanych, stanowiących element systemu wentylacyjnego budynku jest chronionych prawem patentowym. Przykładem takich rozwiązań są: drenaż w ścianach budynku (Albert 1990), płyta konstrukcyjna i odporna na działanie wilgoci konstrukcja budynku (Michihiro 1996), budynek wyposażony w struktury odporne na działanie wilgoci (Hiroshi 1996), projekt przegrody z izolacją termiczną i aktywnym usuwaniem wilgoci (Nikolaevich 2000).

Oszczędność energii w budynkach ekologicznych zapewniają bierne systemy słoneczne. Przykłady takich systemów pokazano na rys. 4.1. Najbardziej powszechnym przykładem są bezpośrednie zyski ciepła (rys. 4.1a).

* autorzy: **Anna Rusinowska¹, Andrzej Głąb²**

¹Katedra Ogrzewnictwa, Wentylacji i Techniki Odpylania, Wydział Inżynierii Środowiska i Energetyki, Politechnika Śląska w Gliwicach

²Architekt Andrzej Głąb Studio, ul. Zamenhofa 5, Gliwice
redakcja: Ewa Gierczycka



Rys. 4.1.

Bierne systemy solarne (Mikoś 2000)

Innym przykładem jest ściana Trombe'a (rys. 4.1b), która została wymyślona przez Felixa Trombe'a w 1964 roku. Ściana ta składa się z warstwy szkła, pustki powietrznej i masywnej ściany o dużej pojemności cieplnej. Promienie słoneczne wpadające przez oszklenie absorbowane są przez ścianę akumulacyjną. Zakumulowana energia jest przekazywana na drodze konwekcji powietrza w przestrzeni pomiędzy warstwą szkła a ścianą akumulacyjną. W wyniku działania sił wyporu ogrzane powietrze unosi się i napływa przez otwór wentylacyjny w górnej części przegrody do przestrzeni mieszkalnej, natomiast chłodniejsze powietrze jest usuwane z mieszkania przez otwór wentylacyjny w dolnej części ściany.

Systemy słoneczne wykorzystujące szklarnie (rys. 4.1c) wyposażone są w przeszkloną przestrzeń przyległą do południowej ściany budynku. Energia zakumulowana w szklarni służy do ogrzania sąsiadujących z nią pomieszczeń. Najbardziej efektywne wykorzystanie szklarni to pobranie z niej wstępnie podgrzanego powietrza do celów wentylacji budynku. Kolektor strychowy (rys. 4.1d) podczas słonecznych dni akumuluje energię słoneczną przez podgrzanie elementów magazynujących ciepło najczęściej betonowych albo w postaci zbiornika wodnego (Mikoś 2000).

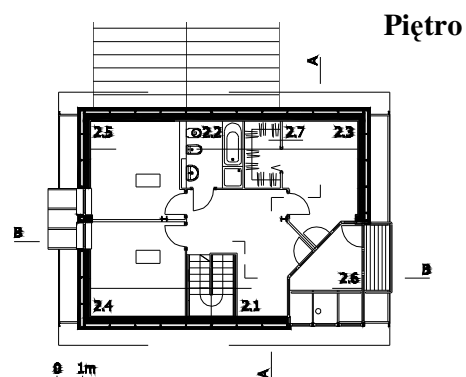
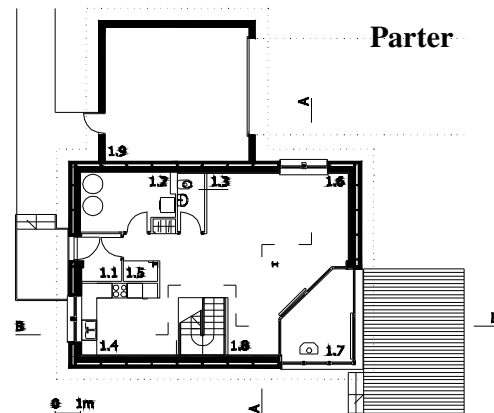
NATURALny DOM w Gdyni jest przykładem budynku ekologicznego. Jest on energooszczędny i zapewnia dobrą jakość powietrza jego mieszkańcom. Głównym przedmiotem podrozdziału jest prezentacja sposobu działania systemu ERS (Energy Recycling System) w NATURALnym DOMu z wentylacją przez aktywne ściany i potrójnym systemem ogrzewania. Zaprezentowane zostaną również wyniki oceny jakości środowiska wewnętrznego w NATURALnym DOMu na podstawie pomiarów parametrów powietrza wewnętrznego.

Budynek ekologiczny - NATURALny DOM

Projekt ekologicznego domu nazwanego NATURALnym DOMem został przygotowany na konkurs DOM DOSTĘPNY w 2002 roku i uzyskał w tym konkursie wyróżnienie. Pierwszy dom wybudowany według projektu powstał w Gdyni w 2004 roku (rys. 4.2). Mieszkańcy wprowadzili się do niego na początku lutego 2005 roku. NATURALny DOM jest domem jednorodzinny, jednopiętrowym. Ważnym pomieszczeniem w NATURALnym DOMu jest ogród zimowy, który zapewnia poprawne działanie wentylacji naturalnej. Nieużytkowe poddasze NATURALnego DOMu pełni rolę kolektora szklarniowego, który jest podstawowym elementem systemu ogrzewania. Poddasze wspomaga również proces naturalnej wentylacji w domu.

Energy Recycling System (ERS) w NATURALnym DOMu jest złożonym systemem ogrzewania i wentylacji. Jest on zbudowany między innymi z elementów przestrzennych aktywnych ścian, instalacji ogrzewania i wentylacji tworzących spójny system w ramach, którego zewnętrzne i wewnętrzne zyski ciepła sumują się. Cyrkulacja powietrza wewnątrz domu jest wywołana zmiennością zewnętrznych warunków klimatycznych w cyklu dobowym i rocznym (Głąb i Steidl 2005).

Działanie wentylacji w NATURALnym DOMu bazuje na wentylacji naturalnej przez aktywne ściany. Dodatkowa mechaniczna wentylacja jest stosowana tylko wtedy, gdy wentylacja przez aktywne ściany jest niewystarczająca.



Parter

- 1.1.Przedsiónek
- 1.2.Pom.tech.
- 1.3.WC/natrysk
- 1.4.Kuchnia
- 1.5.Schowek
- 1.6.Pokój dzienny
- 1.7.Jadalnia
- 1.8.Ogród zimowy
- 1.9.Garaż

Piętro

- 2.1.Hol
- 2.2.Łazienka
- 2.3.Sypialnia
- 2.4.Pokój
- 2.5.Pokój
- 2.6.Ogród zimowy
- 2.7.Garderoba

Rys. 4.2.

Prototypowy NATURALny DOM – ERS w Gdyni

NATURALny DOM jest zbudowany z naturalnych materiałów takich jak drewno, ceramika, celuloza i gips. Materiały takie, zastosowane w odpowiedniej kolejności i grubości, przedzielone szczeliną powietrzną zapewniają optymalny mikroklimat wewnątrz domu. Zapewniają one również dobrą przepuszczalność dla pary wodnej i gazów, a także dobrą izolacyjność cieplną przegród zewnętrznych (Głąb i Steidl 2005). Ponadto meble w NATURALnym DOMu zostały również wykonane z przyjaznych dla zdrowia mieszkańców, ekologicznych materiałów o znacząco obniżonej emisji formaldehydów i innych zanieczyszczeń. System ogrzewania jest zaprojektowany jako system trójstopniowy, nazywany „potrójnym systemem ogrzewania”, który składa się z kolektora szklarniowego, kominka z płaszczem wodnym i grzałek elektrycznych.

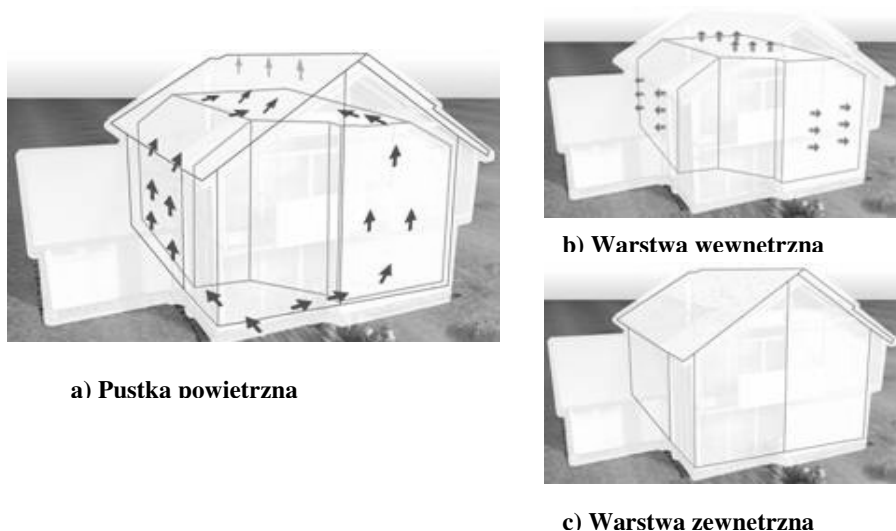
System ERS w NATURALnym Domu

Aktywne przegrody

NATURALny DOM jest zbudowany z aktywnych ścian, które składają się z dwóch warstw izolacji termicznej oddzielonych pustką powietrzną (rys. 4.3). W pustce powietrznej odbywa się ciągła wymiana powietrza pomiędzy ogrodem zimowym a pomieszczeniem kolektora szklarniowego.

Wewnętrzna warstwa przegrody jest przepuszczalna dla pary wodnej i gazów (dwutlenek węgla, tlen). Przepuszczalność wewnętrznej warstwy przegrody jest podstawą wentylacji NATURALnego DOMu. Zewnętrzna warstwa przegrody chroni budynek przed wiatrem i opadami atmosferycznymi. Budowę przegrody przedstawia rys. 4.4.

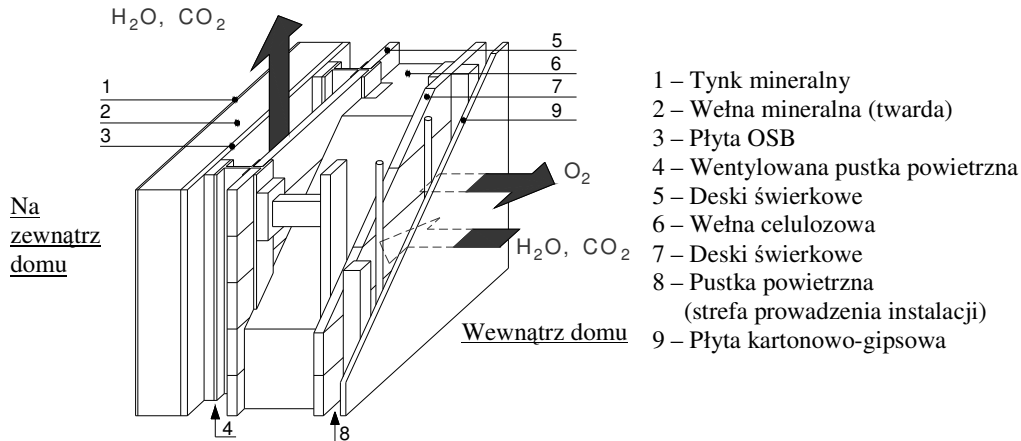
Wewnętrzna warstwa ściany jest zbudowana z wełny celulozowej. Celuloza jest materiałem oddychającym, wykorzystującym zjawisko dyfuzji do usuwania nadmiaru zanieczyszczeń gazowych z powietrza wewnętrznego (np. CO₂). Pozwala to w pewnym stopniu na ograniczenie wymagań wentylacyjnych pomieszczeń (Björk i in. 1997). Celuloza jest również materiałem higroskopijnym. Nadmiar wilgoci z powietrza wewnętrznego jest absorbowany przez celulozę. Gdy wilgotność względna powietrza wewnętrznego maleje materiał oddaje zaabsorbowaną wcześniej wilgoć z powrotem do powietrza wewnętrznego. Zdolność gromadzenia wilgoci jest ważna z punktu klimatu wewnętrznego, ponieważ pozwala utrzymywać wilgotność na stałym i właściwym poziomie.



Rys. 4.3.
Budowa NATURALnego DOMu

Pozostałymi elementami wewnętrznej warstwy aktywnej przegrody są płyta kartonowo-gipsowa i nieimpregnowane deski świerkowe. Elementy te są również przepuszczalne dla pary wodnej i gazów.

Zewnętrzna warstwa przegrody wykonana jest z płyt OSB i wełny mineralnej, które zapewniają dobrą izolację termiczną. Zewnętrzna warstwa izolacji zapewnia dodatnią temperaturę w pustce powietrznej aktywnych ścian w zimie.



Rys. 4.4.

Budowa inteligentnej aktywnej ściany w NATURALnym Domu

Obliczenia wykonane przez Steidla (Steidl 2002) w programie ARCHiTherm potwierdzają, że aktywne ściany spełniają wymagania polskiej normy PN-EN ISO 9646:2004. Aktywna przegroda jest wolna od kondensacji pary wodnej i spełnia wymagania w zakresie izolacyjności cieplnej.

Para wodna przenika przez wewnętrzną warstwę izolacji do wentylowanej pustki powietrznej bez ryzyka wykroplenia wilgoci w materiale izolacyjnym, a następnie jest usuwana na zewnątrz budynku. System NATURALnego DOMu eliminuje straty ciepła na wentylację i odzyskuje ciepło zawarte w parze wodnej usuwanej z wnętrza budynku.

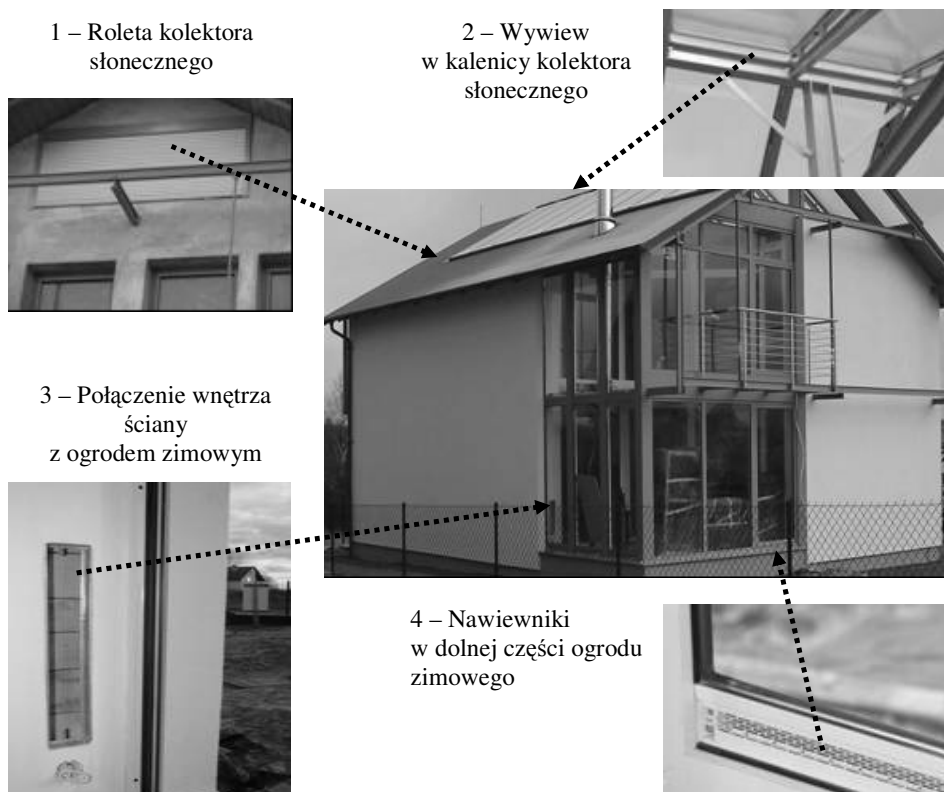
Wentylacja

NATURALny DOM wyposażony jest w system wentylacji hybrydowej. Podstawowym elementem tego systemu są aktywne przegrody oddychające. Wentylacja mechaniczna jest używana tylko wtedy, gdy mieszkańcy uznają, że wentylacja przez aktywne ściany jest niewystarczająca.

Wentylacja przez aktywne przegrody obejmuje wentylację naturalną w pustce powietrznej i dyfuzję gazów przez wewnętrzną warstwę przegrody. System wentylacji przez oddychającą aktywną ścianę jest zgodny z Dokumentem Interpretacyjnym do Dyrektywy 89/106/EEC dotyczącej wyrobów budowlanych. Charakterystyczne elementy systemu ERS przedstawiono na rys. 4.5.

Wewnętrzna warstwa aktywnej ściany wykonana z celulozy jest przepuszczalna dla gazów (H_2O , CO_2 , O_2). Kierunek przepływu gazów pomiędzy pustką powietrzną a pomieszczeniami wynika z wyrównywania się ich stężenia po obu stronach przegrody (zgodnie prawem dyfuzji Ficka). Nadmiar pary wodnej i dwutlenku węgla wydzielanych w pomieszczeniach przenika przez ścianę do pustki powietrznej, podczas gdy tlen przenika w odwrotnym kierunku z pustki powietrznej do pomieszczeń. W ten sposób uzupełniany jest niedobór tlenu w pomieszczeniach, a nadmiar zanieczyszczeń gazowych jest usuwany. Ilość zanieczyszczeń transportowanych drogą dyfuzji można porównać z ilością

zanieczyszczeń, jaka byłaby usunięta przez wentylację naturalną. W tym kontekście dyfuzja gazów może być nazwana równoważnym strumieniem powietrza (Björk i in. 1997). Mieszkańcy NATURALnego DOMu mogą jednocześnie otwierać drzwi i okna w celu wywietrzenia pomieszczeń.

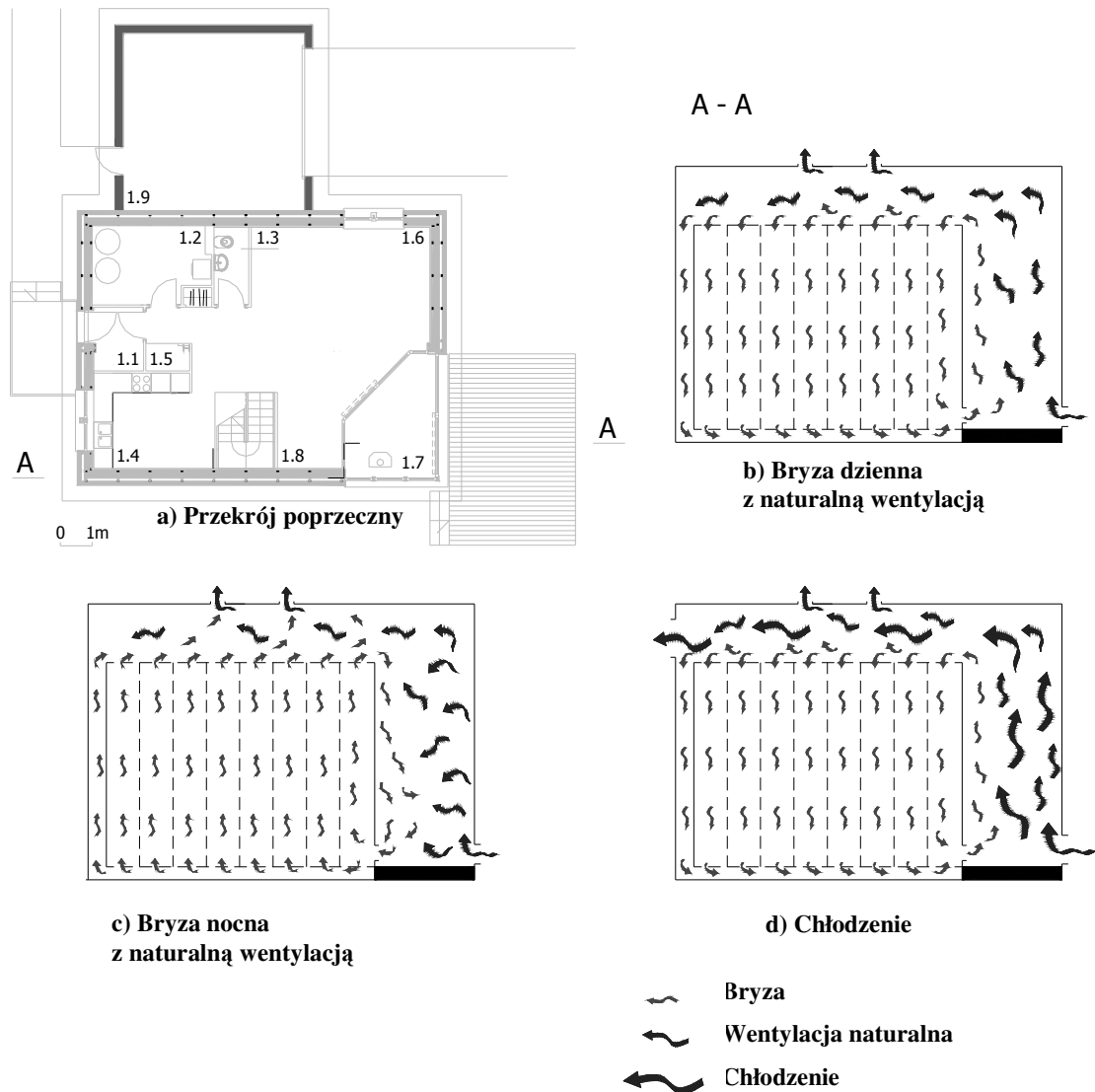


Rys. 4.5.

Elementy systemu wentylacyjnego ERS w NATURALnym DOMu

Pustka powietrzna w aktywnej przegrodzie łączy ogród zimowy z kolektorem szklarniowym. Znajduje się ona na całym obwodzie ściany zewnętrznej NATURALnego DOMu. Pustka powietrzna podzielona jest na pionowe komory przez elementy konstrukcyjne budynku (dwuteowniki). U dołu komory połączone są za pomocą poziomego przewodu, który łączy się z ogrodem zimowym. Służą temu dwa otwory wentylacyjne w ścianie ogrodu zimowego (nad podłogą na dwóch przeciwległych rogach ścian). Na górze pustka powietrzna połączona jest z kolektorem szklarniowym na całym obwodzie budynku. Pustka powietrzna jest naturalnie wentylowana. Ruch powietrza w NATURALnym DOMu pomiędzy ogrodem zimowym, pustką powietrzną i kolektorem szklarniowym zależy od pory dnia i odbywa się w przeciwnych kierunkach w ciągu dnia i nocy (rys. 4.6). Cyrkulacja powietrza jest wynikiem różnicy temperatur powietrza pomiędzy ogrodem zimowym i pustką powietrzną.

W czasie “bryzy dziennej” (rys. 4.6b), promienie słoneczne wpadają przez okna ogrodu zimowego i ogrzewają powietrze wewnętrzne. Ciepłe powietrze w wyniku sił wyporu unosi się do przestrzeni kolektora szklarniowego, podczas gdy zimne powietrze z wnętrza aktywnej ściany jest zasysane do ogrodu zimowego przez otwory wentylacyjne usytuowane w ścianie.



Rys. 4.6.

Schemat działania wentylacji naturalnej w NATURALnym DOMu

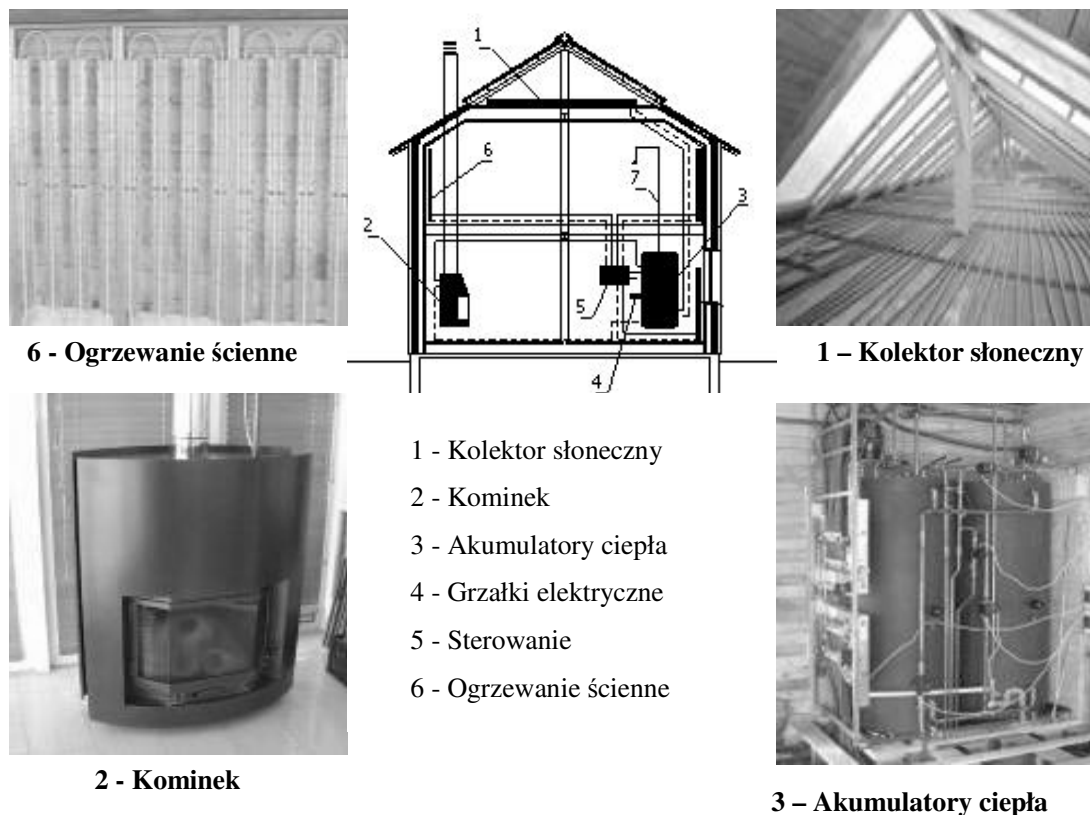
W nocy cyrkulacja powietrza odbywa się w kierunku przeciwnym do „bryzy dziennej”. Po zachodzie słońca powietrze w ogrodzie zimowym ochładza się szybciej niż w pustce powietrznej i wypycha cieplejsze powietrze z przestrzeni aktywnej ściany do kolektora szklarniowego tworząc „bryzę nocną” (rys. 4.6c). Świeże powietrze napływa do budynku przez nawiewniki w dolnej krawędzi ogrodu zimowego i jest usuwane przez kalenicę kolektora szklarniowego. Wentylacja naturalna w połączeniu z „bryzą dzienną” i „bryzą nocną” zapewnia poprawne działanie systemu ERS w NATURALnym DOMu.

Podczas wysokich temperatur w lecie ruch powietrza można dodatkowo wspomóc przez otwieranie rolety kolektora szklarniowego (rys. 4.6d). Po otwarciu rolety kolektora ogród zimowy i kolektor są intensywnie wietrzone, co zapobiega ich przegrzaniu.

Ogrzewanie

Potrójny system ogrzewania w NATURALnym DOMu składa się z kolektora słonecznego (1), kominka z płaszczem wodnym (2), grzałek elektrycznych (4) (rys. 4.7).

Najważniejszym źródłem energii w NATURALnym DOMu jest nieużytkowe poddasze, które spełnia rolę nietypowego kolektora słonecznego, nazywanego kolektorem szklarniowym lub pochłaniaczem energii. Część połaci dachowej wykonano z płyt poliwęglanowych, które przepuszczają 90% światła. Podłoga poddasza pokryta jest czarną przepuszczalną dla pary wodnej folią, na której ułożono węzownicę kolektora.



Rys. 4.7.

Elementy systemu ogrzewania

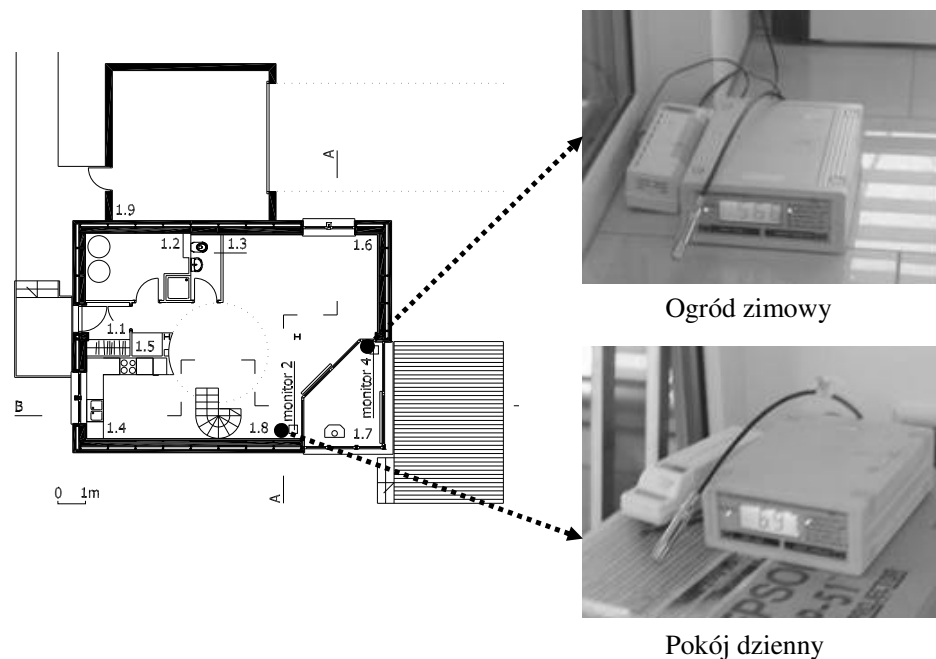
Oprócz kolektora słonecznego zasobniki ciepła posiadają dwa dodatkowe źródła, które uzupełniają produkcję ciepła w okresie zimowym (Śmiechowski 2005). Pierwszym z nich jest kominek z płaszczem wodnym. Kominek wykorzystywany jest w okresie zimowym. Płaszcz wodny kominka jest połączony z akumulatorami ciepła. NATURALny DOM wykorzystuje niskotemperaturowe ogrzewanie ścienne zamiast tradycyjnych grzejników. Rury, którymi krąży woda grzewcza zostały umieszczone w ścianach zewnętrznych domu. Woda grzewcza jest podgrzewana w zasobnikach ciepła. Kiedy ilość ciepła z kolektora szklarniowego i kominka jest niewystarczająca do przygotowania ciepłej wody automatycznie włączają się grzałki elektryczne zainstalowane w zasobnikach ciepła. Grzałki elektryczne są trzecim elementem systemu ogrzewania w NATURALnym DOMu. Mogą one działać w nocnej taryfie, co pozwala ograniczyć koszty zużywanej energii elektrycznej.

Kolektor szklarniowy jest wykorzystywany nie tylko do gromadzenia energii słonecznej, ale również do odzyskiwania energii cieplnej przenikającej przez wewnętrzną

warstwę aktywnej przegrody i odzyskiwania energii z pary wodnej kondensującej na wewnętrznej powierzchni płyt poliwęglanowych. Zyski ciepła z kondensacji pary wodnej w pewnym stopniu ograniczają zapotrzebowanie na ciepło NATURALnego DOMu. Skropliny spływają po powierzchni płyt poliwęglanowych i są odprowadzane na zewnątrz budynku przez specjalne szczeliny w dachu.

Pomiary parametrów powietrza wewnętrznego Naturalnym Domu

Celem przeprowadzonych pomiarów w NATURALnym DOMu była ocena środowiska wewnętrznego panującego w tym prototypowym obiekcie. Badania obejmowały pomiary stężenia dwutlenku węgla, temperatury i wilgotności względnej powietrza w pomieszczeniach. Pomiary wykonano w okresie zimowym od 16 lutego do 1 marca 2005 roku. Pomiarami objęte zostały cztery pomieszczenia NATURALnego DOMu. Rozmieszczenie urządzeń pomiarowych w tych pomieszczeniach przedstawiają rys. 4.8 i 4.9.



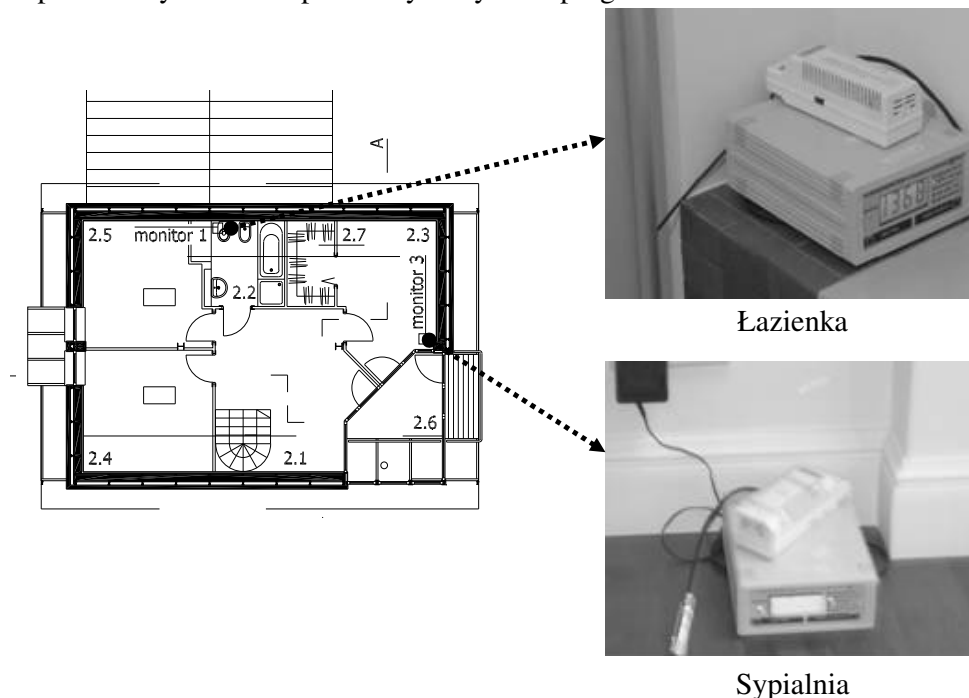
Rys. 4.8.

Rozmieszczenie urządzeń pomiarowych na parterze NATURALnego Domu

W czasie trwania pomiarów budynek był użytkowany przez trzy osoby, dwie dorosłe i dziecko. Dom posiada szczelne drzwi i okna. Podczas pomiarów okna nie były otwierane. Drzwi do sypialni pozostawiano otwarte na noc. Pozostałe drzwi były otwierane zgodnie z potrzebami mieszkańców. Jediną działającą wentylacją w czasie pomiarów była wentylacja przez oddychające aktywne przegrody systemu ERS. Wentylacja hybrydowa nie była w tym czasie włączana. W czasie pomiarów działał w domu kominek. Założono, że jedynym źródłem dwutlenku węgla w badanym domu byli ludzie. Warunki pogodowe nie były brane pod uwagę w czasie pomiarów.

Stężenie dwutlenku węgla było mierzone przez cztery czujniki SenseAir 2001 VT o zakresie pomiarowym 0÷3000 ppm. Czujnik SenseAir 2001 VT jest wyposażony w czujnik temperatury o zakresie pomiarowym -9,9 to 60 °C. Do pomiaru wilgotności względnej wykorzystano cztery czujniki VAISALA HUMITTER 50U. Zmierzone

wartości stężenia dwutlenku węgla, temperatury i wilgotności względnej zapisano w rejestratorze parametrów środowiska wewnętrznego Data Logger PS 30, posiadającym możliwość zapisu 32 000 rekordów dla każdego z parametrów środowiska wewnętrznego. W każdym badanym pomieszczeniu umieszczono po jednym rejestratorze. W czasie pomiarów rejestrowano wartość średnią z każdej minuty pomiarów dla każdego z parametrów środowiska wewnętrznego. Do programowania rejestratora i wprowadzania danych pomiarowych do komputera wykorzystano program PS 30.



Rys. 4.9.

Rozmieszczenie urządzeń pomiarowych na piętrze NATURALnego DOMu

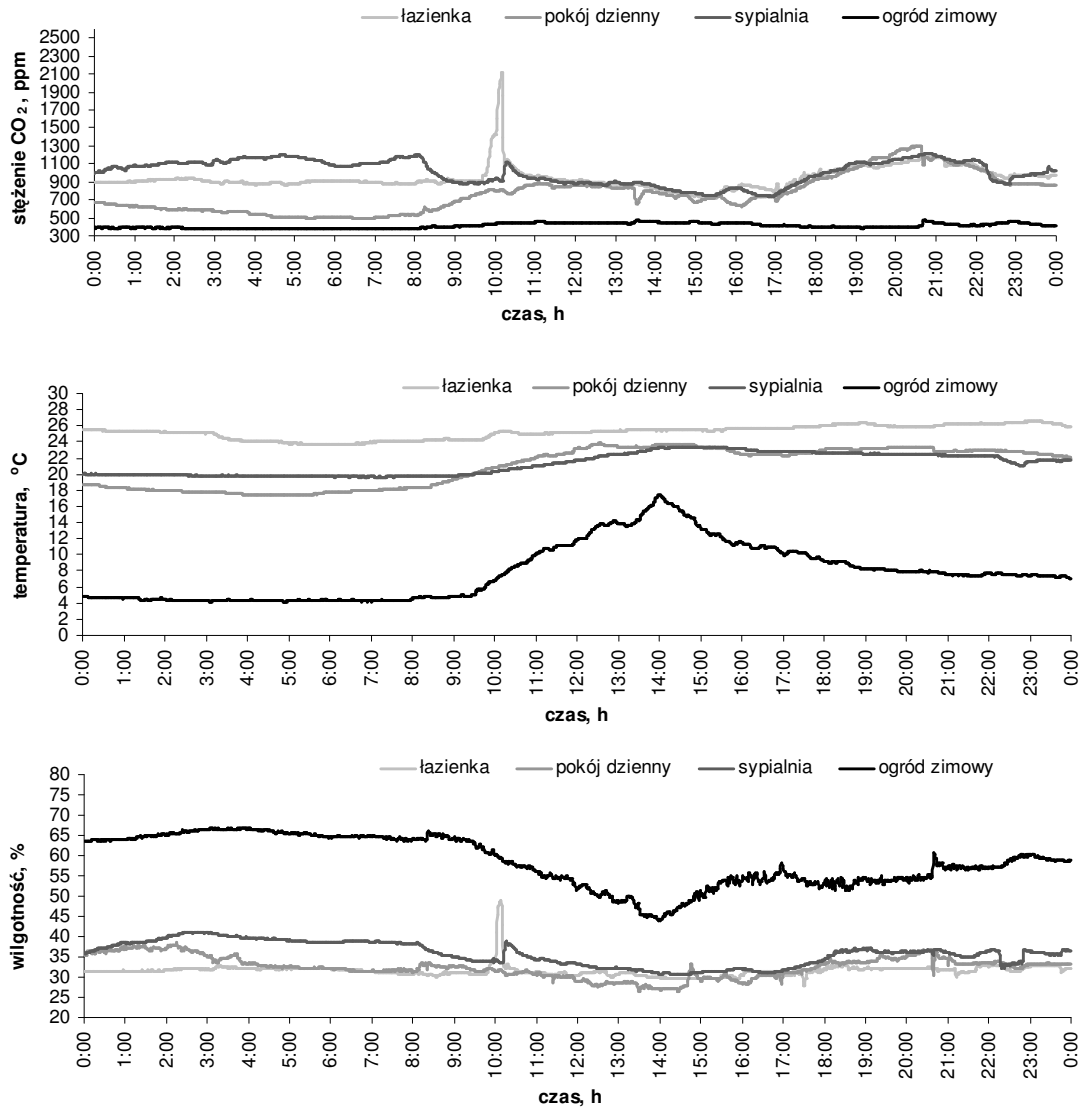
Wyniki pomiarów

Rys. 4.10 przedstawia zarejestrowane przebiegi stężenia dwutlenku węgla, temperatury i wilgotności względnej powietrza dla jednego z 14 dni pomiarowych. Krzywe przebiegu stężenia dwutlenku węgla w pomieszczeniu pokazują, że stężenie CO_2 rośnie gdy ludzie są obecni w pomieszczeniu i zanika w czasie ich nieobecności.

Wartości średnie (oraz minimalne i maksymalne) stężenia dwutlenku węgla, temperatury i wilgotności względnej w badanych pomieszczeniach przedstawiono w tab. 4.1. Wartości średnie stężenia CO_2 w pokoju dziennym i sypialni wynoszą odpowiednio 750 ppm i 842 ppm. Wartość maksymalna w tych pomieszczeniach jest w granicach 1600 ppm. Średnie stężenie w ogrodzie zimowym wynosiło 395 ppm, a minimalne 335 ppm. Wartości te odzwierciedlają poziom stężenia dwutlenku węgla w powietrzu zewnętrznym. Okresowe wzrosty stężenia CO_2 w ogrodzie wynikają z użytkowania kominka lub mogą być spowodowane otwieraniem drzwi do sąsiadującego pokoju dziennego. Znaczący wzrost stężenia CO_2 w łazience był obserwowany w czasie obecności mieszkańców.

Średnia temperatura powietrza w pokoju dziennym i sypialni wynosiła 20°C i nie przekraczała 24°C . Maksymalna wilgotność powietrza w sypialni pojawiała się w postaci krótkich pików, dlatego może być potraktowana jako błąd pomiarowy. Minimalna

wilgotność względna w pomieszczeniach wynosiła około 30%, i związana była z niską wilgotnością powietrza zewnętrznego w czasie mroźnych dni.



Rys. 4.10.

Zarejestrowane przebiegi stężenia dwutlenku węgla, temperatury i wilgotności względnej w badanych pomieszczeniach w dniu 25.02.2005 (piątek)

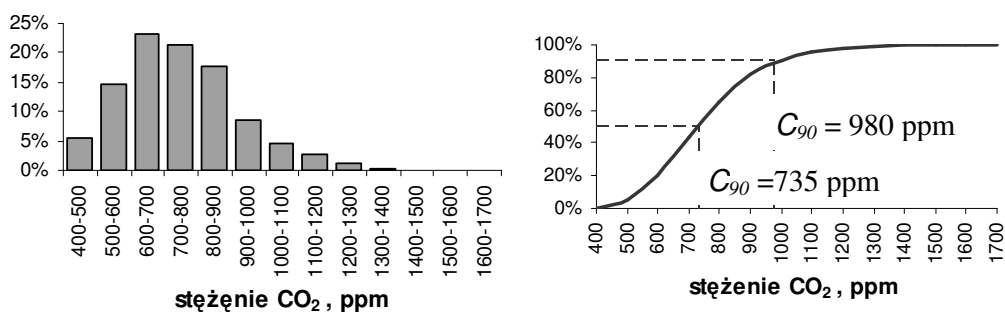
Tab. 4.1. Wartości temperatury i wilgotności względnej w badanych pomieszczeniach

Pomieszczenie	Stężenie dwutlenku węgla, ppm			Temperatura °C			Wilgotność względna %		
	Średnia*	Min.	Max.	Średnia*	Min.	Max.	Średnia*	Min.	Max.
Łazienka	868	460	2892	25,1	23,1	28,2	33	24	75
Pokój dzienny	750	442	1642	20,5	17,2	23,9	33	23	51
Sypialnia	842	430	1599	20,1	14,9	23,4	37	26	86
Ogród zimowy	392	335	691	5,8	0,7	19,1	59	34	81

* średnia arytmetyczna

Maksymalna wilgotność powietrza występowała w ogrodzie zimowym, ze względu na najniższe temperatury panujące w tym pomieszczeniu. Średnia wilgotność względna w ogrodzie zimowym wynosiła 59%. We wczesnych godzinach rannych temperatura powietrza w ogrodzie zimowym spadała poniżej 5 °C, (przy ujemnych temperaturach zewnętrznego), ale zawsze była powyżej 0 °C. Ze względu na południową ekspozycję ogrodu zimowego w słoneczne dni temperatura powietrza w ogrodzie zimowym wzrastała nawet do 16 °C.

Rozkład stężenia dwutlenku węgla w pokoju dziennym przedstawiony jako procentowe udziały czasu występowania danego stężenia w dwutygodniowych pomiarach (rys. 4.11). Dystrybuanta stężenia CO₂ w pokoju dziennym pokazuje, że przez 50% czasu pomiarów (C_{50}) stężenie dwutlenku węgla nie przekroczyło 735 ppm a przez 90% czasu pomiarów (C_{90}) nie przekroczyło 980 ppm (tab. 4.2). Maksymalne 15-minutowe stężenie CO₂ na jakie byli narażeni mieszkańcy w pokoju dziennym wynosiło 1618 ppm.



Rys. 4.11.

- a) Histogram stężenia dwutlenku węgla w pokoju dziennym
 b) Dystrybuanta stężenia dwutlenku węgla w pokoju dziennym
 (dla okresu pomiarowego 16.02 - 01.03.2005r.)

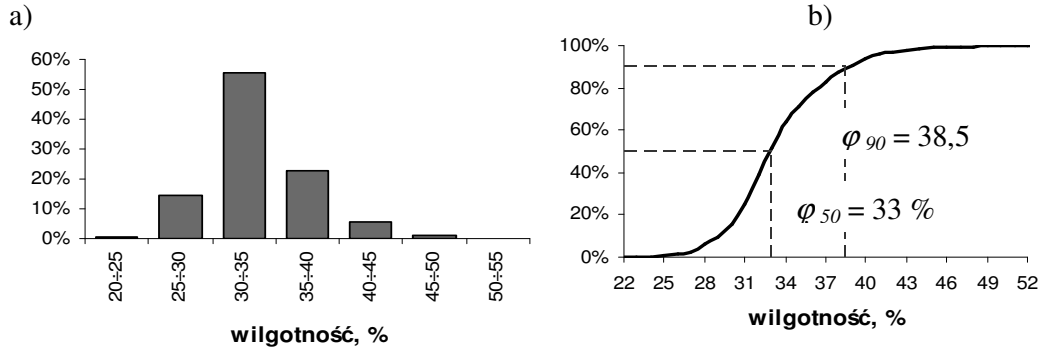
Tab. 4.2. Dystrybuanta stężenia dwutlenku węgla i wilgotności dla 50 % (mediana) oraz dla 90 % czasu pomiarów

Pomieszczenie	Stężenie dwutlenku węgla, ppm		Wilgotność względna, %	
	C_{50} (mediana)	C_{90}	ϕ_{50} (mediana)	ϕ_{90}
Pokój dzienny	735	980	33	38,5
Sypialnia	1045	1240	38	44

Rys. 4.12 przedstawia histogram wilgotności względnej w pokoju dziennym. Przez 50% czasu pomiarów wilgotność względna zawierała się w przedziale 30÷35%. Dystrybuanta wilgotności względnej pokazuje, że przez 50% czasu (f_{50}) wilgotność nie przekroczyła 33%, a przez 90% czasu (f_{90}) nie przekroczyła 38,5% (tab. 4.2).

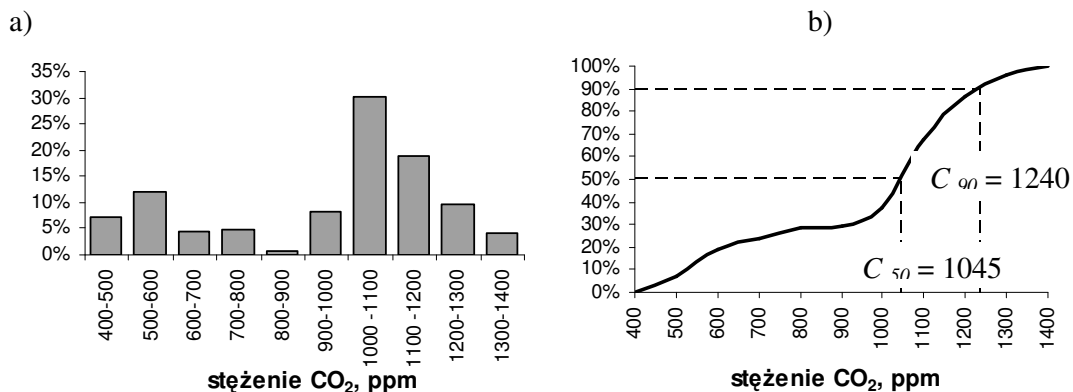
Następny rysunek (rys. 4.13) przedstawia histogram i dystrybuantę stężenia dwutlenku węgla w sypialni. Wykres ten pokazuje wyniki uzyskane jedynie dla godzin nocnych od północy do siódmej rano (dla okresu pomiarowego 16.02 - 01.03.2005r.), kiedy w sypialni obecni byli ludzie. Przez około 60% czasu w nocy stężenie CO₂ w sypialni utrzymuje się w zakresie 1000÷1300 ppm. Dystrybuanta stężenia CO₂ pokazuje, że przez 50% czasu w nocy (C_{50}) stężenie CO₂ nie przekroczyło 1045 ppm, a przez 90% czasu (C_{90}) nie przekroczyło 1240 ppm (tab.4.2). Maksymalne 15-minutowe stężenie CO₂

w sypialni na jakie byli narażeni mieszkańcy wynosiło 1540 ppm. Wartości stężenia CO₂ zarejestrowane w sypialni nieznacznie przekraczają wartości stężenia zalecane przez normy CEN CR 1752 i ASHRAE 62.



Rys. 4.12.

a) Histogram wilgotności względnej w pokoju dziennym, b) Dystrybuanta wilgotności względnej w pokoju dziennym (dla okresu pomiarowego 16.02 - 01.03.2005r.)



Rys. 4.13.

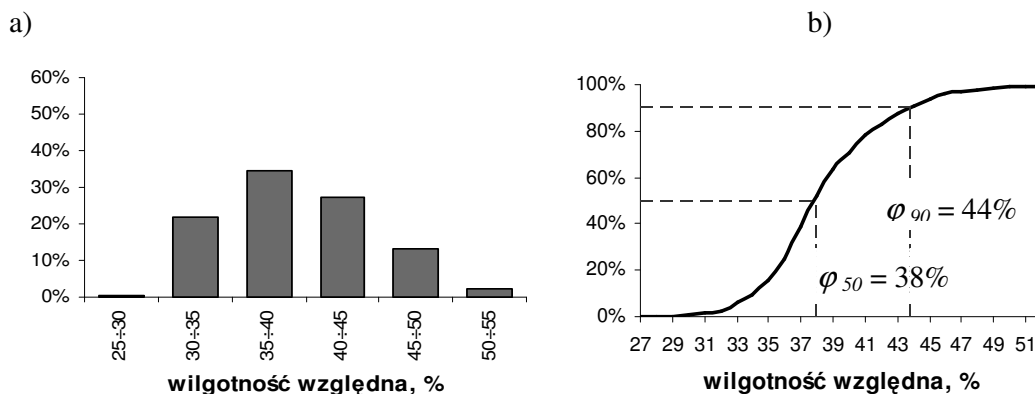
a) Histogram stężenia dwutlenku węgla w pokoju sypialnym, b) Dystrybuanta stężenia dwutlenku węgla w pokoju sypialnym, w godzinach nocnych 00:00-7:00 (dla okresu pomiarowego 16.02 - 01.03.2005r.)

Na rys. 4.14 widać, że przez ponad 60% czasu w nocy wilgotność względna w sypialni zawierała się w przedziale 35÷45%. Dystrybuanta wilgotności względnej w pokoju sypialnym (rys. 4.14) pokazuje, że przez 50% czasu pomiarów (f_{50}) wilgotność względna w pokoju sypialnym nie przekroczyła 38%, a przez 90% czasu (f_{90}) nie przekroczyła 44% (tab. 4.2).

Wyniki pomiarów przeprowadzonych w NATURALnym DOMu prowadzą do następujących wniosków:

- Średnie stężenie dwutlenku węgla zarejestrowane w badanych pomieszczeniach było bardzo niskie i przez większość czasu nie przekraczało zalecanej wartości 1000 ppm. Niskie stężenie CO₂ sugeruje, że oddychające aktywne ściany działają właściwie. Na podstawie zarejestrowanych wartości stężeń dwutlenku węgla można ocenić jakość powietrza w badanych pomieszczeniach na bardzo dobrą.
- Zarejestrowane wartości temperatury i wilgotności spełniają polskie wymagania normowe. Wartości temperatury i wilgotności względnej powietrza mieszczą się w zakresie zalecanym dla zapewnienia komfortu cieplnego mieszkańcom.

- Pełna ocena środowiska wewnętrznego wymaga dalszych pomiarów parametrów powietrza dla dłuższych okresów czasu, również w okresie letnim.
- W dalszych badaniach należy zwrócić uwagę na analizę skuteczności usuwania dwutlenku węgla i pary wodnej przez aktywne przegrody. W tym celu należy przeprowadzić pomiary stężenia dwutlenku węgla i wilgotności względnej w wentylowanej pustce powietrznej.



Rys. 4.14.

a) Histogram wilgotności względnej w pokoju sypialnym, b) Dystrybuanta wilgotności względnej w pokoju sypialnym P3, w godzinach nocnych 00:00-07:00 (dla okresu pomiarowego 16.02-01.03.2005r.)

Wyniki badań pokazują, że jakość środowiska wewnętrznego w NATURALnym DOMu wyposażonym w Energy Recycling System jest bardzo dobra. Ograniczenie strat ciepła nie wpłynęło na pogorszenie jakości środowiska wewnętrznego. Ten prototypowy budynek jest jednym z przykładów kompromisu pomiędzy kwestią oszczędzania energii i koniecznością zapewnienia dobrej jakości środowiska wewnętrznego mieszkańcom budynku.

4.3. IZOLACJA TRANSPARENTNA W BUDOWNICTWIE ENERGOOSZCZĘDNYM*

Jednym z istotnych elementów budownictwa energooszczędnego jest przegroda zewnętrzna. Stanowi ona główny element ochrony obiektu przed stratami ciepła do otoczenia. Tradycyjne podejście do zagadnienia projektowania przegród zewnętrznych w aspekcie energooszczędności skupia się na uzyskaniu maksymalnej możliwej izolacyjności termicznej. Taka metoda poprawy energooszczędności napotyka na barierę ekonomiczną i techniczną. Limitują one możliwe do uzyskania efekty energetyczne.

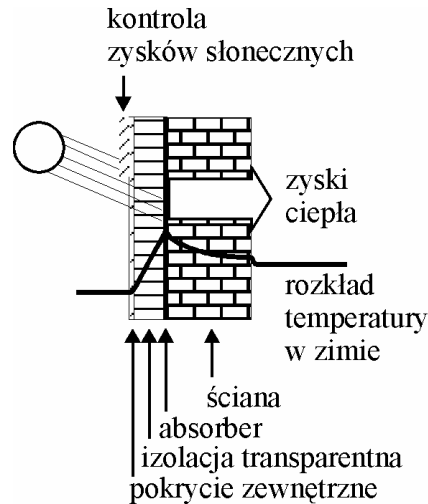
Jedną z metod przełamania istniejących barier jest zastąpienie tradycyjnej izolacji termicznej w przegrodzie materiałem o dobrej izolacyjności termicznej pozwalającym jednocześnie na wnikanie energii promieniowania słonecznego do wnętrza przegrody. Materiał taki o nazwie izolacja transparentna pozwala na skonstruowanie ściany zapewniającej dobrą izolacyjność termiczną z jednoczesną możliwością użytecznego

* autor: **Janusz Belok**

Katedra Procesów Budowlanych, Wydział Budownictwa, Politechnika Śląska w Gliwicach
redakcja: Ewa Gierczycka

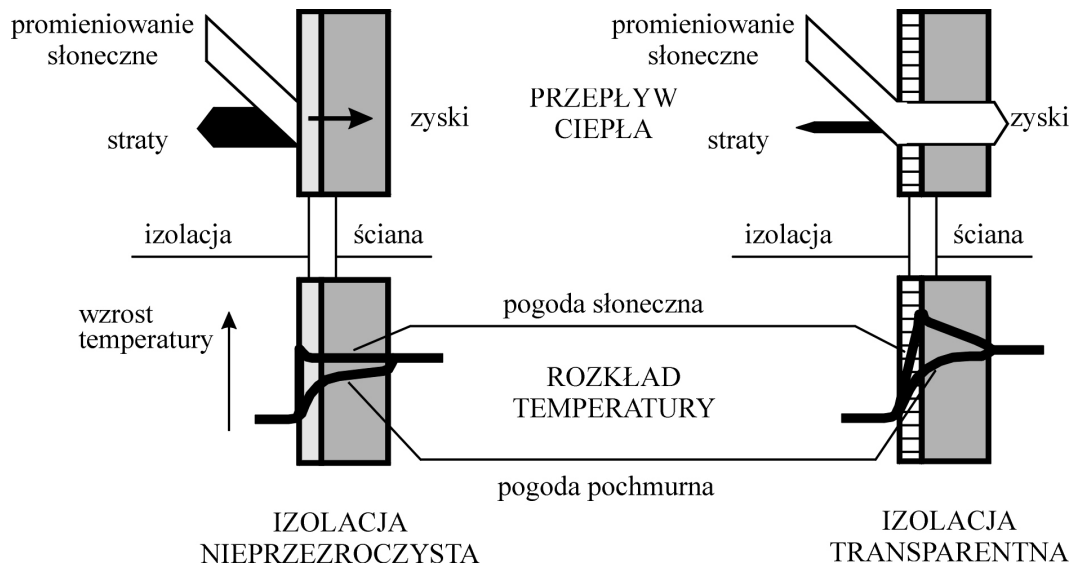
wykorzystania energii promieniowania słonecznego do ogrzewania budynku. Ideę konstrukcji takiej przegrody i zasadę jej funkcjonowania przedstawiono na rysunkach 4.15 i 4.16.

Określenie efektywności energetycznej tego typu przegrody wymaga znajomości nie tylko współczynnika przenikania ciepła U , ale również współczynnika całkowitej przepuszczalności energii promieniowania słonecznego g . Pomiarowa identyfikacja tych parametrów jest szczególnie istotna, gdyż metody teoretyczne nie dają zadowalających rezultatów.



Rys. 4.15.

Schemat konstrukcji przegrody z zastosowaniem izolacji transparentnej



Rys. 4.16.

Zasada funkcjonowania przegrody z izolacją transparentną (Jesch 1994)

Badania dynamiczne ścian transparentnych

Dla przegród z izolacją transparentną od ponad 10 lat prowadzone są badania dynamiczne. Podstawową zaletą tych badań jest możliwość wyznaczania właściwości cieplnych przy oddziaływaniu rzeczywistych warunków klimatycznych. Tym samym istnieje możliwość wyznaczania współczynnika g dla badanych elementów. Badania takie mogą być prowadzone *in situ* (na rzeczywistych budynkach), bądź z wykorzystaniem komór pomiarowych poddanych działaniu rzeczywistego klimatu zewnętrznego.

Badania in situ

Pomiary oporu cieplnego i współczynnika U prowadzone od około 30 lat zostały w latach 80-tych znormalizowane (ISO 9869). W ramach standaryzacji wprowadzono następujące, podstawowe założenia:

- Pomiarowo wyznaczany jest tylko opór cieplny przegrody. Współczynnik U wyznacza się przez dodanie normowych wartości R_i i R_e .
- Dopuszcza się zastosowanie metody uśredniania danych przy analizie wyników. Zaleca się jednakże zastosowanie metod dynamicznej identyfikacji parametrów przegrody.

Badania w komorach

W budynkach zamieszkałych bardzo trudno o uzyskanie na drodze eksperymentu wiarygodnych wartości wielkości niezbędnych do oceny pasywnych elementów słonecznych. Podstawową przeszkodą jest tu brak powtarzalności oraz zbyt duża liczba niekontrolowanych parametrów zmiennych.

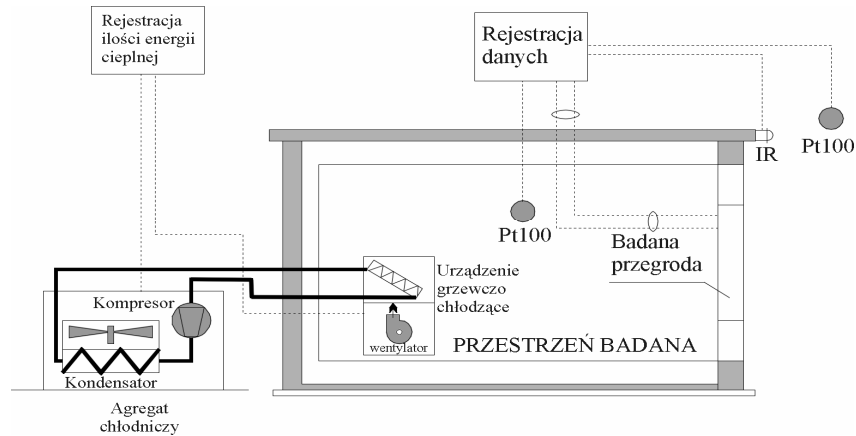
Dla takich układów złożonych idealnym rozwiązaniem są komory pomiarowe, w których parametry termiczne układu identyfikuje się poprzez poddanie go obciążeniom termicznym wywołanym działaniem klimatu zewnętrznego i wewnętrznego o kontrolowanych parametrach. Pożądane parametry układu uzyskuje się na podstawie bilansu energetycznego komory, lub wykorzystując alternatywne metody oparte na pomiarze gęstości strumienia ciepła. Na bazie tej idei powstało stanowisko pomiarowe wykorzystane w opisywanych badaniach.

Cel badań

Badania przeprowadzono celem wyznaczenia wartości współczynników U i g dla ściany zewnętrznej z izolacją transparentną pod działaniem rzeczywistych warunków klimatycznych. Biorąc pod uwagę zalety badań dynamicznych i wiedząc wśród nich pozycję komór testowych zastosowano przedstawioną powyżej metodę pomiarową z wykorzystaniem zewnętrznej komory testowej. W celu identyfikacji parametrów cieplnych posłużono się ciepłomierzami i rezystorami termometrycznymi. Badania wykonano w latach 1998 – 2003 w miesiącach wrzesień - kwiecień.

Stanowisko badawcze

Opisane badania prowadzono w komorze pomiarowej, powstałej z inicjatywy prof. J. Mikosia. Komora wykonana jest w postaci stalowego szkieletu wypełnionego ścianami z cegły betonowej prasowanej, izolowanymi cieplnie płytami styropianowymi. Wewnątrz komora podzielona jest na trzy pomieszczenia odizolowane termicznie od siebie. Każde pomieszczenie posiada możliwość zabudowy badanego elementu ściennego o wymiarach ok. 2,4 x 1,4 m. W każdym pomieszczeniu zainstalowano elektryczne urządzenia grzewczo chłodzące. Dzięki temu temperatura powietrza wewnątrz pomieszczeń jest w pełni kontrolowana. Całość konstrukcji została uszczelniona dla wyeliminowania niekontrolowanego przepływu powietrza.



Rys. 4.17.

Schemat funkcjonalny stanowiska zbudowanego w ZPBE

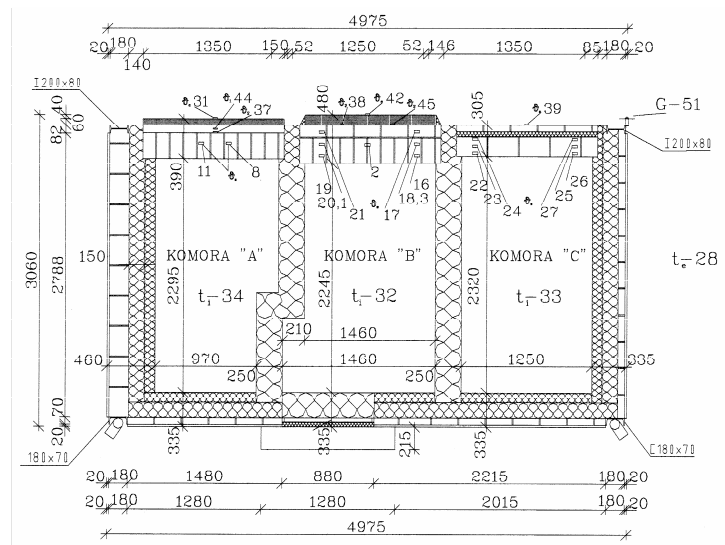


Komora została tak ustawiona względem stron świata, aby badane elementy ścienne eksponowane były w kierunku południowym.

Na fotografii (rys. 4.18) przedstawiony jest widok komory od strony badanych elementów, natomiast na kolejnych rysunkach (rys. 4.19, 4.20 i 4.21) - szczegóły dotyczące budowy komory.

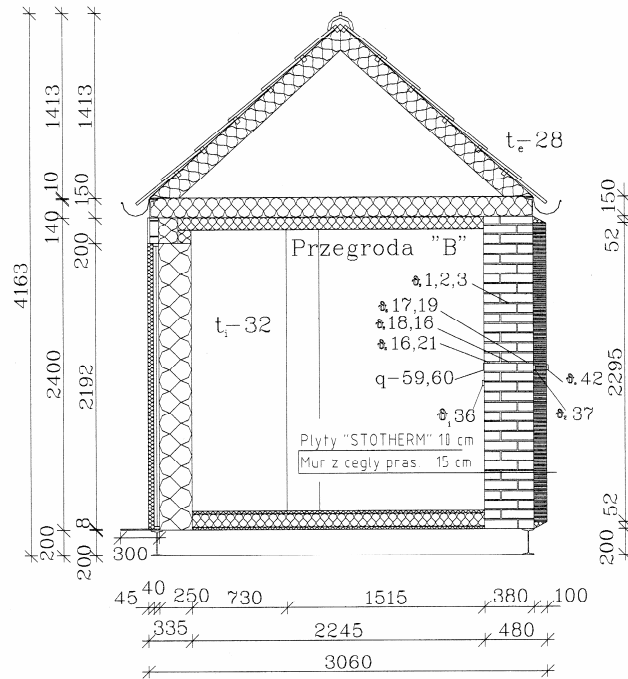
Rys. 4.18.

Widok komory od strony badanych elementów



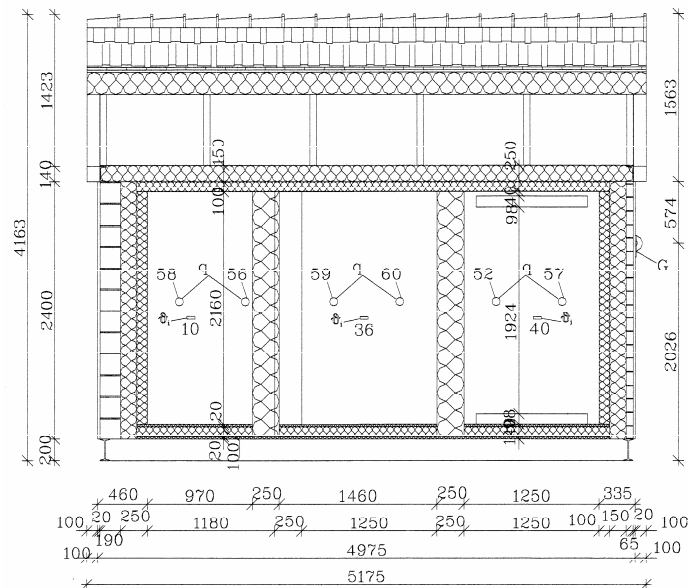
Rys. 4.19.

Przekrój poziomy komory



Rys. 4.20.

Przekrój pionowy poprzeczny komory



Rys. 4.21.

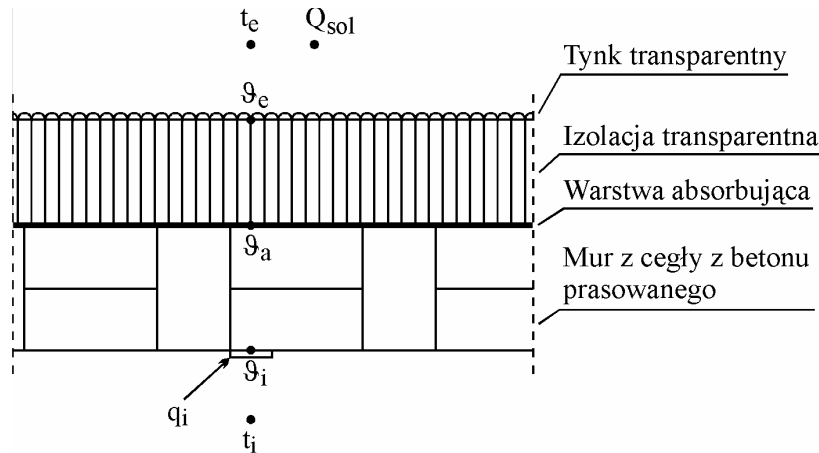
Przekrój pionowy podłużny komory

Testowany element ścienny

W komorze testowej zabudowano przegrodę złożoną z następujących warstw:

- mur z cegły betonowej prasowanej o grubości 0,38 m,
- warstwa absorbująca – warstwa klejowa z dodatkami uszlachetniającymi, poprawiającymi własności absorpcji promieniowania cieplnego,
- izolacja transparentna o grubości 0,10 m,
- tynk transparentny.

Przełoga ma wymiary 1,35 x 2,40 m i wypełnia całkowicie otwór w komorze testowej. Na rys. 4.22 przedstawiono przekrój badanego elementu ściennego i rozmieszczenie punktów pomiarowych. W komorze „C” (rys. 4.19) wykonano tradycyjną ścianę trójwarstwową, aby porównać efektywność energetyczną testowanego rozwiązania z typową przełogą zewnętrzną.



Rys. 4.22.

Przekrój przez badaną przełogę -rozmieszczenie punktów pomiarowych

Zastosowana aparatura

Do badań własności cieplnych wykorzystano następującą aparaturę pomiarową:

- ciepłomierze typu MG-3, naklejone w centralnej części ściany,
- rezystory termometryczne typu Pt 100, naklejone na powierzchni zewnętrznej, wewnętrznej oraz wtopione w warstwę absorbującą,
- dodatkowe rezystory termometryczne rejestrujące temperaturę powietrza zewnętrznego i temperaturę wewnątrz komory,
- mostek pomiarowy typ FMN-TGL 10395,
- zasilacz stabilizowany,
- multimetr cyfrowy z wyjściem w standardzie IEC 625,
- komutatory sterowane z magistrali IEC625,
- liczniki energii elektrycznej,
- mikrokomputer PC.

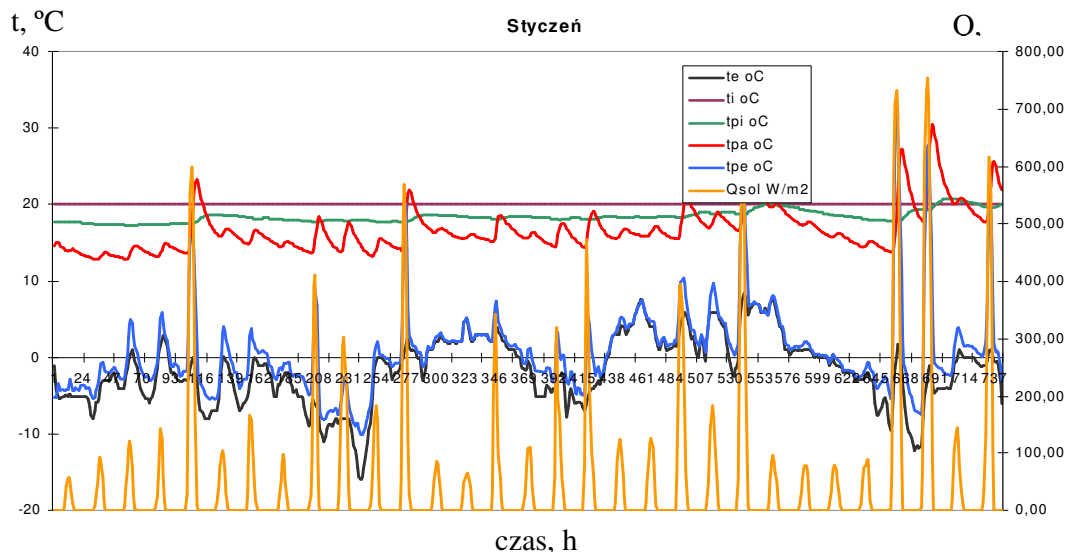
Badania własności słonecznych przeprowadzono przy użyciu zestawu czujników i urządzeń jak w przypadku badań cieplnych, wzbogaconego o solarymetr do rejestracji całkowitego promieniowania słonecznego.

Zakres pomiarów

- Podczas pomiarów rejestrowano:
- wybrane parametry opisujące klimat zewnętrzny:
 - wartości temperatur powietrza zewnętrznego,
 - wartości natężenia całkowitego promieniowania słonecznego,
 - parametry opisujące zachowanie się przełogi:
 - wartości temperatur w wybranych punktach przełogi,
 - wartości gęstości strumienia ciepła na wewnętrznej powierzchni przełogi,
 - wartości temperatur wewnątrz komory pomiarowej,
 - zużycie energii elektrycznej niezbędnej do utrzymania wewnątrz pomieszczeń założonej temperatury 20 °C.

Wyniki pomiarów

W efekcie prowadzonych pomiarów zgromadzono obszerny zbiór danych zawierający wartości temperatur, gęstości strumienia ciepła i całkowitego natężenia promieniowania słonecznego, którego fragment przedstawia rys. 4.23. Widać na nim zmienność temperatur i natężenia promieniowania słonecznego dla badanej przegrody w miesiącu styczniu 2001r.



Rys. 4.23.

Wyniki badań – styczeń 2001

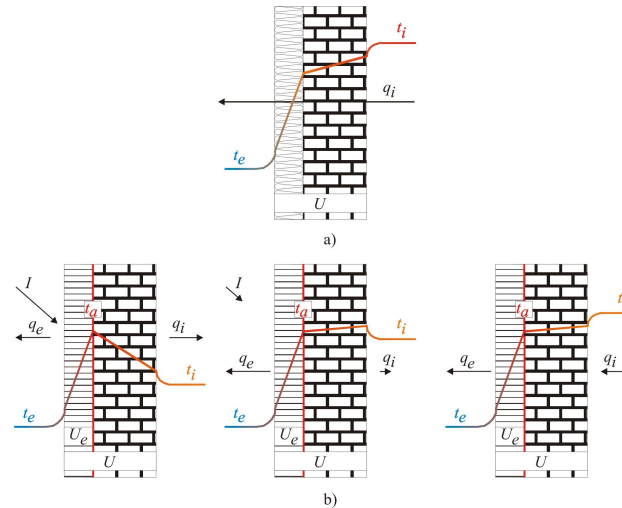
Z analizy zgromadzonych wyników wynika, że w przegrodzie z izolacją transparentną procesy cieplne przebiegają ze znacznie większą dynamiką. Wymaga to zastosowania odpowiednich metod obliczeniowych do przetwarzania wyników. Ponadto można odczytać, że w okresie umownie przyjętego sezonu grzewczego tj. w miesiącach od września do kwietnia wartość całkowitego natężenia promieniowania słonecznego w miejscu lokalizacji stanowiska pomiarowego osiąga maksymalną wartość równą 841 W/m². Wartość średnia dla tego okresu to 92 W/m². Istotne znaczenie ma znaczny spadek tych wartości po odrzuceniu skrajnych miesięcy: wrzesień, październik, marzec, kwiecień. Oznacza to, bowiem znaczne pogorszenie parametru klimatu bezpośrednio wpływającego na efektywność ściany z izolacją transparentną w okresie zimowym.

W tabeli 4.3 przedstawiona została dla poszczególnych miesięcy sezonu grzewczego maksymalna i minimalna wartość różnicy temperatur pomiędzy warstwą absorbującą a powierzchnią wewnętrzną przegrody uzyskana w czasie trwania pomiarów.

Tab. 4.3. Maksymalna i minimalna wartość różnicy temperatur pomiędzy warstwą absorbującą a powierzchnią wewnętrzną przegrody

Miesiąc	$t_e, ^\circ\text{C}$		Q_{sol} W/m ²	$t_{pa} - t_{pi}, ^\circ\text{C}$	
	min	max		max	min
Wrzesień	4,9	25,6	643	16,3	-1,6
Październik	-5,2	21,8	664	14,5	-2,2
Listopad	-5,0	12,0	507	6,7	-3,2
Grudzień	-12,5	13,0	597	8,4	-5,4
Styczeń	-16,0	8,4	754	10,8	-4,6
Luty	-19,6	13,0	841	13,2	-3,0
Marzec	-5,7	15,0	821	16,9	-1,6
Kwiecień	-2,6	24,7	740	15,3	-1,3

Różnica ta pokazuje, że w polskich warunkach klimatycznych nie zawsze rozkład temperatury w przegrodzie z izolacją transparentną jest zgodny z prezentowanym powszechnie w literaturze. Często występują okresy, w których temperatura absorbera jest niższa od temperatury powierzchni wewnętrznej. Szczegółowo ilustrują to wykresy rozkładu temperatury w badanej przegrodzie (rys. 4.24). Na wykresach tych przedstawiono rozkłady o charakterystycznych gradientach występujących w przegrodzie w trakcie badań.



Rys. 4.24.

Dynamiczne zmiany rozkładu temperatury zarejestrowane w badanej przegrodzie

Wyznaczenie współczynników U i g

W celu wyznaczenia wartości współczynnika przenikania ciepła U i współczynnika całkowitej przepuszczalności promieniowania słonecznego g na podstawie uzyskanych wyników posłużono się stosowaną od dłuższego czasu metodą uśredniania danych oraz metodą analizy dynamicznej jaką zaimplementowano w programie LORD 3.2.

Metoda uśredniania danych

W metodzie tej współczynnik przenikania ciepła U wyznaczany jest z następujących równań:

$$\bar{U} = \frac{\bar{q}_n}{\Delta\bar{T}_n}; \quad \bar{q}_n = \frac{(n-1)q_{n-1} + q_n}{n}; \quad \Delta\bar{T}_n = \frac{(1-n)\Delta\bar{T}_{n-1} + \Delta T_n}{n}, \quad (4.1)$$

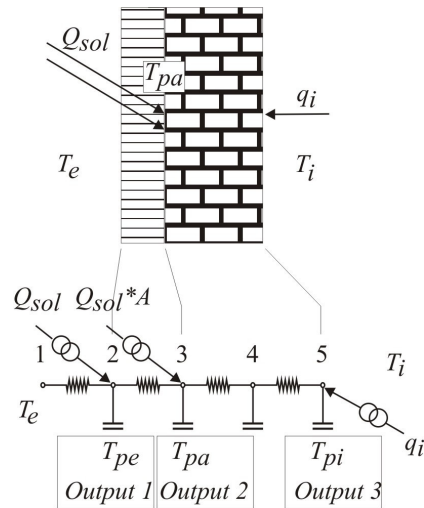
Dokładność wyznaczenia współczynników jest tutaj uzależniona od dynamiki zmian oddziaływań termicznych na badany element i czasu trwania pomiarów. Opracowując wyniki tą metodą uzyskano średnią wartość współczynnika $U = 0,33 \text{ W/(m}^2\text{K)}$ oraz $g = 0,11$.

Wykorzystanie programu LORD 3.2

Drugą metodą zastosowaną do wyznaczenia współczynników U i g była metoda analizy dynamicznej w oparciu o program LORD 3.2 opracowany przez organizację PASLINK EEIG. Program ten jest specjalistycznym narzędziem służącym do analizy wyników pomiarów uzyskiwanych w komorach PASSYS, wspomagającym proces identyfikacji parametrów cieplnych i słonecznych badanych elementów. Podstawą jego

działania jest analiza wprowadzonego modelu RC, odzwierciedlającego badany układ termiczny.

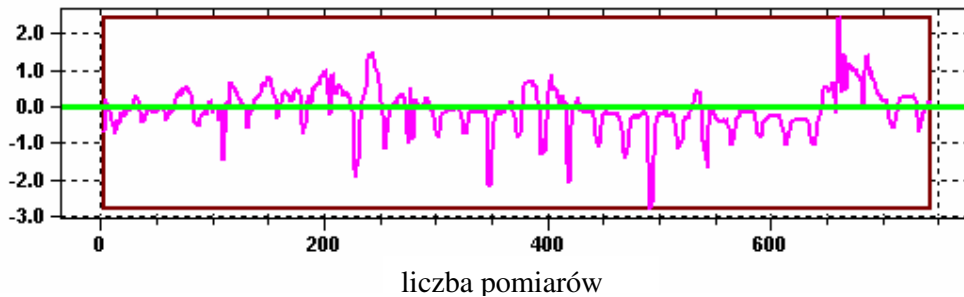
W pierwszej próbie identyfikacji parametrów przy pomocy programu LORD badaną przegrodę (rys. 4.22) zamodelowano w postaci sieci RC przedstawionej na rys. 4.25, oznaczonej dalej jako "A".



Rys. 4.25.

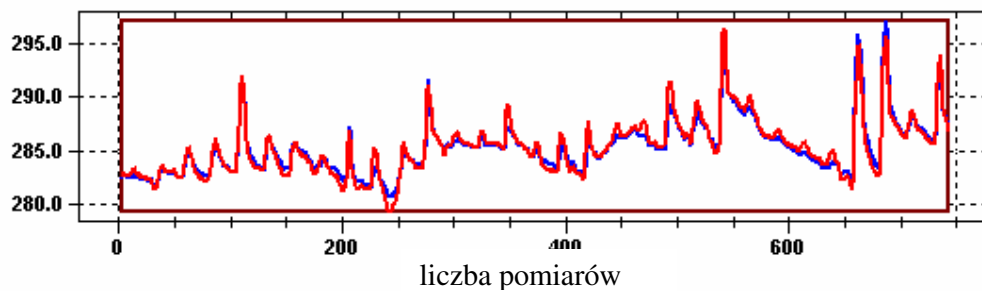
Model "A" analizowanej przegrody

Dla danych z okresu styczeń 2001 przedstawionych na rys. 4.23 uzyskano następujący wynik: $U = 0,853 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K}) \pm 0,4\%$, $g = 0,239 \pm 0,4\%$, wartość residuum 1,028. Graficznie rezultat przedstawia rys. 4.26 i 4.27.



Rys. 4.26.

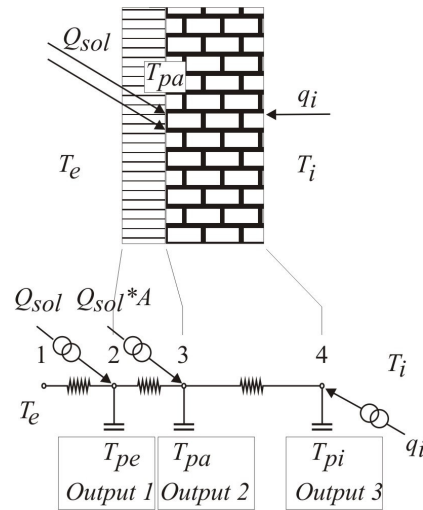
Wartość residuum



Rys. 4.27.

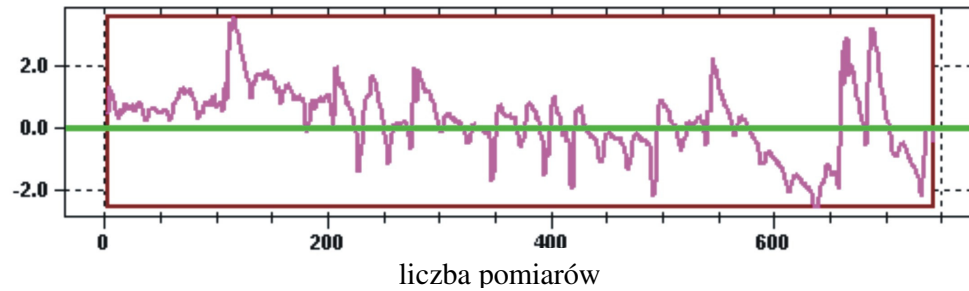
Średnie dopasowanie temperatury w węzłach wyjściowych

Następnie model uproszczono sprowadzając go do postaci przedstawionej na rys. 4.28.

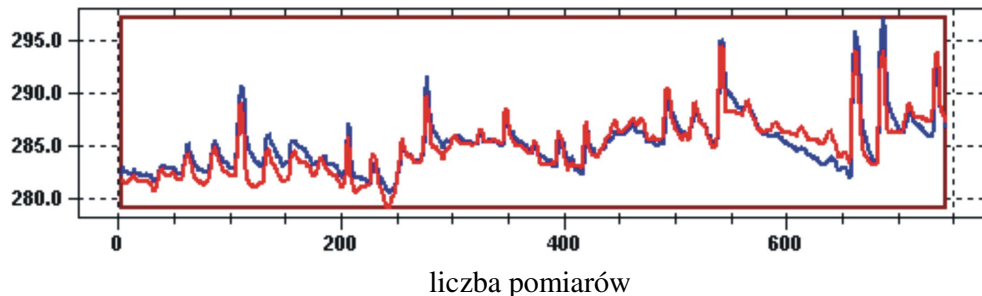


Rys. 4.28.
Model „B” przegrody

Dało to następujący rezultat: $U = 0,167 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K}) \pm 42,5\%$, $g = 0,227 \pm 1,8\%$, wartość residuum 1,936 (rys. 4.29 i 4.30).



Rys. 4.29.
Wartość residuum



Rys. 4.30.
Średnie dopasowanie temperatury w węzłach wyjściowych

W tabeli 4.4 zestawiono wyniki obliczeń dla badanej przegrody. Rozbieżności pomiędzy uzyskanymi rezultatami są efektem przyjętej metody obliczeniowej.

Identyfikując parametry przegrody przy pomocy metody uśredniania wyników należy szczególną uwagę poświęcić na wybór odpowiedniego przedziału czasu z którego dane będą analizowane. Powinien to być okres o stabilnych parametrach termicznych. W przypadku przegrody z izolacją transparentną trudno o taką sytuację.

Tab. 4.4. Wyniki obliczeń

Metoda uśredniania wyników		Program LORD, model „A”		Program LORD model „B”	
$U, W/(m^2K)$	g	$U, W/(m^2K)$	g	$U, (W/m^2K)$	g
0,33	0,11	0,85	0,24	0,17	0,23

Analiza dynamiczna z wykorzystaniem programu LORD wydaje się być mniej wrażliwa na tego typu zakłócenia. Tym samym dla przegród charakteryzujących się znaczną dynamiką przebiegu procesów cieplnych jest bardziej odpowiednia. Wymaga jednakże od osoby prowadzącej analizę pewnego doświadczenia, szczególnie w zakresie przyjmowania odpowiedniego modelu obliczeniowego. Jak widać przyjęcie różnych modeli dla tej samej przegrody istotnie wpływa na wynik końcowy obliczeń.

4.4. POPRAWA IZOLACYJNOŚCI TERMICZNEJ OKIEN *

Wzrost cen paliw i podatków ekologicznych wymusił działania mające na celu zmniejszenie zużycia energii przeznaczonej do ogrzewania budynków. Pierwsze działania w tym zakresie koncentrowały się na podniesieniu izolacyjności przegród budowlanych. W ostatnich latach znacznie zwiększyły się wymagania normatywne w tym zakresie w Polsce i na świecie. Na obecnym poziomie cen energii i materiałów izolacyjnych dalsze zwiększanie izolacyjności ścian ma słabe uzasadnienie ekonomiczne. Poszukuje się, więc innych możliwości ograniczenia strat ciepła z budynku. Badania dowodzą, że straty ciepła przez okna sięgają prawie 30 % ciepła traconego przez budynek. Część tego ciepła związana jest z ogrzaniem powietrza infiltrującego do pomieszczeń przez nieszczelności stolarki okiennej. Możliwe oszczędności energii w tym zakresie są bardzo ograniczone, ponieważ zmniejszenie ilości powietrza świeżego napływającego do pomieszczeń, powoduje pogorszenie jakości powietrza wewnętrznego. Pozostaje, więc ograniczenie strat ciepła oddawanego przez okno do otoczenia na drodze przenikania i promieniowania.

Na wymianę energii przez okna składa się przepływ ciepła przez szklany wkład okienny oraz przepływ ciepła przez ramę. Sprzężenia między tymi składnikami są słabe, dlatego prawie zawsze mogą być pominięte. Spowodowało to, że prace nad opisem przepływu ciepła przebiegały dwutorowo: osobno był rozpatrywany wkład okienny i niezależnie od niego analizowana była rama. Było to również wygodne ze względu na całkowicie inne narzędzia wykorzystywane obu przypadkach (Król 2004).

Plastikowa rama okienna

Poprawa izolacyjności cieplnej przegród przezroczystych jest problemem powszechnie znanym. Producenci okien oferują okna o coraz niższych współczynnikach przenikania ciepła. Zmianom ulega również szerokość plastikowej ramy okiennej.

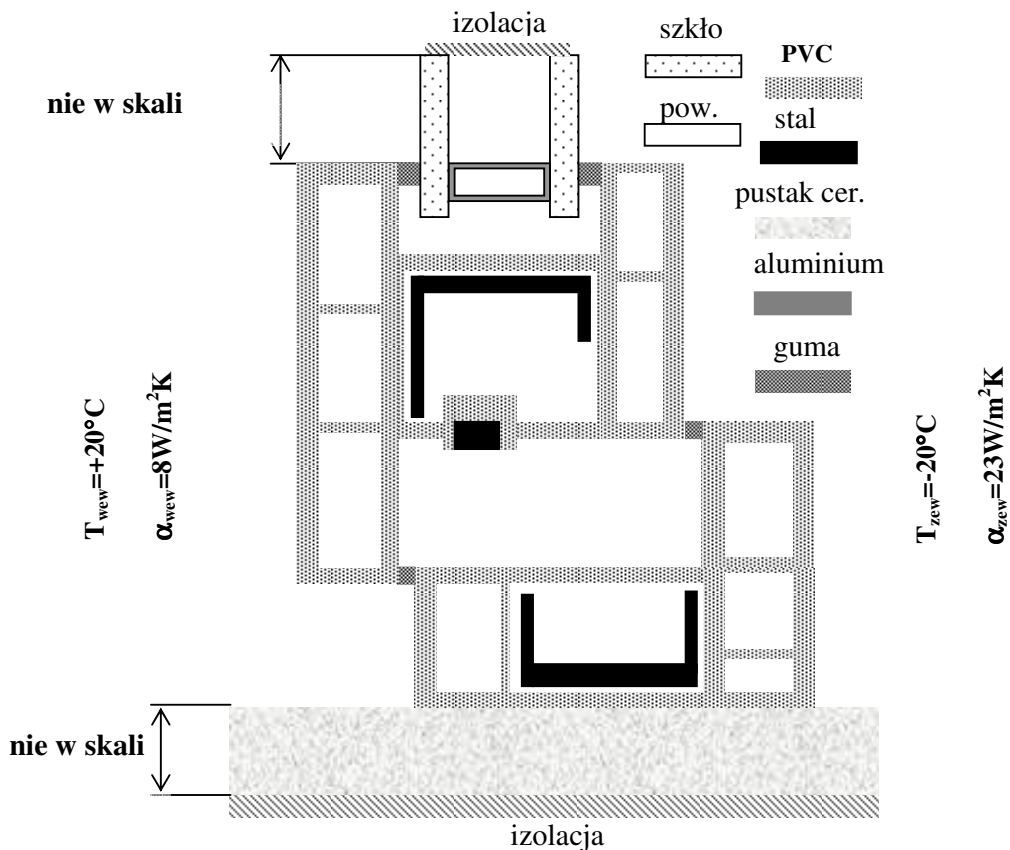
* autor: **Małgorzata Król**

Katedra Ogrzewnictwa, Wentylacji i Techniki Odpylania, Wydział Inżynierii Środowiska i Energetyki,
Politechnika Śląska w Gliwicach
redakcja: Ewa Gierczycka

Wprowadza się większą liczbę komór powietrznych, na które podzielona jest plastikowa rama. Jednakże działania producentów skierowane ku poprawie izolacyjności cieplnej okien są często tylko intuicyjne. Brakuje metodologii wyznaczania optymalnych kształtów ram.

Sformułowanie problemu

Przeanalizowano ustalony przepływ ciepła przez plastikową ramę okienną. Geometria rozpatrywanego obszaru została zaczerpnięta z materiałów firmowych opisujących rzeczywiste ramy i była traktowana jako dwuwymiarowa. W obliczeniach wzięto pod uwagę ramę okienną ze skrzydłem powiększoną o fragment muru oraz fragment wkładu okiennego. W stworzonym modelu (rys. 4.31) można wyróżnić siedem materiałów: plastik, stal, szkło, aluminium, gumę, powietrze oraz pustaki ceramiczne.



Rys. 4.31.

Przekrój ramy z fragmentem wkładu okiennego oraz ościeżnicy z fragmentem muru

Wartości współczynników przewodzenia ciepła użytych w obliczeniach zamieszczono w tabeli 4.5. Dla powietrza w przestrzeni między szybami obliczono ekwiwalentny współczynnik przewodzenia ciepła ze względu na istnienie konwekcji.

Warunki brzegowe przyjęto zgodnie z Polskimi Normami. Temperatura zewnętrzna wynosiła -20°C , a wewnętrzna $+20^{\circ}\text{C}$, a współczynniki przejmowania ciepła - odpowiednio $23\text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$ i $8\text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$ (rys. 4.31). Współczynniki te obejmują także radiacyjną wymianę ciepła. Do obliczeń wzięto pod uwagę 40 cm wkładu okiennego i 40 cm muru oraz założono, że po tych 40 cm strumień ciepła w kierunku wzdłuż ściany i wkładu zanika.

Tab. 4.5. Wartości współczynników przewodzenia ciepła wziętych do obliczeń

materiał	współczynnik przewodzenia ciepła, W/(m·K)
PVC	0,163
stal	28,00
szkło	0,800
aluminium	164,0
guma	0,200
pustaki ceramiczne	0,300
powietrze	0,023
powietrze w przestrzeni między szybami	0,040

Równania opisujące przepływ ciepła przez zamodelowaną ramę nie mają ścisłych rozwiązań analitycznych. Dlatego też do ich rozwiązania posłużono się metodami numerycznymi. Wykorzystano w tym celu istniejące oprogramowanie BETTI (Bialecki i Kuhn 1993) realizujące metodę elementów brzegowych (Brebbia *et al.* 1984).

Optymalizacja kształtu plastikowej ramy okiennej

Optymalizacji kształtu to poszukiwanie takiej geometrii rozpatrywanego ciała, przy której wybrana cecha ciała przyjmuje wartość ekstremalną. Pierwszym etapem procedury jest parametryzacja geometrii. Polega to na podaniu algorytmu definiującego kształt ciała w funkcji pewnej liczby parametrów (np. położenia wybranych węzłów). Poprzez zmianę wartości tych parametrów (zmiennych decyzyjnych) otrzymuje się jednoznacznie nowy kształt ciała. Dla każdego kształtu należy następnie podać sposób obliczania cechy podlegającej optymalizacji (funkcji celu). W nietrywialnych przypadkach wymaga to nałożenia siatki podziału numerycznego na każdy kolejny kształt i rozwiązaniu odpowiedniego zagadnienia brzegowego. Strategią zmiany parametrów decyzyjnych steruje algorytm optymalizacji (programowania nieliniowego). Zadania optymalizacji kształtu formułowane są z reguły jako zadania optymalizacji z ograniczeniami. Ograniczenia zapobiegają z jednej strony osiągnięciu rozwiązania trywialnego (np. zerowa powierzchnia ciała), z drugiej pozwalają uwzględnić wymagania technologiczne, materiałowe, estetyczne itp.

Do poszukiwania optymalnego kształtu plastikowej ramy okiennej z punktu widzenia minimalnych strat ciepła wykorzystano standardowy algorytm optymalizacji genetycznej (Król i Bialecki 2001a).

Pierwszym krokiem optymalizacji genetycznej jest utworzenie populacji początkowej. Składa się ona z zadanej liczby osobników n . Populację początkową tworzy się z identycznych kopii ramy modelowej. Następnie rozpoczyna się pętla optymalizacji genetycznej.

Jej pierwszym etapem jest obliczenie funkcji dopasowania dla każdego osobnika. W pierwszym pokoleniu liczy się ją tylko raz, ponieważ osobniki są identyczne. Obliczenie tej funkcji polega na wyznaczeniu strumienia ciepła za pomocą programu BETTI, a następnie przekształceniu uzyskanej wartości do postaci dogodnej dla dalszych kroków optymalizacji.

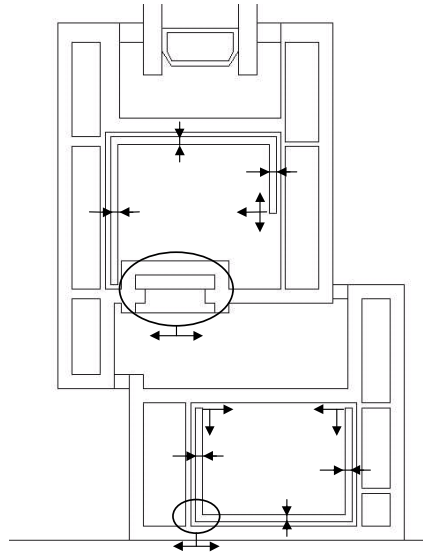
Drugim etapem jest utworzenie nowego zbioru osobników o identycznej liczebności. Proces tworzenia osobnika należącego do nowego zbioru polega na uruchomieniu koła ruletki, wyselekcjonowaniu osobnika i poddaniu jego genów ewentualnym mutacjom z zadaniem prawdopodobieństwem P_m . Następnie sprawdza się czy nowy zestaw genów osobnika spełnia zadane ograniczenia (Król i Bialecki 2003a). Jeśli tak, to osobnik

przechodzi do nowego zbioru, jeśli nie to zostaje wyeliminowany i procedurę rozpoczyna się od nowa.

Trzecim etapem pętli jest wybór z nowego zbioru par osobników. Prawdopodobieństwo tego wyboru jest jednakowe dla wszystkich osobników. Dla każdej wybranej pary podejmują się z prawdopodobieństwem P_w próbę wymiany między osobnikami części chromosomów. Miejsce przecięcia chromosomów jest losowane. Po dokonanej wymianie nowe zestawy genów pary osobników zostają jak poprzednio sprawdzone czy spełniają ograniczenia. Jeśli tak, to para przechodzi dalej, jeśli nie to wymiana jest anulowana i para z niezmienionymi zestawami genów przechodzi do nowego zbioru. W tym miejscu pętla się zamyka i proces optymalizacji rozpoczyna się od nowa.

Parametrem wejściowym dla programu BETTI są kontury elementów składowych przekroju ramy. W procesie optymalizacji dobierany jest, poprzez zmianę współrzędnych wybranych punktów konturu, kształt tych elementów. Wartości tych współrzędnych są kombinacjami liniowymi pewnych zmiennych powiększonymi o dowolną stałą w sposób zadany w pliku konfiguracyjnym. Wartości tych zmiennych uzyskiwane są poprzez transformację genu na liczbę rzeczywistą. W tym ujęciu położenie dowolnego modyfikowanego punktu może być kodowane przez kilka genów jednocześnie.

Po wcześniejszych głębokich analizach (Król i Białecki 2003a) dobrano zestaw stopni swobody (rys. 4.32).



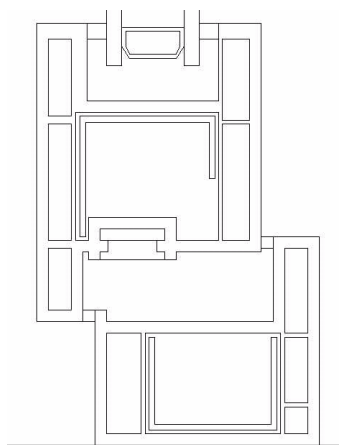
Rys. 4.32.

Układ stopni swobody w złożonej ramie

Algorytmy genetyczne poza istotnymi zaletami posiadają niestety jedną zasadniczą wadę, jaką jest długi czas obliczeń. Wynika on przede wszystkim z konieczności obliczenia funkcji dopasowania dla każdego osobnika w każdym pokoleniu. Optymalizacja jest efektywniejsza, jeśli osobników jest co najmniej kilkanaście, a liczba pokoleń dochodzi do ok. 200. Najbardziej czasochłonnym elementem obliczeń było wyznaczenie funkcji dopasowania, tzn. obliczenie strumienia ciepła za pomocą programu BETTI. Zdecydowano się, więc na wprowadzenie przetwarzania równoległego. Analizowany przypadek doskonale spełniał zasadnicze wymagania tej metody – wielokrotne, niezależne obliczanie tej samej wielkości. Przetwarzanie równoległe pozwala praktycznie skrócić czas obliczeń n razy gdzie n , jest liczbą komputerów w klastrze (Białecki i Król 2002).

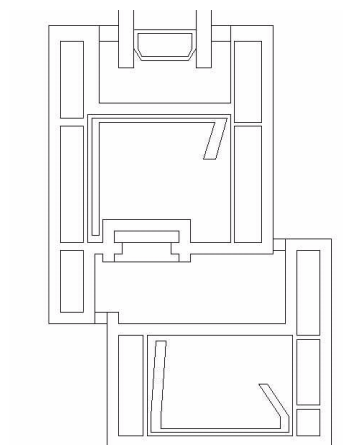
Analiza wyników optymalizacji kształtu plastikowej ramy okiennej

Przeprowadzone obliczenia pokazały, że jest możliwe zmniejszenie strat ciepła przez plastikową ramę okienną. Niewielkie zmiany geometrii ramy, a szczególnie stalowych profili, pozwoliły na ograniczenie przepływu ciepła o prawie 12% przy zachowaniu sztywności i tej samej ilości materiału użytego na produkcję profili. Początkowy strumień ciepła przepływający przez ramę wraz z ościeżnicą wyznaczony za pomocą programu BETTI wynosił 6,74 W/m. Natomiast strumień ciepła przepływający przez ramę o nowym kształcie obliczony tą samą metodą wynosił 5,97 W/m. Początkowa i końcowa konfiguracja ramy została przedstawiona odpowiednio na rys. 4.33 oraz rys. 4.34.



Rys. 4.33.

Konfiguracja ramy przed optymalizacją



Rys. 4.34.

Konfiguracja ramy po optymalizacji

Weryfikacja modelu ramy okiennej

W obliczeniach optymalizacyjnych wykorzystano uproszczony model ramy okiennej, ponieważ bardzo istotny w tych analizach był czas wyznaczenia strumienia ciepła dla pojedynczego osobnika. Dzięki wszystkim zaletom, jakie posiada metoda elementów brzegowych obliczenie strumienia ciepła za pomocą programu BETTI trwało jedynie ok. 10 min.

Stworzono również bardziej rzetelny model przepływu ciepła przez ramę okienną. Dokładniejszy model rozwiązano wykorzystując komercyjny program FLUENT (Fluent 2002). Nie zdecydowano się na wykorzystanie dokładniejszego modelu do przeprowadzenia optymalizacji genetycznej kształtu, ponieważ czas obliczenia strumienia ciepła dla pojedynczego przykładu wynosił ok. 24 godzin.

Wobec powyższego zdecydowano, że dokładniejszy model zostanie wykorzystany jedynie do weryfikacji modelu uproszczonego. Obliczono, więc strumień ciepła przepływający przez ramę przed optymalizacją oraz strumień ciepła przepływający przez ramę po optymalizacji. Wyniki tych analiz zamieszczono w tabeli 4.6.

Tab. 4.6. Porównanie strumieni ciepła przepływających przez ramę przed i po optymalizacji obliczonych przy wykorzystaniu modelu uproszczonego i dokładniejszego

	model uproszczony, W/m ² BETTI	model dokładniejszy, W/m ² FLUENT
przed optymalizacją	6,74	6,75
po optymalizacji	5,97	5,88

Zgodność wyników dla przypadku przed optymalizacją jest całkowicie zadawalająca. Świadczy ona o niewielkim wpływie, jaki wywierają wprowadzone uproszczenia na wartość strumienia ciepła przepływającego przez złożoną ramę. Natomiast rozbieżności dla przypadku ramy po optymalizacji są ciągle niewielkie. Mogą one wynikać z faktu, iż grubości niektórych elementów (np. stalowych wzmocnień) po optymalizacji była bardzo niewielka (0,51mm) i pewną trudność stanowiło właściwe dobranie siatki dla tych obszarów. Problem ten nie występował w obliczeniach przeprowadzanych z wykorzystaniem BETTI, ponieważ siatka tworzona była jedynie na krawędziach obszaru.

Koncepcja wkładu dwukomorowego ze środkową przegrodą wykonaną z folii

Przepływ ciepła przez wkład okienny

Rozpatrując przepływ ciepła przez szklany wkład okienny należało przeanalizować konwekcyjną wymianę ciepła w przestrzeni między szybami.

Gaz wypełniający ciasną szczelinę pionową pozostaje prawie w bezruchu. Jeśli pionowe ścianki ograniczające tę szczelinę mają różne temperatury, rozsunięcie ścianek powoduje, że pojawia się cyrkulacja wewnątrz szczeliny. Cząsteczki gazu znajdującego się w sąsiedztwie cieplejszej ścianki ogrzewają się i unoszą ku górze. Ogrzany gaz zawraca ku ścianie chłodniejszej i opadając ochładza się. Intensywność cyrkulacji zależy od wysokości i szerokości szczeliny, od różnicy temperatur obu ścian oraz właściwości fizycznych (lepkości, współczynnika rozszerzalności objętościowej i gęstości) gazu. Analizując przenikanie ciepła przez pionową szczelinę okienną i zjawiska występujące wewnątrz wkładu okiennego, należy rozpatrzyć, zatem problem konwekcji swobodnej w przestrzeni zamkniętej.

Poprawa izolacyjności cieplnej wkładu okiennego może być zrealizowana poprzez poszerzenie warstwy powietrza tzn. rozsunięcie szyb. Gdyby powietrze między szybami było nieruchome, wzrost izolacyjności wkładu zależałby prawie liniowo od odległości między szybami. Przy pewnej grubości wkładu pojawiają się jednak ruchy powietrza związane z konwekcją swobodną. Cyrkulacja powietrza we wkładzie intensyfikuje proces wymiany ciepła, w związku, z czym, ze wzrostem grubości szczeliny izolacyjność wkładu narasta wolniej niż liniowo.

We wcześniejszych pracach (Król i Białecki 2001b) przeanalizowano wkłady okienne o różnej grubości. W tym celu stworzono dwuwymiarowy model transportu ciepła, pędu i masy w szczelinie zakładając izotermiczność ścianek pionowych i zaizolowane powierzchnie poziome. Odpowiednie równania rozwiązano stosując komercyjny kod FLUENT realizujący metodę objętości skończonych i algorytm SIMPLE.

Efektom prac było określenie optymalnej odległości dwóch szyb we wkładzie okiennym oraz stwierdzenie, że dla rozstawu szyb poniżej 10 mm wpływ konwekcji jest pomijalny.

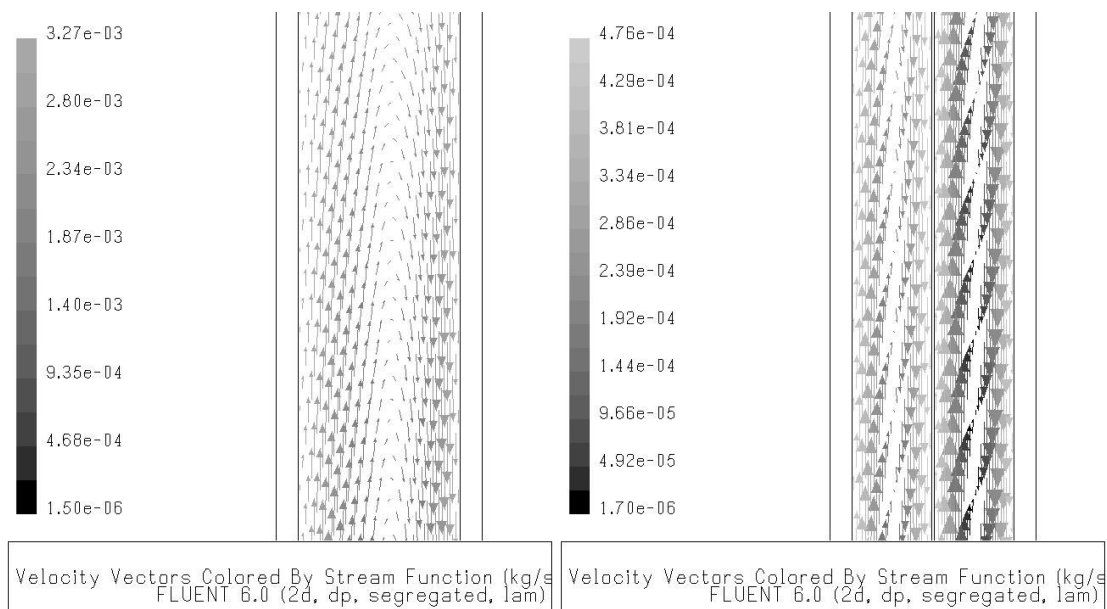
Wkład dwukomorowy ze środkową przegrodą wykonaną z folii

Wprowadzenie wkładu dwukomorowego znacznie poprawia izolacyjność termiczną przegród. Trzeba jednak zwrócić uwagę, że dotychczas prezentowane konstrukcje nie przyjęły się. Głównym powodem był fakt, że środkowa przegroda była także wykonana ze szkła, co znacznie podnosiło wagę okna. Tak skonstruowane okno było trudne w transporcie, montażu i eksploatacji. Wkład trzyszybowy powodował również zwiększenie wymagań odnośnie wytrzymałości ramy, wymagał np. wzmocnionych okuć. Pewnym rozwiązaniem jest wykonanie środkowej przegrody z folii polietylenowej.

Jak pokazuje analiza zjawisk konwekcyjnej wymiany ciepła we wkładzie okiennym, już samo wstawienie folii polietylenowej znacznie poprawia jego izolacyjność termiczną.

Dzieje się tak przede wszystkim dlatego, że po obu stronach folii pojawiają się dodatkowe opory związane z siłami adhezji. Dzięki temu, intensywność ruchów konwekcyjnych gazu we wkładzie znacząco maleje, utrudniając transport ciepła w poprzek szczeliny. Innymi słowy, zastosowanie folii ogranicza konwekcję swobodną, a dominującym mechanizmem przepływu ciepła pozostaje przewodzenie. Pozwala to zwiększyć grubość warstwy prawie nieruchomego powietrza, a tym samym poprawia izolacyjność termiczną wkładu okiennego.

Wykorzystując program FLUENT przeprowadzono analizy wkładu okiennego bez oraz z folią. Przebadano trzy wkłady o różnych rozstawach szyb, typowym: 16 mm oraz powiększonych: 22 mm i 28 mm. Przykładowe wyniki modelowania przedstawiono na rysunku 4.35.



Rys. 4.35.

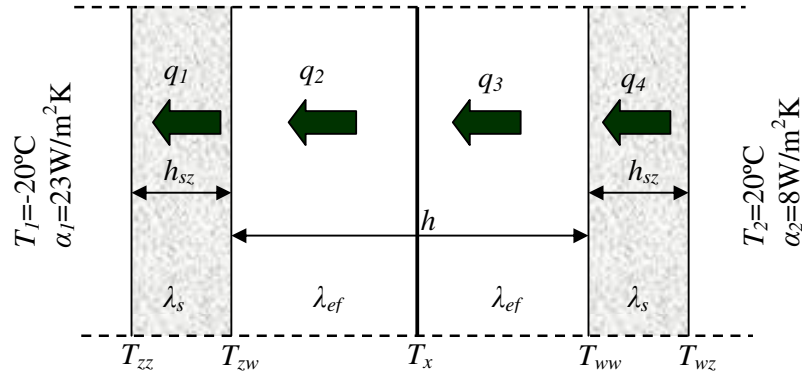
Rozkład wektorów prędkości wzdłuż linii prądu dla wkładu jedno i dwukomorowego o rozstawie szyb 28 mm

Analiza przepływu ciepła przez wkład dwukomorowy

Celem analizy jest uzyskanie pełnych charakterystyk zależności ilości ciepła przepływającego przez wkład, od rozstawu szyb. Pozwala to określić rozstaw optymalny. Niestety, ze względu na sposób przygotowania i wprowadzania danych, a także długi czas obliczeń pojedynczego przypadku przeprowadzanie tych analiz przy wykorzystaniu programu FLUENT jest uciążliwe. Dlatego zdecydowano się na znaczne uproszczenie modelu fizycznego przepływu ciepła we wkładzie. Przy założeniu, że spadek temperatury wzdłuż wysokości szyby jest niewielki, można zadanie przenikania ciepła przez wkład okienny traktować jako jednowymiarowe. Pozwala to na zastosowanie wzorów kryterialnych określających intensywność wymiany ciepła na drodze konwekcji swobodnej w szczelinach między szybą i folią. Dzięki temu możliwe było zbudowanie prostego modelu wymiany ciepła we wkładzie, bez potrzeby rozwiązywania równań zachowania pędu i masy. Takie podejście sprowadza całe zagadnienie do rozwiązania układu trzech nieliniowych równań algebraicznych na określenie nieznanych temperatur na wewnętrznych powierzchniach szyb i temperatury folii. Dla uproszczenia założono, że

spadek temperatury na grubości folii jest pomijalny. Takie założenie jest uzasadnione bardzo małymi (ułamki milimetra) grubościami folii.

W rozważanym przypadku wkład okienny podzielono na cztery obszary: szyba /komora powietrzna / komora powietrzna / szyba, zakładając zerową grubość folii dzielącej komory (rys. 4.36).



Rys. 4.36.

Schemat wkładu okiennego dwuszybowego z folią przyjętego do analiz

W każdym z tych czterech obszarów gęstość strumienia ciepła q wyznaczano za pomocą równania:

$$q = -\lambda \Delta T / h \quad (4.2)$$

gdzie: ΔT jest różnicą temperatur na granicy ośrodka, λ jest współczynnikiem przewodzenia ciepła, a h szerokością szczeliny.

Prowadzi to do układu trzech równań, w którym niewiadomymi są temperatury na wewnętrznych powierzchniach szyb oraz na powierzchni folii.

$$\begin{aligned} q_1 &= q_2 \\ q_2 &= q_3 \\ q_3 &= q_4 \end{aligned} \quad (4.3)$$

gdzie:

$$\begin{aligned} q_1 &= \lambda_{sz} (T_{zw} - T_{zz}) / h_{sz} \\ q_2 &= q_x(0.5h, H, T_{zw}, T_x) \\ q_3 &= q_x(0.5h, H, T_x, T_{ww}) \\ q_4 &= \lambda_{sz} (T_{wz} - T_{ww}) / h_{sz} \end{aligned} \quad (4.4)$$

oraz

$$\begin{aligned} T_{zw} &= \alpha_1 h_{sz} (T_{zz} - T_1) \\ T_{ww} &= \alpha_2 h_{sz} (T_{wz} - T_2) \end{aligned} \quad (4.5)$$

gdzie: H jest wysokością wkładu okiennego, a α_1 i α_2 są odpowiednio współczynnikami wnikania i wynikania.

Wartość współczynnika przewodzenia ciepła dla szyby zaczerpnięto z normy PN - EN ISO 6946. Funkcja q_x pozwala wyznaczyć strumień ciepła w obszarze powietrza

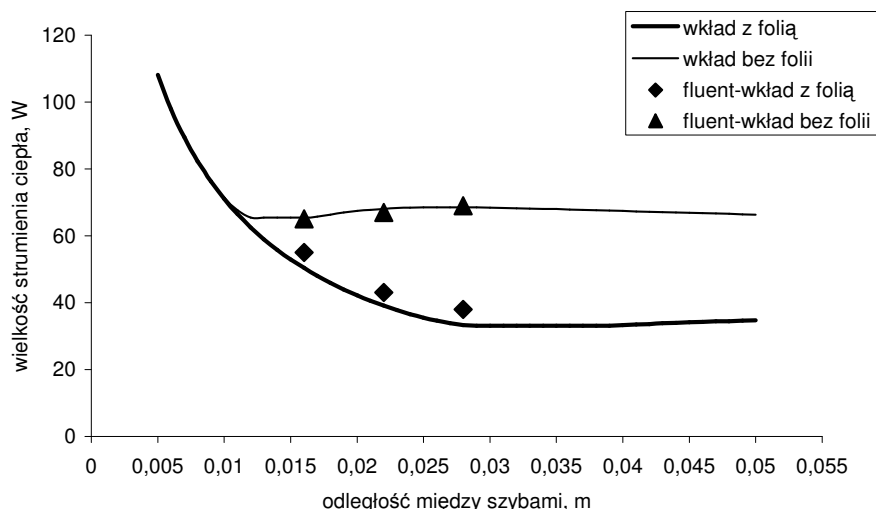
uwzględniając wpływ ruchów konwekcyjnych we wnętrzu komory poprzez użycie efektywnego współczynnika przewodzenia ciepła λ_{ef} (Król i Białecki 2003b).

Odpowiednie współczynniki przejmowania ciepła przyjęto zgodnie z w/w normą.

Sposób obliczania efektywnego współczynnika przewodzenia ciepła powoduje nie tylko nieliniowość równań, ale przede wszystkim brak ciągłych pochodnych. Z tego względu do rozwiązania tego układu wybrano bezgradientową metodę Hooke'a – Jeevsa (Baron 1995).

Omówienie wyników obliczeń

Przeprowadzono szereg obliczeń dla wkładów z folią i bez, zmieniając odległość między szybami, a wyniki analiz przedstawiono w postaci wykresów. Na rys. 4.37 oprócz wyników obliczeń przeprowadzonych za pomocą równań kryterialnych naniesiono wyniki obliczeń wykonanych przy wykorzystaniu programu FLUENT. Za pomocą tego programu przeanalizowano tylko wybrane trzy przypadki różnej odległości szyb we wkładzie okiennym. Na wykresie widać stosunkowo dużą zgodność obu całkowicie różnych metod obliczeniowych. Jednakowa wydaje się być tendencja obu rozwiązań. Zaobserwować można również, że większa rozbieżność pojawia się dla przykładu wkładu z folią. W tym przypadku różnice obu rozwiązań sięgają 10%.



Rys. 4.37.

Porównanie strumieni ciepła dla wkładu z folią i bez folii

Z rys. 4.37 można ocenić również ilość zaoszczędzonego ciepła po wprowadzeniu folii pomiędzy szyby wkładu okiennego. Maksymalna redukcja strat ciepła występuje przy rozstawie szyb wynoszącym 29 mm, jednak już dla rozstawu ok. 26 mm zmniejszenie strat ciepła wynosi prawie 50% w stosunku do tradycyjnego rozstawu 16 mm.

Prezentowane analizy dowodzą, że jest możliwa poprawa izolacyjności termicznej okien. Z obliczeń wynika, że można zmniejszyć strumień ciepła przepływający przez ramę okienną o prawie 12% nie zmniejszając jej sztywności i wykorzystując tę samą ilość materiału. Pokazano również, że wkłady dwukomorowe ze środkową przegrodą wykonaną z folii znacznie poprawiają izolacyjność cieplną przegród przezroczystych. Możliwe jest zmniejszenie strat ciepła o prawie 50% przy poszerzonych wkładach okiennych.

4.5. AUDYT ENERGETYCZNY BUDYNKÓW MIESZKALNYCH SŁOWACJI*

Jeszcze kilka lat temu na Słowacji słowa „audyt energetyczny” były prawie nie znane, a obecnie występują w różnych dziedzinach życia społecznego - najczęściej w ekonomii, ale także w ekologii i energetyce. Sprostanie wymaganiom dotyczącym ograniczenia zużycia energii w istniejących budynkach stało się zagadnieniem priorytetowym.

Zużycie energii w budynkach jest problemem społecznym, który powinien być sprecyzowany i przeanalizowany dla każdego szczegółowego przypadku. Powstała konieczność stworzenia szybkiego i łatwego w obsłudze programu, opartego na normie dotyczącej właściwości cieplnych budynków i obliczania zapotrzebowania na energię do ogrzewania w budynkach mieszkalnych ISO EN 832.

Charakterystyka energetyczna budynków mieszkalnych Słowacji

Na efektywność energetyczną budynku największy wpływ mają parametry fizyczne jego powłoki, której jakość określają odpowiednie normy techniczne. Typy konstrukcji budynków można podzielić na trzy grupy, ze względu na różne stosowane normy oraz materiały budowlane i elementy konstrukcyjne. Można więc wyróżnić następujące okresy:

- do 1950 roku, gdy budowano z cegły i stosowano spadziste dachy (głównie drewniane),
- lata 1951-197 - początki prefabrykatów, gdy stosowano lekkie betony (beton porowaty), spadziste dachy, podwójnie szklone okna z drewnianą ramą, brak było izolacji cieplnej,
- lata 1971-1983, gdy wprowadzono konstrukcje warstwowe, lekkie powłoki (na bazie metalu), aluminiowe podwójnie szklone okna, płaskie dachy.

Procedura ENCON (ENergy CONservation)

Każdy budynek jest jedyny w swoim rodzaju, dlatego też powinien być potraktowany oddzielnie w celu znalezienia dla niego odpowiednich, indywidualnych możliwości oszczędności energetycznych. Właściciel budynku może mieć różne plany, co do renowacji, jak również różne wymagania odnośnie korzyści z podjętych kroków ENCON (czasu zwrotu nakładów). Przed rozpoczęciem długotrwałych i szczegółowych prac konieczne jest oszacowanie możliwości i konsekwencji ekonomicznych projektu.

Całkowita procedura ENCON jest podzielona na sześć głównych działań/kroków zgodnie ze schematem, przedstawionym na rys. 4.38. Jeśli informacje zebrane w fazie **identyfikacji obiektu** pokażą, że procedura ENCON jest opłacalna, przeprowadza się **diagnostykę energetyczną**. Pozwala ona ocenić, czy mogą być wykonane dalsze działania. Diagnostyka ta zawiera określenie:

- całkowitego potencjału oszczędności energetycznych,
- poziomu wymaganych kosztów inwestycyjnych,
- całkowitego czasu zwrotu nakładów (rentowności).

Jeżeli właściciel budynku oceni możliwości oszczędności jako korzystne, procedura jest kontynuowana w postaci **audytu energetycznego**. Audyt taki może być szczegółowy lub uproszczony. Oba te audyty różnią się poziomem dokładności, przy czym tylko audyt szczegółowy zawiera gwarancję energetyczną. W przypadku, gdy właściciel budynku potrzebuje zewnętrznego finansowania lub gdy wymagania inwestycyjne są wystarczająco jasno określone, procedura wchodzi w etap **planu realizacji termomodernizacji**.

Podczas następnego etapu, którym jest **realizacja termomodernizacji**, personel odpowiedzialny za wykonanie i eksploatację przechodzi gruntowne szkolenie dotyczące

* autor: **Dušan Petráš**

STU, Faculty of Civil Engineering, Bratislava, Slovakia
tytuł oryginału: *Energy Audits of Dwellings in Slovakia*,
tłumaczenie i redakcja: Ewa Gierczycka

wszystkich układów i wyposażenia. Szkolenie to zapewnia efektywne energetycznie **funkcjonowanie** budynku po wykonaniu termomodernizacji. Na zakończenie procedury ENCON przewidziano odpowiednie programy dotyczące funkcjonowania, eksploatacji oraz monitoringu energetycznego, które zapewnią, że zużycie energii utrzymane będzie na niskim poziomie.

1. Identyfikacja obiektu

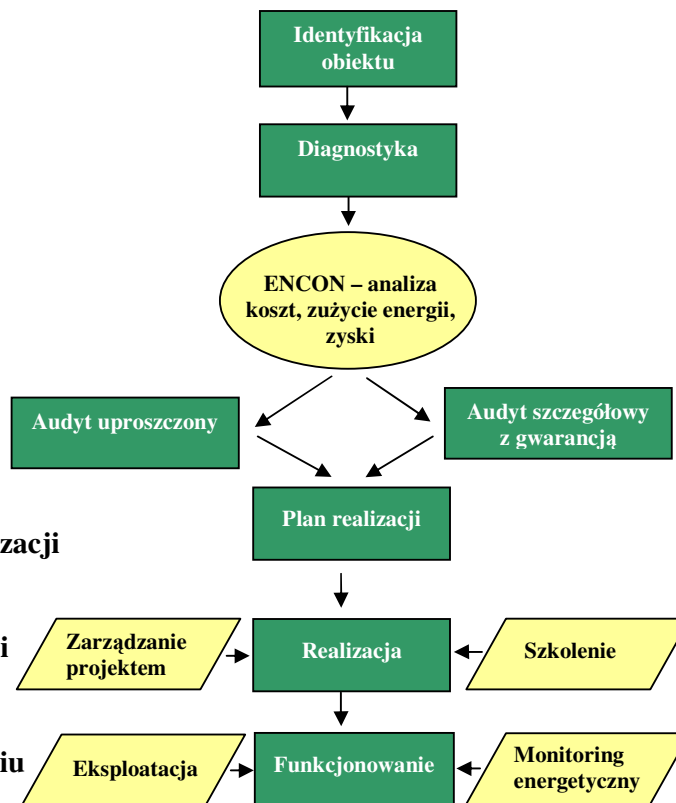
2. Diagnostyka energetyczna

3. Audyt energetyczny

4. Plan realizacji termomodernizacji

5. Realizacja termomodernizacji (wdrożenie)

6. Funkcjonowanie po wykonaniu termomodernizacji



Rys. 4.38.

Etapy procedury ENCON

Oprogramowanie EAS V1.0 i wskaźniki (liczby kluczowe)

Oprogramowanie EAS V1.0, opracowane na Wydziale Budownictwa STU w Bratysławie, w kooperacji ze słowackim bankiem obsługującym spółdzielnie mieszkaniowe PSS a.s., powinno służyć lepszej orientacji na polu oszczędności energetycznych, jak również umożliwić podniesienie standardu życia. Oprogramowanie nazwane „Audyt energetyczny budynków- EAS V1.0” jest dobrym narzędziem w wyborze odpowiednich sposobów oszczędności energetycznych. Wykorzystuje ono wskaźniki nazywane „liczbami kluczowymi”, stosowane w oprogramowaniu ENSI pochodzącym z Norwegii.

Określanie wskaźników

W oprogramowaniu zastosowano sposób obliczania zapotrzebowania na ciepło i zużycia energii zgodnie z metodą określania wskaźników, opartą na normie europejskiej ISO EN 832 oraz normie norweskiej NS 3031. Wskaźniki te wyznacza się na podstawie obliczonych i oszacowanych wartości rocznego zapotrzebowania na energię dla budynku, przypadającego na m² ogrzewanej powierzchni użytkowej (czyli jednostkowego zużycia

energii kWh/m² rok), jak również na podstawie zapotrzebowania mocy na m² ogrzewanej powierzchni (W/m²). Wskaźniki zapotrzebowania energii i mocy opracowano w celu uzyskania jednolitej i możliwej do porównania dokumentacji dotyczącej zużycia energii w budynkach. Podstawą określenia wskaźników jest specyfikacja zapotrzebowania energii i mocy dla oddzielnych potrzeb energetycznych (tabela 4.7).

Tab. 4.7. Potrzeby energetyczne budynku wg ENSI - metoda wskaźników

PORA ROKU	POTRZEBA ENERGETYCZNA	ŹRÓDŁO ENERGII
zima	1. ogrzewanie	gaz, sieć ciepła, ogrzewanie
cały rok	2. wentylacja	olej opałowy, węgiel, elektryczność, energia słoneczna
	3. przygotowanie ciepłej wody	-----
lato	4. wentylatory/pompy	elektryczność
	5. oświetlenie	elektryczność
	6. inne źródła	elektryczność, gaz
	7. chłodzenie	elektryczność
	8. otoczenie zewnętrzne	

Metoda wskaźników stwarza szybki, oparty na normie sposób oceny sprawności energetycznej budynków. Liczba wprowadzanych wartości jest tutaj znacząco zredukowana, a uwaga skupiona na najważniejszych parametrach, na które głównie wpływają warianty rozwiązania/sposoby oszczędności energetycznych. Metoda może być stosowana w stadium projektowania nowego budynku, jak również przy procesach termomodernizacyjnych dla istniejących budynków. Umożliwia ona także wybór spośród alternatywnych sposobów dotyczących funkcjonowania, termomodernizacji i procedur ENCON ((ENergy CONservation).

Wskaźniki oparte na jednostkowym zużyciu energii dostarczają bezpośredniej informacji o sprawności energetycznej budynku na trzech poziomach:

Poziom 1

Poziom ten dostarcza wartości docelowych lub wskaźników dotyczących jednostkowego, rocznego zużycia energii (kWh/m² rok) i maksymalnego zapotrzebowania mocy (W/m²) dla budynków różnych typów.

Porównując obliczone i zmierzone zużycie energii z granicznymi wartościami wskaźników można uzyskać informację o względnej sprawności energetycznej budynku, a stąd o możliwościach oszczędności energii.

Poziom 2

Poziom 2. dostarcza szczegółowych informacji o zapotrzebowaniu energii i mocy dla budynku w formie rozbitej na wcześniej wymienione potrzeby (tab.4.7). Porównanie otrzymanych wartości pozwala specjalistom zidentyfikować główne, przynoszące zysk, obszary wdrożenia metod ENCON dla przypadku konkretnego budynku.

Poziom 3

Wskaźniki poziomu 3. mogą być użyte w szybkich obliczeniach energetycznych indywidualnych budynków. Najbardziej szczegółowy poziom 3. dostarcza wskaźników dla każdej potrzeby energetycznej i każdego parametru oraz określa zakres, w którym parametry te wpływają na zapotrzebowania. Jest to szczególnie użyteczne przy:

- opracowywaniu szczegółowej oceny energetycznej nowego lub istniejącego budynku,

- bardziej precyzyjnym ustalaniu zapotrzebowania energii i mocy,
- identyfikacji konsekwencji zmian w rozwiązaniach technicznych budynku i instalacji, warunkach pracy, itp.,
- identyfikacji możliwości oszczędności energii,
- oszacowywaniu oszczędności wynikających z procedur ENCON i działań termomodernizacyjnych.

We wstępnym pracach dla Słowacji określono wskaźniki dla różnych budynków w strefach klimatycznych Bratysławy (-12 °C) oraz Popradu (-18 °C).

Oprogramowanie EAS V1.0

Oprogramowanie EAS V1.0 utworzono dla poziomu 3. omawianej procedury. Baza danych zawiera informacje dla 42. budynków mieszkalnych wielorodzinnych i 8. typowych domków jednorodzinnych. Budynki wielorodzinne podzielono na cztery kategorie według daty budowy i konstrukcji powłoki.

W przypadku pojedynczych domków jednorodzinnych określenie własności powłoki budynku jest bardzo trudne ze względu na zmienione wymagania ochrony cieplnej budynków w normach krajowych obowiązujących w przeszłości (CSN), które podawały fizyczne wymagania dla powłok budynków.

Oprogramowanie EAS V1.0 zawiera kompletną instrukcję dla audytorów energetycznych i przedsiębiorców budowlanych, dotyczącą wykonania przebudowy w istniejącym budynku. Zgodnie z EAS V1.0 ekspertyza wybranego budynku wielorodzinnego lub domu jednorodzinnego ma następujący przebieg:

1. dokumentacja fotograficzna,
2. dokumentacja rysunkowa,
3. opis budynku,
4. obliczenia energetyczno-oszczędnościowe,
5. prezentacja graficzna,
6. audyt energetyczny.

Procedura obejmuje trzy podstawowe obszary postępowania (tab. 4.8, 4.9 i 4.10):

Tab. 4.8. Przedsięwzięcia termomodernizacyjne w zakresie powłoki budynku

Układ	Zastosowanie	Działania
BE	Powłoka budynku	Izolacja ścian zewnętrznych
		Izolacja podłogi lub podłogi nad nieogrzewaną piwnicą
		Izolacja dachu
		Nowe okna

Tab. 4.9. Przedsięwzięcia termomodernizacyjne w zakresie systemu grzewczego

Układ	Zastosowanie	Działania
HS	Układ grzewczy	Automatyka pogodowa
		Izolacja rur, zaworów itp.
		Modernizacja węzła cieplnego (nowy kocioł, wyposażenie itp.)
		Regulacja hydrauliczna i montaż zaworów termostatycznych

Tab. 4.10. Przedsięwzięcia termomodernizacyjne w zakresie układu ciepłej wody

Układ	Zastosowanie	Działania
HW	Układ ciepłej wody	Energooszczędne baterie prysznicowe
		Baterie termostaticzne
		Nowy układ automatycznej regulacji
		Izolacja rur, zaworów itp.

Na podstawie obliczeń przeprowadzonych dla istniejących budynków określono możliwości oszczędności energii dla poszczególnych przedsięwzięć termomodernizacyjnych, dotyczących układów BE, HS i HW (tab. 4.11).

Tab. 4.11. Oszczędności energii dla poszczególnych przedsięwzięć termomodernizacyjnych

Układ	Zastosowanie	Procentowy udział możliwości oszczędności energii
BE	Powłoka budynku	20 – 30%
HS	Układ grzewczy	10 – 25%
HW	Układ ciepłej wody	5 – 10%

Uwaga: Trzeba zauważyć, że działania dotyczące oszczędności energii dla powłoki budynku i układu grzewczego są ze sobą związane, tzn. podjęcie tylko jednego działania nie zapewni oszczędności energii. Także końcowe oszczędności energii nie są sumą pojedynczych działań.

W przedstawionych rozważaniach koszty podjętych działań oszczędności energii są obliczane dynamicznie w zależności od zmieniających się kosztów GJ ciepła lub m³ gazu ziemnego. Istnieje możliwość wyboru dwóch dróg wprowadzenia odpowiednich kosztów energii, w zależności od sposobu dostarczania energii do budynków. Gdy ten budynek jest podłączony do scentralizowanego układu grzewczego, należy wprowadzić do okienka dialogowego cenę GJ ciepła (aktualną cenę ciepła w zależności od dostawcy). Jest to właściwa droga dla wielorodzinnych budynków mieszkalnych. W przypadku, gdy budynek jest zasilany gazem, należy wprowadzić aktualną cenę m³ gazu ziemnego. Jest to z kolei właściwa droga dla domków jednorodzinnych oraz zdecentralizowanych budynków mieszkalnych.

Przyjęta metoda zawiera dwie drogi obliczeń oszczędności energii - pierwsza pozwala na prowadzenie obliczeń dla całego budynku, a druga dotyczy jednego mieszkania w budynku. Obliczenia dla jednego mieszkania zawierają listę działań (kroków) możliwych do oddzielnego zastosowania, co oznacza to, że właściciel mieszkania może realizować indywidualne postępowanie (nowe okna, zawory termostaticzne itp.).

Wyniki obliczeń energetycznych są podawane w kWh/rok lub GJ/rok. Ważnym elementem każdego projektu jest oszacowanie jego opłacalności. W tym wypadku stosuje się metodę określania czasu zwrotu nakładów poniesionych na termomodernizację, która to metoda należy do najbardziej poręcznych i szybkich. Obliczenia konieczne do oszacowania opłacalności prowadzone są niezależnie i zawierają określenie kosztów dostawy, projektu, instalacji, testów (ciśnienia, eksploatacji instalacji itp.), a także inne wydatki oraz podatek VAT. Koszty inwestycyjne aktualizuje się przy zmianie cen.

Na rys. 4.39 i 4.40 pokazano wyniki uzyskanych oszczędności energii dla wcześniej omawianych układów BS, HS i HW, to jest dla powłoki budynku, układu grzewczego oraz układu ciepłej wody. Można na tej podstawie przedstawić klientowi wpływ na całkowite zużycie energii w budynku tylko pojedynczych lub również wszystkich działań oszczędnościowych. Z wykresów tych widać, że największe korzyści przynoszą działania w zakresie powłoki budynku i układu grzewczego.

PS-82-PP radovy 8NP BA

Súbor Nápoveda

Fotodokumentácia | Vykresová dokumentácia | Popis stavebnej sústavy | Technicko-ekonomické vyhodnotenie | Grafické zobrazenie | Čo je to energetický audit

Vykurovaná plocha bytového domu
2632 [m2]

Cena
 Pre celý bytový dom
 Pre jednu bytovú jednotku

Cena za GJ tepla
540 [Sk/GJ]

Cena za m3 zemného plynu
10,0 [Sk/m3]

Podľa ceny zemného plynu

Prepočítat

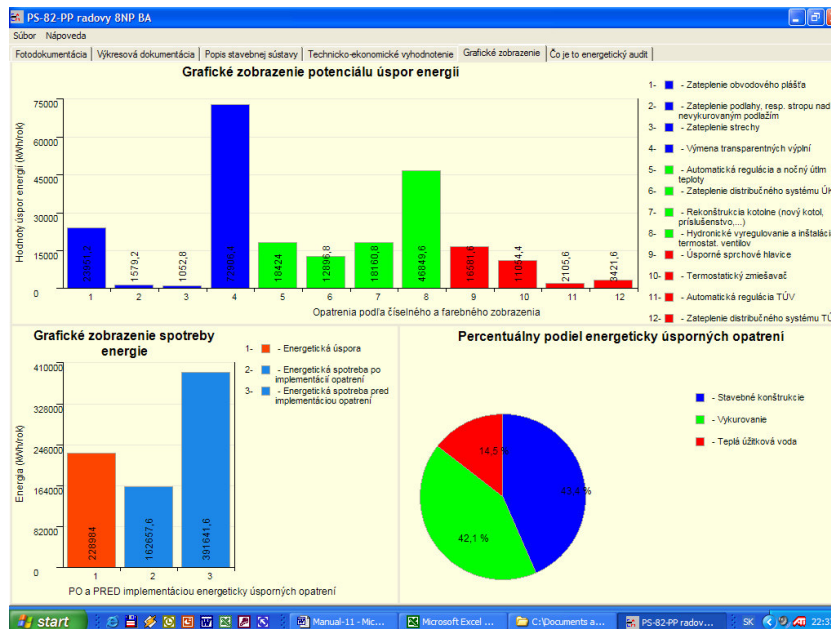
Uplatnenie opatrenia	Opatrenie	Pre celý bytový dom						
		Úspory		Investície		Návratnosť		Cena/m2 Priemer Sk/m2
		Energia kWh/rok	Ekonom Sk/rok	Min. Sk	Max. Sk	Min. rokov	Max. rokov	
Stavebné konštrukcie	1 ✓ Zateplenie obvodového pláňa	23951,2	46561,1	1001955,0	1492905,0	21,5	32,1	473,9
	2 ✓ Zateplenie podlažia, resp. stropu nad nevykurovaným podlažím	1579,2	3070,0	193342,7	301467,6	63,0	98,2	94,0
	3 ✓ Zateplenie strechy	1052,8	2046,6	353333,5	405468,3	172,6	198,1	144,1
	4 ✓ Výmena transparentných výplní	72906,4	141730,0	2083950,0	2652950,0	14,7	18,7	899,9
	Spolu	99489,6	193407,8	3632581,0	4852791,0	18,8	25,1	1612,0
Vykurovanie	1 ✓ Automatická regulácia a nočný útlm teploty	18424,0	35816,3	59639,9	102500,0	1,7	2,9	30,8
	2 ✓ Zateplenie distribučného systému ÚK	12896,8	25071,4	11955,3	31795,6	0,5	1,3	8,3
	3 ✓ Rekonštrukcia kotolne (nový kotol, príslušenstvo...)	18160,8	35304,6	191193,4	271704,4	5,4	7,7	87,9
	4 ✓ Hydronické vyregulovanie a inštalácia termostat. ventilov	46849,6	91075,6	150830,4	356342,0	1,7	3,9	96,3
	Spolu	96331,2	187267,8	413619,1	762342,0	2,2	4,1	223,4
Teplá úžitková voda	1 ✓ Úsporné sprchové hlavice	16581,6	32234,6	65680,4	139277,6	2,0	4,3	38,9
	2 ✓ Termostatický zmiešavač	11054,4	21489,8	71628,5	119380,8	3,3	5,6	36,3
	3 ✓ Automatická regulácia TÚV	2105,6	4093,3	10563,3	19753,2	2,6	4,8	5,8
	4 ✓ Zateplenie distribučného systému TÚV	3421,6	6651,6	11061,3	24670,6	1,7	3,7	6,8
	Spolu	33163,2	64469,3	158933,5	303082,2	2,5	4,7	87,8
	Celkom	228984,0	445144,9	4205134,0	5918215,0	9,4	13,3	1923,1

Úspory pre jednotlivé alternatívy

Úspory [%] 58,5

Rys. 4.39.

Obliczenia oszczędności energetycznych dla poszczególnych grup przedsięwzięć termomodernizacyjnych (przedstawionych w tabelach 4.8, 4.9 i 4.10)



Rys. 4.40.

Oszczędności energetyczne w postaci wykresów

Dokładność auditu energetycznego zależy od przyjętego poziomu projektowania. W celu osiągnięcia najwyższej dokładności auditu energetycznego należy zastosować precyzyjne obliczenia energetyczne i ekonomiczne. Takie działania wymagają

prawidłowych danych wejściowych oraz odpowiednich narzędzi (oprogramowania), a także często bardzo czasochłonnym obliczeń.

Znanych jest wiele metod obliczania zapotrzebowania energii - np. ISO EN 832, na której opiera się oprogramowanie zastosowane w omawianych pracach. Z uwagi na praktyczne wykorzystywanie przez słowacki bank obsługujący spółdzielnie mieszkaniowe PSS a.s. ważna jest redukcja liczby danych wejściowych i łatwość obsługi programu. Oprogramowanie EAS V1.0 jest wystarczająco dokładne dla powszechnego użytku (z dokładnością od ± 10 do 20%), nie może ono jednak zastąpić zaawansowanych komputerowych obliczeń energetycznych wymaganych w bardziej szczegółowych opracowaniach.

4.6. ZASTOSOWANIE TERMOGRAFII DO JAKOŚCIOWEJ OCENY OCHRONY CIEPLNEJ BUDYNKÓW*

Termografia (termowizja) jest metodą badawczą polegającą na wizualizacji, rejestracji i interpretacji rozkładu temperatury na powierzchni badanych obiektów. Jest to metoda pośrednia. Detektor urządzenia termowizyjnego odbiera promieniowanie podczerwone wysyłane przez obiekt, które zamieniane jest na impulsy elektryczne proporcjonalne do jego mocy. Ponieważ moc promieniowania zależy min. od temperatury obiektu, stąd wyniki badań termograficznych przedstawia się najczęściej w postaci powierzchniowych rozkładów temperatury. Na rys. 4.41 przedstawiono przykład kamery termowizyjnej ThermoCAM B 20 produkcji Flir Systems.



Rys. 4.41.

Przykładowa kamera termowizyjna do zastosowań budowlanych

W termowizji wykorzystuje się najczęściej przedział długości fal od 3 do 5 μm (urządzenia pracujące w tym zakresie fal nazywane są krótkofalowymi - SWB) lub od 8 do 12 μm (urządzenia pracujące w tym zakresie fal nazywane są długofalowymi - LWB).

* autorzy: **Zbigniew Rymarczyk**¹, **Mieczysław Dzierżowski**², **Michał Strzeszewski**²

¹Institut Techniki Grzewczej i Sanitarnej, Radom

²Institut Ogrzewnictwa i Wentylacji, Politechnika Warszawska

redakcja: Ewa Gierczycka

Wybór tych zakresów związany jest z właściwościami emisyjnymi badanych obiektów (temperatura, emisyjność) oraz dobrą transmisją atmosfery w tych przedziałach fal.

Generalnie termogramy przedstawiane są w postaci barwnej i czarno – białej. W zależności od potrzeb są one uściślane przez kwantyzację obrazu, nałożenie izoterm, punktów pomiarowych, określanie histogramów itd.

Takie zalety termowizji, jak:

- operatywność pozyskiwania informacji (obserwuje się obrazy w czasie rzeczywistym),
 - poglądowość przedstawiania wyników badań,
 - możliwość badania rozciągniętych obiektów z dużej odległości,
- powodują, że jest ona wykorzystywana we wszystkich dziedzinach nauki i techniki w których występuje przepływ ciepła, różnice w stanie termicznym ciał, procesy nagrzewania i chłodzenia.

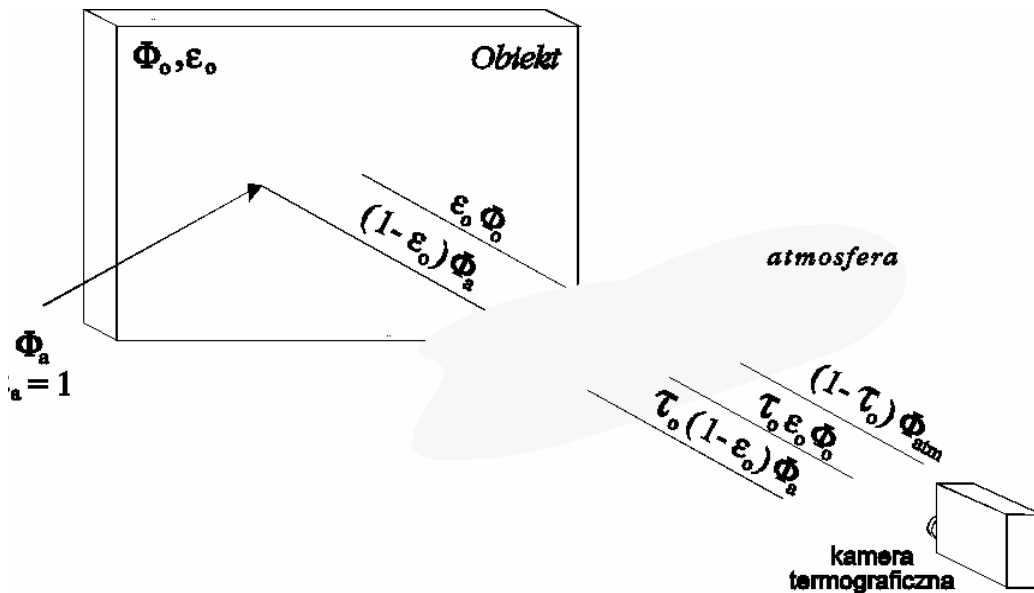
Matematyczny model określania temperatury powierzchni metodą termowizyjną

Poniżej przedstawiono matematyczny model określania rozkładu temperatury za pomocą termowizji. Znajomość tego modelu i założeń upraszczających umożliwia analizę wpływu czynników zewnętrznych na dokładność określenia temperatury metodą termowizyjną.

Podstawową zależnością służącą do określenia temperatury metodą termowizyjną jest tzw. podstawowe równanie promieniowania. Efektywna moc promieniowania Φ'_o docierającego do obiektywu kamery termograficznej z powierzchni badanego obiektu składa się z następujących składników (Schachinger 1983):

- efektywnej mocy promieniowania emitowanego przez badany obiekt,
- promieniowania tła odbitego od obiektu,
- promieniowania własnego atmosfery.

Warunki radiacji w typowej sytuacji pomiarowej przedstawia rys. 4.42.



Rys. 4.42.

Warunki radiacji występujące w typowej sytuacji pomiarowej

Przy wyprowadzaniu równania promieniowania przyjęto następujące założenia upraszczające:

1. badany obiekt jest nieprzezroczysty dla promieniowania podczerwonego,
2. otoczenie emituje promieniowanie jak ciało doskonale czarne (emisyjność otoczenia $\varepsilon_a = 1$),
3. emisyjność obiektu ε jest stała w widmowym zakresie czułości aparatury (ciało szare),
4. dla powierzchni promieniującej spełnione jest prawo Lamberta,
5. transmisja atmosfery dla promieniowania podczerwonego jest stała dla rozpatrywanego obiektu.

Uwzględniając powyższe założenia, poszczególne składniki promieniowania Φ'_o docierającego do obiektywu kamery możemy zapisać następująco:

- $\tau_o \varepsilon_o \Phi_o$ - efektywna moc promieniowania obiektu po przejściu przez atmosferę,
 $\tau_o (1 - \varepsilon_o) \Phi_a$ - efektywna moc promieniowania tła odbitego od obiektu po przejściu przez atmosferę,
 $\tau_o (1 - \varepsilon_o) \Phi_a$ - promieniowanie własne atmosfery,

gdzie:

- k - stała transformacji sygnału przez optykę i detektor,
 λ - długość fali,
 τ - przepuszczalność,
 ε - emisyjność,
 Φ - efektywna moc promieniowania,
 S - czułość spektralna danego detektora,
 indeksy:
 o - badany obiekt,
 a - promieniowanie otoczenia odbite przez obiekt,
 atm - atmosfera.

Sumując powyższe składniki otrzymujemy podstawowe równanie promieniowania uwzględniające złożoność sceny pomiarowej:

$$\Phi'_o = \tau_o \varepsilon_o \Phi_o + \tau_o (1 - \varepsilon_o) \Phi_a + (1 - \tau_o) \Phi_{atm}, \text{ W} \quad (4.6)$$

Równanie to stanowi podstawę do szczegółowych interpretacji zobrażeń termalnych w podczerwieni.

Sygnał wyjściowy uzyskany z kamery o widmowym zakresie czułości kamery od λ_1 do λ_2 można zapisać następująco:

$$S'_o = k \cdot \int_{\lambda_1}^{\lambda_2} [\tau_{o\lambda} \varepsilon_{o\lambda} \Phi_{o,\lambda} + \tau_{o\lambda} (1 - \varepsilon_{o\lambda}) \Phi_{a,\lambda} + (1 - \tau_{o\lambda}) \Phi_{atm,\lambda}] \cdot S_{c,\lambda} \cdot d\lambda \quad (4.7)$$

gdzie k oznacza stałą konstrukcyjną kamery, zaś $S_{c,\lambda}$ - jej charakterystykę widmową.

Zakładając, że jest uzasadnione przyjęcie uśrednionych wielkości występujących we wzorze (4.7) w przedziale widmowym od λ_1 do λ_2 , można go zapisać w postaci uproszczonej:

$$S'_o = \tau_o \varepsilon_o S_o + \tau_o (1 - \varepsilon_o) S_{ao} + (1 - \tau_o) S_{am} \quad (4.8)$$

Równanie (4.8) stanowi podstawę do wyznaczenia temperatury powierzchni obiektu Θ_o metodą termograficzną.

W celu określenia temperatury obiektu operator musi wprowadzić do obliczeń minimum następujące dane:

- współczynnik emisyjności,
- odległość obiekt-kamera w celu wyznaczenia transmisji atmosfery,
- temperaturę atmosfery,
- temperaturę odbitego od obiektu promieniowania otoczenia (w większości przypadków zakłada się, że jest równa temperaturze atmosfery).

Temperaturę powierzchni obiektów można wyznaczyć stosując tzw. pomiar względny (realizowany w starszych typach urządzeń np. AGA Thermovision 750) lub bezpośredni. Możliwość pomiaru bezpośredniego występuje w nowoczesnych typach urządzeń termowizyjnych. Zasadę pomiaru tymi dwoma sposobami opisano m. in. w pracy Rymarczyka 1999a. Termografia posiada oprócz zalet również ograniczenia (Chrzanowski 1996a, 1996b, Rymarczyk 1999a).

Błędy pomiaru temperatury za pomocą jedno- i dwupasmowych urządzeń podczerwieni można podzielić, ze względu na źródło ich występowania (Rymarczyk 1999a, Rymarczyk i in. 2002, 2004a), na:

- błędy metody pomiaru,
- błędy toru elektronicznego urządzenia,
- błędy kalibracji.

Błędy kalibracji zostały zredukowane we współczesnych urządzeniach do poziomu poniżej $\pm 0,2\%$, zaś błędy przetwarzania sygnału w torze elektronicznym kamery powodują błędy nie większe niż $\pm 1\%$ (Rymarczyk 1999a). Zatem o dokładności pomiaru temperatury decydują błędy metody pomiaru. Za główne źródła błędów pomiaru temperatury uważa się: błędne oszacowanie emisyjności obiektu, odbite od obiektu promieniowanie otoczenia, tłumienie, rozpraszanie i emisja własna atmosfery oraz zmiany promieniowania własnego elementów optycznych.

Jakościowa ocena ochrony cieplnej budynków

Szczegółowe zasady postępowania w jakościowej ocenie strat ciepła przedstawił Rymarczyk (1999b). Czynności związane z badaniem budynku zostały podzielone na wstępne (przed wykonaniem badań) i zasadnicze (w trakcie badań). Działania te opisano na podstawie doświadczeń własnych i literatury.

Ogólnie, zasada badania przegród budowlanych (PN-EN 13187:2001) polega na określeniu rzeczywistego rozkładu temperatury na badanej powierzchni przegrody, ustaleniu, czy rozkład temperatury jest prawidłowy, czy też identyfikuje anomalie termiczne wywołane np. wadami izolacji, zawilgoceniem przegrody lub jej nieuszczelnnością, a także na ocenie typu i zakresu defektów.

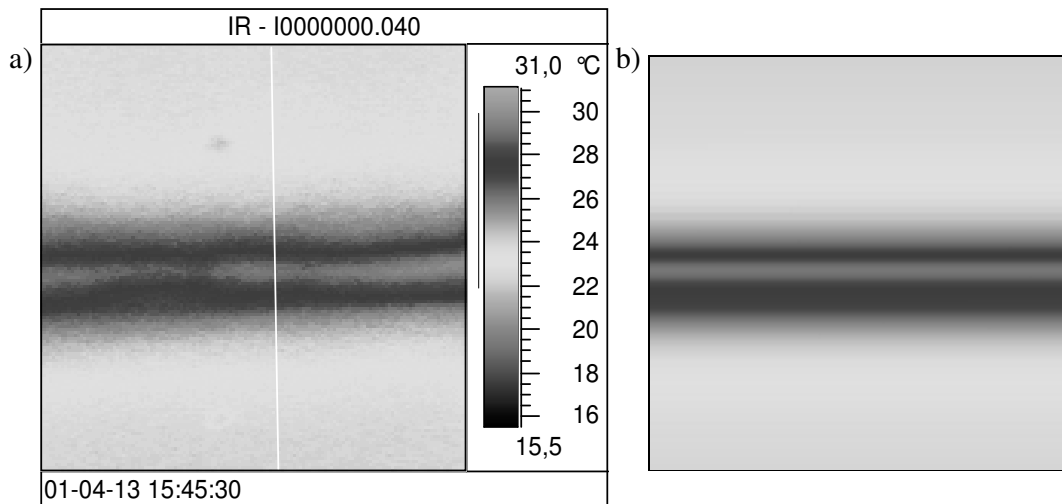
Prawidłowość rozkładu temperatury można określić na podstawie:

- porównania termogramu uzyskanego z badań z termogramem uznanym za wzorcowy, uzyskanym dla identycznej przegrody, w podobnych warunkach badawczych,
- porównanie termogramu z przewidywanym rozkładem temperatury uzyskanym np. metodami obliczeniowymi.

Anomalie termiczne w rozkładzie temperatury, nie dające się wytłumaczyć na podstawie analizy konstrukcji przegrody lub innych czynników mogących wpłynąć na wynik pomiaru, należy traktować jako odchylenie od wymogów projektowych (defekty).

W interpretacji termogramów pomaga wykorzystanie nowoczesnej techniki termograficznej z oprogramowaniem umożliwiającym analizę takich czynników jak:

- równomierność rozkładu temperatury,
- regularność i zasięg stref o podwyższonej lub obniżonej temperaturze,
- powierzchniowych gradientów temperatury,
- określenie udziałów powierzchni izotermicznych odpowiadających danemu poziomowi izolacyjności termicznej,
- określanie stref o potencjalnej możliwości wykraplania się pary wodnej na powierzchni przegród.



Rys. 4.43.

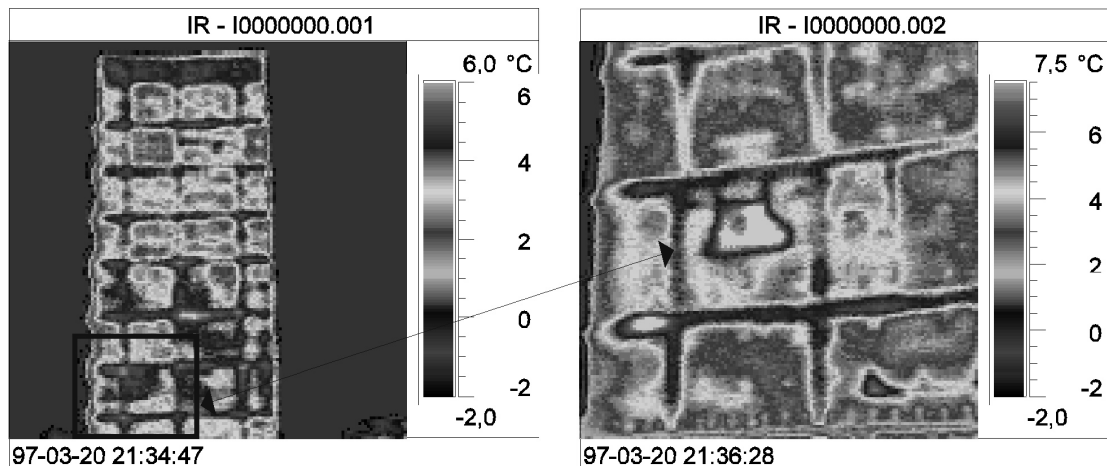
Termogramy fragmentu ściany z przewodami centralnego ogrzewania: a) termogram otrzymany z kamery termowizyjnej, b) termogram symulacyjny otrzymany z modelu numerycznego (Rymarczyk, Strzeszewski 2004b)

Jakość badań termowizyjnych zależy (oprócz właściwości technicznych wykorzystanego urządzenia termowizyjnego oraz specjalistycznego oprogramowania) od warunków badawczych występujących przed badaniem i w trakcie badania. Uzyskane termogramy związane są z właściwościami termoizolacyjnymi przegrody, ale na uzyskane obrazy termalne wpływają także (Rymarczyk 1999a, 1999b):

- wartość temperatury powietrza wewnętrznego i zewnętrznego w okresie poprzedzającym badania i w czasie badań,
- prędkość i kierunek wiatru,
- różnica ciśnienia wewnętrznego i zewnętrznego,
- opady atmosferyczne występujących przed rozpoczęciem badań,
- nasłonecznienie przegród,
- pojemność cieplna przegród,
- stałe zróżnicowanie między temperaturą powietrza wewnętrznego w klatkach schodowych i innych strefach budynku o obniżonej temperaturze powietrza wewnętrznego a temperaturą w pomieszczeniach mieszkalnych,
- usytuowanie elementów instalacji centralnego ogrzewania,

- nieszczelność stolarki okiennej i drzwiowej,
- zjawisko pozornej zmiany temperatury powierzchni wraz ze zmianą odległości kamery od badanego fragmentu ściany (współczesne urządzenia termowizyjne umożliwiają korekcję tego zjawiska),
- właściwości emisyjne badanych przegród.

Wymienione wyżej czynniki powodują, że do zinterpretowania termogramów potrzebna jest wiedza z zakresu technologii budowlanej, fizyki budowli i technik pomiarowych. Na rys. 4.44 przedstawiono termogram fragmentu ściany szczytowej zinterpretowany w sposób typowy dla badań jakościowych. Termogram ten identyfikuje takie wady jak: zła izolacja złączy, nieciągłość izolacji w prefabrykacjach, niedokładne ułożenie styropianu w fazie prefabrykacji, zmniejszenie grubości styropianu, zwiększone straty ciepła przez stropodach.



Rys. 4.44.

Termogramy ściany szczytowej budynku wzniesionego w systemie W-70

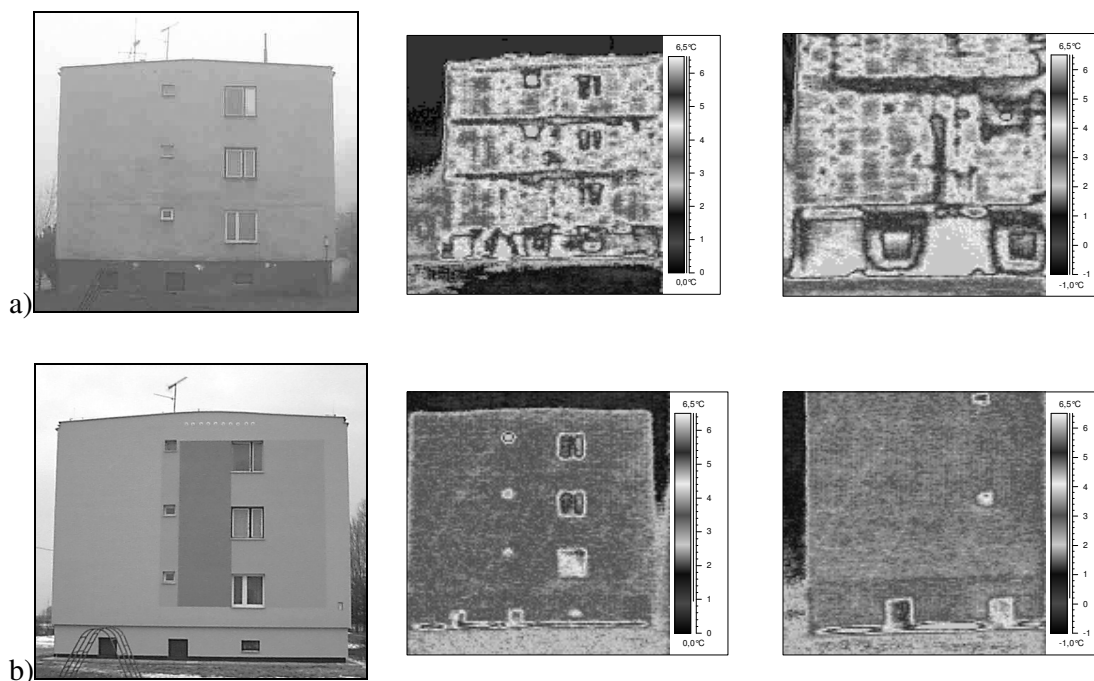
Wielość różnych czynników mogących zakłócić badania termowizyjne, szczególnie gdy wykonywane są od strony zewnętrznej, powoduje że zarówno przed badaniami, jak też w trakcie ich trwania powinny być spełnione odpowiednie wymagania badawcze.

Przegrody zewnętrzne budynku nie powinny być w czasie badań bezpośrednio nasłonecznione, jak też nie powinna znacznie zmieniać się prędkość wiatru. Wykonuje się je zazwyczaj kilka godzin po zachodzie słońca. Niżej przedstawiono przykładowo wymagania badawcze, jakie powinny być spełnione dla przegród o lekkiej konstrukcji, w warunkach skandynawskich (PN-EN 13187-2001):

- w 24 godzinnym okresie poprzedzającym badania, temperatura powietrza zewnętrznego nie powinna różnić się więcej niż o 10°C od temperatury występującej na początku badania,
- w 24 godzinnym okresie poprzedzającym badania, spadek temperatury przez przegrodę budynku nie powinien być mniejszy od liczbowej wartości $3/k$, gdzie k jest teoretyczną wartością współczynnika przenikania ciepła dla przegrody budynku, jednakże spadek ten nie powinien być mniejszy niż 5°C,
- w 12 godzinnym okresie poprzedzającym badanie i podczas badania przegroda nie powinna być nasłoneczniona; jeżeli takie nasłonecznienie występowało, wówczas należy to ująć w sprawozdaniu z badań i rozważyć przy interpretacji termogramów,

- podczas badania, temperatura powietrza zewnętrznego nie powinna zmieniać się więcej niż o 5°C i temperatura powietrza wewnętrznego więcej niż 2°C od wartości występującej na początku badania.

Oczywistym jest, że badania nie powinny być wykonywane od zewnątrz budynków podczas obfitych opadów atmosferycznych, mgły i przy znacznej szybkości wiatru (np. powyżej 10 m/s). Niżej przedstawiono możliwości i ograniczenia wykorzystania termografii do ilościowej oceny cech cieplnych przegród. Na rys. 4.45 i 4.46 przedstawiono przykłady zastosowania termografii do jakościowej izolacyjności termicznej przegrody przykładowych budynków w Łaziskach k/Orońska (Rymarczyk 2004a).



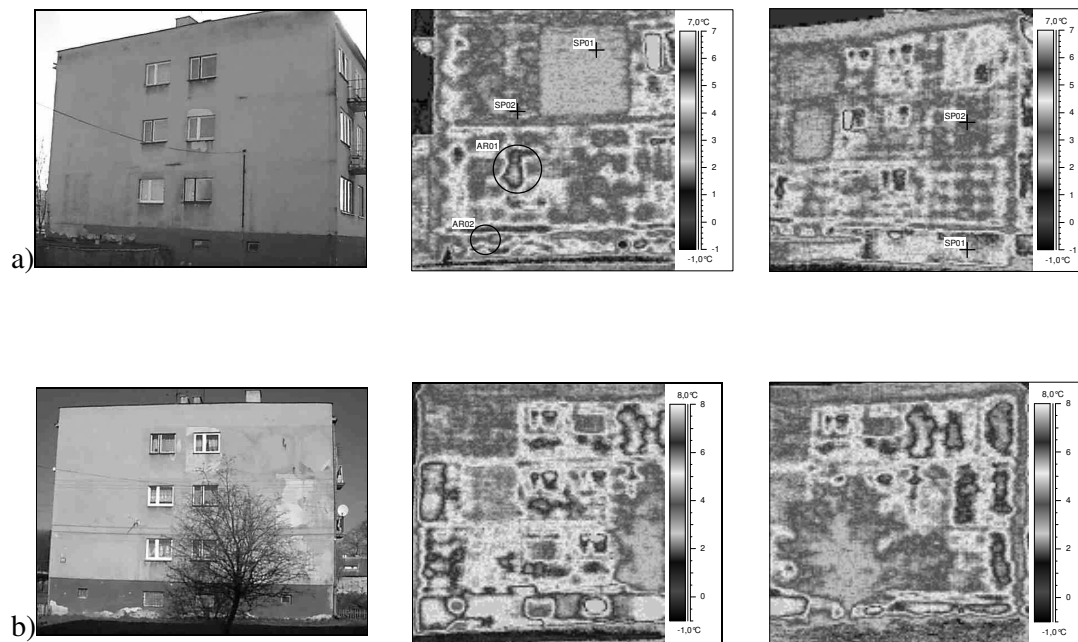
Rys. 4.45.

Zdjęcia i termogramy budynku a) przed termomodernizacją, b) po termomodernizacji (Łaziska – bud. nr 12)

Prognozowane zmniejszenie zapotrzebowania na energię według audytu energetycznego wyniosło dla rozpatrywanych budynków około 43%. Oszczędność paliwa (olej opałowy) po pierwszym sezonie wyniosła około 37%. W zrealizowanym przedsięwzięciu jest możliwa spłata kredytu i odsetek z bieżących oszczędności kosztów ciepła.

Jak wynika z zamieszczonych termogramów, w rzeczywistych sytuacjach założenie jednorodności izolacji przegrody w obliczeniach jej cech cieplnych może prowadzić do niewłaściwych wniosków przy ocenie stanu istniejącego ochrony cieplnej budynków na potrzeby audytów energetycznych, a zatem także w ocenie opłacalności przedsięwzięć termomodernizacyjnych. Problem ten zaistnieje także w przypadku oceny jakości energetycznej budynków istniejących zgodnie z dyrektywą 2002/91/WE w sprawie charakterystyki energetycznej budynków. W przypadku budynków docieplonych lub

nowych, problem ten nie będzie istotny. Docieplenie budynku odpowiednią warstwą izolacji materiału termoizolacyjnego likwiduje mostki termiczne.



Rys. 4.46.

Zdjęcia i termogramy budynku przed termomodernizacją (Łaziska – budynek nr 11)

Jednorodność izolacji po termomodernizacji

Jeżeli przyjąć założenie, że w wyniku badań termograficznych wykryjemy miejsca o współczynniku przenikania ciepła np. $1,80 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$, a pozostałe fragmenty przegrody będą miały współczynnik np. $0,55 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$, to po dociepleniu tych przegród materiałem termoizolacyjnym o współczynniku przewodności cieplnej np. $\lambda_{iz} = 0,045 \text{ W}/\text{m}\cdot\text{K}$, różnica w izolacyjności tych miejsc zmniejszy się.

Przyjmując liniowy model wymiany ciepła, całkowity współczynnik przenikania ciepła istniejącej przegrody budowlanej U_{istm} może być wyrażony w następujący sposób:

$$U_{istm} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_i \frac{x_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (4.9)$$

Po umieszczeniu dodatkowej warstwy izolacji cieplnej, nowy współczynnik przenikania ciepła może być obliczony z równania:

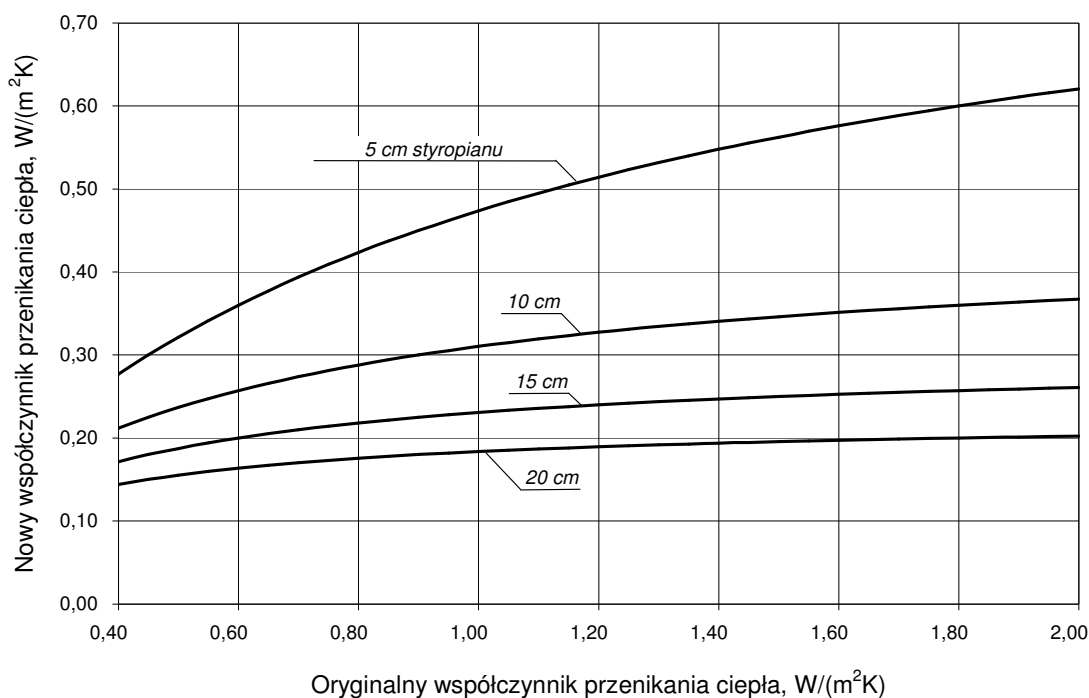
$$U_{nowy} = \frac{1}{\frac{1}{k_{istm}} + \frac{x_{iz}}{\lambda_{iz}}} \quad (4.10)$$

gdzie:

U - współczynnik przenikania ciepła,

- α - współczynnik przejmowania ciepła,
 x - grubość warstwy,
 λ - współczynnik przewodzenia ciepła,
 indeksy:
 $istm$ - istniejący, przed umieszczeniem dodatkowej warstwy izolacji,
 $nowy$ - po umieszczeniu dodatkowej warstwy izolacji,
 iz - dotyczący izolacji.

Zależność nowego współczynnika przenikania ciepła od grubości dodatkowej izolacji i oryginalnego współczynnika przenikania ciepła przedstawiono na rys. 4.47. Przyjęto założenie, że współczynnik przewodzenia ciepła $\lambda_{iz} = 0,045 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$. Jak wynika z wykresu, dla typowych grubości izolacji, nowy współczynnik przenikania ciepła nie zależy silnie od współczynnika oryginalnego. W związku z tym po termomodernizacji uzyskuje się zazwyczaj wysoką jednorodność izolacji.



Rys. 4.47.

Nowy współczynnik przenikania ciepła po umieszczeniu dodatkowej izolacji na ścianie zewnętrznej dla wybranych grubości izolacji

Podsumowanie

Termografia (termowizja) jest efektywnym narzędziem do jakościowej oceny ochrony cieplnej budynków. Umożliwia ona wykrycie miejsc o największych stratach ciepła i ewentualnych defektów lub odstępstw od warunków projektowych, jednak w celu uzyskania wyników wysokiej jakości konieczne jest spełnienie szeregu wymagań pomiarowych. Termografia może być również wykorzystywana w celu sprawdzenia izolacji elementów instalacji centralnego ogrzewania, np. przewodów ułożonych w podłodze lub ścianie. Jednorodność izolacji ścian zewnętrznych jest zazwyczaj zadowalająca po dociepleniu budynku.

LITERATURA DO ROZDZIAŁU 4

- Albert T.1990: Drainage for building walls. Patent EP0363343, B1
- ASHRAE, 1989: ASHRAE 62-1989: Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
- Awbi H. B. 2003: Ventilation of buildings, Spon Press, London and New York
- Baird G. 1989: Bruhns H., Gray J., Percival R.: Proceedings of a Seminar on Total Performance of Buildings. Centre for Building Performance Research, Victoria University of Wellington, New Zealand
- Bańka A. 1983: Behawioralne podstawy projektowania architektonicznego, Uniwersytet Poznański
- Bańka A. 1985: Psychologiczna struktura projektowa środowiska. Studium przestrzeni architektonicznej, Uniwersytet Poznański
- Bańka A. 1999: Architektura psychologicznej przestrzeni życia. Behawioralne podstawy projektowania. Gemini-Print, Poznań
- Baron B., 1995: Metody numeryczne w Turbo Pascalu, Wydawnictwo Helion, Gliwice
- Białecki R. A., Król M.; 2002: Parallel calculation of genetic algorithm optimization of a window frame, Proc. AI-METH 2002, International Seminar on Methods of Artificial Intelligence in Mechanics and Mechanical Engineering, T. Burczyński, W. Cholewa and W. Moczulski eds, Gliwice
- Białecki R.A., Kuhn G. 1993: Upgrading BETTI: introducing nonlinear material, heat radiation and multiple right hand sides options, Rept.No.019 2 0199894 2 9 under contract with Mercedes Benz A. G., Lehrstuhl für Technische Mechanik, Universität Erlangen Nürnberg, Erlangen, Germany
- Björk F. Lundblad D. Ödeen K. 1997: Transport of air, tracer gas and moisture through a cellulose fibre insulated structure. *Nordic Journal of Building Physics* Vol. 1
- Brebbia C.A., Telles J.C.F., Wrobel L.C.: 1984. Boundary element techniques, theory and applications in engineering. New York, Springer Verlag
- Bruhns H., Isaacs N. 1996: Building Quality Assessment, [w]: Baird G., Gray J., Isaacs N., Kernohan D., McIndoe G., Building Evaluation Techniques, The McGraw – Hill Companies, Inc., New York
- CEN, 1998, CEN CR 1752: Ventilation for Buildings – Design Criteria for the Indoor Environment, European Committee for Standardisation
- Chrzanowski K. 1996a: „Błędy metod zdalnego pomiaru temperatury za pomocą urządzeń podczerwieni”, Rozprawa habilitacyjna, Instytut Optoelektroniki, WAT, Warszawa.
- Chrzanowski K. 1996b: „Ograniczenia pomiarowych kamer termowizyjnych”. Materiały III Ogólnopolskiej Konferencji Termografii i Termometrii w Podczerwieni, Warszawa
- Dahlsveen T., Petráš D. 2003: Energy Audit of Buildings. Jaga, Bratislava
- Davis G., Szigeti F. 1996: Serviceability Tools and Methods (STM): Matching Occupant Requirements and Facilities, [w]: Baird G., Gray J., Isaacs N., Kernohan D., McIndoe G., Building Evaluation Techniques, The McGraw – Hill Companies, Inc., New York
- De Jonge H., Gray J. 1996: The Real Estate Norm (REN), [w]: Baird G., Gray J., Isaacs N., Kernohan D., McIndoe G., Building Evaluation Techniques, The McGraw – Hill Companies, Inc., New York
- Duerk D. P. 1993: Architectural Programming. Information Management for Design, Van Nostrand Reinhold, New York
- Fluent.Inc. 2002.Fluent 6.0: User`sguide. Technical report, Fluent.Inc
- GBT2k v.1.07 Building Performance Rating System. 2000. [w]: Joint Conference of: Sustainable Building 2000 and Green Building Challenge 2000, materiały konferencyjne, Natural Resources Canada, Maastricht, The Netherlands
- Głąb A. i Steidl T. 2005: “Energooszczędność na dwa sposoby –Sposób pierwszy: dom oddychający”, *Architektura – Murator*, 1, 95-100
- Green Building Assessment Tool – GBTool 1.3. 1998. [w]: Green Building Challenge '98 - An International Conference on the Performance Assessment of Buildings, materiały konferencyjne, Vancouver, Canada
- Hiroshi E. Kogyo E. 1996: Building provided with moisture-proof structure. Patent JP 101183789
- Interpretation Document to European Council Directive 89/106/EEC. Basis requirements no. 3 – Hygiene, health and environment.
- ISO prEN 832 2002: Thermal Performance of Building. Calculation of Energy Use for Heating – Residential Building
- Jałowicki B. 1982: Proces waloryzacji przestrzeni miejskiej
- Jesch L.F 1994.: Transparent Insulation Technology. *THERMIE PROGRAMME ACTION*
- Król M. 2004: Optymalizacja parametrów termicznych wybranych typów okien; Rozprawa doktorska, Politechnika Śląska, Gliwice
- Król M., Białecki R. A. 2003a: Optimization of the window frame by BEM and genetic algorithm; *International Journal for Numerical Methods in Heat and Fluid Flow*, Vol.13 No.5

- Król M., Białecki R.A.; 2001a: Optimization of the window frame by genetic algorithm, Proc. AI-MECH 2001, International Seminar on Methods of Artificial Intelligence in Mechanics and Mechanical Engineering, T. Burczyński and W. Cholewa eds, Gliwice
- Kujawski W. 2001: Sustainable Building 2000 – wyzwanie rzucone budynkom o wysokich parametrach użytkowych oraz ekologicznych. *Architektura – Murator, Warszawa, 2*
- Lenartowicz K. 1992: O psychologii architektury. Próba inwentaryzacji badań, zakres przedmiotowy i wpływ na architekturę, Kraków
- M. Król, R. A. Białecki; 2001b: Konwekcja swobodna między szybami wkładu okiennego. Model numeryczny i porównanie z istniejącymi korelacjami., VII Ogólnopolskie Sympozjum pt. Zastosowanie mechaniki płynów w inżynierii i ochronie środowiska, Wisła
- M. Król, R. A. Białecki; 2003b: Ograniczenie strat ciepła przez wkłady okienne, VIII Ogólnopolskie Sympozjum pt. Zastosowanie mechaniki płynów w inżynierii i ochronie środowiska, Wisła
- Masły D. 2004: Kierunki rozwojowe oceny jakości środowiska zbudowanego na przykładzie wybranych metod badań jakościowych w architekturze. Koncepcja oceny jakości budynków biurowych w warunkach polskich. Praca doktorska, Politechnika Śląska, Gliwice
- Michihiro O. Mitsubishi C. 1996: Structural panel and moisture-proof structure of the building. Patent JP 10068175
- Mikoś J. 2000: Budownictwo ekologiczne. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice
- Niezabitowska E. (red. nauk.), Niezabitowska E., Niezabitowski A., Bielak M., Fross K., Winnicka-Jasłowska D., Tymkiewicz J., Komar B., Baron A., Sitek M., Masły D., Staniszewski Z. 2004: Wybrane elementy Facility Management w architekturze, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice
- Niezabitowska E. (red. nauk.), Niezabitowska E., Niezabitowski A., Komar B., Kucharczyk-Brus B., Sitek M: Oceny jakości środowiska zbudowanego i ich znaczenie dla rozwoju budynku zrównoważonego. Opracowanie przygotowywane do druku
- Niezabitowska E. 1998: Metoda POE jako podstawowa działalność FM, [w]: Fross K. (red.), Facility management w obiektach biurowych, tom2 serii Jakość i zarządzanie w przestrzeni architektonicznej pod redakcją A. Niezabitowskiego, KOS, Katowice
- Niezabitowska E. 1998: Związki pomiędzy programowaniem a oceną jakości w architekturze, [w]: Żmudzińska-Nowak M. (red.), *Praktyka w architekturze i architektura w praktyce, Materiały III Sympozjum w Rybniej*, Politechnika Śląska, Gliwice
- Niezabitowski A. 1979: O budowie przestrzennej dzieła architektury, Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Gliwice
- Niezabitowski A. 1987: Study of Residential Environment and Psychological Needs, *Design Studies*, Vol 8 No.2
- Niezabitowski A. 1993: Some Ideas on the Evaluation of Architectural Work. Theoretical Bases Environment Criticism, Times of Disney, Barcelona
- Niezabitowski A., Niezabitowska E. 1996: Badania jakościowe w architekturze i urbanistyce, [w]: *Architektura z. 33*, Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Politechnika Śląska, Gliwice
- Nikolaevich S. V. 2000: Design of fence with thermal insulation and active removal of moisture. Patent RU 2145992 C1
- Nilsson P. E, 2003: Achieving the Desired Indoor Climate. Energy Efficiency Aspects of System Design, The Commtech Group, Studentlitteratur 2003
- Parshall S. 1989. A Hospital Evaluation: The Problem – Seeking Method, [w]: Preiser W. F. E., Building Evaluation, Plenum Press, New York
- PN-EN 13187:2001: Thermal performance of buildings. Qualitative detection of thermal irregularities in building envelopes. Infrared method
- PN-EN ISO 9646:2004: Komponenty budowlane i elementy budynku. Opór cieplny i współczynnik przenikania ciepła. Metoda obliczania
- Popiołek Z, Rusinowska A. 2005: Raport na temat: Pomiar i ocena parametrów środowiska wewnętrznego w NATURALnym DOMu w Gdyni, Politechnika Śląska, Gliwice
- Preiser W. F. E., Rabinowitz H. Z., White E. T. 1988: Post-Occupancy Evaluation, Van Nostrand Reinhold, New York
- Real Estate Norm Netherlands Foundation, we współpracy z członkami grup badawczych, uczestniczących w projekcie, 1992: Real Estate Norm. Method for Advising On and Evaluating Office Locations and Office Buildings. Second Completely Revised Edition, REN Netherlands Foundation, Nieuwegein, The Netherlands
- Repka N.: EAS v1.0 Application manual
- Rymarczyk Z. 1999a: Zastosowanie termografii do badania rozkładu temperatury na powierzchniach elementów instalacji centralnego ogrzewania, *Praca doktorska*, Institute of Heating and Ventilation, Warsaw University of Technology.

- Rymarczyk Z. 1999b: Diagnostyka przegród zewnętrznych budynków z wykorzystaniem termografii”, *Rynek Instalacyjny* 7
- Rymarczyk Z. 2005: Zastosowanie termografii w audytingu energetycznym budynków, Materiały VI Międzynarodowej Konferencji Naukowo-Technicznej Wymagania jakości energetycznej budynku, droga do unormowania i rozwoju rozliczania nośników energii, Polańczyk
- Rymarczyk Z., Dzierzgowski M., Michalski Ł., Zając M., Frączek J. 2004a: Audyty energetyczne 9 budynków mieszkalnych w Łaziskach k/Orońska, ITGS Radom.
- Rymarczyk Z., Rabjasz R., Dzierzgowski M. 2002: Diagnostyka izolacyjności ścian zewnętrznych budynków na podstawie pomiaru gęstości strumienia ciepła i temperatury”, III Konferencja Naukowo-Techniczna Nowe rozwiązania funkcjonowania systemów rozliczeń kosztów ogrzewania drogą do racjonalnej gospodarki ciepłem w budynku, Kazimierz Dolny
- Rymarczyk Zb., Strzeszewski M. 2004b: Zastosowanie termografii do weryfikacji numerycznego modelu wymiany ciepła w przegrodach budowlanych z umieszczonymi przewodami centralnego ogrzewania, Materiały konferencyjne VI Krajowej Konferencji Termografia i Termometria w Podczerwieni, Ustroń-Jaszowiec
- Sanoff H. 1992: Integrating, Programming, Evaluation and Participation in Design. A Theory Z Approach, Avebury, Ashgate Publishing Group, Brookfield, USA
- Schachinger H. 1983: Practical methods for improving thermal measurements, *IV Symposium on Thermogrammetry*, Budapest.
- Śmiechowski 2005: Sposób na naturalny dom. *Murator*, 7, 2005, 62-67
- Stea D. 1965: Space, Territory, and Human Movements, *Landscape*, 15, 1, 1965
- Steidl 2002: Obliczenia potwierdzające właściwe działanie aktywnej ściany oddychającej – załącznik do projektu konkursowego – DOM DOSTĘPNY 2002
- Various ENSI Guidelines
- Wallis A. 1977: Miasto i przestrzeń, *Warszawa*
- www.cieplej.pl
- www.kape.gov.pl
- www.naturalnydom.pl

5. OGRZEWNICTWO I WYKORZYSTANIE ENERGII ODNAWIALNEJ DO WYTWARZANIA CIEPŁA*

Ograniczenie zużycia energii dla celów ogrzewania i wentylacji budynków oraz substytucja nieodnawialnych źródeł energii przez odnawialne stanowią dwa główne cele rozwojowe ogrzewnictwa i ciepłownictwa. Podejmowane w tym celu działania są wielowątkowe i obejmują szerokie spectrum dyscyplin naukowych, zarówno stosowanych, jak i teoretycznych.

Oszczędności energii poszukuje się w pierwszym rzędzie poprzez odpowiednie kształtowanie bryły budynku i dobór materiałów, z których jest wykonany, pod kątem ograniczenia strat energii i jednoczesnego efektywnego pozyskiwania darmowej energii z otoczenia (promieniowanie słoneczne). Postęp w tym zakresie jest znaczący – realizowane są już tzw. domy słoneczne, a liczba doświadczalnych w chwili obecnej budynków zeroenergetycznych wzrasta. Wdrażane są nowe sposoby i materiały. Wymienić można tu izolacje transparentne czy też coraz powszechniej stosowane szklane elewacje budynków.

Znaczącym źródłem oszczędności energii jest podwyższenie sprawności energetycznej instalacji grzewczych – w pierwszej kolejności poprzez ograniczenie strat energii zarówno w trakcie jej transportu od źródła do odbiornika (izolacja i obniżanie parametrów czynnika), jak i w wyniku niepotrzebnego przegrzewania pomieszczeń (zastosowanie nowych algorytmów i urządzeń regulacyjnych). Ze względu na dużą pojemność cieplną budynków klasyczne układy regulacji są zastępowane przez „inteligentne” algorytmy przewidujące przebieg parametrów klimatu zewnętrznego w przyszłości i optymalizujące strumień energii dostarczany do budynku, w celu osiągnięcia wartości minimalnej bez pogorszenia warunków cieplnych środowiska wewnętrznego.

Potrzeba podwyższenia sprawności energetycznej, jak również potrzeba pełnego wykorzystania energii odnawialnej, stanowią przesłankę optymalizacji parametrów pracy instalacji grzewczych (temperatury), obecnie znacznie niższych aniżeli w przeszłości.

Intensywnie rozwijana jest również technologia źródeł ciepła, zarówno tych, które wykorzystują konwencjonalne paliwa, jak i wykorzystujących energię odnawialną – geotermalną, słoneczną lub biomasę. Dużą wagę przykładają się do rozwoju wieloźródłowych stacji cieplnych o składzie optymalizowanym pod kątem minimalizacji kosztów ogrzewania. Na znacznie szerszą skalę niż w przeszłości stosowane jest wytwarzanie ciepła w skojarzeniu z wytwarzaniem energii elektrycznej (kogeneracja).

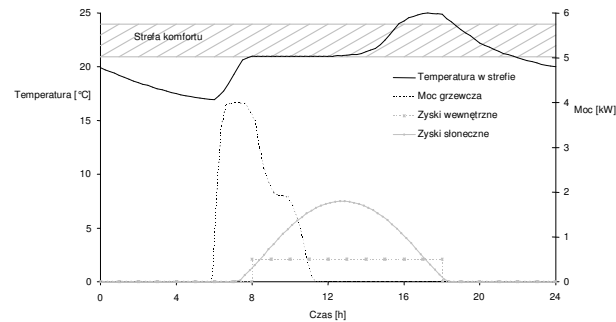
O zużyciu energii dla celów ogrzewania i wentylacji w budownictwie mieszkalnym, poza czynnikami technicznymi, decydują zachowania użytkowników, dlatego istotne znaczenie mają czynniki stymulujące energooszczędne zachowanie użytkowników. Podstawowe znaczenie ma powiązanie kosztu ogrzewania z energią rzeczywiście zużytą. Funkcję tę realizują różnego rodzaju systemy pomiarowe, a także systemy podziału kosztów, które ze względu na niskie koszty inwestycyjne są bardzo efektywne. Rozwój tych systemów w celu poprawy dokładności, a zarazem wiarygodności, jest w tym świetle szczególnie celowy.

Wymienione zagadnienia w mniejszym lub większym stopniu znajdują odzwierciedlenie w prezentowanym rozdziale.

* redakcja: **Cezary Kolasa**

5.1. BUDYNKI PASYWNE: ROZWÓJ I OCENA OPTIMALNEGO REGULATORA W OPARCIU O MODEL*

Właściwe, z punktu widzenia zużycia energii jak i warunków cieplnych, sterowanie ogrzewaniem w budynkach pasywnych i energooszczędnych o dużych zyskach wewnętrznych i/lub słonecznych, musi uwzględniać nie tylko bieżące ale i przyszłe, przewidywane wartości zmiennych wiodących, co zilustrowano na rys. 5.1 (Kummert 2001).



Rys. 5.1

Typowe zachowanie się budynku, słoneczny dzień w połowie sezonu (Kummert 2001)

Rysunek 5.1 dotyczy budynku, który nie jest wyposażony w system chłodzenia, a system sterowania ogrzewaniem uwzględnia nocne obniżenie temperatury. Dla utrzymania w budynku warunków komfortu cieplnego, w godzinach porannych (5-6) ogrzewanie musi rozwinąć dużą moc. Część dostarczonej energii zostaje zakumulowana w strukturze budynku, co w przypadku dużej podaży energii słonecznej (słoneczne popołudnie) wywołuje przegrzewanie (godz. 16-18). W tym momencie jest już za późno na podjęcie decyzji o regulacji urządzenia grzewczego - ciepło zgromadzone wcześniej w strukturze budynku nie może być natychmiast usunięte. Jeżeli budynek posiada system chłodzenia można utrzymać w nim warunki komfortu termicznego, ale prowadzi to do znacznego zużycia energii elektrycznej i to w godzinach szczytu. Ograniczenie kosztu chłodzenia można uzyskać poprzez gromadzenia energii dla potrzeb chłodzenia w zasobnikach zimna – efektem jest obniżenie szczytowego zapotrzebowania oraz przesunięcie czasu poboru energii elektrycznej do okresu dolin energetycznych. Całkowite zużycie energii może być też zredukowane przez ograniczenie ogrzewania w godzinach porannych, pod warunkiem pełnej przewidywalności skutków tego zabiegu dla warunków cieplnych w pomieszczeniach.

Konieczność przewidywania jest również wymuszona przez dużą bezwładność cieplną, typową dla budynków pasywnych. Czas powrotu do normalnego trybu ogrzewania z trybu nocnego osłabienia ogrzewania jest dłuższy niż dla większości budynków konwencjonalnych. Oszczędność energii może być realizowana przez zastosowanie znacznego osłabienia ogrzewania w tym zakresie i rozpoczęcie ogrzewania budynku możliwie najpóźniej, ale w taki sposób, aby zapobiec skargom mieszkańców na zbyt niską temperaturę powietrza w budynku. Poszukiwany jest zatem kompromis pomiędzy

* autorzy: **Philippe André¹, Michaël Kummert²**

¹⁾ Université de Liège, Dépt. de Sciences et Gestion de l'Environnement – Arlon, Belgium

²⁾ Ecole Polytechnique de Montréal, Génie Mécanique – Montréal, Canada

tytuł oryg.: Passive Solar Buildings: Development and Evaluation of a Model-Based Optimal Controller

tłumaczenie: Aleksandra Specjał, Cezary Kolasa

redakcja: Cezary Kolasa

aspektem energetycznym (możliwie niska temperatura w nocy, rozpoczęcie ogrzewania możliwie najpóźniej) i komfortem termicznym (ogrzany budynek w chwili wkroczenia mieszkańców).

Powyższe obserwacje uzasadniają korzyści stosowania zaawansowanych regulatorów w budynkach pasywnych. Celem niniejszej pracy jest ocena efektywności regulatora zoptymalizowanego pod kątem warunków cieplnych w strefie odniesienia znajdującej się w możliwie realistycznie symulowanym otoczeniu.

Przegląd literaturowy

Badania optymalnej regulacji odnoszące się do budynków można podzielić na dwie kategorie: sterowanie dodatkowym ogrzewaniem (niekiedy chłodzeniem) w budynkach słonecznych oraz optymalizacja systemu chłodniczego. Pierwsza znajduje swoje źródło w potrzebie przewidywania zilustrowanej wcześniej (rys 5.1) natomiast druga pozwala zwykle na znaczące ograniczenie kosztu w związku z zmiennymi w ciągu dnia taryfami energii elektrycznej.

Niektóre badania z zakresu optymalizacji chłodzenia dotyczą wyłącznie działania urządzenia chłodniczego – w tym przypadku obciążenia budynku są stałe i w obliczeniach nie jest uwzględniany komfort termiczny (Flake 1998). Takie podejście jest również stosowane w większości badań z zakresu optymalizacji zastosowania lodowych zasobników energii, gdzie obciążenia budynków muszą być przewidywane, ale uważane są za niezależne od działania regulatora (Henze *et al.* 1997). W innych pracach (np. Keeney i Braun 1996) kwestie komfortu rozpatrywane są jako granice, które nie mogą być przekroczone, a optymalizacja działania systemu chłodzenia przeprowadzana jest w taki sposób, aby utrzymać warunki w budynku na zadanym poziomie.

Prace (Nygard-Fergusson 1990; Oestreicher i *in.* 1996) w zakresie budynków pasywnych zawierają wyniki badań eksperymentalnych, które wykazują znaczące oszczędności w porównaniu do regulatorów odniesienia.

W obydwu typach badań bardzo często stosowane jest pojęcie strefy odniesienia (Braun 1990). Regulator optymalizuje zużycie energii, utrzymując jednocześnie w strefie odniesienia warunki komfortu termicznego. Większość zaawansowanych regulatorów ma wbudowaną strategię przewidywania, bazującą na wewnętrznym modelu systemu (budynku i/lub instalacji HVAC). W badaniach symulacyjnych model, który jest używany w (szczegółowych) symulacjach może być taki sam jak wewnętrzny model regulatora. Wykazano przy tym, że symulowana efektywność optymalnego regulatora pogarsza się, gdy zastosowane zostaną bardziej szczegółowe modele (Kummert *et al.* 1996).

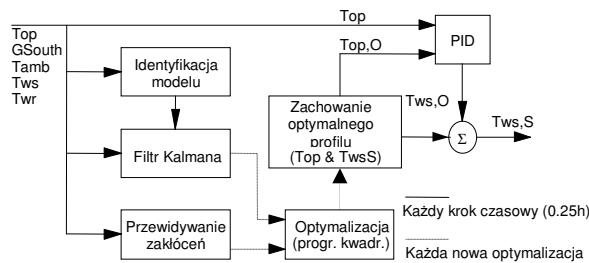
Artykuł jest zorientowany na rozwinięcie optymalnego regulatora dla typowego budynku pasywnego, ilościowego określenia jego efektywności, zarówno w budynku doświadczalnym, jak i badaniach symulacyjnych. W ten sam sposób badana jest również efektywność regulatora w pozostałych strefach, nie wytypowanych jako strefa odniesienia.

Algorytm optymalnej regulacji

Zasadą optymalnej regulacji jest użycie modelu systemu i przewidywanych przyszłych zakłóceń dla obliczenia sekwencji sterowania minimalizującej zadane kryterium – funkcję kosztów. Funkcja celu jest minimalizowana w zasięgu horyzontu czasowego optymalizacji, który musi taki, aby efektywne przewidywać zakłócenia.

Na rysunku 5.2 przedstawiono schemat blokowy zastosowanego optymalnego regulatora (Kummert 2001). Zasadę działania opisano w skrócie poniżej.

1. W każdym kroku czasowym (0,25h) mierzone są następujące zmienne: temperatura operacyjna w strefie (T_{op}), temperatura zasilania i powrotu z grzejnika (T_{ws} i T_{wr}), temperatura zewnętrzna (T_{amb}) i promieniowanie słoneczne na ścianę południową (GS).
2. Te zmienne są wykorzystane w trzech różnych podsystemach:
 - Program identyfikacji systemu. Parametry budynku i uproszczony model instalacji grzewczej są korygowane przy uwzględnieniu ostatnich wyników pomiarów w systemie.
 - Filtr Kalmana. Oszacowuje stan uproszczonego modelu włączonego w optymalny regulator. Pozwala dobrze oszacować warunki początkowe optymalizacji.
 - Algorytm przewidywania zakłóceń. Przewiduje temperaturę zewnętrzną i promieniowanie słoneczne dla następnego okresu optymalizacji (tzn. 24 godzin).
3. Na początku każdego nowego okresu optymalizacji algorytm optymalizacji minimalizuje funkcję kosztów dla zadanego horyzontu czasowego (NH), dostarczając w odstępach 0.25h - profile temperatury operacyjnej i temperatury zasilania grzejnika (odpowiednio $T_{op,O}$ i $T_{ws,O}$). Algorytm wykorzystuje oszacowany stan systemu, nowo zdefiniowane parametry i przewidywanie zakłóceń. W optymalizacji zastosowany jest algorytm programowania kwadratowego (QP), który zakłada, że model regulatora musi być liniowy, a funkcja kosztów opisana poniżej jest aproksymowana odcinkami zlinearyzowaną funkcją kwadratową.
4. Regulator PID śledzi wartość zadaną temperatury operacyjnej ($T_{op,O}$), korygując optymalną temperaturę wody zasilającej ($T_{ws,O}$). Jego wartość wyjściowa jest wartością zadaną dla temperatury wody zasilającej ($T_{ws,S}$).



Rys. 5.2.

Schemat blokowy regulatora optymalnego

Model wewnętrzny regulatora

Ważne jest, aby uświadomić sobie, że regulator bazuje na uproszczonym modelu budynku oraz systemu ogrzewania, wentylacji i klimatyzacji. Taki model daje regulatorowi duże możliwości, ponieważ pozwala przewidywać zachowanie budynku. Istnieje również słaby punkt takiego podejścia, gdyż przyjmowane są najbardziej restrykcyjne uproszczenia w celu skrócenia czasu obliczeń.

Dla celów regulacji opracowano (Kummert 2001) zlinearyzowany przestrzenny model budynku, bazując na odwzorowaniu ściany jako obiektu inercyjnego drugiego rzędu. Model jest zoptymalizowany, aby zrealizować kompromis pomiędzy dokładnością, a kompleksowością. Ogólny model budynku zawiera 2 punkty węzłowe temperaturowe i 4 ściany, co daje 10 zmiennych stanu. Może być przedstawiony jako struktura promieniowa oporów cieplnych i pojemności, gdzie każda ściana tworzy jedną gałąź łączącą punkt węzłowy powietrza z innym punktem węzłowym (np. temperatura powietrza zewnętrznego lub temperatura powietrza w przyległej strefie).

Grzejnik jest modelowany jako pojedynczy punkt węzłowy, a jego charakterystyka mocy jest linearyzowana. Do obliczania mocy grzejnika używana jest średnia różnica temperatury grzejnika T_R i wody zasilającej T_{ws} . Udział części konwekcyjnej (kierowanej do powietrza) i radiacyjnej (kierowanej do przegród) w mocy grzejnika jest stały. Uproszczony model bierze pod uwagę tylko bezwładność i maksymalną moc kotła (zakłada się stałą sprawność), przy czym straty energii przez rurociągi są pomijane.

Kryterium działania

Do oceny efektywności różnych regulatorów zastosowano pojęcie “funkcji kosztu”. Funkcja kosztów musi uwzględniać jednocześnie komfort termiczny i zużycie energii. Do oceny komfortu termicznego wybrano wskaźnik PPD ¹⁰ opracowany przez Fangera (Fanger 1972), natomiast koszt energii wynika z zużycia energii przez kocioł (Q_b). Wartość PPD obliczana jest z równania komfortu termicznego przy przyjęciu domyślnych wartości dla wielkości nie mierzonych (prędkość przepływu powietrza, wilgotność i aktywność metaboliczna). Ponadto zakłada się, że użytkownicy mogą dostosowywać ubiór do temperatury w strefie. Metoda ta pozwala na modelowanie zakresu warunków komfortu, w którym użytkownicy są zadowoleni. Przy takich założeniach strefa komfortu obejmuje wartość temperatury operacyjnej od 21 °C do 24 °C. Wartość PPD przesunięto w dół o 5%, aby uzyskać minimalną wartość równą 0. Tak zmodyfikowany wskaźnik PPD jest oznaczony jako PPD' .

W ten sposób otrzymano wartości kosztu dyskomfortu i kosztu energii (J_d i J_e) wyrażone wzorami (5.1) i (5.2):

$$J_d = \int_{\tau} (PPD'[\%]) - 5 \quad (5.1)$$

$$J_e = \int_{\tau} \dot{Q}_b \quad (5.2)$$

Całkowity koszt (J) jest sumą ważoną J_d i J_e :

$$J = \alpha \cdot J_d + J_e \quad (5.3)$$

Parametr α nadaje większe lub mniejsze znaczenie komfortowi termicznemu. Może być uważany jako “nastawa komfortu” regulatora. Jeśli użytkownik zwiększa wartość α oznacza to, że chwilowo komfort powinien mieć większe znaczenie i taka zależność jest zadawana dla regulacji urządzenia grzewczego i wentylacyjnego. Jeśli założymy, że koszt energii wyrażony jest w kWh , to jednostką parametru α jest $kW \%PPD'^{-1}$. Inaczej mówiąc, α jest energią (wyrażoną w kWh albo w jednostkach wpływu środowiskowego, kosztów finansowych, itp.) która może być użyta do redukcji PPD użytkowników o 1% w ciągu 1 godziny.

Szczegółowe, a uproszczone kryterium działania

Regulator optymalny w algorytmie optymalizacji stosuje aproksymację funkcji kosztów funkcją kwadratową. Ta aproksymacja uwzględnia energię netto dostarczoną do strefy wzorcowej dla określenia wartości J_e , a kwadratowa aproksymacja kosztów dyskomfortu bazuje jedynie na temperaturze operacyjnej (tzn. wskaźnik PPD jest obliczony przy przyjęciu domyślnych parametrów dla wilgotności).

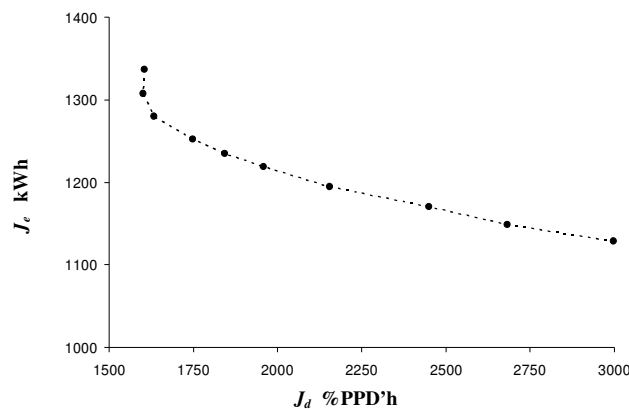
W badaniach symulacyjnych natomiast koszt energii na poziomie budynku jest kosztem energii pierwotnej zużytej przez kocioł. Uwzględniona jest energia dostarczana do

¹⁰ PPD – Predict Percentage of Dissatisfied (przewidywany odsetek niezadowolonych) – liczba wskazująca jaka część [%] populacji użytkowników określi dane warunki termiczne jako niezadowalające.

wszystkich stref, straty ciepłe w obiegu wodnym i sprawność kotła (która jest funkcją temperatury wody zasilającej i powrotnej). Koszt dyskomfortu obliczany jest przy uwzględnieniu symulowanej średniej temperatury radiacyjnej i temperatury powietrza oraz wilgotności. Inne parametry (prędkość przepływu powietrza, metabolizm, rodzaj ubioru) są przyjmowane jako wartości domyślne.

"Trajektoria" działania regulatora

Każda wartość wagowego współczynnika α prowadzi do innego rozwiązania problemu optymalizacji. Jeżeli rozpatrywany jest pełny rok (lub pełny sezon grzewczy), efektywność regulatora może być przedstawiona przez całkowitą (sezonową lub roczną) wartość J_d i J_e . Wyniki osiągnięte przez ten sam regulator dla różnych wartości nastaw (różnych współczynników wagowych dla regulatora optymalnego opartego o funkcję kosztów opisaną powyżej) tworzą trajektorię na płaszczyźnie w układzie współrzędnych J_d, J_e rys. 5.3.



Rys. 5.3.

*Typowa trajektoria efektywności regulatora dla różnych nastaw.
Koszty są sumowane w ciągu całego sezonu grzewczego*

TESTOWANIE I OCENA REGULATORA

Badania optymalnego regulatora przeprowadzono w dwóch krokach. W kroku pierwszym określano efektywność regulatora w strefie odniesienia eksperymentalnego budynku (nie biorąc pod uwagę stref pozostałych). Następnie w drugim kroku, opartym o badania symulacyjne, określano stopień obniżenia efektywności optymalnego regulatora wynikający z uwzględnienia pozostałych stref.

Wyniki uzyskane w użytkowanym budynku pasywnym

Badania eksperymentalne były przeprowadzone w pasywnym budynku "Academic Building" zlokalizowanym w Belgii, w Arlon na terenie Uniwersytetu z Liege. Jest to użytkowny budynek o ciężkiej kamiennej strukturze, a południowa ściana jest osłonięta szklaną fasadą. Jako strefę odniesienia przyjęto dwa pomieszczenia administracyjno - biurowe. Budynek posiada wodny system ogrzewania z grzejnikami, a regulator optymalny steruje temperaturą wody zasilającej system.

Regulatory

Regulator konwencjonalny (Konw), który był używany w budynku przed badaniami, działa w oparciu o konwencjonalną strategię "krzywa grzewcza + zawory termostatyczne".

Temperatura wody zasilającej jest regulowana zgodnie z krzywą grzewczą, zróżnicowaną dla ustalonych okresów (Dzień-Noc). Krzywa grzewcza jest tak ustawiona, aby w ciągu dnia osiągnięta została temperatura 21°C, a w nocy i w weekendy 15°C. Każdy grzejnik jest wyposażony w zawór termostatyczny i może być regulowany przez mieszkańców.

Regulator „odniesienia” (Ref) jest regulatorem typu PID regulującym temperaturę wody zasilającej w celu uzyskania wymaganej zadanej temperatury w strefie odniesienia, w której zawory termostatyczne zostały usunięte. Inne pomieszczenia są nadal wyposażone w zawory termostatyczne. Porównanie do regulatora odniesienia jest celowe, gdyż po pierwsze zapewnia on lepszą regulację temperatury w strefie odniesienia (bez uchybu statycznego), a ponadto bardziej sprawne nocne obniżenie ogrzewania.

Regulator optymalny (Opt) jest regulatorem wyprzedzającym opartym na modelu przedstawionym w pracy (Kummert 2001). Algorytm optymalizacji uwzględnia wewnętrzny, uproszczony model budynku i wodnego systemu grzewczego dla symulacji przyszłej sekwencji sterowania, z horyzontem czasowym od 6 do 24 godzin. Sposób użytkowania jest przewidywany zgodnie z ustalonym schematem, a prognoza pogody jest otrzymywana pocztą elektroniczną z instytutu meteorologii. Aby zminimalizować funkcję celu, które jest zlinearyzowaną aproksymacją kwadratową równania (5.3), wybierana jest optymalna sekwencja regulacji. Regulator stosuje cofnięty horyzont tzn. optymalizacja jest powtarzana w okresie krótszym (typowo 1 do 3 godzin) niż horyzont czasowy przewidywania. Parametry modelu są identyfikowane na bieżąco, aby skompensować błędy modelowania i zmiany w systemie (np. otwieranie okien przez mieszkańców). Algorytm regulacji jest szczegółowo przedstawiony w pracy (Kummert and André 2005).

Dostępne zbiory danych obejmowały 2 sezony grzewcze, z których uzyskano 170 dni po usunięciu brakujących i niepewnych danych. Zastosowano kolejno, alternatywnie 3 regulatory, badane kolejno, co jest powodem znaczących rozbieżności w danych pogodowych (tabela 5.1). Ponieważ budynek posiada bardzo dużą pojemność cieplną, wprowadzenie nowego regulatora poprzedzono jednotygodniowym okresem „przejściowym”.

Tab. 5.1. Statystyka danych pogodowych dla zbiorów danych

Zmienna	Konw	Ref	Opt
$T_{amb,min}$ °C	-4,1	-4,1	-8,3
$T_{amb,max}$ °C	18,7	9,3	17,2
$T_{amb,avg}$ °C	5,4	2,1	3,8
AT_{avg} °C	6,6	4,1	5,2
HS_{min} MJ m ⁻²	0,7	0,1	0,1
HS_{max} MJ m ⁻²	18,6	9,5	14,4
HS_{avg} MJ m ⁻²	7,4	2,0	3,5

Tabela 5.1 wykazuje mało różniące się charakterystyki dla temperatury, znacząca różnica jest widoczna w wartościach średniego promieniowania słonecznego w trzech okresach badań - podczas testowania regulatora konwencjonalnego słońce zajmowało najwyższe położenie w stosunku do badanego obiektu. W budynkach pasywnych sytuacja taka wpływa znacząco na obciążenie cieplne budynku. Ale ważniejszy jest fakt, że wpływa to szczególnie istotnie na koszty komfortu, gdyż najbardziej znaczące okresy dyskomfortu występują w czasie popołudniowego przegrzewania (niedogrzewanie może być

zredukowane przez zmianę nastaw regulatora, ustawienia zaworów termostatycznych lub zmianę czasu rozpoczęcia ogrzewania).

Porównanie krótkich okresów

Pierwsza metoda porównawcza polega na wyborze krótkich okresów (np. 2 tygodnie) podobnych danych pogodowych i profilach użytkowania w tych okresach. Dane dla regulatora konwencjonalnego i optymalnego przedstawiono w tabeli 5.2. Dla symulacji i pomiarów przyjęto jednakowy krok czasowy równy 15 minut. Koszt dyskomfortu jest całkowany jedynie w okresach gdy budynek jest z założenia użytkowany (w godzinach od 8 do 17 w robocze dni tygodnia).

Tab. 5.2. Statystyka danych pogodowych i zmierzone wyniki działania dla 2 krótkich okresów, dla regulatora konwencjonalnego (Konw) i optymalnego (Opt)

Zmienna	Know	Opt
$T_{amb,min}$ °C	2,0	3,5
$T_{amb,max}$ °C	18,7	17,2
$T_{amb,avg}$ °C	10,0	9,3
HS_{avg} MJ m ⁻²	81	75
J_e MJ	212	184
$J_{d,max}$ %PPD'	67	62
$J_{d,avg}$ %PPD'	3,8	2,4
PMV_{min} -	0,25	0,07
PMV_{max} -	-0,13	-0,34
PMV_{avg} -	0,43	0

Regulator konwencjonalny działa zgodnie z stałym algorytmem. W stosunkowo ciepłych okresach sytuacja ta prowadzi do marnotrawstwa energii związanego z wstępnym podgrzewaniem budynku z wyprzedzeniem. Tak ogrzany budynek jest w większym stopniu podatny na późniejsze (rys 5.1) przegrzewanie. Zjawisko to jest potęgowane przez proporcjonalną charakterystykę zaworów termostatycznych, ogrzewanie jest wyłączane dopiero wtedy, gdy temperatura regulowana wzrośnie o ok. 0,5 K powyżej wartości zadanej.

W takiej sytuacji regulator optymalny jest w stanie zmniejszyć zużycie energii przy zredukowaniu dyskomfortu. Oszczędność energii w rozważanym okresie wynosi 13% dla znacznie obniżonego dyskomfortu (koszt dyskomfortu przy zastosowaniu regulatora optymalnego stanowi 28% kosztu dyskomfortu przy zastosowaniu regulatora konwencjonalnego).

W tabeli 5.3 porównano zestaw danych dla regulatora odniesienia i optymalnego.

Tab. 5.3. Statystyka danych pogodowych i zmierzone wyniki działania dla 2 krótkich okresów, dla regulatora odniesienia (Ref) i optymalnego (Opt)

Zmienna	Ref	Opt
$T_{amb,min}$, °C	-4,1	-8,3
$T_{amb,max}$, °C	9,1	8,2
$T_{amb,avg}$, °C	1,1	1,3
HS_{avg} , MJ m ⁻²	32	31
J_e , MJ	487	431
$J_{d,max}$, %PPD'	6,1	3,1
$J_{d,avg}$, %PPD'	0,25	0,14
PMV_{min} -	-0,55	-0,39
PMV_{max} -	0	0
PMV_{avg} , -	-0,04	-0,03

W zimnym okresie niezmienny schemat działania, stosowany w regulatorze konwencjonalnym, prowadzi w niektórych dniach do marnotrawstwa energii, ponieważ czas wstępnego podgrzewania jest zbyt długi. W innych dniach prowadzi do dużego dyskomfortu, gdyż czas wstępnego podgrzewania jest zbyt krótki. Regulator optymalny czasami zaniża czas wstępnego podgrzewania, co powoduje stosunkowo duży dyskomfort, ale dostosowuje ten czas do stanu budynku. W całym okresie działanie takie umożliwia redukcję dyskomfortu i równocześnie uzyskanie oszczędności energii (około 12% oszczędności energii i obniżenie kosztów dyskomfortu o 44%).

Wyniki porównania krótkich okresów wskazują, że na względną efektywność różnych regulatorów bardzo duży wpływ mają zewnętrzne warunki pogodowe. Porównanie oparte wyłącznie na wynikach eksperymentu wymaga zatem prowadzenia badań w różnych typowych warunkach (zimno i pochmurnie, zimno i słonecznie itp.) oraz zastosowania odpowiednich współczynników wagowych.

Inne podejście do porównania działania w typowym roku przedstawiono poniżej:

- W pierwszym okresie w budynku jest testowany pierwszy regulator.
- W drugim okresie w budynku jest testowany drugi regulator.
- Wyniki eksperymentu są wykorzystane do dostrojenia i uwiarygodnienia modelu budynku stosownie do warunków doświadczalnych, które mogą być sprawdzane poprzez symulowaną efektywność działania pierwszego regulatora w pierwszym okresie i drugiego regulatora w drugim okresie.
- Następnie symulowana jest efektywność pierwszego regulatora w drugim okresie i drugiego regulatora w pierwszym okresie. W ten sposób można wirtualnie porównać działanie regulatorów w jednakowych okresach.
- Na koniec stosując symulację, można ekstrapolować roczną efektywność różnych regulatorów.

Z porównania wynika, że w ciągu pierwszego okresu (słoneczna połowa sezonu) można osiągnąć 20% oszczędności energii i poprawić komfort cieplny o 18%. W drugim, chłodnym okresie, można uzyskać 7% oszczędności przy utrzymującym się komforcie termicznym (niewielki 2% wzrost dyskomfortu).

Symulacje przeprowadzone w całym sezonie grzewczym wykazały znaczną oszczędność energii (15-20%) przy poprawionych warunkach komfortu termicznego. Ponadto, w porównaniu do „regulatora odniesienia”, można osiągnąć oszczędności rzędu 10% i porównywalny komfort termiczny, jednakże wzrost efektywności jest ograniczony do stref „odniesienia”, dla których jest dostępny i dostrojony model regulatora optymalnego. W dalszej części rozdziału analizowane jest pogorszenie efektywności regulatora, przy przeprowadzeniu porównana dla całego budynku.

Rozszerzenie na budynek wielostrefowy: założenia symulacyjne

W porównaniu do uproszczonego modelu (opisanego powyżej), model regulatora zastosowany w symulacjach, prowadzonych przy zastosowaniu programu TRNSYS, usuwa najbardziej restrykcyjne uproszczenia:

- Budynek wielostrefowy: optymalna strategia regulacji stosuje uproszczony model jednostrefowy z jednakowymi warunkami brzegowymi dla ścian wewnętrznych, ale szczegółowy model pełniący rolę rzeczywistego budynku ma wszystkie pełne możliwości Typu 56 programu TRNSYS – budynku wielostrefowego (Klein i in., 2000).
- Wentylacja: w przeprowadzonych badaniach w szczegółowym modelu TRNSYS uwzględniono wentylację. Zamodelowano rzeczywiste urządzenie wentylacyjne, biorąc pod uwagę wilgotność i temperaturę dostarczanego powietrza.

- Urządzenie grzewcze: kocioł symulowany jest poprzez szczegółowy model, przy uwzględnieniu strat postojowych, częściowego obciążenia i zależności temperatury od sprawności. Uwzględniono również straty ciepła rurociągów i dynamikę procesów.
- Kryterium działania: funkcja kosztów stosowana w regulatorze optymalnym jest linearyzowanym przybliżeniem kwadratowym wyrażenia opisanego powyżej jakkolwiek działanie wszystkich regulatorów jest oceniane przy użyciu bardziej realistycznego wyrażenia. Koszt energii jest wyrażony przez zużytą energię pierwotną, uzyskaną z szczegółowego modelu urządzenia grzewczego. Koszt dyskomfortu określany jest dalej w oparciu o wskaźnik PPD Fangera, ale w obliczeniach uwzględnia się również wilgotność oraz temperaturę powietrza i średnią temperaturę promieniowania.

Głównym ograniczeniem badań symulacyjnych jest nadal używany uproszczony model zachowań użytkowników: zakłada się, że użytkownicy pracują zgodnie z niezmiennym schematem, doskonale wcześniej znanym. Takie założenia zostały przyjęte dla uproszczenia. Ponadto nie ma wielu dostępnych danych dla symulacji realistycznego zachowania się użytkowników.

Szczegółowy model symulacyjny

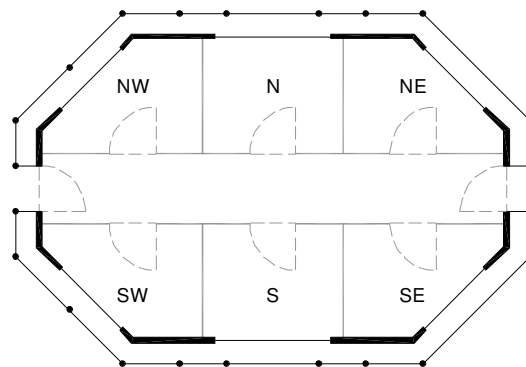
Budynek

Wybrany budynek jest fikcyjnym budynkiem biurowym jednokondygnacyjnym, z masywnymi ścianami zewnętrznymi z betonu i dużymi przeszklonymi powierzchniami na każdej elewacji. Dodatkowo cały budynek jest pokryty powłoką szklaną (podwójnie oszkloną w metalowych ramach).

Budynek składa się z 6 użytkowych stref o orientacji: południowej (S), południowo-zachodniej (SW), północno-zachodniej (NW), północnej (N) i południowo-wschodniej (SE). Pole powierzchni każdego pomieszczenia wynosi ok. 30 m², a okien wewnętrznych (pomiędzy pomieszczeniami biurowymi a atrium) wynosi 8 m² w każdym pomieszczeniu.

Budynek jest reprezentatywny dla budynków pasywnych o masywnej konstrukcji, należy więc oczekiwać, że będzie przegrzewany w słonecznych okresach, nawet w środku sezonu grzewczego. Ten szczególny budynek nie jest dobrym przykładem projektowym, ale został wybrany ze względu na łatwość modelowania. Zawiera takie same elementy jak rzeczywisty budynek pasywny, w którym prowadzono badania opisane powyżej.

Rzut budynku przedstawiono na rysunku 5.4. Budynek wyposażony jest w tradycyjny system ogrzewania (kocioł gazowy i grzejniki) oraz posiada system wentylacji mechanicznej.



Rys.5.4.

Rzut budynku stosowanego w symulacjach

Zakłada się, że w każdej strefie przebywają 2 osoby, a pracownicy biurowi wchodzą do budynku o godzinie 8 rano, a wychodzą o godzinie 18 w dni robocze (od poniedziałku do piątku). Taki profil obecności ludzi jest stały w ciągu całego roku.

W celu uniezależnienia się od jakości przewidywania warunków klimatycznych, zastosowano rzeczywiste dane zmierzone w Uccle (w Brukseli) w latach 1985 i 1986. Symulacje przeprowadzono wyłącznie dla okresu sezonu grzewczego od 12 października 1985 do 25 kwietnia 1986.

Porównywane regulatory

Regulator porównawczy

Regulator ten steruje temperaturą wody zasilającej zgodnie z krzywą grzewczą uwzględniając sprzężenia zwrotne ze strumieniem masy wody płynącej przez zawory termostatyczne. To wprowadza optymalny algorytm początkowy.

Dla każdej pętli grzewczej (północnej i południowej) zastosowano oddzielny regulator. Zadana temperatura wody w kotle jest wyznaczana jako większa z temperatur wyznaczonych przez oba regulatory.

Regulator optymalny

Regulator optymalny działa w oparciu o algorytm opisany powyżej. Wprowadzono równoległe dwa regulatory (oddzielnie dla każdej pętli grzewczej), w oparciu o uproszczony model jednostrefowy. Strefą odniesienia dla pętli północnej jest strefa N, a dla pętli południowej strefa S (w modelu wewnętrznym symulacje prowadzone są tylko dla stref odniesienia). Pozostałe strefy są uwzględniane poprzez jednakowe warunki brzegowe w modelu uproszczonym.

Program przewidywania danych pogodowych używa wprost danych poprzedniego dnia jako bazy dla przewidzenia danych dla bieżącego dnia. To jest dolna granica efektywności regulatora.

Funkcja kosztów stosuje zlinearyzowaną aproksymację funkcją kwadratową, przedstawioną powyżej. W szczególności, wskaźnik PPD jest przybliżany jedynie w oparciu o temperaturę operacyjną. Koszt energii jest obliczany tylko na podstawie energii dostarczanej do stref odniesienia.

Określając względną wagę dyskomfortu i kosztów energii testowano różne wartości parametru α .

Wyniki

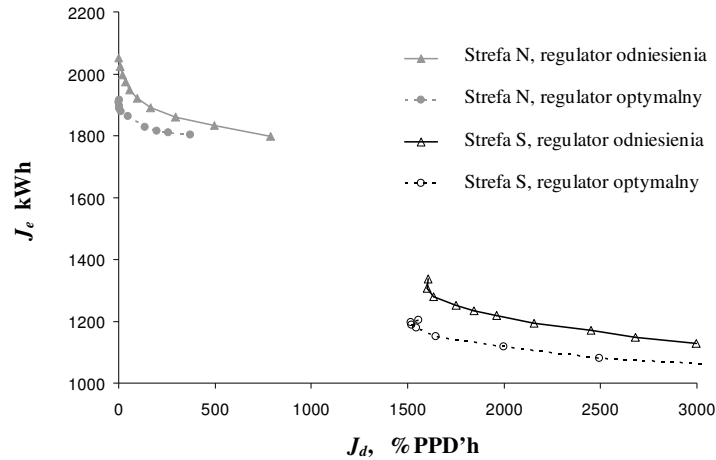
Na wykresie (rysunek 5.5) przedstawiono koszty energii i dyskomfortu dla całego sezonu grzewczego w układzie współrzędnych J_d , J_e . „Trajektorie” różnych regulatorów uzyskano przez różnicowanie nastaw regulatorów oraz parametrów w czasie symulacji:

- Regulator odniesienia: zmieniano wewnętrzne nastawy optymalnego algorytmu startowego i uzyskano najlepsze rozwiązanie kompromisowe. Różne wyniki osiągnięto przez różnicowanie nastaw zaworów termostatycznych we wszystkich strefach równocześnie (od 19,75 do 22, 0°C).
- Regulator optymalny: zmieniano relatywne wagi dyskomfortu i kosztów energii przez różnicowanie parametru α w funkcji kosztów w równaniu (5.3). Zawory termostatyczne w pomieszczeniach odniesienia (S i N) były całkowicie otwarte, a pozostałe zawory termostatyczne posiadały nastawy nominalne (21,0°C).

Każdy zarządzający budynkiem mógł wybrać inną zależność pomiędzy komfortem, a kosztem energii. To właśnie jest powodem uzyskania innych wyników dla obydwu regulatorów. Charakterystyki najlepszego regulatora powinny znajdować się na wykresie w lewym dolnym rogu (najmniejsze wartości kosztów komfortu i energii).

Efektywność w strefie odniesienia

Wyniki uzyskane w dwóch strefach odniesienia (N i S) przedstawiono na rysunku 5.5. W strefie północnej występują dużo mniejsze zyski niż w strefie południowej. Fakt ten tłumaczy większe zużycie energii i mniejszy dyskomfort; nie występuje przegrzewanie, a zainstalowana moc grzewcza jest wystarczająca dla uzyskania wymaganej temperatury komfortu w każdych warunkach. Jedynym powodem, że koszt dyskomfortu nie jest równy zero, jest opóźnione rozpoczęcie ogrzewania lub obniżona, dla oszczędzania energii, nastawa regulatora.



Rys. 5.5.

Efektywność regulatorów w strefach odniesienia (N i S)

Trajektorie przedstawione na wykresach dla obydwu regulatorów są typowe dla wszystkich testowanych algorytmów regulacji (optymalnego i odniesienia): dla dobrze zaprojektowanego regulatora zmniejszenie zużycia energii jest możliwe jedynie przez akceptację większego dyskomfortu, co daje krzywą podobną do hiperboli. Jedynymi wyjątkami są końcówki obydwu krzywych dla strefy południowej. Dla tych ekstremalnych wartości nastaw obydwu regulatory wykazują ogólne obniżenie efektywności (wzrasta zużycie energii i dyskomfort).

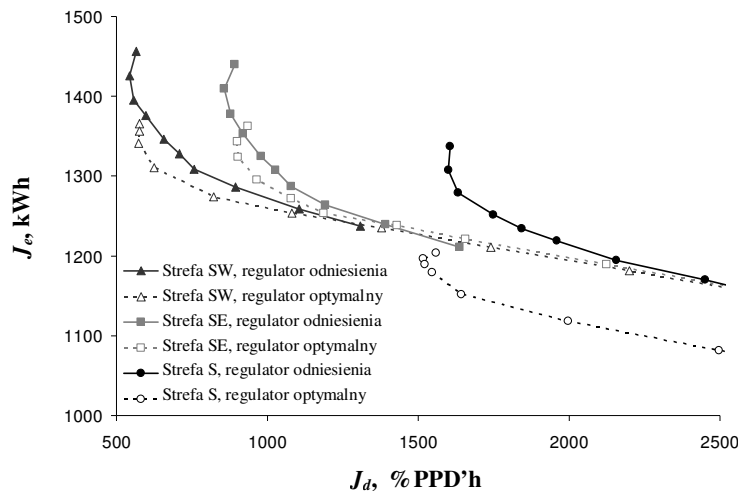
Stosowanie regulatora optymalnego pozwala uzyskać oszczędność energii i poprawić komfort w strefie południowej (S) w porównaniu do regulatora odniesienia. Problem ten jest przedstawiony w pracy (Kummert 2001). Oszczędność energii dla podobnych warunków dyskomfortu waha się pomiędzy 7 i 10%.

W strefie północnej (N) przy zastosowaniu regulatora optymalnego można uzyskać od 3% do 6% oszczędności energii dla podobnych warunków dyskomfortu. Jediną korzyścią zastosowania takiego regulatora jest brak przegrzewania jest doskonalsze dostrojenie optymalnego czasu rozpoczęcia ogrzewania i lepsze sprzężenie zwrotne. Regulator odniesienia używa zaworów termostatycznych dla uzyskania wymaganej temperatury w strefach odniesienia, a zawory te wywołują znacznie większe oscylacje temperatury w porównaniu do regulatora optymalnego typu PID.

Działanie regulatorów w pozostałych strefach

Na rysunku 5.6 przedstawiono koszty netto energii i dyskomfortu dla trzech południowych stref (S, SE, SW). Strefy SE i SW są w mniejszym stopniu narażone na przegrzewanie oraz charakteryzują się większym zużyciem energii niż strefa S. Różnicę pomiędzy dwiema strefami można wytłumaczyć większym udziałem użytecznych zysków

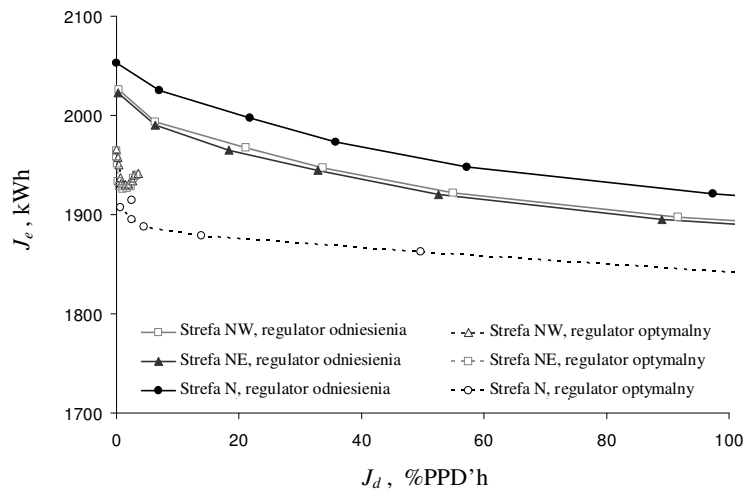
od promieniowania słonecznego w strefie SE: bezpośrednie promieniowanie słoneczne występuje w godzinach porannych, podczas gdy większość zysków od promieniowania słonecznego w strefie SW występuje pod koniec okresu przebywania ludzi. Zachowanie się stref, nie będących strefami odniesienia, jest dla obydwu regulatorów podobne. Zastosowanie regulatora optymalnego nadal przynosi oszczędność energii w niektórych warunkach, ale oszczędność jest niewielka (2 do 4%). Ponadto regulator odniesienia umożliwia zastosowanie szerszego zakresu kosztów dyskomfortu. Należy pamiętać, że założenia symulacyjne różnią się nieznacznie dla obydwu regulatorów: dla regulatora optymalnego nastawa zaworów termostatycznych we wszystkich pomieszczeniach wynosi 21°C we wszystkich przypadkach, podczas gdy trajektoria regulatora odniesienia jest uzyskiwana przez jednoczesne różnicowanie nastaw wszystkich zaworów termostatycznych.



Rys. 5.6.

Efektywność regulatorów we wszystkich strefach południowych

Taka sytuacja występuje również w strefach północnych, co przedstawiono na rysunku 5.7. Regulator optymalny wykazuje podobne działanie dla wszystkich nastaw w strefach NE i NW.



Rys. 5.7.

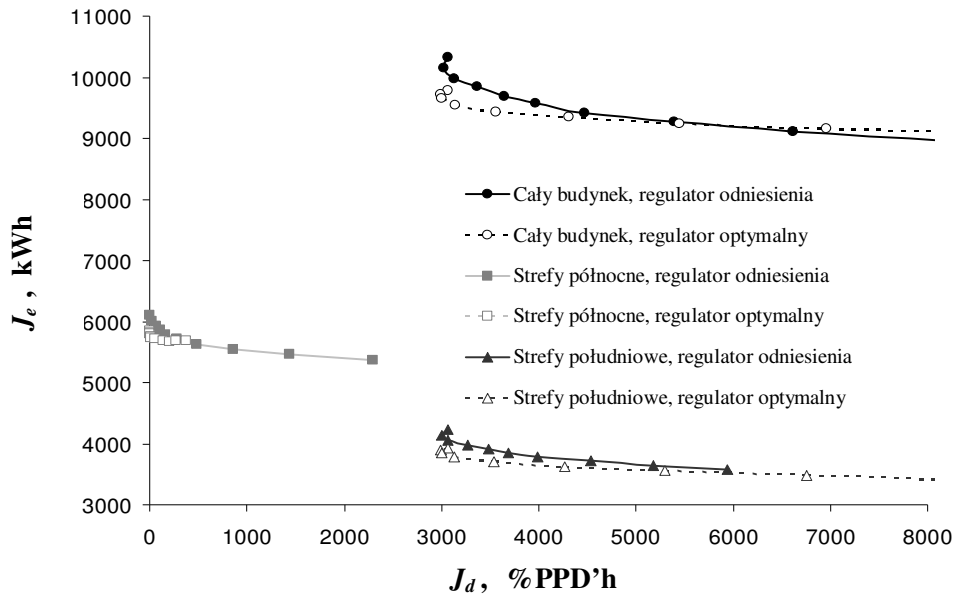
Efektywność regulatorów we wszystkich strefach północnych

Przyczyny złej regulacji poziomu komfortu w pomieszczeniach, które nie należą do stref odniesienia można wyjaśnić w następujący sposób: jeżeli wymagany jest wysoki poziom komfortu (poprzez odpowiednio dużą wartość współczynnika wagowego α), to temperatura w strefie odniesienia utrzymywana jest na wymaganym poziomie w każdych warunkach. Jeżeli w pozostałych strefach grzejniki są tylko nieznacznie przewymiarowane i wyposażone w zawory termostacyjne, poziom komfortu jest dobry. Jeżeli w celu uzyskania oszczędności energii regulator optymalny obniża poziom komfortu, to pomieszczenie odniesienia jest nieznacznie niedogrzone, ale to prawie nie ma wpływu na inne pomieszczenia północne. Jeżeli w regulatorze optymalnym zostanie zadany duży współczynnik wagowy dla energii (mała wartość α), wtedy wartość zadana temperatury wody zasilającej może wykazywać duże oscylacje spowodowane przez algorytm PID. To daje wartość zadaną temperatury wody, która jest dostosowaną do strefy N (zgodnie z krzywą grzania dla tej strefy), ale nie jest dostosowana do innych stref. Może to w wyniku doprowadzić do pogorszenia efektywności regulatora optymalnego dla tych stref (wyższy koszt energii i dyskomfortu).

Globalna efektywność na poziomie budynku

Całkowity koszt energii i dyskomfortu jest uzyskiwany po zsumowaniu odpowiednich kosztów dla wszystkich stref. W zasadzie różnym strefom mogą być przypisywane różne wagi, ale w tej pracy taki przypadek nie był rozważany.

Na rysunku 5.8 przedstawiono koszty uzyskane dla grupy stref północnych (N, NE i NW), grupy stref południowych (S, SE i SW) i dla całego budynku.



Rys. 5.8.

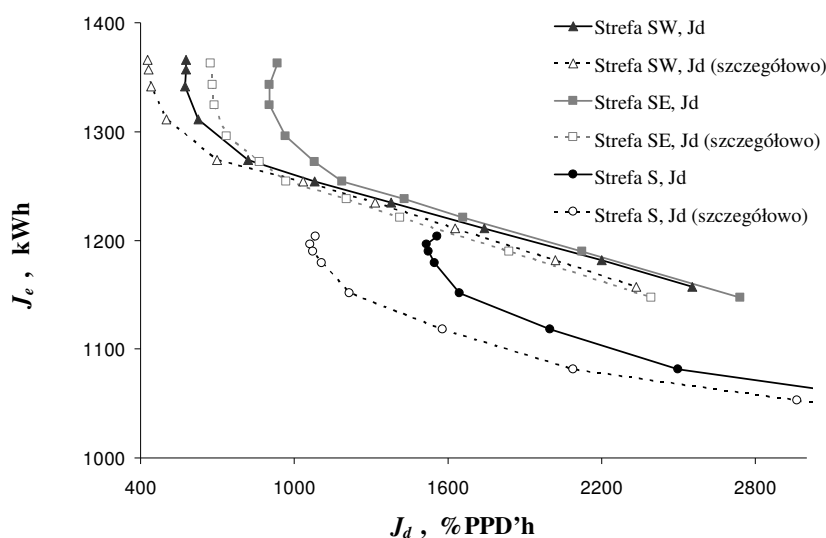
Efektywność regulatorów na poziomie budynku

Efektywność regulatora uzyskana dla całego budynku odzwierciedla względną wagę różnych stref, dlatego wnioski zależą wyraźnie od wybranego przykładu (6 stref o jednakowej wadze, gdzie 2 strefy są strefami odniesienia). Można zauważyć, że globalna efektywność obydwu regulatorów jest bardzo podobna do zachowania się budynku jednostrefowego (o trajektorii zbliżonej do hiperboli w układzie współrzędnych J_d, J_e).

Zaletą regulatora optymalnego jest zmniejszona do ok. 5% oszczędność energii dla podobnych warunków dyskomfortu w zakresie niskich wartości dyskomfortu. Ale efektywność tego regulatora jest gorsza niż regulatora odniesienia dla wysokich wartości dyskomfortu.

Szczegółowa ocena dyskomfortu

Na rysunku 5.9 przedstawiono koszty dla stref południowych przy zastosowaniu regulatora optymalnego, uzyskane w wyniku obliczeń uproszczonych i szczegółowych. Uwzględnienie aktualnej wilgotności w strefach, temperatury powietrza i średniej temperatury przegród powoduje znaczącą zmianę wartości obliczonego dyskomfortu, jednak względne położenie krzywych pozostaje podobne. Przyjęcie temperatury operacyjnej zamiast średniej temperatury promieniowania i temperatury powietrza powoduje względnie małe błędy.



Rys. 5.9.

Szczegółowe, a uproszczone koszty dyskomfortu

Wpływ wilgotności jest najbardziej znaczący. W okresie sezonu grzewczego względna wilgotność powietrza jest często niższa niż 50%, pomimo stosowania nawilżaczy dla powietrza wentylacyjnego (regulowana jest wilgotność dostarczanego powietrza, ale nie jego temperatura, która jest niższa niż średnia temperatura w strefie).

Niższa wilgotność obniża obliczony dyskomfort w ciągu okresów przegrzewania, dlatego, że człowiek jest mniej wrażliwy na przegrzewanie w suchym powietrzu, zgodnie ze wskaźnikami komfortu Fangera. W lewej części wykresu (rys. 5.9) dyskomfort jest w większości spowodowany przez przegrzewanie i jest mniej ważny, gdy obliczany jest z uwzględnieniem wilgotności powietrza.

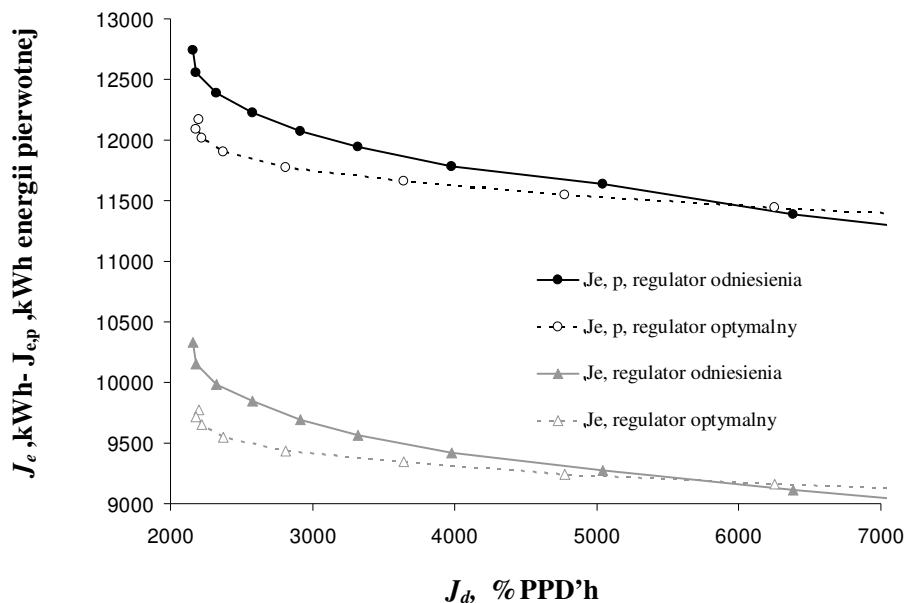
Dla większych wartości dyskomfortu, dyskomfort związany z odczuciem chłodu staje się coraz ważniejszy. Wpływ występowania wilgotności jest odwrócony - obliczone koszty są wyższe, dlatego wartości dyskomfortu w strefach północnych otrzymane ze szczegółowych obliczeń funkcji kosztów są nieznacznie wyższe, niż uzyskane z uproszczonego wyrażenia.

Względne położenie różnych krzywych nie jest też znacząco modyfikowane dla tych stref termicznych. Ogólnie, względne działanie regulatora optymalnego jest nieznacznie lepsze przy zastosowaniu szczegółowego sposobu obliczania kosztów dyskomfortu.

Szczegółowe koszty energii pierwotnej

Straty ciepła w sieci rozdzielczej zależą od temperatury wody zasilającej i powrotnej w poszczególnych strefach, jednak średnie temperatury są bardzo podobne dla różnych regulatorów. Wydajność kotła jest również bardzo zbliżona we wszystkich symulowanych przypadkach. Całkowity stosunek pomiędzy ciepłem przekazywanym do wszystkich stref, a pierwotnym zużyciem energii wynosi około 81% we wszystkich przypadkach (od 80% do 82%). Straty ciepła rurociągów stanowią około 6% całkowitych strat ciepła, a średnia sprawność kotła wynosi 86%, z ustalonymi parametrami dla symulacji.

Uwzględniając powyższe dane zużycie energii pierwotnej nie zmienia względnej efektywności różnych regulatorów w tym przypadku symulacji, co przedstawiono na rysunku 5.10, jako zależność zużycia energii netto i pierwotnej przez cały budynek od kosztów dyskomfortu obliczonego ze szczegółowego wyrażenia. Porównując przedstawione wyniki z wynikami z rysunku 5.8 można ocenić wpływ szczegółowego wyrażenia kosztów dyskomfortu na globalną efektywność.



Rys. 5.10.

*Efektywność regulatorów na poziomie budynku,
szczegółowe koszty energii i dyskomfortu*

Wnioski

Celem niniejszej pracy była ocena efektywności optymalnego regulatora (opartego na działaniu w pojedynczej strefie) w budynku wielostrefowym, z zastosowaniem symulacji szczegółowej. Na początku regulator był oceniany w strefie odniesienia w budynku pasywnym. W drugiej fazie badań efektywność regulatora rozszerzono na budynek wielostrefowy przy zastosowaniu metody symulacji. Przeprowadzone w tej fazie porównanie wykazało, że regulator optymalny w porównaniu do zaawansowanego

regulatora odniesienia, zawierającego optymalny algorytm startu, charakteryzuje się nieznacznie lepszą globalną efektywnością. Prowadzi to do lepszej regulacji w pomieszczeniach strefy odniesienia, pomimo znacznych uproszczeń w modelu wewnętrznym. Jednocześnie jednak regulator nie jest w stanie osiągnąć znacząco lepszej regulacji w pozostałych pomieszczeniach, szczególnie jeśli pomieszczenia nie są narażone na przegrzewanie.

Udoskonalony algorytm uwzględniający wielostrefowy charakter budynku prawdopodobnie doprowadziłby do lepszych wyników, ale wymaga to przeprowadzenia dalszych prac w celu uproszczenia algorytmu poszukiwania optimum i potwierdzenia pewności działania takiego regulatora.

Zastosowanie rozwiniętego regulatora optymalnego w budynkach mieszkalnych byłoby prawdopodobnie trudne, uwzględniając wymaganą moc obliczeniową, dodatkowe koszty czujników (np. czujnik promieniowania słonecznego) oraz relatywną trudność przewidywania zachowania mieszkańców budynku.

W budynkach użyteczności publicznej, takich jak biura, wprowadzenie zaawansowanego algorytmu regulacji do systemu zarządzania energią (BEMS) wydaje się bardziej realistyczne. Wszystkie wyniki niniejszej pracy wykazały, że działanie takich zaawansowanych algorytmów jest bardziej uzasadnione w budynkach, w których istnieje znaczne ryzyko przegrzewania. Pod tym względem mogą być odpowiednie dla budynków pasywnych.

Rozważając potencjalną oszczędność energii rzędu 5% i aktualne ceny energii, finansowa motywacja zastosowania tak zaawansowanych strategii dla ogrzewania jest relatywnie niewielka, chyba, że przegrzewanie stanowi ważny problem związany z komfortem. Pomimo to, niniejsza praca wykazała, że zaawansowane strategie regulacji mogą prowadzić do rzeczywistej oszczędności energii w ogrzewaniu obiektów. Koszty algorytmu regulacji i dodatkowego sprzętu mogą być ekonomicznie uzasadnione w odniesieniu do chłodzenia, gdzie oszczędności finansowe są zazwyczaj bardziej istotne, ze względu na możliwość uwzględnienia przez regulatory zmiennej ceny energii w zależności od pory dnia.

Przedstawiona praca była częściowo finansowana przez Komisję Europejską, Dyrektoriat Generalny XII (Kontrakt JOE3-CT97-0076). Autorzy dziękują również Narodowemu Instytutowi Meteorologicznemu (Institut Royal Météorologique) za dostarczenie rzeczywistych danych pogodowych wykorzystanych w niniejszej pracy.

5.2. WYZNACZANIE OPTYMALNEJ POSTACI ŹRÓDŁA CIEPŁA ZAWIERAJĄCEGO KOLEKTORY SŁONECZNE DLA ZAOPATRZENIA W CIEPŁO BUDYNKU MIESZKALNEGO*

Kolektory słoneczne włączone do źródła ciepła pełnią rolę urządzeń wspomagających pracę innych elementów wytwarzających ciepło. Razem z tymi elementami tworzą źródła biwalentne lub multiwalentne. W źródłach tych jeden z elementów pełni rolę podstawową w wytwarzaniu ciepła, pozostałe uzupełniają jego pracę. Efektywne działanie źródła wieloelementowego wymaga jego właściwego ukształtowania. Oznacza to przyjęcie elementów o odpowiednich wielkościach (mocach) nominalnych i właściwego zorganizowania ich współpracy tak, aby można było zaspokoić pojawiające się w ciągu sezonu grzewczego (roku) potrzeby a koszt całkowity wytwarzania ciepła był odpowiednio niski. Pożądane moce nominalne, rodzaj i sposób połączenia elementów zależą od instalacji zasilanych ze źródła.

Źródło dostarcza ciepło do instalacji c.o., układu przygotowania c.w. i ewentualnie instalacji wentylacyjnej. W praktyce wentylacja budynków mieszkalnych związana jest głównie z wentylacją grawitacyjną lub mechaniczną wywiewną, wobec tego odbiory ciepła ograniczają się do dwóch pierwszych z wymienionych - dostarczanie ciepła do podgrzewania powietrza wentylacyjnego odbywa się poprzez instalację co. Istotnymi cechami instalacji odbiorczych, rzutuującymi na postać i efektywność pracy źródła ciepła, są moc nominalna i przebieg czasowy zapotrzebowania ciepła. Na kształtowane źródło ciepła wpływa stan ochrony cieplnej budynku i zastosowanie, szczególnie w budynkach o obniżonym zużyciu ciepła, wentylacji mechanicznej nawiewno-wywiewnej z odzyskiem ciepła i wstępną obróbką powietrza w przepływowym wymienniku gruntowym.

Układ solarny włączony do źródła ciepła służy jedynie do zmniejszenia zużycia pierwotnych nośników energii i to tym istotniejszego w rozpatrywanym momencie czasowym pracy źródła, im zapotrzebowanie ciepła dla co. jest mniejsze od nominalnego. Wobec tego wydajność nominalną źródła ciepła z kolektorami słonecznymi określać będą elementy źródła spoza należących do układu solarnego. Jeśli nominalne zapotrzebowanie ciepła budynku nie wyznacza wielkości układu solarnego, to powstaje pytanie: jak określić wielkość tych elementów? Jak wyznaczyć moc nominalną pozostałych składników źródła wieloelementowego? Jaki jest wpływ izolacji cieplnej budynku na wielkości optymalne układu solarnego i postać multiwalentnego źródła ciepła?

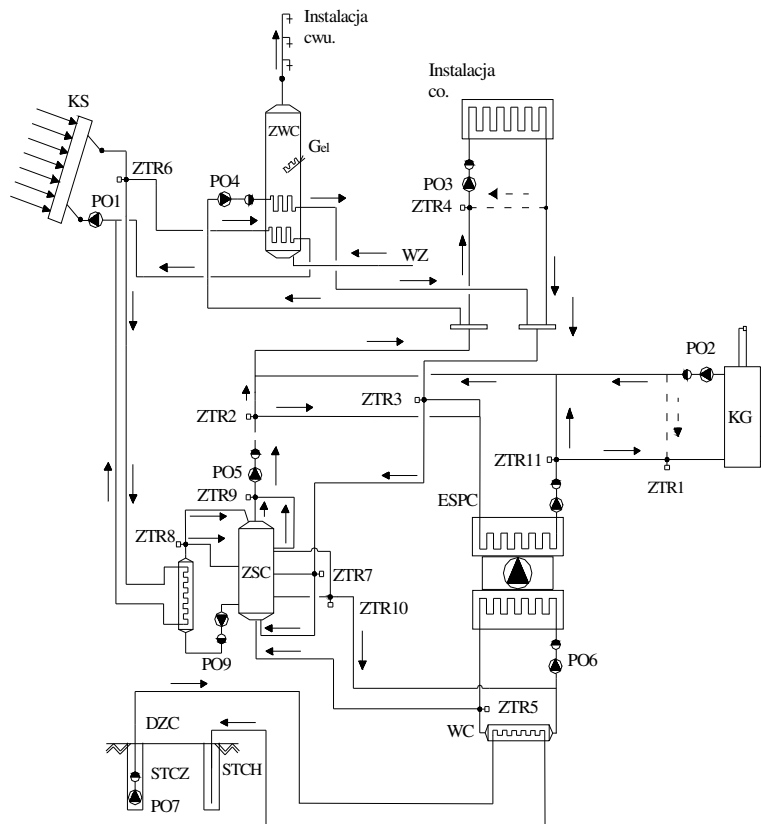
Istnieją zasady określania wielkości kolektorów słonecznych i zasobników ciepła (Chochowski A., Czekalski D. 1999, Krause T. 1999, Meissner R. 2000, Smolec W. 2000, Wiśniewski G., Gołebiowski S., Gryciuk M.: 2001, Zawadzki M. 2003) dla układów solarnych służących do zasilania w ciepło układu do przygotowania c.w. Należy tu jednak podkreślić, że dobowe zużycie lub tygodniowe cykle zużycia c.w. są wielkością prawie stałą w ciągu roku i zależną wprost od ilości mieszkańców budynku, przez co zapotrzebowanie ciepła dla przygotowania c.w. odznacza się istotną przewidywalnością i niezależnością od cech indywidualnych rozpatrywanego budynku. Inaczej jest w przypadku układu solarnego przeznaczonego do współpracy z instalacją c.o. i c.w. I tutaj istnieją wprawdzie wskaźniki pozwalające wyznaczyć wielkości układu solarnego, mają one jednak charakter ogólny. Określenie układu dla konkretnego budynku wymaga uwzględnienia przynajmniej niektórych indywidualnych cech tego budynku.

* autor: **Henryk Foit**

Politechnika Śląska, Katedra Ogrzewnictwa, Wentylacji i Techniki Odpylenia
redakcja: Cezary Kolasa

Ogólna postać indywidualnego źródła ciepła z kolektorami słonecznymi

Źródło to, w postaci uogólnionej - rys. 5.11, zawiera w sobie: kocioł grzewczy (KG), sprężarkową pompę ciepła (ESPC), kolektory słoneczne (KS) oraz wodne bufory i zasobniki ciepła (ZWC, ZSC), przy czym bufor ZSC występuje w układzie tylko łącznie z KS.



Rys. 5.11.

Schemat przykładowego multiwartentnego źródła ciepła.

Legenda:

co.- instalacja centralnego ogrzewania, cw.- instalacja ciepłej wody użytkowej, KS- kolektory słoneczne, ZTR – zawory trójdrogowe, DZC- dolne źródło ciepła, STCH, STCZ- studnie: chłonna i zasilająca, ESPC - sprężarkowa pompa ciepła, ZWC- zasobnik cw., Gel – grzałka elektryczna, KG- kocioł grzewczy, PO- pompa cyrkulacyjna, PWZ- woda zimna, WC- wymiennik ciepła.

Poszczególne elementy wybierane są z następujących:

- kotły grzewcze zwykle gazowe (KGG), olejowe (KGO) kondensacyjne (KGGk),
- pompy ciepła sprężarkowe elektryczne z dowolnym dolnym źródłem ciepła,
- kolektory słoneczne zwykle lub próżniowe: ciepło pozyskiwane w kolektorach słonecznych gromadzone jest w wodnych buforach ciepła.

Eliminacja któregoś z elementów podstawowych (KG, ESPC, KS) powoduje przekształcenie układu źródłowego do biwartentnego natomiast obecność jednego elementu (KG, ESPC) prowadzi do źródła monowalentnego.

Elementy źródła ciepła w postaci kotła grzewczego (*KG*) i pompy ciepła (*ESPC*) występujące w źródle biwalentnym mogą współpracować z sobą w sposób równoległy lub alternatywny. Podobnie jest dla układu *KGG* i *KGGk*, zastępującego w układzie *ESPC*.

W dalszej kolejności przedstawione zostaną główne założenia dotyczące organizacji pracy multiwalentnego źródła ciepła (rys. 5.11).

Ogólnie przyjmuje się, że ciepło pozyskiwane w kolektorach słonecznych gromadzone jest w 3-strefowych wodnych buforach ciepła, a czynnik opuszczający kolektory przekazuje niesione przez siebie ciepło do strefy wysoko - lub średniotemperaturowej, zależnie od temperatury jaką posiada. Temperatura strefy wysokotemperaturowej jest wyższa od temperatury wymaganej przez instalację c.o., temperatura strefy średniotemperaturowej jest równa aktualnej temperaturze zasilania dla instalacji c.o., zaś temperatura strefy niskotemperaturowej nie jest wyższa od aktualnej temperatury czynnika powracającego z instalacji c.o. Maksymalna temperatura w zasobniku nie może przekroczyć 95 °C a minimalna być niższa od 5 °C. W pierwszej kolejności ciepło z *KS* przekazywane jest do strefy średniotemperaturowej, jeśli ten obszar bufora nie jest w pełni załadowany, a temperatura strefy pierwszej jest co najmniej równa wymaganej temperaturze strefy średniotemperaturowej, po jej wypełnieniu następuje właściwe zasilanie strefy wysokotemperaturowej.

Czynnik powracający z instalacji wprowadzany jest do najniższej strefy *ZSC*. Jeśli jednak jego temperatura jest równa co najmniej temperaturze strefy średniotemperaturowej, czynnik kierowany jest do tej strefy. W przypadku podgrzewania c.w. czynnik grzewczy pobierany jest z zasobnika ze strefy górnej, w innej sytuacji ze strefy środkowej. Jeśli temperatura czynnika pobieranego z *ZSC* jest niewystarczająca (lecz wyższa od temperatury wody powracającej z instalacji), do pracy włącza się w pierwszej kolejności *ESPC* a następnie, gdy zachodzi taka potrzeba, ewentualnie *KG*. Przepływ podgrzewanego czynnika odbywa się szeregowo z *ZSC* do *ESPC*. Pompa ciepła i kocioł grzewczy mogą współpracować z sobą w sposób jednoczesny lub alternatywny, zależnie od dolnego źródła ciepła *ESPC* i rodzaju *KG*. Przekazywanie ciepła przy jednoczesnej pracy *ESPC* i *KG* może odbywać się przy szeregowym połączeniu tych urządzeń.

W celu uzyskania odpowiedniego rozwarstwienia temperaturowego oraz zwiększonego stopnia wykorzystania energii promieniowania słonecznego i korzystniejszych wartości współczynników wydajności cieplnej *ESPC*, zasobnik ciepłej wody *ZWC* powinien współpracować z zewnętrznymi wymiennikami ciepła.

Dezynfekcja termiczna układu cw. przeprowadzana będzie w oparciu o ciepło dostarczane z *KG* lub, jeśli brak go w źródle, przez grzałkę elektryczną G_{el} .

Zawory trójdrogowe *ZTR* to głównie zawory przełączające. W określonych rozwiązaniach źródła obecność niektórych zaworów *ZTR* jest zbędna np. w przypadku, gdy *KG* jest kotłem niskotemperaturowym, bez ograniczenia temperatury zasilania, niepotrzebny staje się zawór *ZTR1*. Jeśli przygotowanie cw. odbywa się z pełnym pierwszeństwem- zbyteczny może być *ZTR4*. W przypadku braku *KG* w układzie nie wystąpi *ZTR2* i *ZTR6* itp.

Wyznaczanie źródła ciepła z kolektorami słonecznymi

Przyjęto, że wyznaczenie wielkości elementów źródła ciepła z kolektorami słonecznymi przeprowadzone będzie poprzez jednokryterialną optymalizację z wskaźnikiem w postaci kosztów całkowitych. Możliwe to jest przy użyciu programu komputerowego „Multiwal” (Foit H. 1999).

Program ten ogólnie służy do jednoczesnego określenia źródła ciepła i najkorzystniejszej ochrony cieplnej budynku. Podstawowym kryterium wyróżnienia

rozwiązania optymalnego są koszty całkowite dotyczące wszystkich nakładów na uzyskanie wewnątrz ogrzewanych (i wentylowanych) pomieszczeń wymaganych temperatur powietrza i wytworzenie odpowiedniej ilości cw dla rozważanego budynku.

Racjonalne zapotrzebowanie ciepła budynku kształtują:

- rodzaj przegród budowlanych, z uwzględnieniem rodzaju zewnętrznej ich warstwy oraz rodzaju i grubości izolacji cieplnej,
- rodzaj i powierzchnia okien wyposażonych w żaluzje zewnętrzne,
- rodzaj instalacji co.
- rodzaj instalacji wentylacyjnej

Wyznaczenie źródła ciepła oznacza wskazanie rodzaju źródła z podaniem składu i mocy (wielkości) nominalnych elementów składowych w przypadku układów wieloźródłowych. Rodzaj instalacji c.o. określają typ stosowanych grzejników oraz temperatury nominalne wody grzewczej. Jako wentylację można zadać: naturalną, mechaniczną wywiewną oraz mechaniczną nawiewno-wywiewną z odzyskiem ciepła poprzez rekuperator i ewentualnie dodatkowo przez pompę ciepła.

W przypadku rozważania źródła multiwalentnego użytkowanie ciepła pozyskanego z KS może się odbywać bezpośrednio lub przez pompę ciepła i wyłącznie bezpośrednio. Przyjęto krótkoterminową akumulację części pozyskanego ciepła w wodnych zasobnikach ciepła (ZCS).

Program może ustalić wprost stan najkorzystniejszy takich czynników ochrony cieplnej jak: grubości izolacji cieplnej wszystkich zewnętrznych przegród otaczających ogrzewane pomieszczenia budynku (w tym indywidualnie poszczególnych przegród pionowych wyróżnionych co do ich orientacji względem stron świata), pola powierzchni okien w przegrodach pionowych (przyrosty pól powierzchni ponad wartość minimalną). W stosunku do źródeł biwalentnych i multiwalentnego określa moce (wielkości) nominalne elementów składowych.

Optymalne wielkości dotyczące źródła ciepła i instalacji c.o.

Założono, że źródło ciepła zasila w ciepło instalację c.o. i układ do przygotowania c.w. w wielorodzinnym budynku mieszkalnym, cechującym się przeciętną gęstością zamieszkania i stopniem przeszklenia przegród zewnętrznych. Ponadto przyjęto:

- intensywność wentylacji dla budynków jako jedną wymianę powietrza zewnętrznego w ciągu godziny,
- jednostkową ilość cw. równą $0,060 \text{ m}^3/\text{d}/\text{osobę}$,
- instalację co. jako wodną, wykonaną z miedzi i wyposażoną w grzejniki konwekcyjne (płytkowe), temperatury nominalne: $t_1^N / t_2^N = 55/45 \text{ }^\circ\text{C}$,

Przedstawiane wyniki odnoszą się do przeciętnych żywotności branych pod uwagę elementów i cen paliw, energii elektrycznej oraz materiałów budowlanych z drugiej połowy 2003 roku. Przyjęto znaczną dotację do kosztów inwestycyjnych KS i ZSC, zależną od rodzaju podstawowych elementów źródła.

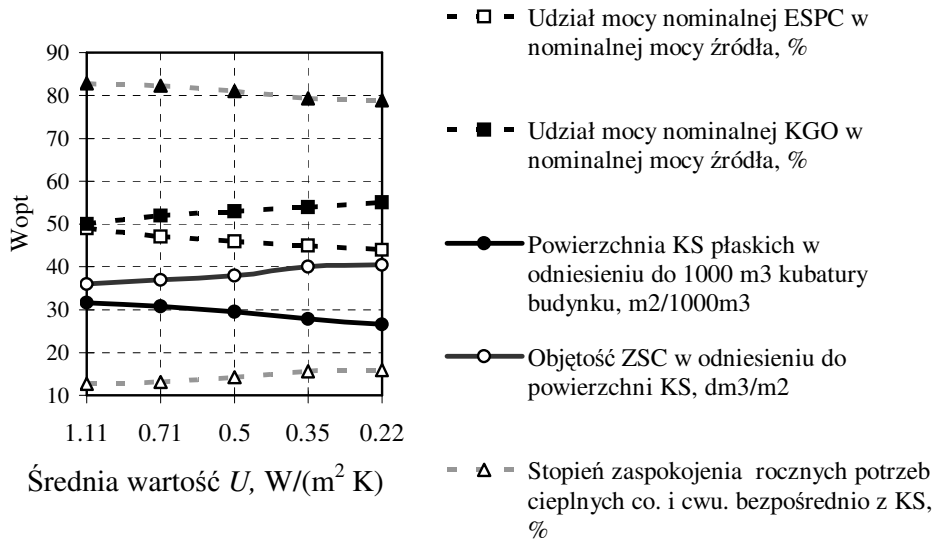
Analizowano dwa typy źródła ciepła:

- kocioł grzewczy olejowy (KGO), elektryczna sprężarkowa pompa ciepła z dolnym źródłem w postaci wody gruntowej (ESPC_w) i układ solarny,
- kocioł grzewczy olejowy (KGO) i układ solarny.

W układzie solarnym zastosowano kolektory płaskie z warstwą selektywną (KS).

Na rysunkach 5.12 do 5.15 podano przykładowe wyniki obliczeń wielkości optymalnych dotyczących źródeł ciepła w funkcji stanu ochrony cieplnej budynku, wyrażanego przez średnią wartość współczynnika U przegród zewnętrznych (bez uwzględniania okien) z istniejących kolejno regulacji prawnych. Wartość $U=0,22 \text{ W/m}^2\text{K}$

odpowiada umownie optymalnej ochronie cieplnej, zależnej od stosowanego źródła ciepła. Wartości dotyczące KS i ZSC podano odpowiednio w m^2 pola powierzchni KS w odniesieniu do $1000m^3$ kubatury ogrzewanej budynku oraz dm^3 objętości ZSC przypadających na $1m^2$ pola powierzchni KS . Pozostałe wielkości wyrażano w wartościach względnych.

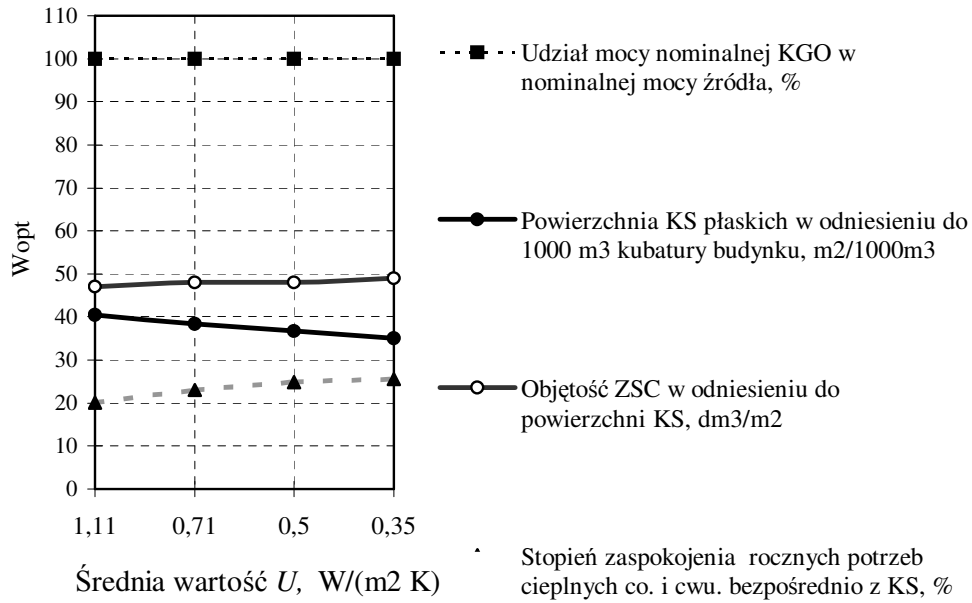


Rys. 5.12.

Wielkości dotyczące optymalnego (W_{opt}) multiwalentnego źródła ciepła z $ESPC$ w, KGO i KS dla budynku wielorodzinnego w zależności od jego izolacji cieplnej charakteryzowanej przez średnie U przegród zewnętrznych.

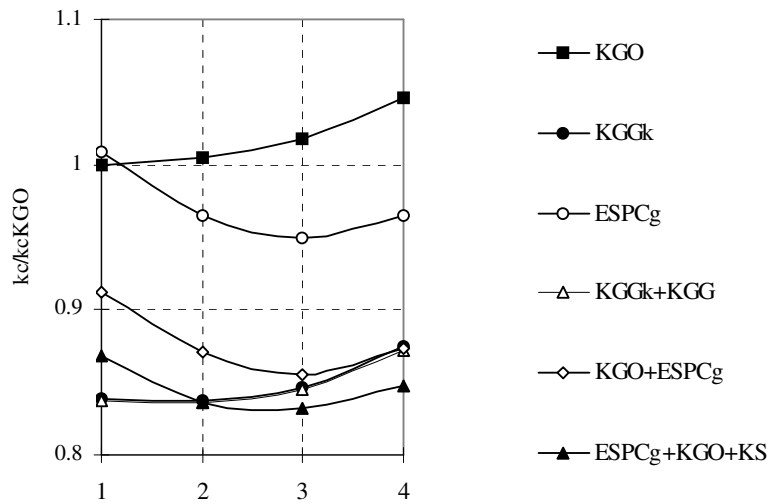
W celu wyznaczenia optymalnej temperatury nominalnej czynnika grzewczego w instalacji c.o., jako jednej z podstawowych cech instalacji, określono przeciętne roczne koszty całkowite pełnej odnowy cieplnej rozważanego budynku obejmującej: źródło ciepła, instalację c.o. i izolację cieplną zewnętrznej powłoki budynku w zależności od parametrów nominalnych instalacji c.o. dla kilku źródeł ciepła – wyniki zawiera rys. 5.14. Jako uzupełnienie tych wyników na rysunku 5.15 przedstawiono względne nakłady energii chemicznej paliwa w zależności od temperatury nominalnej instalacji co. dla różnych indywidualnych źródeł ciepła. Podane na wykresach temperatury $t_1^N = 70, 55, 45, 35$ °C oznaczają następujące układy temperatury nominalnej instalacji co.: 70/55, 55/45, 45/35, 35/28 °C.

W przypadku multiwalentnego źródła ciepła z $ESPC$ obliczenia dla temperatury nominalnej $t_1^N = 70$ °C wykonano po przeprowadzeniu ekstrapolacji charakterystyk katalogowych pomp ciepła do temperatury czynnika wpływającego ze skraplacza równej 70°C.



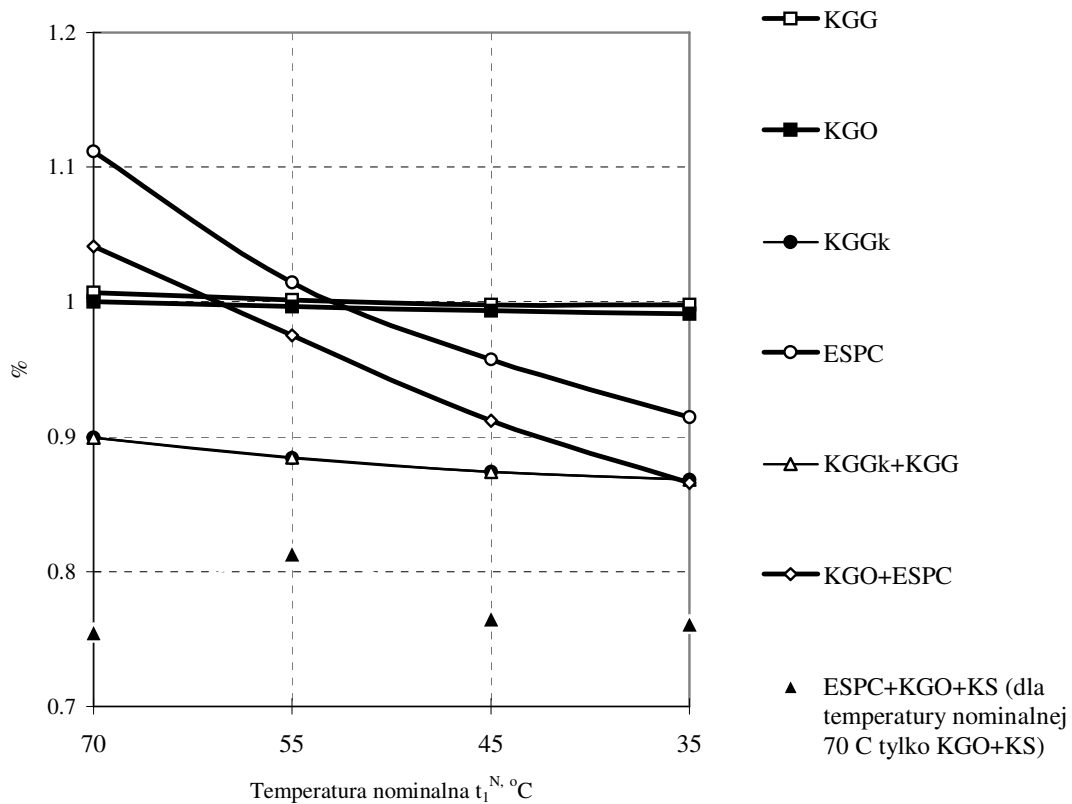
Rys. 5.13.

Wielkości dotyczące optymalnego (W_{opt}) multiwartego źródła ciepła z KGO i KS dla budynku wielorodzinnego w zależności od stanu jego izolacji cieplnej charakteryzowanej przez średnie U



Rys.5.14.

Względne przeciętne roczne koszty całkowite (k_c/k_cKGO) odnowy cieplnej budynku wielorodzinnego (stan końcowy ochrony cieplnej tożsamy z optymalną izolacją cieplną) w funkcji temperatury nominalnej instalacji co. z grzejnikami konwekcyjnymi dla różnych źródeł ciepła (KGO- kocioł grzewczy olejowy, KGGk- kocioł grzewczy gazowy kondensacyjny, KGG- kocioł grzewczy gazowy, ESPCg- elektryczna pompa ciepła z wymiennikiem gruntowym, KS- kolektory słoneczne).



Rys. 5.15.

Względny (w stosunku do rozwiązania z KGO) wymagany nakład energii chemicznej paliwa źródeł ciepła w budynek wielorodzinny z optymalną izolacją cieplną z instalacją co. w funkcji t_1^N

Podsumowanie

Włączenie kolektorów słonecznych (KS) do źródła ciepła wymaga odpowiedniego ukształtowania układu solarnego. Zastosowanie układu solarnego w źródle ciepła z elektryczną sprężarkową pompą ciepła jest mniej opłacalne w porównaniu do źródeł zawierających wyłącznie kotły grzewcze.

Zmiana zapotrzebowania ciepła wywołana zmianą stanu ochrony cieplnej pociąga za sobą znacznie słabszą zmianę wielkości układu solarnego włączonego do źródła ciepła pracującego na potrzeby co. i układu przygotowania cw. W przypadku źródeł ciepła wykorzystujących pompy ciepła najkorzystniejsze, ze względu na koszty całkowite, temperatury nominalne czynnika grzewczego (w instalacji co. wyposażonej w grzejniki konwekcyjne) zbliżone są do 50/40 - 45/35 °C.

5.3. SAMOWYSTARCZALNY ENERGETYCZNIE PARK WODNY TROPIKALNA WYSPA - MODELOWY PRZYKŁAD WYKORZYSTANIA TANICH ŹRÓDEŁ ENERGII ODPADOWEJ I ODNAWIALNEJ*

Prezentowany projekt parku wodnego w Markłowicach jest modelowym przykładem rewitalizacji terenu po-przemysłowego przejętego od kopalni przez gminę. Ponieważ teren znajduje się w samym centrum gminy, w sąsiedztwie głównych obiektów publicznych, stał się on cennym obszarem dla dokonania przekształceń. Projekt posiada wiele nowatorskich, godnych do naśladowania rozwiązań. Przekształcono zdegradowany teren po-kopalniany na centrum rekreacyjno-sportowo-usługowe, zmieniając oblicze centrum gminy. Jednocześnie zagospodarowano w 100% emitowany przez kopalnię do atmosfery metan, wykorzystując go do produkcji energii elektrycznej i ciepłej. Dzięki nowoczesnym rozwiązaniom technicznym zespół „Tropikalna wyspa” będzie samowystarczalny energetycznie. Projekt został doceniony i wyróżniony w konkursie pt. „TECHNO-ŚLĄSK” organizowanym przez Urząd Wojewódzki w Katowicach /25 lutego 2005/.

- *CZY JEST MOŻLIWE ABY BUDYNEK BYŁ SAMOWYSTARCZALNY ENERGETYCZNIE?*
- *CZY MOŻNA PRODUKOWAĆ I POZYSKIWAĆ NA WŁASNE POTRZEBY TANIA ENERGIĘ?*

Tak, jest to możliwe pod warunkiem, że obiekt zlokalizowany jest na Śląsku w pobliżu kopalni. Gaz kopalniany metan jako produkt odpadowy emitowany do atmosfery może zasilać agregaty kogeneracyjne, w rezultacie czego uzyskujemy energię ciepłą i elektryczną. Jakie inne rodzaje energii możemy wykorzystać? Oczywiście energie odnawialne: ciepłotę ziemi (pozyskiwaną za pomocą pomp ciepła) oraz energię słoneczną (przetwarzaną w bateriach słonecznych). W rozdziale opisano przykład projektu komercyjnej inwestycji zespołu rekreacyjno-sportowo-usługowego „Tropikalna Wyspa”, zlokalizowanego w gminie Markłowice (woj. śląskie), w którym wykorzystano tanie źródła energii odpadowej i odnawialnej. Zespół o powierzchni ponad 13.000 m² dzięki dogodnej lokalizacji i rozwiązaniom projektowym stał się samowystarczalny energetycznie. Własna siłownia ciepła będzie produkowała na potrzeby kompleksu i innych obiektów gminnych energię elektryczną i ciepłą. Jednocześnie w przyszłości pozwoli to na znaczne obniżenie kosztów eksploatacji, a tym samym spowoduje, że inwestycja jaką jest park wodny będzie mogła samo-finansować się bez dotacji gminy, a być może i generować zyski. Niskie koszty eksploatacji dają zespołowi większe szanse na rynku związane z walką o klienta i rywalizacją z obiektami konkurencyjnymi już funkcjonującymi oraz tymi, które mogą powstać w niedalekiej przyszłości. Niskie koszty energii to także możliwość zaplanowania ponad 100 atrakcji wodnych, ciągłego funkcjonowania fontann, wodospadów, fali wodnej, a także ciekawego oświetlenia nocnego itp. Prezentowany projekt jest modelowym i nowatorskim przykładem rewitalizacji terenów po-przemysłowych, po-kopalnianych.

Projekt otrzymał w marcu 2005 roku wyróżnienie w konkursie „TECHNO-ŚLĄSK” organizowanym przez Urząd Wojewódzki w Katowicach, „Trybunę Górniczą”, koncern Vattenfall, oraz Górnośląski Zakład Elektroenergetyczny w Gliwicach.

* autor: **Klaudiusz Fross**

Politechnika Śląska, Katedra Architektury Obiektów Biurowych i Strategii Projektowania
redakcja: Cezary Kolasa

Podstawowe dane zespołu „Tropikalna Wyspa”

Zespół rekreacyjno–sportowo–usługowy jest wielofunkcyjnym centrum nastawionym na publiczną rekreację i rozrywkę, a w szczególności na rekreację wodną. Ze względu na swoją wielkość, wielofunkcyjność i bogactwo usług zespół ma znaczenie ponadregionalne – zasięg o promieniu do 50 km.

Zespół tworzy 7 budynków: basen kryty sportowy, basen kryty rekreacyjny, wieża widokowa, pasaż handlowo–usługowy, kręgielnia. Obiektami pomocniczymi są: siłownia ciepła na gaz metan i scena zadaszona z zapleczem.

Tab. 5.4. Dane podstawowe zespołu

PODSTAWOWE DANE	
Inwestor	Urząd Gminy Marklowice
generalny projektant	EURO PROJEKT DR FROSS fross@fross.pl
projekt architektoniczny	dr ok.arch. Klaudiusz Fross
rozwiązania energetyczne	dr ok. Piotr Ostrowski z zespołem
szacowany koszt całościowy inwestycji	60-80 mln netto
szacowany koszt części budowlanej	35 mln netto
koszt siłowni ciepłej, instalacji energooszczędnych: baterii słonecznych i pomp ciepła	6,5 mln pln netto
pole powierzchni zagospodarowanego terenu	4,5ha
pole powierzchni zabudowy	6 800m ²
pole powierzchni funkcjonalnej zespołu	13.816,98m ²
pole powierzchni basenu krytego sportowego	5 808,41 m ²
pole powierzchni basenu krytego rekreacyjnego z pasażem handlowo–usługowym	6.721,09 m ²
ilość budynków i obiektów budowlanych	7
pojemność budynków kompleksu	ok. 1000 osób
pojemność basenów	ok. 400 osób
łączna powierzchnia wody w basenach	2 186,75m ²
pole powierzchni wody w basenach krytych	1 376,75m ²
pole powierzchni wody pływalni krytej sportowej	530,75m ²
pole powierzchni wody pływalni krytej rekreacyjnej	846,00m ²
pole powierzchni wody w basenach zewnętrznych	810,00m ²
ilość miejsc parkingowych – samochody osobowe	150
ilość miejsc parkingowych – samochody autokary	16
ilość miejsc parkingowych – rowery	55

Główne przesłanki i priorytety projektowe

Główne przesłanki powstania zespołu „Tropikalna Wyspa”:

- Dostępność tanich odpadowych źródeł energii w postaci gazu kopalnianego – metanu, oraz wykorzystanie innych odnawialnych źródeł energii.
- Dobra lokalizacja Marklowic (bliskość miast: Wodzisław Śląski, Rybnik)
- Restrukturyzacja terenu po-przemysłowego (po-kopalnianego) w centrum gminy.
- Aktywizacja lokalnej przedsiębiorczości.
- Stworzenie dodatkowych (poza górnictwem) 100 atrakcyjnych miejsc pracy.
- Uzupełnienie dobrego wizerunku estetycznego samego centrum gminy.

- Obniżenie kosztów utrzymania inwestycji przez wykorzystanie tanich źródeł energii.
- Pozyskanie dodatkowych funduszy (ekologicznych, strukturalnych) w tym unijnych na finansowanie lub dofinansowanie zamierzenia.
- Nastawienie gminy na rozwój turystyki, sportu i rekreacji.

Projektanci założyli trzy główne elementy istotne przy planowaniu, programowaniu i projektowaniu kompleksu.

Są to:

- atrakcyjna forma zewnątrz,
- samowystarczalność energetyczna,
- maksymalna ilość atrakcji.

Założone priorytety będą miały zdaniem projektantów i inwestora w przyszłości ogromne znaczenia dla funkcjonowania zespołu, pozyskiwania klientów, utrzymania pozycji na rynku, obniżenia kosztów utrzymania.

Atrakcyjna forma zewnątrz

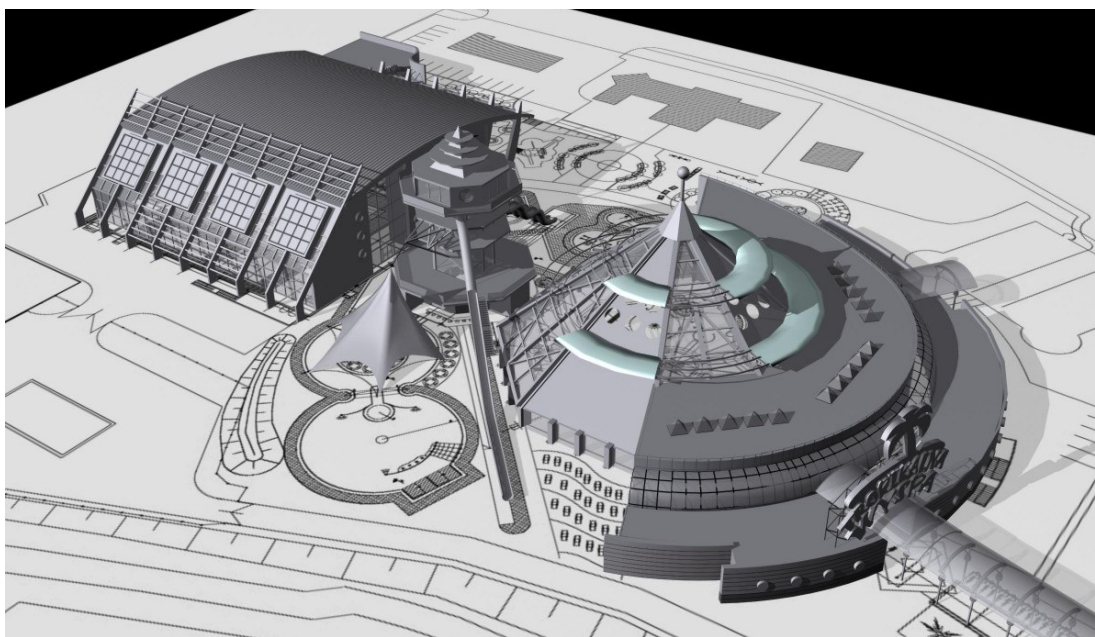
Zespół poprzez formy zewnętrzne sam siebie reklamuje. Elewacje potraktowano jako opakowanie produktu, gdzie od jego atrakcyjności zależy rentowność przedsięwzięcia.

Samowystarczalność energetyczna

Aby w przyszłości obniżyć koszty eksploatacji zdecydowano się na nowatorskie rozwiązania energooszczędne i ekologiczne.

Maksymalna ilość atrakcji

Zaplanowano tutaj „ponad 100” różnych atrakcji. Na taką ilość i różnorodność atrakcji pozwala niski koszt własnej energii zarówno ciepłej jak i elektrycznej.



Rys. 5.16.
Widok Tropikalnej Wiospy

Charakterystyka energetyczna zespołu

Interesująca jest charakterystyka energetyczna zespołu. Ze względu na przyjęte rozwiązania techniczne można uznać je za pionierskie w skali kraju i godne do naśladowania dla dalszych inwestycji. Uzyskanie samowystarczalności energetycznej było możliwe ze względu na bliskość szybu kopalnianego oraz zapewnienia dostaw gazu metanu.

Tab. 5.5. Bilanse mocy

<p><u>Obliczono zapotrzebowanie energetyczne Zespołu:</u></p> <ul style="list-style-type: none"> - zainstalowana moc elektryczna – 1 600 kW - zainstalowana moc cieplna – 1 654 kW <p>w tym:</p> <ul style="list-style-type: none"> - wysokotemperaturowa 80/60 dla ogrzewania i wentylacji – 920 kW - niskotemperaturowa 60/30 dla technologii basenowych i c.w.u. – 734 kW
--

Tabela 5.6 Energia ze źródeł odnawialnych

<p><u>POZYSKANIE I PRODUKCJA ENERGII ZE ŹRÓDEŁ ODNAWIALNYCH</u></p> <p><u>Produkcja energii z gazu metanu – siłownia cieplna:</u></p> <ul style="list-style-type: none"> - moc elektryczna 1 600 kW - moc cieplna wysokotemperaturowa 80/60 – 1 644 kW - moc cieplna niskotemperaturowa - 542 kW <p><u>Pompy ciepła:</u></p> <ul style="list-style-type: none"> - moc cieplna niskotemperaturowa 56/40 – 130 kW <p><u>Kolektory słoneczne:</u></p> <ul style="list-style-type: none"> - moc cieplna niskotemperaturowa 60/30 – 230 Kw <p>RAZEM UZYSKANA MOC ENERGETYCZNA – 4 146 MW</p> <p>w tym:</p> <p>MOC ELEKTRYCZNA – 1,6 MW</p> <p>MOC CIEPLNA – 2 546 MW</p>
--

Z powyższych tabel wynika, że Zespół może uzyskać zapotrzebowaną moc z odnawialnych źródeł energii, w większości z metanu poprzez agregaty kogeneracyjne.

Powstaje nadwyżka energii cieplnej w wysokości 892 kW,

w tym:

- moc cieplna wysokotemperaturowa 80/60 - 724 kW,
- moc cieplna niskotemperaturowa 60/30 - 168 kW.

Nadwyżka mocy cieplnej możliwa jest do zagospodarowania na potrzeby gminy (ogrzewanie nowego gimnazjum) czy sąsiedniej kopalni (dla pomieszczeń socjalnych pracowników).

Dodatkowo należy uwzględnić, że:

- podane przez producenta warunki eksploatacji silnika wysokoprężnego określają, że niskometanowy gaz stosowany jako paliwo powinien cechować się udziałem metanu pomiędzy 55% a 65% (jak wskazano wyżej, przekazywany przez kopalnię gaz cechuje udział metanu średnio ok. 42% z kilkuprocentowymi wahaniami, a więc nie spełnia wymogów kaloryczności i stałości składu),
- w sezonie letnim przewidywane jest wykorzystanie ok. 50% mocy elektrycznej i cieplnej.

Mając na uwadze powyższe uwarunkowania przyjęto do realizacji koncepcję silnika dwupaliwowego, którego paliwo składa się najwyżej z 80% gazu niskometanowego oraz minimum 20% oleju napędowego. Silnik zasilany dwupaliwowo wymaga uzupełnienia zewnętrznego układu zasilania gazem (bez zmian w silniku) wykonywanego przez dostawcę silnika i zachowuje cechy eksploatacyjne wysokoprężnego silnika olejowego. Dane podano wg autorów projektu technologii cieplnej pod kierunkiem Piotra Ostrowskiego.

Zastosowany system energetyczny dwupaliwowy DP

W omawianym projekcie „Tropikalnej Wyspy” system energetyczny dwupaliwowy opracował zespół pod kierunkiem Piotra Ostrowskiego. Poniżej przedstawiono opis działania technologii dwupaliwowej DP (Ostrowski 2004). System DP oparty jest na opisanym przez R. Diesel (wynalazcę silnika) efekcie odymiania. Gaz (zawierający metan w różnych stężeniach) dopływa do silnika przed turbodoładowarką i miesza się z powietrzem koniecznym do spalania. Znacząco zmniejsza się zużycie oleju napędowego ON, który wykorzystywany jest jako pilot zapłonu gazu. Układ sterownika ECS, zapewnia sterownie rozdziałem gaz-olej i nadmiarem powietrza. System DP nie wymaga dodatkowej iskry zapłonowej lub innych zmian w silniku. Silnik działa pod pełnym obciążeniem w zalecanej fabrycznie temperaturze pracy. System DP opiera się o spalanie mieszanki dwupaliwowej w komorze silnika. Gaz jest wstępnie mieszany z powietrzem przed zaworem ssącym i sprężany w cylindrze. Podczas sprężania nie jest osiągana temperatura samozapłonu gazu (zawierającego metan) z uwagi na niewystarczającą ilość ciepła wymaganą do zapłonu. Mieszanka gaz-powietrze ulega zapłonowi przy wtrysku ok. 20% ON do cylindra - „pilot” z ON działa jako źródło zapłonu dla mieszanki palnej gaz-powietrze.

Ponieważ w systemie DP wykorzystywany jest fabryczny system wtrysku i zasilania powietrzem, nie są konieczne żadne modyfikacje silnika. Elementy DP są instalowane na zewnątrz silnika bez konieczności jego demontażu. DP zwykle jest zabudowany i uruchamiany w fabryce. Umożliwia to szybki proces uruchomienia u użytkownika. Po zakończeniu montażu elementów systemu DP uruchamiany jest zespół prądotwórczy. Sprawdzenie i kalibracja wykonywana jest pod różnymi obciążeniami (typowo rezystancyjnymi). Po procesie strojenia, generator jest w pełni testowany w trybie DP w celu potwierdzenia poprawnej pracy z różnymi obciążeniami. W fazie końcowej układ DP jest sprawdzany wyłącznie na oleju ON by wykazać równowagę trybów pracy.

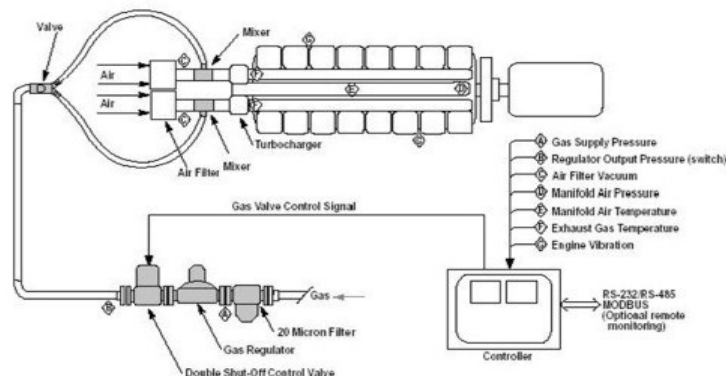
Instalacja systemu DP nie zmienia stopnia obciążenia silnika. Generator 1000 kW po dodaniu systemu DP pracuje z mocą 1000kW zarówno w trybie 100% oleju ON jak i DP. Nie zmienia się również szybkość zmian obciążenia i stabilność silnika w obu trybach .

Ostrowski na potrzeby omówienia projektu w Urzędzie Gminy (inwestor Tropikalnej Wyspy) opracował odpowiedzi na najczęściej zadawane pytania dotyczące technologii dwupaliwowej DP.

Poniżej przedstawiono najważniejsze z nich.

- Co znaczy DP ? Jest to równoległe spalanie 2 paliw: gaz (paliwo gazowe bazujące na metanie) i olej napędowy ON. Silnik może działać zarówno w trybie DP (mieszance dwupaliwowej) i jak na samym oleju ON. Silnik nie działa na samym gazie.
- Czy silnik wymaga zmiany do działania w trybie DP? Nie. Elementy DP są montowane na zewnątrz silnika i nie wymagają zmian konstrukcji i parametrów silnika.
- Co z gwarancją? W praktyce, jeśli silnik poddany modyfikacji DP i ulega uszkodzeniu w okresie gwarancyjnym, to zespół wytwórcy/producenta określa

- powód uszkodzenia. Jeśli uszkodzenie nie jest związane z DP to producent tradycyjnie utrzymuje gwarancje i naprawia silnik. Jeśli przyczyną uszkodzenia był system DP to wytwórca pokrywa koszty naprawy zgodnie z warunkami gwarancji.
- Dlaczego silnik nie może pracować zasilany w 100% gazem? Temperatura zapłonu dla gazu (wyższa niż dla paliwa olejowego) nie jest osiągana podczas suwu sprężania mieszanki gaz/powietrze, dlatego wymagany byłby zapłon iskrowy do zapalenia mieszanki. W systemie DP, mała ilość wtryskiwanego oleju napędowego ON staje się źródłem zapłonu tzw. pilotowym zapłonem
 - Czy silnik utraci moc przy zmianie na DP? W normalnych okolicznościach, silnik po przeróbce nie traci mocy przy pracy DP.
 - Czy silnik będzie się przegrzewać? Nie, ponieważ DP zastępuje paliwo olejowe ekwiwalentną ilością gazu i powietrza, a w rezultacie uzyskuje tą samą temperaturę spalin i to samo obciążenie cieplne silnika.
 - Co ze sprawnością? Jak wyjaśniono wyżej, paliwo olejowe jest zastępowane ekwiwalentnym strumieniem gazu, co określa równoważne spalanie. 3,78litra ON jest zastępowane 4 m³ gazu ... co określa zbliżoną sprawność.
 - Jaki jest wpływ DP na trwałość silnika? Generalnie tryb DP nie powoduje ujemnych skutków pod względem zużycia i trwałości. Jak wyżej opisano, obciążenie cieplne jest takie samo jak dla 100% zasilania olejem, nie wzrasta więc obciążenie elementów komory spalania (tłoki, pierścienie, zawory, wtryskiwacze, itp.). Obserwacje użytkowników DP potwierdzają inne korzyści – wydłużenie czasu wymiany oleju i międzyremontowego. Jest to wynikiem czystszeo spalania w porównaniu z paliwem ON.



Rys. 5.17.
Schemat silnika dwupaliwowego

Legenda: Air - powietrze , Valve – zawór, turbocharge – turbodoładowanie,
Shut-of control valve – zawór odcinający, controller – sterownik

5.4. WEWNĘTRZNE ZYSKI CIEPŁA, A DYNAMIKA POTRZEB CIEPLNYCH BUDYNKÓW*

Przedmiotem pracy są badania zmienności wewnętrznych zysków ciepła oraz analiza ich wpływu na obciążenia cieplne budynków mieszkalnych i biurowych. Obecnie udział tych zysków w bilansie cieplnym pomieszczeń jest uwzględniany wskaźnikowo (wartości średniodobowe), a tymczasem wewnętrzne zyski ciepła pojawiają się w pomieszczeniach okresowo, co jest związane z obecnością ludzi w analizowanych pomieszczeniach i ich aktywnością. Dodatkowo, w budownictwie charakteryzującym się dobrą ochroną cieplną, zyski te są jednym z głównych składników bilansu cieplnego i to one wraz z zyskami pochodzącymi od nasłonecznienia decydują o dynamice zmian potrzeb cieplnych budynków. Dlatego też praca jest próbą odpowiedzi na pytania dotyczące typowych wartości wewnętrznych zysków ciepła w analizowanych pomieszczeniach, profili czasowych ich występowania, a także udziału w bilansach miesięcznych oraz sprawności ich wykorzystania.

Źródła wewnętrznych zysków ciepła w pomieszczeniach

Głównymi źródłami zysków ciepła pochodzących od źródeł wewnętrznych w budynkach są:

- osoby przebywające w pomieszczeniu,
- oświetlenie,
- wyposażenie pomieszczeń w urządzenia (sprzęt AGD i RTV, komputery, itp.),

a ponadto dla budynków mieszkalnych:

- ciepła woda użytkowa,
- przygotowanie posiłków.

Występowanie wewnętrznych zysków ciepła oraz ich wartość uzależnione są od rodzaju pomieszczenia (czy budynku). Jak wynika z przeprowadzonych badań literaturowych (Lubina 2004) jedyną niewiadomą przy określaniu wielkości zysków ciepła od źródeł wewnętrznych w budynkach pozostaje profil czasowy występowania tych zysków, najczęściej zależny od przebywania ludzi (oświetlenie, większość użytkowanych urządzeń, przygotowanie posiłków, itp.). Dane dotyczące wartości średnich emitowanych strumieni ciepła z ww. źródeł oraz ich wielkości nominalnych można znaleźć zarówno w normach czy poradnikach, jak i dostępnej literaturze (PN-85/N-08013, PN-B-02025, ISO 9164, Fanger 1974, McIntyre 1980, Recknagel *et al.* 1994, Liébard and De Herde 1996, ASHRAE 1997).

Przebiegi czasowe występowania wewnętrznych zysków ciepła w budynkach

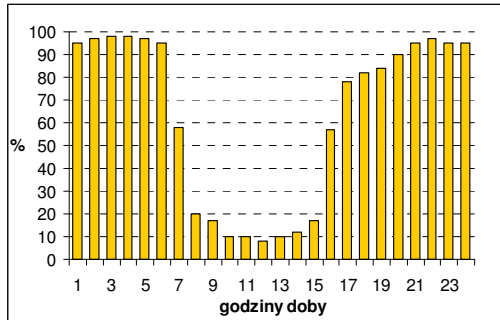
Ze względu na różny charakter przeznaczenia poszczególnych typów budynków, w konsekwencji i czasowy profil zmienności występowania ww. zysków, analizę przeprowadzono osobno dla budynków mieszkalnych oraz biurowych.

W przypadku budynków mieszkalnych ocena wielkości mocy występujących źródeł zysków ciepła w poszczególnych godzinach doby oparta została na obróbce statystycznej bazującej na harmonogramach obecności mieszkańców (mężczyźni, kobiety pracujące i niepracujące zawodowo, dzieci, osoby starsze, itp.) oraz podejmowanych przez nich aktywności związanych z wykorzystaniem urządzeń AGD czy oświetlenia prezentowanych w pracach (Papakostas *et al.* 1997, Dziekońska 2003). Opracowane w ten sposób

* autorzy: **Piotr Lubina i Marian B. Nantka**

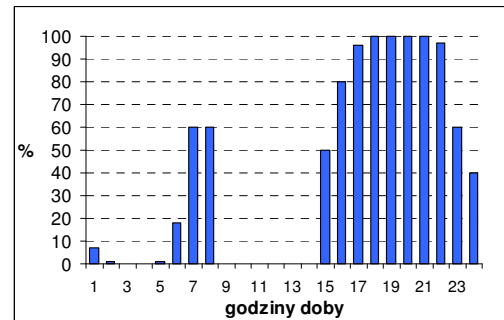
Politechnika Śląska, Katedra Ogrzewnictwa, Wentylacji i Techniki Odpylania
redakcja: Cezary Kolasa

godzinowe profile przebywania grup ludzi (rys. 5.18 i 5.19) oraz pozostałych zysków ciepła związanych z użytkowaniem pomieszczeń dostosowano do typowych (w oparciu o Rocznik Statystyczny) warunków polskich – średnia ilość, wiek i status osób zamieszkujących „przeciętne” mieszkanie oraz jego wyposażenie.



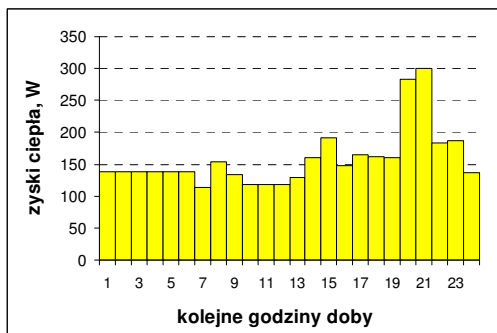
Rys. 5.18.

Przykładowy profil czasowy przebywania mężczyzn w mieszkaniach w dni robocze



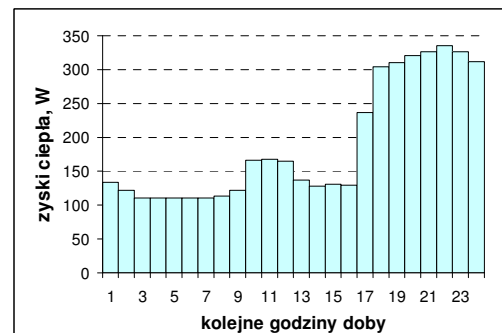
Rys. 5.19.

Przykładowy profil czasowy użytkowania oświetlenia w mieszkaniach



Rys. 5.20.

Przykładowy dobowy profil sumarycznych zysków ciepła pochodzących od ludzi w budynku mieszkalnym

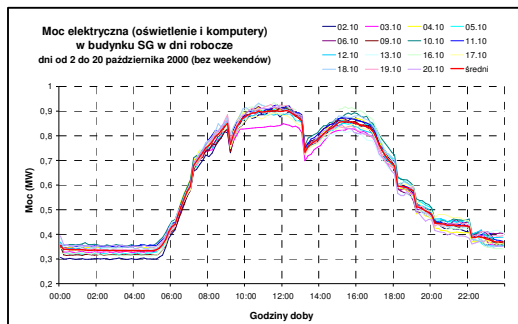


Rys. 5.21.

Przykładowy dobowy profil sumarycznych zysków ciepła pochodzących od pozostałych źródeł

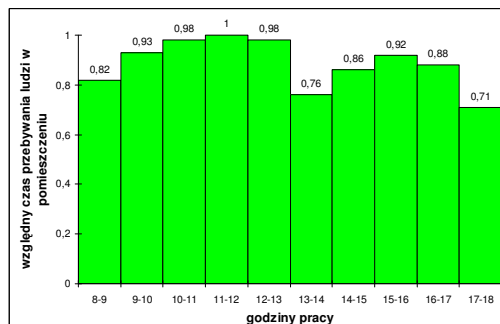
Ponieważ dostępne normy i wytyczne (PN-B-03406, PN-B-02025, ISO 9146, PN-EN-832) podają wyłącznie średnie dobowe wartości zysków ciepła przypadające na mieszkanie, dla celów sprawdzenia poprawności odwzorowania uzyskanych profili czasowych określono średniodobowy strumień zysków ciepła przypadający na mieszkanie dla analizowanych, uznanych za typowe, rodzin i porównano z dostępnymi danymi (rys. 5.20 i 5.21).

Dla budynków biurowych identyfikacji profili czasowych występowania zysków od wewnętrznych źródeł ciepła dokonano na podstawie badań zużycia energii elektrycznej związanej z użytkowaniem oświetlenia, komputerów i innych urządzeń biurowych w budynku w ciągu doby (z krokiem czasowym równym 1 min.) w poszczególne dni tygodnia. Uzyskane w ten sposób histogramy zapotrzebowania na moc elektryczną (Rys. 5.22) oraz badania in-situ przebywania ludzi, użytkowania oświetlenia i komputerów pozwoliły na opracowanie godzinowych przebiegów zmienności wewnętrznych zysków ciepła w analizowanych pomieszczeniach (rys. 5.23). Obserwacje te wskazują również, że profile użytkowania oświetlenia i komputerów mogą być przyjęte jako stałe podczas dnia (Lubina 2001).



Rys. 5.22.

Profil zużycia energii elektrycznej w budynku Justus Lipsius (część SG) w dni robocze w październiku 2000



Rys. 5.23.

Średni profil przebywania ludzi w budynku Justus Lipsius (SG) - październik 2000

Przykładowe wyniki symulacji – bilanse miesięczne

W celu przeanalizowania wpływu zysków ciepła w analizowanych pomieszczeniach w typowych budynkach mieszkalnych i biurowych na bilanse ciepłe w poszczególnych miesiącach sezonu grzewczego przeprowadzono obliczenia przy pomocy programów **DYNINST** (Foit i Lubina 2002) oraz **ESP-r** (ESP-r User Guide 1999) z wykorzystaniem opracowanych zmiennych profili czasowych występowania wewnętrznych zysków ciepła oraz przebiegów zmienności parametrów klimatycznych dla stacji Sulejów, reprezentacyjnej dla całego obszaru Polski (wybranych z lat 1966-95).

Do analiz wybrano 3 mieszkania położone na kondygnacji powtarzalnej (II piętro) w niewielkim budynku wielorodzinnym (4 kondygnacje, po 3 mieszkania na 1 kondygnacji) oraz wycinek budynku biurowego składający się z 2 pomieszczeń (jedno przeznaczone dla 2 osób, drugie dla 1) i fragmentu korytarza.

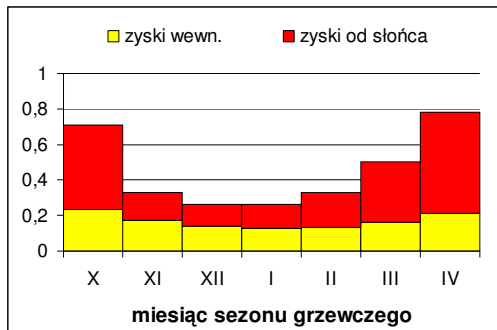
Ponadto:

- analizowano stałą liczbę wymian powietrza wentylacyjnego w budynkach (0,75 dla mieszkań, 1,0 dla pomieszczeń biurowych) oraz zmienną w czasie liczbę wymian powietrza, wynikającą z rzeczywistej ilości powietrza infiltrującego do budynku,
- analizowano miesięczne bilanse ciepłe mieszkań i pomieszczeń biurowych dla uśrednionych dobowych przebiegów użytkowania pomieszczeń oraz zmiennych w czasie profili użytkowania pomieszczeń,
- analizowano różną orientację pomieszczeń i mieszkań względem stron świata,

Analizując wyniki symulacji dla poszczególnych miesięcy w ciągu sezonu grzewczego (od października do kwietnia) dla wybranych pomieszczeń zauważyć można, że występujące w pomieszczeniach zyski ciepła, tak pochodzące od słońca, jak i od źródeł wewnętrznych, zaczynają mieć istotny wpływ na bilanse ciepłe analizowanych pomieszczeń oraz warunki pracy instalacji wewnętrznych.

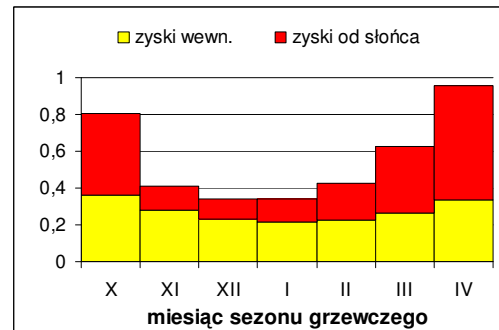
Dla różnych mieszkań względny, odniesiony do strat ciepła, udział wewnętrznych zysków ciepła waha się od 10% (dla stycznia) do 32% w przypadku pomieszczeń o orientacji zachodniej (dla października). Zyski pochodzące od słońca w bilansach poszczególnych pomieszczeń wahają się natomiast od 12% (dla grudnia) do nawet 72% dla pomieszczeń o orientacji zachodniej w kwietniu. Ogólnie dla budynków mieszkalnych zyski ciepła pochodzące od źródeł wewnętrznych stanowią od 13% do 24% bilansu strat ciepłych analizowanych mieszkań i porównywalne były z wielkością zysków ciepła pochodzących od nasłonecznienia (zwłaszcza w miesiącach zimowych). Dopiero dla skrajnych miesięcy sezonu grzewczego dominujący wpływ na obciążenia ciepłe mają

zyski pochodzące od słońca (rys. 5.24). W przypadku pomieszczeń biurowych średni udział wewnętrznych zysków ciepła był jeszcze większy (od 22 do 36%) – dla miesięcy zimowych to one miały decydujący wpływ na obciążenia cieplne (rys. 5.25).



Rys. 5.24.

Względny średni udział zysków ciepła (odniesiony do strat) dla analizowanych mieszkań budynku mieszkalnego



Rys. 5.25.

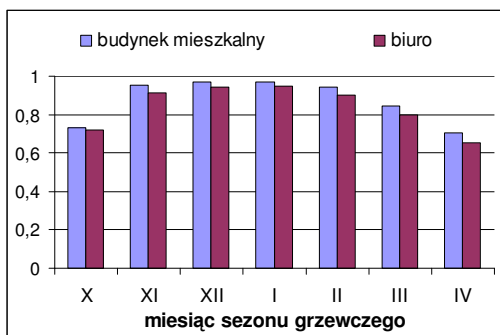
Względny średni udział zysków ciepła (odniesiony do strat) dla analizowanych pomieszczeń biurowych

Zyski ciepła pochodzące od nasłonecznienia dominują natomiast w okresie jesienno-wiosennym. Niezależnie od orientacji względem stron świata względny, odniesiony do strat ciepła, udział wewnętrznych zysków ciepła waha się od 20% dla stycznia do 39% w przypadku pomieszczeń biurowych przeznaczonych dla dwóch osób (dla października). Orientacja pomieszczenia ma natomiast duży wpływ na wielkość zysków ciepła pochodzących od słońca.

Średnia sprawność wykorzystania zysków ciepła w analizowanych budynkach, określona zgodnie z PN-B-02025, waha się na poziomie 0,65-0,97 (rys. 5.26) w zależności od miesiąca sezonu grzewczego i funkcji pomieszczenia (dominujący jest tu jednak udział zysków od nasłonecznienia), co odpowiada wartościom współczynnika *GLR* na poziomie od 0,9 do 0,25.

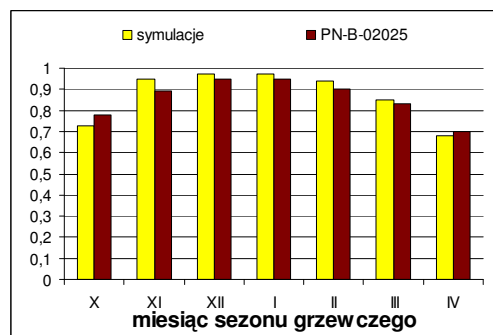
Przedział wahań wartości sprawności wykorzystania zysków ciepła dla analizowanych budynków mieszkalnych to 0,63 (mieszkania o orientacji zachodniej w kwietniu) do 0,99 (dla miesięcy zimowych). W przypadku pomieszczeń biurowych przedział ten jest podobny (od 0,59 dla biur o orientacji zachodniej w kwietniu do 0,96 dla pomieszczeń usytuowanych na północ lub wschód w miesiącach grudzień i styczeń), lecz utrzymuje się na niższym poziomie. Powyższe wyniki świadczą, że w skrajnych miesiącach sezonu grzewczego tylko niewielka część zysków może zostać wykorzystana do zmniejszenia wydajności cieplnej grzejników – w tych okresach zaobserwowano podwyższenie temperatury powietrza wewnętrznego ponad założoną wartość 20 °C, zwłaszcza w pomieszczeniach biurowych.

Otrzymane wyniki symulacji dynamicznych dla analizowanych mieszkań (brak odpowiednich danych wejściowych dla budynków użyteczności publicznej dotyczących wentylacji i wewnętrznych zysków ciepła) porównano z obliczeniami o algorytmach zgodnych z PN-B-02025. Porównanie to ilustruje rys. 5.27.



Rys. 5.26.

Średni stopień wykorzystania zysków ciepła w analizowanych przypadkach



Rys. 5.27.

Porównanie sprawności wykorzystania zysków ciepła w poszczególnych miesiącach sezonu grzewczego – symulacje dynamiczne i algorytmy normy PN-B-02025

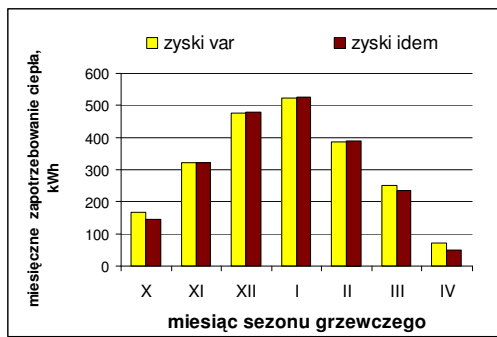
Uzyskane rezultaty dla analizowanych mieszkań wykazują dużą zbieżność – co potwierdza pośrednio poprawność przyjmowania opracowanych profili czasowych przebywania ludzi w pomieszczeniach i użytkowania mieszkań oraz sugerować może możliwość sformułowania wymagań odpowiednich danych wejściowych dotyczących wewnętrznych zysków ciepła w budynkach użyteczności publicznej.

Wpływ użytkowania pomieszczeń na obciążenia cieplne budynków

Ponieważ wszystkie normy i wytyczne do projektowania podają szacunkowe uśrednione wartości wewnętrznych zysków ciepła, postanowiono więc również sprawdzić czy przyjmowanie uśrednionych dobowych przebiegów użytkowania pomieszczeń oraz zmiennych w czasie profili użytkowania pomieszczeń może mieć wpływ na miesięczne obciążenia cieplne analizowanych przypadków. Problem ten dotyczy zwłaszcza pomieszczeń użytkowanych w określonych przedziałach czasowych, a więc głównie budynków biurowych.

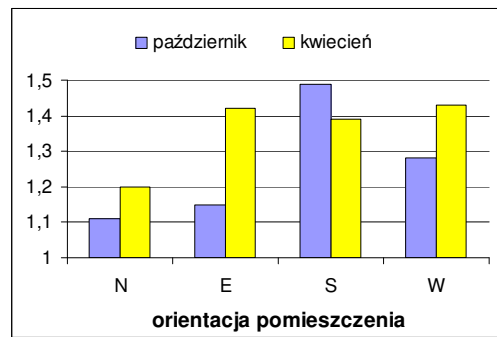
Uzyskane wyniki potwierdziły różnicę w całkowitym bilansie cieplnym analizowanych pomieszczeń w zależności od przyjęcia stałego lub zmiennego profilu występowania wewnętrznych zysków ciepła. Jeżeli jednak dla budynków mieszkalnych różnice te były niewielkie (brak zysków ciepła pochodzących od ludzi w ciągu dnia rekompensowały zyski ciepła od nasłonecznienia), to dla budynków biurowych, zwłaszcza w skrajnych miesiącach sezonu grzewczego, różnice te były już widoczne (rys. 5.28). Średnie miesięczne zapotrzebowanie na ciepło w tych miesiącach przy uwzględnieniu czasowego profilu występowania zysków było nawet dla pomieszczeń o orientacji południowej lub zachodniej o 50% większe niż przy przyjęciu stałej wartości strumienia ciepła pochodzącego od źródeł wewnętrznych (rys. 5.29).

W analizowanym przypadku orientacja pomieszczenia nie wpływa na wynik obliczeń w miesiącach zimowych (od listopada do lutego), uwidacznia się natomiast w pozostałych miesiącach sezonu grzewczego, a zwłaszcza w miesiącach skrajnych. Przyjmowanie stałych profili występowania (czyli wskaźnikowych podawanych przez normy) skutkuje więc zaniżeniem zapotrzebowania ciepła na cele grzewcze budynku dla okresu jesienno-wiosennego (rys. 5.28).



Rys. 5.28.

Porównanie bilansów cieplnych analizowanych pomieszczeń biurowych dla stałych i zmiennych profili występowania zysków wewnętrznych



Rys. 5.29.

Względny wzrost zapotrzebowania ciepła (w stosunku do obliczeń z przyjętym stałym profilem użytkowania pomieszczenia) dla pomieszczeń biurowych o różnej orientacji w skrajnych miesiącach sezonu grzewczego

Wnioski

Przeprowadzone badania i analizy profili czasowych zmienności występowania wewnętrznych źródeł ciepła pozwalają na sformułowanie następujących wniosków:

- otrzymane w wyniku obserwacji, badań in situ oraz obróbki statystycznej przebiegi czasowe występowania wewnętrznych źródeł ciepła (ludzie, oświetlenie, wyposażenie pomieszczeń) potwierdziły dynamiczny charakter zmian tych składników bilansu cieplnego (Lubina 2004),
- strumienie emitowane przez ludzi oraz wyposażenie biur dla badanych przypadków osiągają wartości od 300 do 650 W. Podobne wielkości zysków ciepła występują w analizowanych mieszkaniach,
- opracowane i prezentowane profile czasowe przebywania ludzi, użytkowania pomieszczeń oraz urządzeń je wyposażających mogą stanowić podstawę obliczeń zmienności bytowych zysków ciepła dla symulacji obciążeń cieplnych pomieszczeń mieszkalnych i biurowych za pomocą dynamicznych programów służących do analizy stanów eksploatacyjnych ogrzewań niestacjonarnych.,

Wnioski ogólne płynące z badań dotyczących analizy wpływu wewnętrznych zysków ciepła na bilanse cieplne analizowanych pomieszczeń można przedstawić w kilku punktach:

- wewnętrzne zyski ciepła stanowią od 13% do 24% bilansu strat cieplnych analizowanych budynków mieszkalnych (o niskiej izolacyjności zewnętrznej powłoki budynku), a dla budynków biurowych od 22 do 36%,
- średnia sprawność wykorzystania zysków ciepła waha się na poziomie 0,70-0,97 w zależności od miesiąca sezonu grzewczego i funkcji pomieszczenia (dominujący jest tu jednak udział zysków od nasłonecznienia),
- występują różnice (zwłaszcza w skrajnych miesiącach sezonu grzewczego) w całkowitym bilansie cieplnym analizowanych pomieszczeń czy mieszkań w zależności od przyjęcia stałego lub zmiennego profilu występowania wewnętrznych zysków ciepła (dotyczy to głównie budynków biurowych),
- przyjmowanie stałych (czyli średnich w okresie doby) wartości zysków ciepła od źródeł bytowych skutkuje zaniżeniem zapotrzebowania ciepła na cele grzewcze budynku biurowego,

- w przypadku budynków mieszkalnych znajomość profili czasowych przebywania ludzi w pomieszczeniach i użytkowania tych pomieszczeń nie jest tak istotna przy symulacji obciążeń cieplnych w dłuższych przedziałach czasowych, znajomość profilu przebywania ludzi wzrasta w przypadku symulacji dynamicznych poszczególnych pomieszczeń lub krótszych przedziałach czasowych (np. 24 godz.).

5.5. ROZLICZANIE INDYWIDUALNYCH KOSZTÓW OGRZEWANIA W WIELORODZINNYCH BUDYNKACH MIESZKALNYCH*

Termomodernizacja budynków jest dziś podstawową drogą racjonalizacji zużycia energii w Polsce i ze względu na skalę zastosowania ma ogromne znaczenie dla poprawy obecnego stanu gospodarki państwa. Niezbędnym warunkiem zmniejszenia energochłonności procesu ogrzewania wielorodzinnego budynku mieszkalnego jest stosowanie systemu opłat za ogrzewanie, mających ścisły związek z energią zużytą. Wymaga to wyposażenia układów ogrzewania w urządzenia pomiarowe oraz stosowania systemu indywidualnych rozliczeń kosztów ogrzewania, co wchodzi w zakres niezbędnych działań w trakcie prowadzonych termomodernizacji budynków, zgodnie z aktualnymi wymaganiami (Rozporządzenie 2002). Jest to równocześnie przedsięwzięcie wysoce rentowne, dające oszczędności energii 10 do 20 %.

Ze względów technicznych, eksploatacyjnych i ekonomicznych, powszechnie stosowany w Polsce system indywidualnych rozliczeń kosztów ogrzewania bazuje na pomiarze za pomocą ciepłomierza sumarycznej ilości energii pobieranej na cele ogrzewania budynku w sezonie grzewczym i określeniu jej kosztu, oraz na wykorzystaniu podzielników do podziału tego kosztu na poszczególne lokale użytkujące wspólną instalację centralnego ogrzewania. Dla powiązania wskazań podzielników z rzeczywistym zużyciem energii w poszczególnych mieszkaniach w sezonie grzewczym stosuje się algorytmy obliczeniowe oparte na normach (PN-EN 834:1999) lub (PN-EN 835:1999), w których zakłada się ustalony stan warunków cieplnych w pomieszczeniu oraz ustalony stan charakterystyki cieplnego sprzężenia układu grzejnik - podzielnik.

Ponad dziesięcioletnie doświadczenia ze stosowania w Polsce systemów rozliczeniowych, będących zasadniczo powieleniem systemów zachodnich, wskazują na to, że specyficzne uwarunkowania krajowe, tworzące zmienne stany eksploatacyjne w instalacjach centralnego ogrzewania w sezonie grzewczym, są powodem występowania odchyleń parametrów zakładanych w ww. normach i rzutują na podział kosztów ogrzewania. Jest to wynikiem zarówno stosowanych w kraju metod projektowania instalacji centralnego ogrzewania, jak również postępujących z czasem zmian w strukturze budynku, które nie znajdują odzwierciedlenia w strukturze instalacji (np. wskutek wycinkowej termomodernizacji).

Celem poznawczym wykonanej pracy była identyfikacja i analiza wielkości zakłóceń charakterystycznych dla wielorodzinnego budownictwa mieszkaniowego w Polsce występujących w instalacji centralnego ogrzewania i badanie charakterystyki cieplnego sprzężenia grzejnika i podzielnika w typowych warunkach cieplno-przepływowych.

Celem użytkarnym wykonanej pracy było wypracowanie metody poprawy korelacji pomiędzy wskazaniem cieczowego podzielnika kosztów, a ilością energii oddawanej przez grzejnik na którym podzielnik jest zainstalowany, dającej się łatwo zastosować w algorytmach obliczeniowych, zarówno w dotychczasowych, jak i nowych systemach rozliczeniowych.

* autorzy: **Halina Ciuman, Cezary Kolasa i Zbigniew Popiołek**
Politechnika Śląska, Katedra Ogrzewnictwa, Wentylacji i Techniki Odpylania
redakcja: Cezary Kolasa

Główne wyniki osiągnięto w rozprawie doktorskiej Haliny Ciuman (2000) oraz w projekcie badawczym KBN nr T07G 013 15 (Kolasa i in. 2001).

Dla realizacji postawionych celów niezbędna była budowa laboratorium badawczego do badań grzejników i podzielników kosztów, umożliwiającego przeprowadzenie eksperymentu laboratoryjnego w warunkach podobnych do rzeczywistych warunków funkcjonowania grzejników i podzielników w budynku mieszkalnym wielorodzinnym.

Podzielnik kosztów jako element systemu rozliczeniowego

Podzielnik kosztów nie jest urządzeniem pomiarowym, ale wraz z grzejnikiem, na którym jest zamontowany stanowią układ pomiarowy, w którym wskazanie podzielnika jest zależne od sumarycznej ilości ciepła przekazanego z grzejnika do pomieszczenia. Przypadający na mieszkanie koszt ogrzewania jest częścią kosztu ogrzewania budynku, proporcjonalną do udziału skorygowanych wskazań podzielników w danym mieszkaniu, do odpowiedniej sumy w całym obiekcie.

Korelacja wskazania podzielnika cieczowego i ilości ciepła przekazanego przez grzejnik do pomieszczenia w okresie rozliczeniowym jest możliwa poprzez powiązanie charakterystyki cieplnego sprzężenia układu grzejnik–podzielnik z charakterystyką parowania płynu pomiarowego i charakterystyką cieplną grzejnika.

Charakterystyka cieplna grzejnika w warunkach ustalonych

Jest to zależność pomiędzy temperaturami zasilania i powrotu wody grzejnej w grzejniku, a strumieniem ciepła oddawanego przez grzejnik (w powiązaniu z temperaturą powietrza w pomieszczeniu), którą można wyrazić wykorzystując tzw. równanie potęgowe grzejnika:

$$\dot{Q} = \dot{Q}_o \cdot \left(\frac{\Delta t_m}{\Delta t_{mo}} \right)^n = C \cdot \Delta t_m^n \quad (5.4)$$

gdzie:

Δt_m - średnia logarytmiczna różnica temperatury wody grzejnej i powietrza w pomieszczeniu, według wzoru:

$$\Delta t_m = \frac{t_1 - t_2}{\ln \left(\frac{t_1 - t_i}{t_2 - t_i} \right)} \quad (5.5)$$

t_1 - temperatura wody zasilającej grzejnik,

t_2 - temperatura wody powracającej z grzejnika,

t_i - temperatura powietrza w pomieszczeniu,

t_m - średnia temperatura wody grzejnej, według wzoru:

$$t_m = \Delta t_m + t_i \quad (5.5)$$

n - wykładnik charakterystyki cieplnej grzejnika, zależny od typu grzejnika,

C - stała charakterystyczna dla danego grzejnika (zależna od powierzchni ogrzewalnej oraz współczynnika przenikania ciepła grzejnika).

indeks „o” – odnosi się do warunków nominalnych ($t_1/t_2/t_i = 90/70/20$ °C).

Moc cieplna grzejnika, unormowana względem nominalnej, nazywana jest współczynnikiem obciążenia grzejnika φ :

$$\varphi = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_o} = \dot{Q}^* \quad (5.6)$$

Dla określenia mocy cieplnej grzejnika w warunkach ustalonych wykorzystuje się również bilans cieplny grzejnika po stronie wody grzejnej, otrzymując następujące równanie:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_w \cdot (t_1 - t_2) \quad (5.7)$$

gdzie:

\dot{m} - strumień masy wody grzejnej,

c_w - ciepło właściwe wody (przy założeniu $c_w = \text{idem}$).

Równanie (5.8) umożliwia obliczenie strumienia masy wody grzejnej \dot{m} lub unormowanego strumienia $\dot{m}^* = \dot{m}/\dot{m}_o$ na podstawie znanych parametrów: \dot{Q} , n , t_1 i t_i oraz obliczonej z równań (5.4) i (5.5) temperatury t_2 .

Z równań (5.4) i (5.8) wynika, że t_1 , \dot{m} i t_i można uznać za zmienne sterujące procesu przekazywania ciepła przez grzejnik do pomieszczenia, a tym samym tworzących określony stan eksploatacyjny grzejnika, charakteryzujący się odpowiednią wartością średniej temperatury wody grzejnej t_m .

Charakterystyka cieplnego sprzężenia układu grzejnik-podzielnik

W przypadku podzielników cieczowych jest to zależność pomiędzy temperaturą płynu pomiarowego, a średnią temperaturą wody grzejnej w grzejniku, której miarą jest tzw. współczynnik sprzężenia termicznego C_T (PN-EN 835:1999):

$$C_T = \frac{t_m - t_F}{t_m - t_i} = 1 - \frac{\Delta t_F}{\Delta t_m} \quad (5.8)$$

gdzie:

t_m - średnia temperatura wody grzejnej, według wzoru 5.6,

t_F - temperatura płynu pomiarowego,

$\Delta t_F = t_F - t_i$ oznacza nadwyżkę temperatury płynu pomiarowego ponad temperaturę powietrza w pomieszczeniu.

Zgodnie z normą (PN-EN 835:1999), wartość współczynnika sprzężenia termicznego c_t należy wyznaczać laboratoryjnie w warunkach określanych jako „stan podstawowy”:

- zasilanie grzejnika górną,
- średnia temperatura wody grzejnej $t_m = 50 \div 65$ °C,
- temperatura powietrza (odniesienia) $t_i = (20 \pm 2)$ °C, którą należy mierzyć w klimatycznie stabilnej komorze badawczej na wysokości 0,75 m nad podłogą w odległości 1,5 m przed powierzchnią grzejnika,
- strumień masy wody grzejnej przy $t_1/t_2/t_i = 90/70/20$ °C.

Wartość współczynnika sprzężenia termicznego C_T jest więc określana dla zadanego układu temperatur $t_1/t_2/t_i$ oraz dla nominalnego strumienia masy wody grzejnej \dot{m}_o .

W systemach rozliczeniowych kosztów ogrzewania przyjmuje się, zgodnie z normą, że wartość określonego laboratoryjnie współczynnika sprzężenia termicznego jest wielkością stałą.

Charakterystyka parowania płynu pomiarowego

Charakterystyka parowania płynu pomiarowego w podzielniku jest to zależność pomiędzy szybkością parowania płynu pomiarowego w podzielniku, a jego temperaturą, wyrażona wzorem:

$$\dot{h}_x = C_1 \cdot \frac{T_F^{0,81}}{\rho} \cdot \ln \frac{p_b}{p_b - p_s} \quad (5.9)$$

gdzie:

T_F - temperatura płynu pomiarowego, K,

p_b - ciśnienie barometryczne, hPa,

p_s - ciśnienie nasycenia par płynu w temperaturze t_F , hPa,

ρ - gęstość płynu pomiarowego w temperaturze t_F ,

C_1 - stała zależna od właściwości płynu pomiarowego i wymiarów ampułki.

Wskazanie podzielnika kosztów miarą ilości ciepła oddawanego przez grzejnik

W algorytmach rozliczeniowych kosztów ogrzewania zakłada się, że wskazania podzielnika są proporcjonalne do ilości energii przekazanej przez grzejnik do pomieszczenia w sezonie grzewczym.

Wskazanie podzielnika w , czyli zmiana ilości płynu pomiarowego w ampułce podzielnika w okresie rozliczeniowym „ τ_r ”, wyrażona w jednostkach długości skali, odpowiada całce z szybkości parowania płynu pomiarowego w okresie rozliczeniowym:

$$W = \int_{\tau=0}^{\tau=\tau_r} \dot{h}_x \cdot d\tau \quad (5.10)$$

Wykorzystując zależność (5.8), moc cieplną grzejnika wyrażoną wzorem (5.4) można przekształcić do następującej postaci:

$$\dot{Q} = C \cdot \left(\frac{\Delta t_F}{1 - C_T} \right)^n \quad (5.11)$$

Ilość ciepła przekazanego z grzejnika do pomieszczenia w sezonie grzewczym odpowiada całce z mocy cieplnej grzejnika w okresie „ τ_g ”:

$$Q = \int_{\tau=0}^{\tau=\tau_g} \dot{Q} \cdot d\tau = \frac{C}{(1 - C_T)^n} \cdot \int_{\tau=0}^{\tau=\tau_g} [\Delta t_F(\tau)]^n d\tau \quad (5.12)$$

Wzór powyższy jest słuszny tylko przy, zgodnym z wymaganiami normy (PN-EN 835:1999), założeniu stałej wartości współczynnika C_T w okresie rozliczeniowym.

Rzeczywiste warunki pracy instalacji centralnego ogrzewania i ich wpływ na podział kosztów ogrzewania

Aby podział kosztów ogrzewania przy zastosowaniu podzielników kosztów przeprowadzony był właściwie, konieczna jest dobra korelacja pomiędzy wskazaniem podzielnika, a ilością ciepła oddawanego przez grzejnik, na którym jest zamontowany. Powinny być zatem uwzględnione rzeczywiste, zmienne warunki cieplne i przepływowe, jakie występują w instalacji c.o. w okresie rozliczeniowym. Bez znajomości rzeczywistych warunków pracy grzejników w poszczególnych pomieszczeniach i mieszkaniach, wdrażanie systemu rozliczania kosztów na podstawie podzielników zawsze będzie się wiązało z niebezpieczeństwem błędnego podziału kosztów ogrzewania. Rzeczywiste warunki funkcjonowania grzejników odbiegają zwykle od założeń systemu podziału kosztów, które w normie (PN-EN 835:1999) określane są jako „stan podstawowy”.

Instalacje centralnego ogrzewania w budownictwie mieszkalnym wielorodzinnym w przeważającej części sezonu grzewczego pracują przy zdławionych strumieniach masy wody grzejnej, ze względu na coraz częściej występujące przewymiarowanie mocy nominalnej grzejników, w stosunku do rzeczywistych potrzeb energetycznych ogrzewanych pomieszczeń. Może to wynikać z dużego i zróżnicowanego przewymiarowania powierzchni ogrzewalnej grzejników wskutek przeprowadzonej termomodernizacji budynku bez zmiany wielkości grzejników, lub z niewłaściwego i nie dostosowanego do charakterystyki cieplnej pomieszczenia programu regulacji jakościowej.

Analiza pionowego profilu temperatury wody grzejnej w grzejniku

Dławienie strumienia masy wody grzejnej w grzejniku powoduje zmianę pionowego profilu temperatury wody grzejnej w grzejniku (oraz temperatury powierzchni grzejnika), a co za tym idzie, również zmianę warunków pracy podzielnika na grzejniku.

Dla określenia skali tego zjawiska, przeanalizowano rozkład temperatury wody grzejnej t_w w grzejniku i miejsce występowania średniej temperatury t_m , przy uwzględnieniu zmian strumienia masy wody grzejnej w grzejniku (w zakresie $\dot{m}^* = \dot{m}/\dot{m}_0 = 1 \div 0.1$) oraz współczynnika obciążenia cieplnego pomieszczenia φ_{pom} wyrażonego wzorem:

$$\varphi_{pom} = \frac{t_i - t_{e,x}}{t_i - t_{e,o}} \quad (5.13)$$

co zilustrowano wykresami przedstawionymi na rysunku 5.29. Wykresy rozkładu temperatury wody grzejnej t_w w grzejniku sporządzono według następującego równania (Ciuman 2000):

$$t_w = t_i + (t_1 - t_i) \cdot \exp\left(\frac{h}{h_g} \cdot \ln \frac{t_2 - t_i}{t_1 - t_i}\right) \quad (5.14)$$

dla ogrzewania o parametrach nominalnych 90/70 °C, w którym wartości temperatur t_1 i t_2 obliczono na podstawie równań (5.4), (5.5) i (5.8). Ponadto przedstawiono miejsce występowania średniej wartości temperatury wody grzejnej w grzejniku (krzywa t_m), wykorzystując w tym celu następujące równanie (Ciuman 2000):

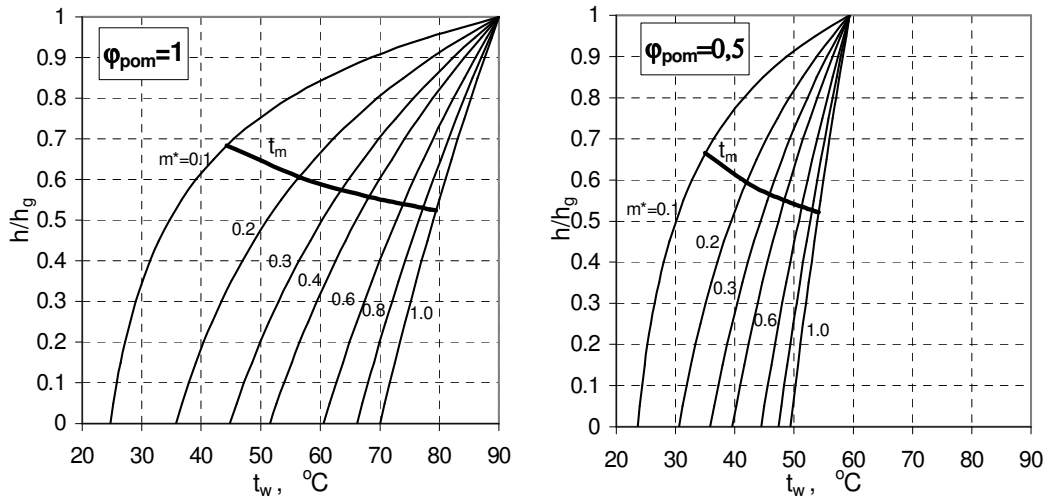
$$z_m = 1 - \frac{h_m}{h_g} = 1 + \frac{\Delta t_m}{t_1 - t_2} \cdot \ln \frac{\Delta t_m}{t_1 - t_i} \quad (5.15)$$

gdzie:

h_g - wysokość grzejnika,

h - współrzędna wysokości grzejnika,

h_m - współrzędna występowania średniej temperatury wody grzejnej.



Rys. 5.30.

Wpływ redukcji strumienia masy wody grzejnej na rozkład temperatury wody grzejnej t_w i miejsce występowania średniej temperatury wody grzejnej t_m w grzejniku centralnego ogrzewania, dla współczynnika obciążenia cieplnego pomieszczenia $\varphi_{pom} = 1$ oraz $\varphi_{pom} = 0,5$ (Ciuman 2000)

Z rysunku 5.30 wynika, że liniowy rozkład temperatury wody grzejnej występuje wyłącznie przy nominalnym strumieniu masy wody \dot{m}_o . Wówczas miejsce geometryczne średniej temperatury wody grzejnej znajduje się na wysokości nieco powyżej połowy wysokości grzejnika. W rzeczywistych stanach pracy grzejnika, tzn. przy różnym jego obciążeniu cieplnym w sezonie grzewczym, oraz przy zmiennym strumieniu masy wody w grzejniku, rozkład temperatury odbiega od liniowego tym bardziej, im większe występuje dławienie strumienia masy wody. Temu zjawisku towarzyszy zmiana położenia średniej wartości temperatury wody w grzejniku, podnosząc się w górę grzejnika tym bardziej, im większe jest dławienie strumienia masy wody grzejnej (krzywa t_m).

Wywołuje to również zmianę współczynnika sprzężenia termicznego C_T i błąd wskazania podzielnika, a w samych rozliczeniach kosztów ogrzewania powoduje użycie współczynników oceny nie odpowiadających stanowi rzeczywistości. Jeżeli zjawisko to występuje z różnym nasileniem w poszczególnych pomieszczeniach obszaru rozliczeń, to może doprowadzić do niewłaściwego podziału kosztów ogrzewania.

Analiza warunków pracy grzejnika w sezonie grzewczym

Dla zobrazowania funkcjonowania grzejnika w trakcie całego sezonu grzewczego wykonano symulacje komputerowe, w których przyjęto następujące założenia:

- temperaturę powietrza zewnętrznego t_e (w odstępach 1 godz., w których założono $t_e = idem$), wygenerowaną przy pomocy programu TRNSYS,
- okres trwania sezonu grzewczego: 1 październik – 1 maj (roku następnego),
- obliczeniowe parametry pracy instalacji c.o.: $t_1/t_2/t_i = 90/70/20$ °C,
- grzejnik członowy typu T-1 ($n = 1,275$).

Analizowano dwa typowe przypadki pracy grzejnika ze zredukowanym strumieniem masy wody grzejnej w stosunku do strumienia nominalnego (Ciuman 2000).

Przypadek I uwzględniał niedostosowanie wielkości (przewymiarowanie) grzejnika do potrzeb ogrzewanego pomieszczenia, dla współczynnika wykorzystania mocy cieplnej grzejnika $\psi = 1$ (grzejnik nie przewymiarowany), oraz $\psi = 0,75$ i $0,5$, określonego według wzoru:

$$\psi = \frac{\dot{Q}_{c,o}}{\dot{Q}_o} \quad (5.16)$$

gdzie:

$\dot{Q}_{c,o}$ - obliczeniowe zapotrzebowanie na ciepło pomieszczenia,

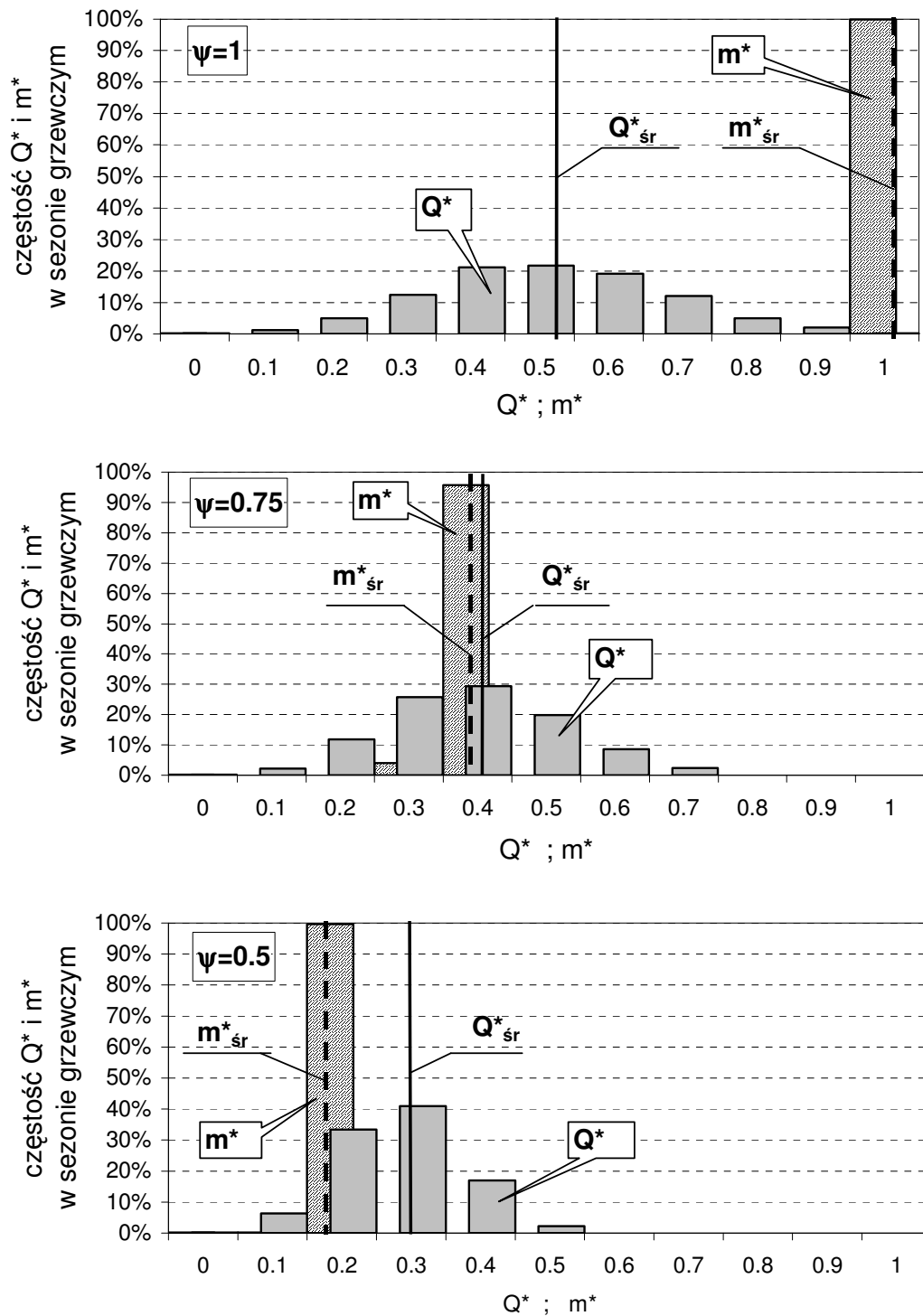
\dot{Q}_o - nominalna moc cieplna grzejnika.

Wyniki analizy zilustrowano wykresami na rysunkach 5.31 i 5.32. Na rysunku 5.31 przedstawiono histogramy częstości występowania w sezonie grzewczym względnej mocy cieplnej grzejnika \dot{Q}^* oraz względnego strumienia masy wody grzejnej \dot{m}^* . Z analizy wynika, że przewymiarowaniu grzejnika towarzyszy znaczne w całym sezonie grzewczym, zależne od współczynnika wykorzystania mocy cieplnej grzejnika ψ , dławienie strumienia masy wody grzejnej.

Wpływ przewymiarowania grzejnika uwidacznia się ponadto w częstości występowania względnej mocy cieplnej grzejnika \dot{Q}^* i jej wartości średniej \dot{Q}_{sr}^* , która obniża się w miarę zmniejszania się współczynnika ψ .

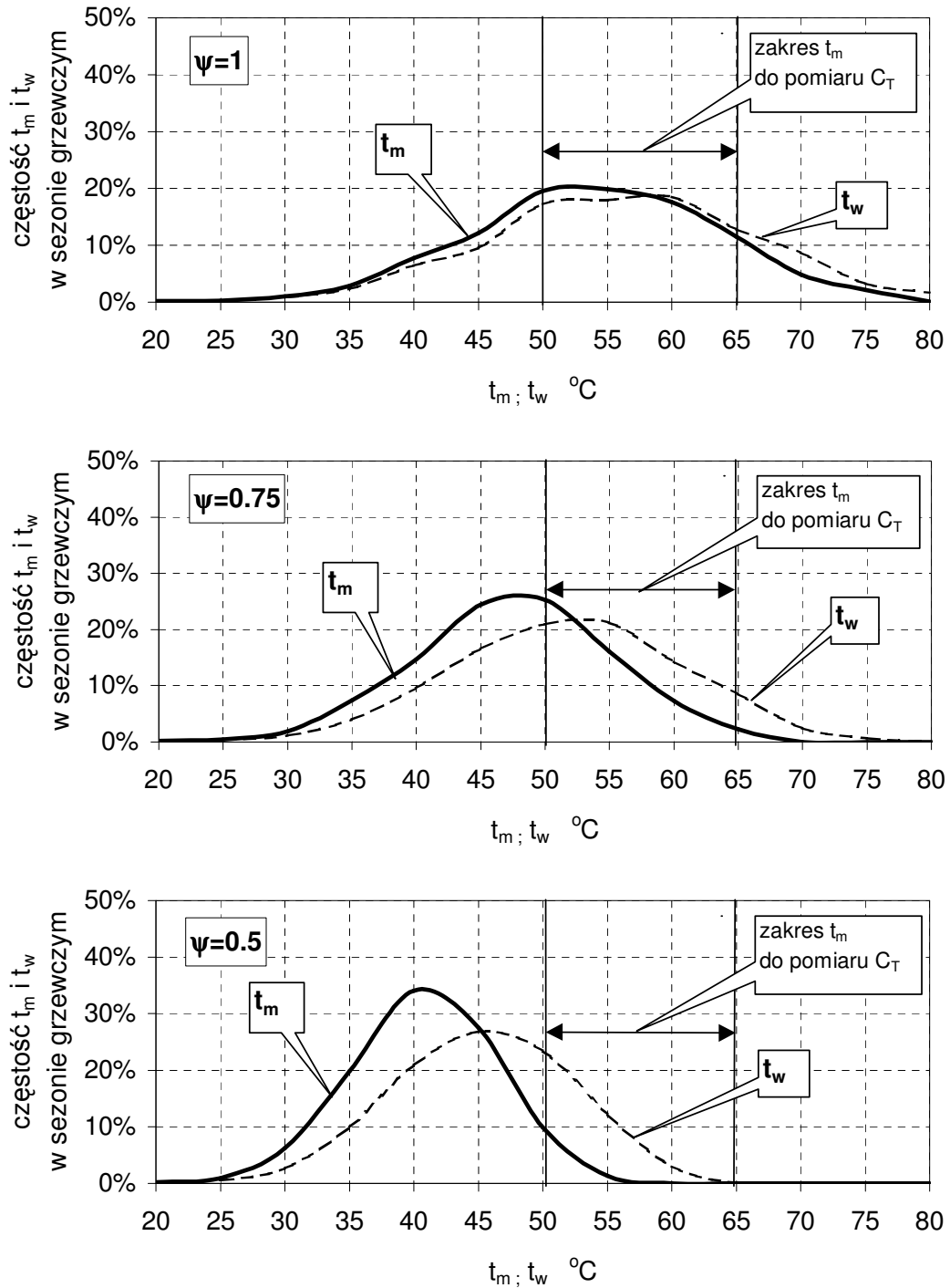
Na rysunku 5.32 przedstawiono histogramy częstości występowania w sezonie grzewczym określonych wartości średniej temperatury wody grzejnej t_m w rozpatrywanych grzejnikach oraz temperatury wody grzejnej t_w na wysokości montażu podzielnika $h = 0,75 h_g$.

Z analizy wynika, że przebieg zmian temperatur t_m i t_w , oraz częstość ich występowania w trakcie sezonu grzewczego nie pokrywają się ze sobą, co przy stosowanej obecnie metodzie rozliczeń z wykorzystaniem wartości średniej temperatury wody grzejnej t_m , a nie temperatury wody grzejnej t_w na wysokości montażu podzielnika, jest źródłem błędów w podziale kosztów ogrzewania. Ponadto, dla przewymiarowanych grzejników, widoczne jest przesunięcie wymaganego przez normę (PN-EN 835:1999) zakresu średniej wartości temperatury t_m , przy której należy badać współczynnik sprzężenia termicznego C_T podzielników wyparnych w stosunku do najczęściej występującej wartości t_m w sezonie grzewczym.



Rys. 5.31.

Histogramy częstości występowania w sezonie grzewczym względnej mocy cieplnej grzejnika \dot{Q}^* oraz względnego strumienia masy wody grzejnej \dot{m}^* , przy różnym współczynniku ψ (Ciuman 2000)



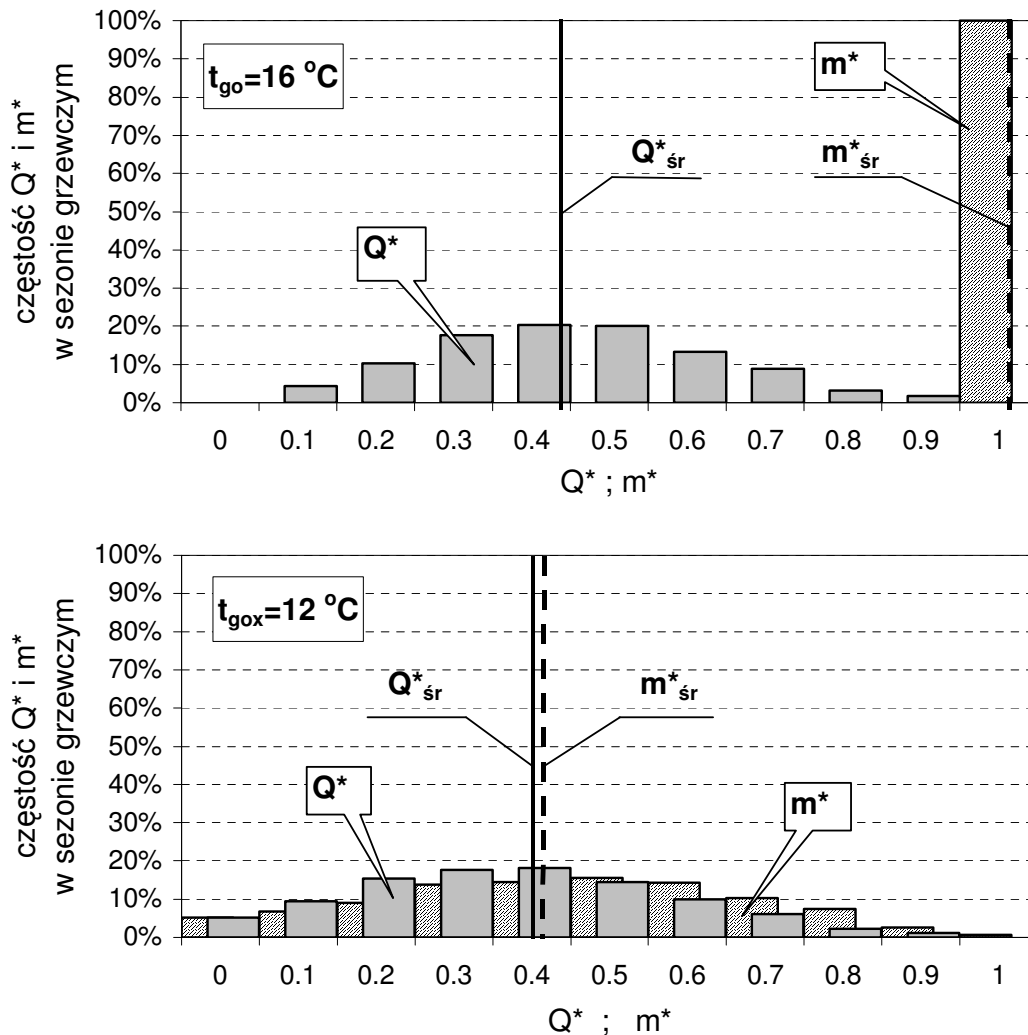
Rys. 5.32.

Histogramy częstości występowania w sezonie grzewczym w grzejniku c.o. określonych wartości średniej temperatury wody grzejnej t_m oraz temperatury wody grzejnej t_w na wysokości montażu podzielnika $h=0,75h_g$, przy różnym współczynniku ψ (Ciuman 2000)

Przypadek II uwzględniał niedostosowanie programu regulacji jakościowej do potrzeb ogrzewanego pomieszczenia (praca grzejnika przy zawyżonej temperaturze zasilania).

Jako pomieszczenie odniesienia przyjęto pomieszczenie o temperaturze granicy ogrzewania $t_{go} = 16 \text{ }^\circ\text{C}$, według którego jest prowadzona regulacja jakościowa instalacji c.o. w budynku. W pomieszczeniu analizowanym założono $t_{gox} = 12 \text{ }^\circ\text{C}$.

Wyniki analizy zilustrowano wykresami na rysunkach 5.33 i 5.34.



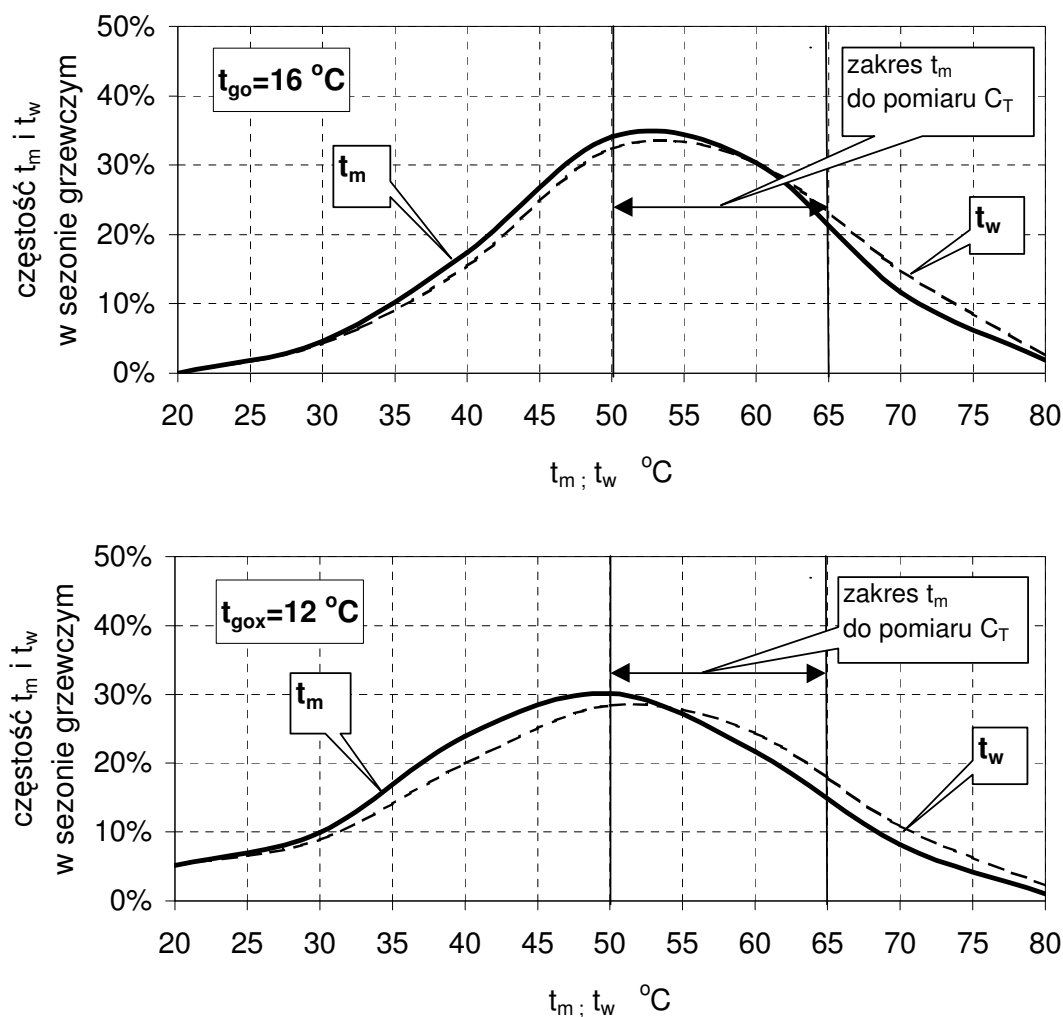
Rys. 5.33.

Histogramy częstości występowania w sezonie grzewczym względnej mocy cieplnej grzejnika Q^ oraz względnego strumienia masy wody grzejnej m^* , przy różnej temperaturze t_{go} (Ciuman 2000)*

Z analizy wynika, że niedopasowanie programu regulacji jakościowej (wobec różnej temperatury granicy ogrzewania) objawia się zarówno w zmianie histogramu częstości występowania Q^* , jak i m^* (rys. 5.33). W grzejniku pracującym przy zawyżonej temperaturze zasilania widoczne jest silne dławienie strumienia masy wody grzejnej realizowane przez grzejnikowy zawór termostatyczny. Strumień ten ma swój rozkład częstości występowania ściśle powiązany z przebiegiem zmian temperatury powietrza zewnętrznego t_e .

Histogramy częstości występowania w sezonie grzewczym określonych wartości średniej temperatury wody grzejnej t_m w rozpatrywanych grzejnikach oraz temperatury

wody grzejnej t_w na wysokości montażu podzielnika $h = 0,75 h_g$ (rys. 5.34) wskazują na takie rozbieżności, jakie stwierdzono w analizie przypadku I.



Rys. 5.34.

Histogramy częstości występowania w sezonie grzewczym w grzejniku c.o. określonych wartości średniej temperatury wody grzejnej t_m oraz temperatury wody grzejnej t_w na wysokości montażu podzielnika $h = 0,75 h_g$, przy różnej temperaturze granicy ogrzewania t_{go} (Ciuman 2000)

Przeprowadzone analizy dowodzą tego, że rzeczywiste warunki pracy grzejnika i podzielnika kosztów w sezonie grzewczym mogą powodować zmianę współczynnika sprężenia termicznego C_T w stosunku do określonej w stanie podstawowym (PN-EN 835:1999), co nie gwarantuje poprawności rozliczeń kosztów ogrzewania.

Ocena ilościowego wpływu tego zjawiska dla rzeczywistego układu wymiany ciepła: grzejnik – podzielnik – pomieszczenie nie jest możliwa na drodze analitycznej. W tym celu konieczne było przeprowadzenie badań eksperymentalnych.

Badanie charakterystyki cieplnego sprzężenia grzejnika i podzielnika w typowych warunkach cieplno-przepływowych

Warunki, w których należy wykonywać badania eksperymentalne podzielników kosztów nie są dokładnie sprecyzowane w normie (PN-EN 835:1999). Określono w niej jedynie, że badania wartości współczynnika sprzężenia termicznego C_T powinny być prowadzone w warunkach ustalonych dla stanu podstawowego, natomiast nie podano wymagań badawczych odnośnie miejsca przeprowadzania badań i wyposażenia laboratorium.

W ramach niniejszej pracy badania eksperymentalne współczynnika sprzężenia termicznego C_T przeprowadzono w komorze badawczej typu otwartego oraz w komorze badawczej typu zamkniętego, w której możliwe jest symulowanie i dokładna kontrola warunkach cieplnych, zbliżonych do przeciętnych w budownictwie mieszkaniowym wielorodzinnym.

Badania współczynnika sprzężenia termicznego C_T wykonywano w warunkach zgodnych z normą (PN-EN 835:1999) dla stanu podstawowego, oraz w zadanych warunkach cieplno-przepływowych, charakterystycznych dla pracy grzejnika przy zdławionym strumieniu masy wody grzejnej.

Jak wykazały przeprowadzone badania laboratoryjne (Ciuman 2000), współczynnik C_T zależy od strumienia masy wody w grzejniku \dot{m} , od temperatury zasilania grzejnika t_I i wysokości montażu podzielnika na grzejniku. Dla wszystkich badanych par grzejnik–podzielnik stwierdzono, że współczynnik C_T maleje w miarę zmniejszania się strumienia masy wody grzejnej oraz w niewielkim stopniu zależy od temperatury zasilania grzejnika t_I .

Współczynnik sprzężenia termicznego C_T nie jest więc wielkością stałą i zależy od warunków cieplno-przepływowych w grzejniku centralnego ogrzewania i jego otoczeniu. Wobec tego, przyjmowanie w algorytmach podziału kosztów ogrzewania założenia $C_T = idem$, powoduje złą korelację pomiędzy wskazaniem podzielnika, a sumaryczną w sezonie grzewczym ilością ciepła oddawanego przez grzejnik do pomieszczenia i nie gwarantuje poprawności rozliczeń kosztów ogrzewania.

Możliwość poprawy korelacji pomiędzy wskazaniem podzielnika, a ilością ciepła oddawanego przez grzejnik

Jak wykazały przeprowadzone analizy teoretyczne oraz badania laboratoryjne (Ciuman 2000), rzeczywiste warunki pracy grzejników powodują, że wartości współczynnika sprzężenia termicznego C_T w obrębie budynku dla tych samych par grzejnik–podzielnik mogą się znacznie różnić. Zatem, dla potrzeb poprawy korelacji pomiędzy wskazaniem podzielnika, a ilością ciepła oddawanego przez grzejnik konieczne jest ustalenie funkcji $C_T = f(\dot{m})$ oraz wprowadzenie współczynnika C_T jako zmiennej, a nie parametru do algorytmów rozliczeniowych.

W dalszych analizach, do wyrażenia związku, jaki zachodzi w warunkach ustalonego ruchu ciepła pomiędzy szybkością parowania płynu pomiarowego cieczowego podzielnika kosztów, a mocą cieplną grzejnika, wprowadzono w miejsce współczynnika sprzężenia termicznego C_T nowy simpleks temperaturowy S_f , określony następującym wzorem:

$$S_f = \frac{t_w - t_F}{t_w - t_i} \quad (5.17)$$

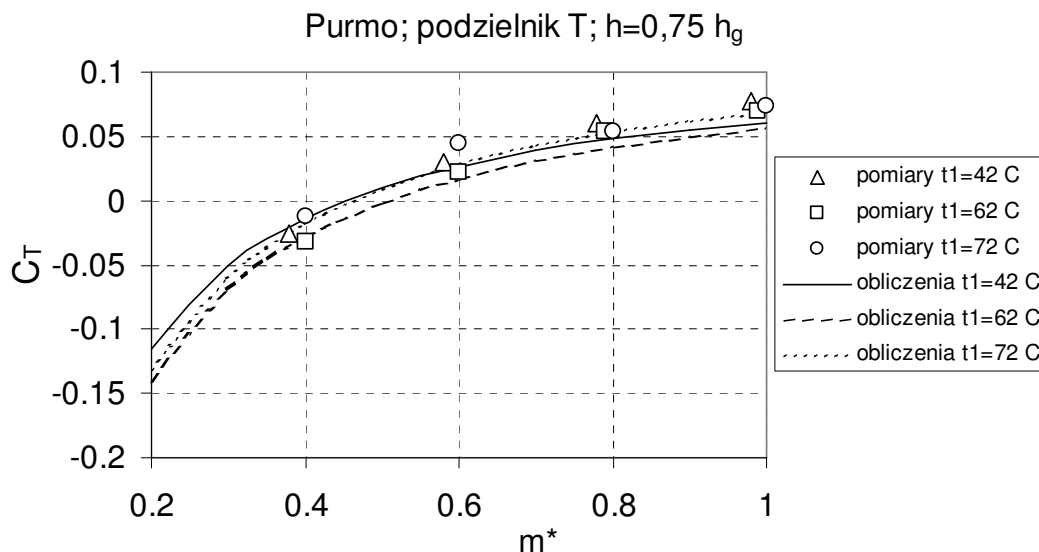
Simpleks temperaturowy S_f , w odróżnieniu od współczynnika C_T , zawiera temperaturę wody grzejnej w grzejniku na wysokości montażu podzielnika t_w , a nie średnią temperaturę wody grzejnej t_m (Ciuman 2000, Ciuman i in. 2001a). Do określania temperatury wody

grzejnej t_w na wysokości montażu podzielnika wykorzystano opracowany i zweryfikowany laboratoryjnie model profilu temperatury wody grzejnej w grzejniku pracującym w układzie zasilania góra – dół, wyrażony wzorem (5.14). Jak wykazały przeprowadzone badania laboratoryjne różnych par grzejnik–podzielnik, simpleks temperaturowy S_f jest stały, niezależnie od warunków pracy grzejnika i podzielnika w sezonie grzewczym, tj. niezależnie od temperatury zasilania grzejnika t_l oraz strumienia masy wody w grzejniku \dot{m} (Ciuman 2000). Postawiono zatem hipotezę badawczą, że simpleks temperaturowy S_f wyraża lepiej cieplne sprzężenie układu grzejnik-podzielnik.

Dla potwierdzenia powyższej hipotezy, ustalony badawczo simpleks temperaturowy S_f wykorzystano do obliczania rzeczywistych wartości współczynnika sprzężenia termicznego C_T , zgodnie ze wzorem :

$$C_T = S_f - \left(\frac{t_w - t_m}{t_m - t_i} \right) \cdot (1 - S_f) \quad (5.18)$$

Poprawność uzyskanych, w drodze obliczeń, wartości współczynnika C_T zweryfikowano poprzez ich porównanie z wynikami badań eksperymentalnych, co przykładowo przedstawiono na rysunku 5.35.



Rys. 5.35.

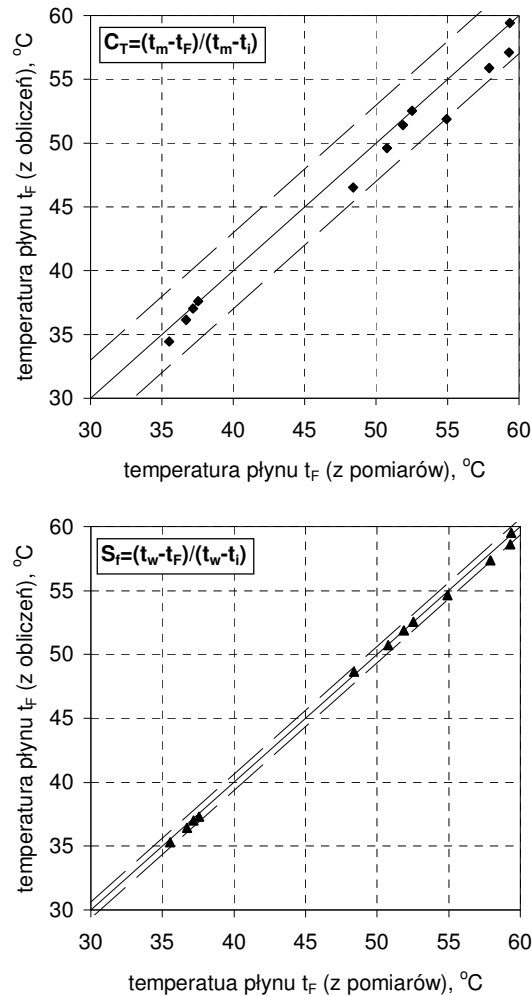
Porównanie wyników obliczeń funkcji $C_T = f(m^*)$ z wynikami badań eksperymentalnych dla grzejnika Purmo i podzielnika T, dla różnych temperatur zasilania grzejnika t_l (Ciuman 2000)

Przy zastosowaniu powyższej metody, przeprowadzono również ocenę poprawności obliczania temperatury płynu pomiarowego t_F w podzielniku, porównując ją z wartościami temperatury uzyskanej na drodze pomiarów (Ciuman 2000, Ciuman i in. 2001b). Pomiar rzeczywistej wartości temperatury płynu pomiarowego t_F wykonywano w różnych stanach cieplno–przepływowych, występujących w grzejniku podczas sezonu grzewczego. Natomiast obliczenie temperatury płynu t_F polegało na wykorzystaniu:

- w pierwszym przypadku - równania definicyjnego współczynnika sprzężenia termicznego C_T (wzór 5.8) i jego wartości określonej laboratoryjnie dla stanu podstawowego (PN-EN 835:1999),

- w drugim przypadku - równania definicyjnego simpleksu temperaturowego S_f (wzór 5.18) i jego wartości określonej laboratoryjnie np. dla stanu podstawowego (PN-EN 835:1999), choć ze względu na stwierdzoną laboratoryjnie (Ciuman 2000) stałość S_f - warunki pomiaru nie muszą odpowiadać stanowi podstawowemu.

Rysunek 5.36 przedstawia porównanie korelacji pomiędzy rzeczywistą temperaturą płynu pomiarowego t_F , a temperaturą obliczaną powyższymi metodami.



Rys. 5.36.

Porównanie korelacji pomiędzy rzeczywistą temperaturą płynu pomiarowego t_F , a temperaturą obliczaną przy zastosowaniu dwóch modeli obliczeniowych, dla grzejnika TA-1 i podzielnika B (Ciuman 2000)

Niepewność przewidywania temperatury płynu pomiarowego w podzielniku w pierwszym przypadku wynosi 3 K, a w drugim zmniejsza się do 0,6 K. Wskazuje to na poprawę korelacji pomiędzy analizowanymi wartościami temperatury płynu pomiarowego t_F po wprowadzeniu modelu obliczeniowego z simpleksem temperaturowym S_f i profilem temperatury t_w wody grzejnej w grzejniku, zamiast stosowanego obecnie współczynnika sprężenia termicznego C_T . Podobną relację uzyskano dla wszystkich badanych par grzejnik–podzielnik.

Wnioski

Na podstawie przeprowadzonych badań laboratoryjnych i analiz teoretycznych wyciągnięto następujące podstawowe wnioski:

1. Wykonane analizy teoretyczne i badania eksperymentalne wykazały, że wartość współczynnika sprzężenia termicznego C_T w rzeczywistych warunkach pracy podzielnika jest zmienna, czyli założenie stałej jego wartości, zgodnie z normą (PN-EN 835:1999), jest niesłuszne.
2. Prezentowana w rozdziale metoda oceny wskazań wyparnych podzielników kosztów ogrzewania pozwala na ustalenie zmiennej, zależnej od warunków pracy grzejnika i podzielnika wartości współczynnika sprzężenia termicznego C_T , co umożliwia przewidywanie temperatury płynu pomiarowego t_F i wskazań podzielnika kosztów ogrzewania w dowolnych warunkach eksploatacyjnych.
3. Model profilu temperatury wody grzejnej w grzejniku t_w i cieplne sprzężenie termiczne wyrażone przy pomocy simpleksu temperaturowego S_f są łatwe do zastosowania w systemach rozliczeń kosztów ogrzewania i pozwalają na podniesienie dokładności rozliczeń.

5.6. ODWZOROWANIE KLIMATU ZEWNĘTRZNEGO W BADANIACH LABORATORYJNYCH GRZEJNIKÓW I PODZIELNIKÓW KOSZTÓW OGRZEWANIA*

Dotychczasowe badania laboratoryjne grzejników i podzielników kosztów ogrzewania prowadzone były w warunkach ustalonych, zgodnie z normami (PN EN 834, PN EN 835). W rzeczywistych instalacjach centralnego ogrzewania występują zmienne warunki pracy układu grzejnik-podzielnik, różniące się od przyjętych w założeniach systemów podziału kosztów (Ciuman *i in.* 2005, Kolasa i Ciuman 1997).

Upowszechnianie i poprawa funkcjonowania istniejących systemów rozliczeń kosztów ogrzewania opartych o nagrzejnikowe podzielniki kosztów, wymaga identyfikacji charakterystyk cieplnych i metrologicznych elementów systemu w warunkach możliwie zbliżonych do rzeczywistych, występujących w okresie sezonu grzewczego. Poza tym, doskonalenie istniejących modeli elementów systemu grzewczego oraz opracowywanie nowych wymaga zgromadzenia danych i weryfikacji doświadczalnej w drodze badań w kontrolowanych warunkach laboratoryjnych, odzwierciedlających warunki występujące w pomieszczeniach mieszkalnych w ciągu sezonu grzewczego w budownictwie wielorodzinnym.

W celu przeprowadzenia kompleksowych, obejmujących pełny sezon grzewczy badań, wykonano i przetestowano specjalistyczne laboratorium badawcze, odwzorowujące proces ogrzewania przeciętnego pomieszczenia w wielorodzinnym budownictwie mieszkaniowym w sezonie grzewczym (Specjał *i in.* 2004).

W badaniach laboratoryjnych prowadzonych w warunkach dynamicznych konieczne jest odwzorowanie czynników klimatu zewnętrznego. Stworzenie zastępczego klimatu zewnętrznego jest jednym z głównych problemów do rozwiązania w laboratorium.

Ponieważ badania grzejników i podzielników kosztów ogrzewania wymagają przeprowadzenia szeregu porównawczych serii pomiarowych, pełny sezon grzewczy musi

* autorzy: **Aleksandra Specjał, Cezary Kolasa i Zbigniew Popiołek**

Politechnika Śląska, Katedra Ogrzewnictwa, Wentylacji i Techniki Odpylania

redakcja: Cezary Kolasa

zostać zastąpiony skróconym zestawem danych klimatycznych. Skrócony sezon grzewczy musi charakteryzować się takimi samymi własnościami dynamicznymi przebiegu temperatury powietrza zewnętrznego jak pełny sezon grzewczy.

Wpływ czynników klimatu zewnętrznego na warunki termiczne w pomieszczeniu ogrzewanym

W największym stopniu na warunki termiczne w pomieszczeniu i zużycie energii wpływają: natężenie promieniowania słonecznego i temperatura powietrza zewnętrznego. Temperatura powietrza zewnętrznego jest silnie skorelowana z natężeniem promieniowania słonecznego, szczególnie w słoneczne dni. Przebiegi zmienności tych dwóch wielkości w dniu bezchmurnym są podobne.

Prędkość i kierunek wiatru w procesach wymiany energii w budynkach mają mniejsze znaczenie, a w procesie tworzenia zestawu danych meteorologicznych wielkościom tym przypisuje się mniejsze wartości współczynników wagowych (Kossecka i in. 2001). Prędkość wiatru te zależy od lokalnych warunków (orientacji budynku, rzeźby otaczającego terenu, wpływu innych budynków lub drzew).

Wilgotność powietrza zewnętrznego i ciśnienie atmosferyczne pozostają praktycznie bez wpływu na potrzeby cieplne budynku w procesie ogrzewania pomieszczeń.

Odwzorowanie czynników klimatu zewnętrznego w laboratorium

Odwzorowanie wszystkich czynników klimatu zewnętrznego w warunkach laboratoryjnych nie jest technicznie możliwe – głównie dotyczy to promieniowania słonecznego. Należy dążyć zatem do poprawnego odwzorowania oddziaływania czynników klimatu zewnętrznego w postaci pól temperatury oraz strumieni energii i masy wymienianych pomiędzy pomieszczeniem badawczym i strefą zewnętrzną. W strefie zewnętrznej należy odwzorować warunki klimatu zewnętrznego w taki sposób, aby zapewnić w pomieszczeniu badawczym warunki termiczne, takie same, jak w pomieszczeniu poddanym działaniu rzeczywistego klimatu. Parametry odwzorowywanego klimatu określone są w oparciu o obliczenia symulacyjne.

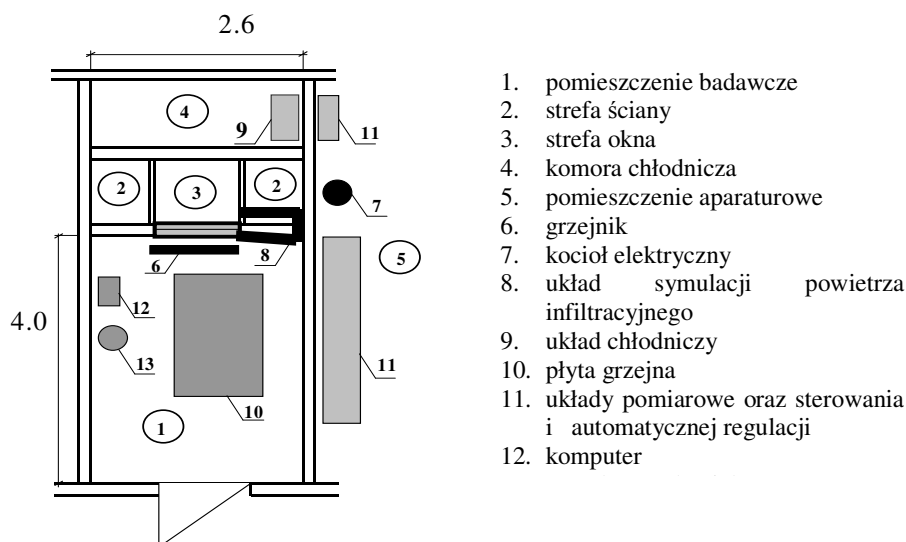
W Katedrze Ogrzewnictwa, Wentylacji i Techniki Odpylania Politechniki Śląskiej wykonano i przetestowano specjalistyczne laboratorium badawcze przeznaczone do badań grzejników i podzielników w warunkach nieustalanej wymiany ciepła w typowym sezonie grzewczym. Schemat funkcjonalny laboratorium przedstawiono na rysunku 5.37

Właściwa komora badawcza (nr 1 – rys. 5.37) odzwierciedla typowe, występujące w budownictwie mieszkaniowym pomieszczenie z jedną ścianą zewnętrzną z typowym oknem drewnianym zespolonym, stosowanym powszechnie w budownictwie.

W laboratorium badawczym wyodrębniono dwie strefy symulacji klimatu zewnętrznego - strefę przylegającą do nieprzezroczystej części przegrody zewnętrznej (*strefę ściany*) (nr 2 – rys. 5.37) i strefę przylegającą do okna (*strefę okna*) (nr 3 – rys. 5.37).

Promieniowanie słoneczne w obu strefach odwzorowywane jest w inny sposób:

- w *strefie ściany* temperatura powietrza jest równa tzw. temperaturze słonecznej, która uwzględnia wartość natężenia promieniowania słonecznego,
- w *strefie okna*, temperatura powietrza jest równa temperaturze wynikającej z danych klimatycznych, a zyski od promieniowania słonecznego odwzorowane są przez płytę grzejną (nr 10 – rys. 5.37) w pomieszczeniu badawczym, odwzorowującą nagrzaną w wyniku promieniowania słonecznego, podłogę.



Rys. 5.37.

Schemat funkcjonalny laboratorium

Temperatura słoneczna i strumień ciepła oddawany przez płytę grzejną określane są w oparciu o obliczenia symulacyjne, przy zastosowaniu programu TRNSYS (TRNSYS 1994).

Płyta grzejna o regulowanej mocy wykonana jest z maty grzejnej ogrzewania podłogowego, pokrytej cienką blachą aluminiową, pomalowaną farbą półmatową. Moc grzewcza płyty została dobrana w oparciu o uzyskaną w drodze symulacji komputerowych maksymalną wartość strumienia ciepła z powierzchni podłogi w rzeczywistym pomieszczeniu (o orientacji południowej, z oknem o właściwościach okna pomieszczenia badawczego).

W strefach symulacji klimatu zewnętrznego zadawane temperatury powietrza uzyskiwane są drogą mieszania strumieni masy zimnego i ciepłego powietrza. Warunki kontrolowane są przez zastosowane układy sterowania i regulacji (nr 11 – rys. 5.37).

W związku z tym, że pomieszczenie laboratoryjne powinno odzwierciedlać przeciętne wewnętrzne pomieszczenie w typowym wielorodzinnym budynku mieszkalnym, bez wskazywania miejsca usytuowania w budynku, jedynym rozwiązaniem, które pozwala uniknąć w badaniach błędów przypadkowych, trudnych do interpretacji, jest założenie stałej prędkości wiatru. W przestrzeni symulacji klimatu zewnętrznego wytworzone jest pole prędkości o wartości średniej 4 m/s, co odpowiada przeciętnym warunkom występującym w sezonie grzewczym, zgodnie z normą (PN-B-02025: 2001).

Przygotowanie zastępczego klimatu zewnętrznego w laboratorium

W celu przygotowania zastępczego klimatu zewnętrznego w laboratorium, konieczne było rozwiązanie następujących problemów:

- przygotowanie wejściowych danych klimatycznych dla układu sterowania,
- ocena jakości regulacji układu sterowania temperaturą w strefach klimatu zewnętrznego,
- przygotowanie zastępczego przebiegu czasowego temperatury powietrza zewnętrznego.

W celu przygotowania danych wejściowych do badań zastosowano dwa autorskie programy narzędziowe:

- CUBIC SPLINE (Specjał i Kolasa 2002): do interpolacji zbioru wartości dyskretnych (godzinowych wartości temperatury powietrza i natężenia promieniowania słonecznego) funkcją ciągłą,
- FOURIER (Specjał *in. 2002^a*): do przedstawienia dowolnej funkcji $y(\tau)$ dyskretnej w postaci trygonometrycznego szeregu Fouriera, a następnie przekształcenia w funkcję $z(\tau)$ wg zadanej postaci transmitancji widmowej elementu przetwarzającego (program zastosowano do wygenerowania przebiegu czasowego wielkości zadawanej w układzie regulacji).

Ponieważ w laboratorium wartości czynników klimatycznych zadawane są z krokiem czasowym równym 1 minutę, a dane klimatyczne dostępne są w godzinowych odstępach czasu, zastosowano zatem interpolację metodą wielomianów sklejanym, przy pomocy opracowanego programu narzędziowego CUBIC SPLINE.

Identyfikację charakterystycznych parametrów statycznych i dynamicznych układu sterowania temperaturą powietrza w strefach klimatu zewnętrznego dokonano na podstawie testów skokowych temperatury. Wyniki tych testów zostały zastosowane do likwidacji uchybu statycznego i wyznaczenia parametrów dynamicznych układu regulacji. Szczegółowy opis przedstawiono w pracy (Specjał 2002)

Dla uzyskania oczekiwanego przebiegu temperatury powietrza, zgodnego z danymi klimatycznymi, w układzie regulacji zadawano zastępczy przebieg czasowy temperatury (przygotowany przy zastosowaniu programu FOURIER), przy uwzględnieniu zweryfikowanych doświadczalnie właściwości dynamicznych i wyznaczonej transmitancji układu regulacji temperatury i układu przygotowania powietrza.

Dokładność odwzorowania temperatury powietrza zewnętrznego i zysków ciepła od promieniowania słonecznego

W badaniach testowych oceniono dokładność odwzorowania:

- przebiegu temperatury w strefach klimatu zewnętrznego,
- zysków ciepła w pomieszczeniu, pochodzących od promieniowania słonecznego.

Dla oceny dokładności odwzorowania przebiegu temperatury powietrza zewnętrznego zastosowano kryterium całkowite, wyrażone wzorami (1) i (2), wyrażające liczbę stopniominut SM . Zastosowano podział na okres ogrzewania pomieszczenia – wzór (5.19) i bez ogrzewania (gdy wewnętrzne i zewnętrzne zyski ciepła są większe od strat ciepła) – wzór (5.20). Jako temperaturę odniesienia dla obliczenia różnicy temperatury w każdym kroku czasowym τ przyjęto tzw. temperaturę granicy ogrzewania $t_{go}=10\text{ }^{\circ}\text{C}$ (temperaturę powietrza zewnętrznego przy której straty ciepła pomieszczenia równoważone są przez zyski ciepła). Temperatura ta zależy od konstrukcji budynku i waha się w budynkach wielorodzinnych w Polsce w granicach $+5\text{ }^{\circ}\text{C}$ do $+16\text{ }^{\circ}\text{C}$ (Kolasa i Ciuman 1997).

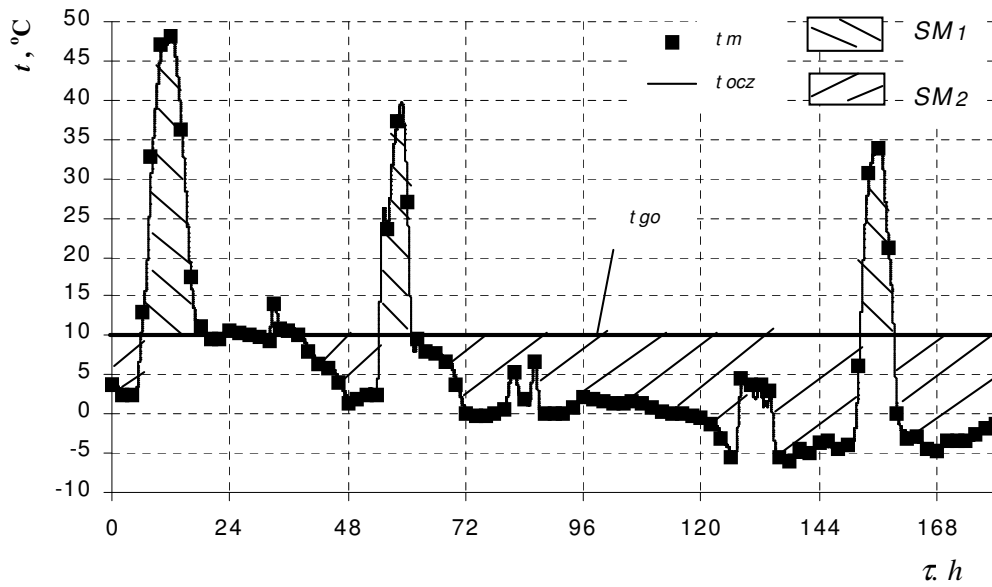
$$SM_1 = \int_{\tau} \Delta t \cdot d\tau \quad (5.19)$$

gdzie: $\Delta t = t_{lh} - t$ dla $t_{lh} \geq t$ oraz $\Delta t = 0$ dla $t_{lh} \leq t$

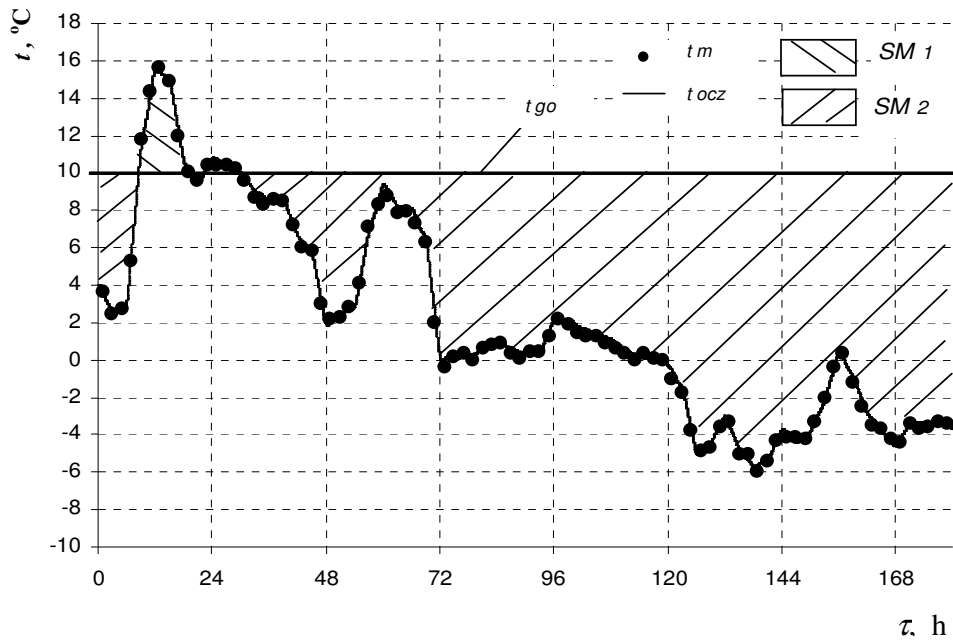
$$SM_2 = \int_{\tau} \Delta t \cdot d\tau \quad (5.20)$$

gdzie: $\Delta t = t - t_{lh}$ dla $t_{lh} \leq t$ oraz $\Delta t = 0$ dla $t_{lh} \geq t$

Na rysunkach 5.38. i 5.39 porównano przebieg temperatury oczekiwanej oraz zmierzonej w strefach klimatu zewnętrznego.



Rys. 5.38.
Porównanie przebiegu temperatury oczekiwanej t_{ocz} oraz zmierzonej t_m
w strefie ściany



Rysunek 5.39.
Porównanie przebiegu temperatury oczekiwanej t_{ocz} oraz zmierzonej t_m
w strefie okna

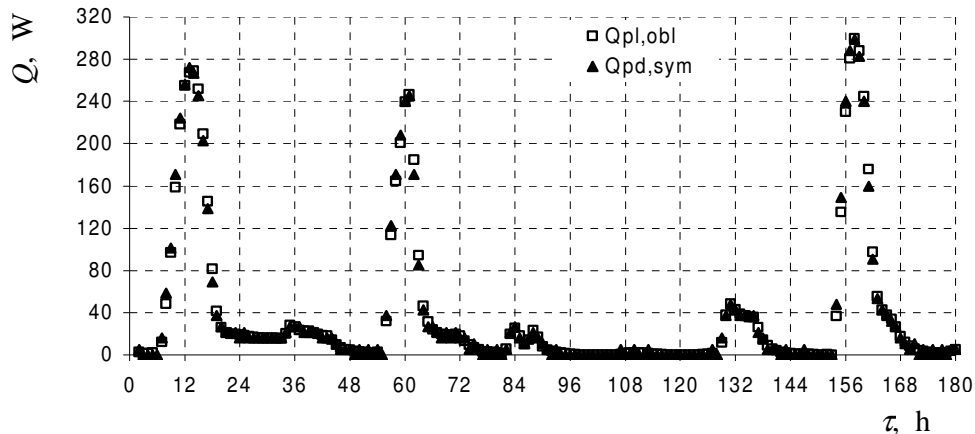
Uzyskano dobre odwzorowanie przebiegu temperatury powietrza w strefach symulacji klimatu zewnętrznego. W ciągu 180 godzin pomiarów (dla zakresu temperatury od -6 do $+50$ °C) względna różnica - wg przyjętego kryterium - pomiędzy temperaturą zmierzoną i oczekiwaną wynosiła od 1 do 2.5% (Specjał 2002).

Dla oceny dokładności odwzorowania słonecznych zysków ciepła porównano średnie godzinowe wartości dwóch strumieni ciepła (rys.5.40):

- przekazanego do pomieszczenia przez płytę grzewczą $Q_{pl,obl}$ (obliczonego na podstawie mocy dostarczonej),
- strumienia ciepła jaki w wyniku promieniowania słonecznego powinien być oddawany w pomieszczeniu przez podłogę $Q_{pd,sym}$ (wartość uzyskana w wyniku symulacji programem TRNSYS).

Maksymalna godzinowa różnica wynosi ok. 16 W i wynika z dwupołożeniowego sposobu sterowania mocą grzewczą płyty.

Z przeprowadzonej analizy przebiegu czasowego i obliczenia strumieni ciepła oddawanych przez powierzchnię płyty grzewczej i podłogę w pomieszczeniu wynika, że w laboratorium poprawnie odwzorowano proces oddawania ciepła przez nagrzaną podłogę w rzeczywistym pomieszczeniu.



Rys. 5.40.

Porównanie strumieni ciepła: oddawanego przez płytę $Q_{pl,obl}$ i strumienia ciepła, jaki w wyniku promieniowania słonecznego powinien być oddawany w pomieszczeniu przez podłogę $Q_{pd,sym}$, wartości średnie godzinowe

Możliwość zastosowania skróconego sezonu grzewczego

Skrócony zestaw danych klimatycznych

W przypadku wielowariantowych badań prowadzonych na modelu w skali 1:1, ze względów praktycznych, okres badań musi być krótszy niż czas trwania pełnego sezonu grzewczego.

Konieczne jest zastosowanie skróconego zestawu danych meteorologicznych, w którym:

- w odniesieniu do zmiennych klimatycznych spełnione są następujące warunki:
 - średnie sezonowe i miesięczne wartości parametrów klimatu są takie same jak w sezonie pełnym,
 - skala czasu nie jest zniekształcona,
 - zachowana jest ciągłość temperatury na styku kolejnych dni,

- w odniesieniu do skutków wywołanych w pomieszczeniu przez czynniki klimatu zewnętrznego spełnione muszą być następujące warunki:
 - zużycie energii dla ogrzania pomieszczenia w sezonie skróconym jest wprost proporcjonalne do zużycia w sezonie pełnym (współczynnik proporcjonalności jest stosunkiem czasu trwania sezonu skróconego i pełnego),
 - warunki termiczne w pomieszczeniu są takie jak w sezonie pełnym.

W laboratorium zastosowano istniejący skrócony zbiór danych klimatycznych - STSG, nie rozważano tworzenia nowego zbioru danych. STSG - Skrócony Testowy Sezon Grzewczy opracowany został w IPPT PAN w Warszawie (Kossecka *i in.* 1992). Składa się z 336 godzin - 7 miesięcy sezonu grzewczego. Poszczególne miesiące są reprezentowane przez dwa dni (jeden słoneczny, drugi pochmurny). STSG został utworzony metodą sklejania z 14 wybranych rzeczywistych dni z reprezentatywnego zbioru danych dla Warszawy. Z założenia, skrócony sezon STSG spełnia warunki w odniesieniu do wartości zmiennych klimatycznych. Natomiast niezbędne jest sprawdzenie skutków zastosowania STSG w odniesieniu do warunków termicznych w pomieszczeniu i zużycia energii.

Dla rozszerzonej analizy reprezentatywności sezonu skróconego, wygenerowano - metodą syntezy, przy zastosowaniu programu TRNSYS - pełny sezon grzewczy PSG, posiadający takie same średnio-miesięczne wartości czynników klimatycznych, jak sezon STSG.

Ocenę przydatności STSG do badań laboratoryjnych przeprowadzono poprzez porównanie:

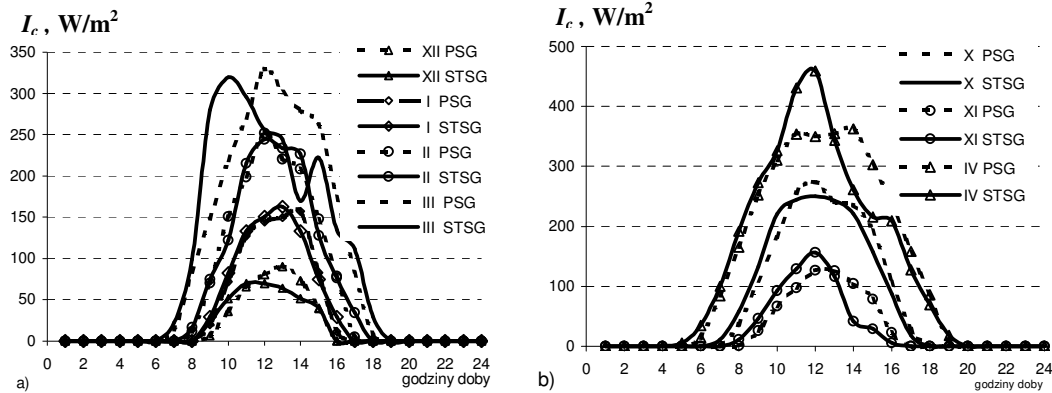
- rozkładu dobowego i wartości uśrednionego w okresie doby natężenia promieniowania słonecznego dla STSG i PSG,
- własności dynamicznych przebiegu temperatury powietrza zewnętrznego dla STSG, PSG i dodatkowo 4 innych porównawczych sezonów grzewczych, reprezentujących różne podtypy klimatu w Polsce,
- wybranych parametrów termicznych i energetycznych (temperatura powietrza wewnętrznego, temperatura powierzchni przegród, zapotrzebowanie na ciepło), wyznaczonych dla pomieszczenia badawczego w sezonie grzewczym, dla danych klimatycznych STSG i PSG.

Wyniki analizy porównawczej skróconego i pełnego sezonu grzewczego

Natężenie promieniowania słonecznego

Średnio-miesięczne wartości natężenia promieniowania całkowitego (bezpośredniego i rozproszonego) na płaszczyznę poziomą dla obu sezonów są prawie jednakowe, a wartości średnio-sezonowe są identyczne. Są one bardzo zbliżone do danych zawartych w normie (PN-B-02025: 2001) dla stacji aktynometrycznej w Warszawie.

Istotne różnice zaobserwowano w uśrednionych rozkładach dobowych natężenia promieniowania całkowitego na płaszczyznę horyzontalną I_h (wartości średnio-godzinowe dla poszczególnych miesięcy), co przedstawiono na rysunkach 5.41a. i 5.41b.



Rys. 5.41.

Średnio-dobowy rozkład wartości natężenia promieniowania całkowitego I_c na płaszczyznę horyzontalną w poszczególnych miesiącach sezonu grzewczego dla skróconego STSG i pełnego PSG reprezentatywnego sezonu grzewczego:

- a) grudzień (XII), styczeń (I), luty (II), marzec (III)
 b) październik (X), listopad (XI), kwiecień (IV)

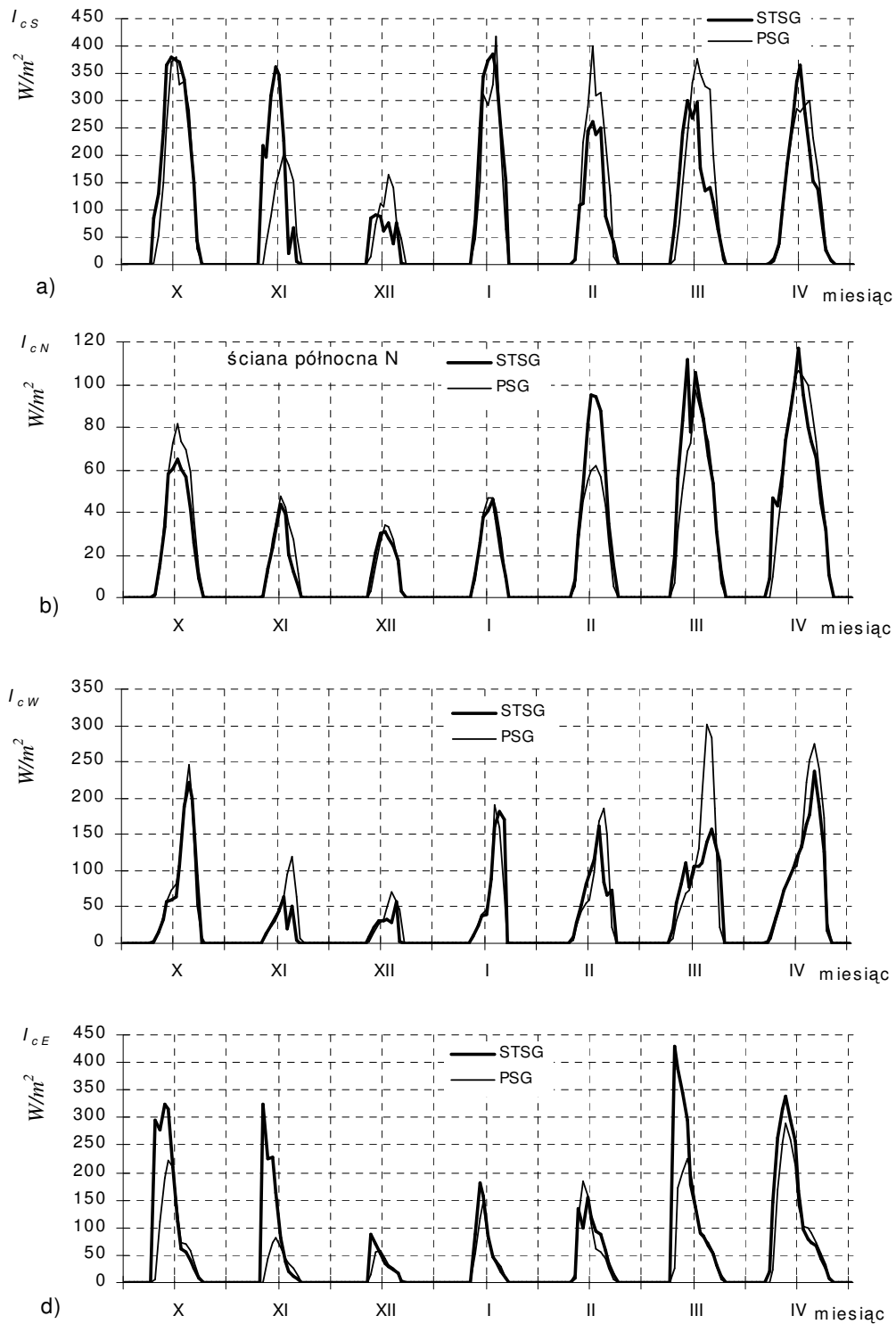
Najbardziej zbliżony rozkład stwierdzono dla stycznia i lutego. Dla ilościowej oceny zgodności obydwu pakietów danych sezonów reprezentatywnych, obliczono współczynniki korelacji. Dla października (X), stycznia (I) i lutego (II) korelacja jest najlepsza (0,99), a dla listopada (XI) i marca (III) najgorsza (0,90 i 0,91). Dobowy rozkład natężenia promieniowania w STSG jest w mniejszym stopniu zbliżony do normalnego niż w PSG. Jest to odzwierciedleniem sposobu budowy STSG – opartego o dane dla konkretnych, wybranych dni.

Zaobserwowane przesunięcia fazowe i amplitudowe natężenia promieniowania na płaszczyznę poziomą szczególnie odzwierciedlają się w wartości i rozkładzie natężenia promieniowania na płaszczyznach pionowych o różnej orientacji względem stron świata (rys.5.42).

Widoczne są znacznie większe różnice zarówno dla STSG, jak i PSG, niż w przypadku promieniowania na płaszczyznę horyzontalną.

Suma natężenia promieniowania w obydwu sezonach na poszczególne płaszczyzny pionowe przedstawiona jest na rysunku 5.43. Suma promieniowania całkowitego padającego na płaszczyznę południową i północną, w sezonie skróconym - STSG różni się niewiele od wartości w sezonie pełnym - PSG, natomiast na płaszczyznę zachodnią jest o 15% mniejsza, a na płaszczyznę wschodnią aż o 40% większa niż w PSG. Przy porównywaniu uwzględniono fakt, że STSG stanowi 1/15 część pełnego sezonu grzewczego i otrzymane wyniki mnożono razy 15.

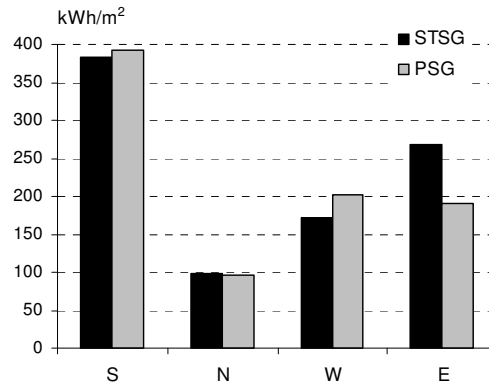
Zależności takie mają wpływ na potrzeby ciepłe pomieszczenia.



Rys. 5.42.

Średniodobowy rozkład natężenia promieniowania w poszczególnych miesiącach na płaszczyzny pionowe o różnej orientacji względem stron świata, dla obydwu reprezentatywnych sezonów grzewczych, dla ściany o orientacji:

a) południowej-S, b) północnej-N, c) zachodniej-W, d) wschodniej-E



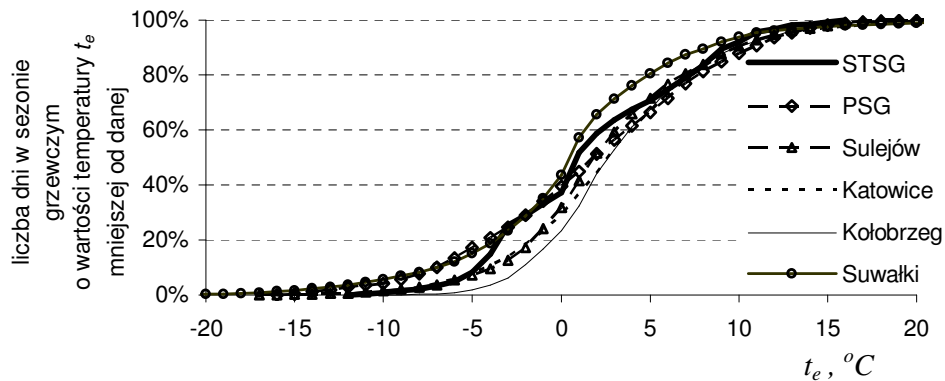
Rys. 5.43.

Suma natężenia promieniowania całkowitego w obydwu sezonach na poszczególne płaszczyzny pionowe

Własności dynamiczne przebiegu temperatury powietrza zewnętrznego

Własności dynamiczne przebiegu temperatury powietrza zewnętrznego w STSG porównano z własnościami PSG oraz 4 innych reprezentatywnych sezonów grzewczych (7 miesięcy), opracowanych w IMGW na podstawie danych zebranych w 4 stacjach aktynometrycznych: Sulejów, Katowice, Kołobrzeg, Suwałki.

Skumulowany rozkład temperatury powietrza zewnętrznego dla wszystkich pełnych sezonów oraz dla sezonu skróconego przedstawiono na rysunku 5.44. Krzywa dla STSG zawiera się pomiędzy najostrejszym (Suwałki) i najłagodniejszym (Kołobrzeg) sezonem.



Rys. 5.44.

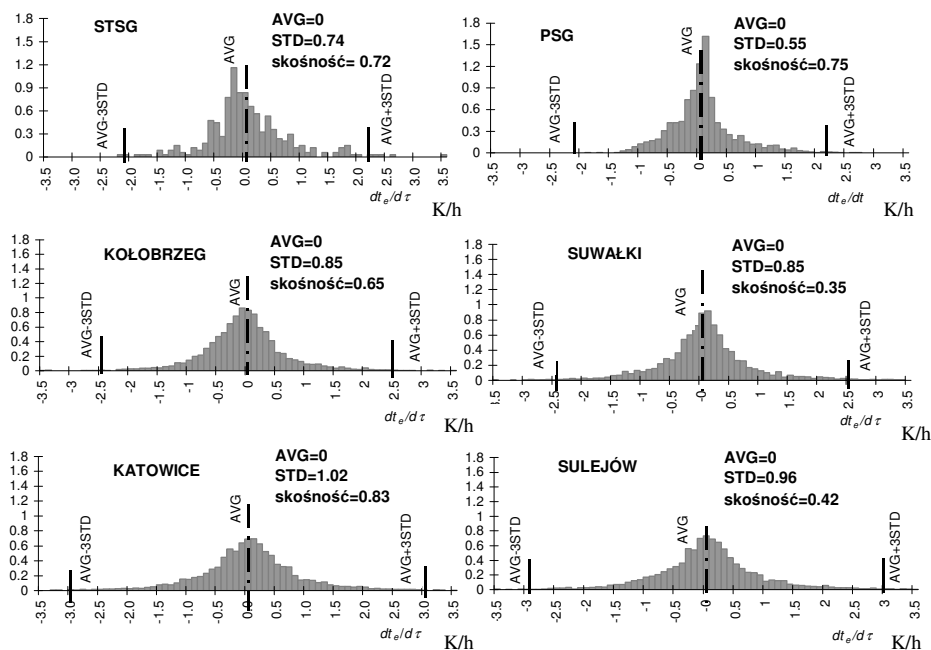
Skumulowany rozkład temperatury powietrza zewnętrznego dla STSG i innych reprezentatywnych sezonów grzewczych

Analizę statystyczną wartości pochodnych temperatury po czasie przeprowadzono przy zastosowaniu autorskiego programu narzędziowego FOURIER2 (Specjał i in. 2002^b). Program ten służy do analizy właściwości dowolnej funkcji czasu, po przedstawieniu jej w postaci trygonometrycznego szeregu Fouriera, w szczególności dla celów analizy statystycznej wartości funkcji i jej pochodnych po czasie.

Charakterystyki statystyczne, przedstawione na rysunku 5.45, takie jak: odchylenie standardowe i skośność są porównywalne, a dla STSG wartości zawierają się w przedziale

utworzonym przez charakterystyki innych sezonów grzewczych, co oznacza, że skrócony sezon grzewczy zachowuje właściwości dynamiczne przebiegu temperatury powietrza zewnętrznego takie jak występują w pełnym sezonie grzewczym.

Przedstawione porównania świadczą o reprezentatywności skróconego sezonu grzewczego.



Rys. 5.45.

Funkcja rozkładu gęstości prawdopodobieństwa pochodnej temperatury powietrza zewnętrznego po czasie dla STSG i innych reprezentatywnych sezonów grzewczych

Parametry termiczne i energetyczne pomieszczenia

Porównywano warunki termiczne panujące w pomieszczeniu przy zastosowaniu danych klimatycznych: skróconego i pełnego sezonu grzewczego.

Wartości temperatury powietrza w pomieszczeniu, powierzchni przegród i sezonowego zapotrzebowania na ciepło wyznaczono metodą obliczeń symulacyjnych przy pomocy programu TRNSYS. W porównaniach jako poziom odniesienia przyjęto PSG.

Symulacje przeprowadzono dla pomieszczenia o parametrach pomieszczenia badawczego, z jedną ścianą zewnętrzną dla czterech wariantów orientacji: południowej, północnej, zachodniej i wschodniej.

W pomieszczeniu przyjęto przykładowy profil zysków wewnętrznych od ludzi i urządzeń, odpowiadający przeciętnie występującemu w pomieszczeniach mieszkalnych (Specjał 2002).

Maksymalna różnica bezwzględna pomiędzy średnią temperaturą powietrza w pomieszczeniu w sezonach STSG i PSG wynosi $-0,69$ °C (tabela 5.7)

Tab. 5.7. Różnica średniej sezonowej temperatury powietrza w pomieszczeniu badawczym dla skróconego (STSG) i pełnego sezonu (PSG) grzewczego dla pomieszczeń o różnej orientacji względem stron świata

	S	N	W	E
$t_{iSTSG}, ^\circ\text{C}$	21,71	20,17	20,41	20,86
$t_{iPSG}, ^\circ\text{C}$	22,35	20,45	21,10	21,03
$t_{iSTSG} - t_{iPSG}, ^\circ\text{C}$	-0,64	-0,28	-0,69	-0,16

W pomieszczeniu o orientacji północnej średnie miesięczne wartości temperatury powietrza dla sezonu pełnego i skróconego są bardzo zbliżone. W pomieszczeniach o orientacji południowej, zachodniej i wschodniej największa różnica średnich miesięcznych wartości temperatury powietrza w pomieszczeniu występuje dla kwietnia (Specjał *i in.* 2005^a).

Przy tym trzeba zauważyć, że w kwietniu zyski wewnętrzne i zewnętrzne przewyższają zapotrzebowanie na ciepło pomieszczenia i ogrzewanie działa zaledwie przez dziesiątą część miesiąca. Widoczne różnice temperatury powietrza w pomieszczeniu w sezonie skróconym i pełnym wynikają z różnicy w natężeniu promieniowania na płaszczyzny pionowe (rys.5.43.).

Praktycznie identyczne różnice uzyskano dla wartości temperatury powierzchniowej przegród. Należy jednak podkreślić, że istotne są wyniki uzyskiwane w laboratorium w ciągu całego sezonu grzewczego, a nie poszczególnych miesięcy.

Zapotrzebowanie na ciepło pomieszczenia w sezonie skróconym (STSG) i pełnym (PSG), uzyskane w wyniku symulacji przy zastosowaniu programu TRNSYS przedstawiono w tabeli 5.8. Przy porównywaniu uwzględniono fakt, że STSG stanowi 1/15 część pełnego sezonu grzewczego i otrzymane wyniki mnożono razy 15.

Tab. 5.8. Sezonowe zapotrzebowanie na ciepło dla skróconego (STSG) i pełnego (PSG) sezonu grzewczego dla pomieszczenia o różnej orientacji względem stron świata

pomieszczenie o orientacji	Sezonowe zapotrzebowanie na ciepło Q_h, kWh		różnica $Q_{h1}-Q_{h2}$	różnica względna $(Q_{h1}-Q_{h2})/Q_{h2}$
	STSG	PSG	kWh	-
S	449	485	-36	-7 %
N	739	750	-11	-1 %
W	661	652	9	1 %
E	560	662	-102	-15 %

Założona temperatura powietrza w pomieszczeniu wynosi 20 °C.

Przy zastosowaniu danych STSG różnica sezonowego zapotrzebowania na ciepło dla pomieszczeń o orientacji północnej i zachodniej jest niewielka, a dla pomieszczenia o orientacji południowej i wschodniej większa (tab.5.8). Wynika to z faktu, że w sezonie STSG występują większe wartości natężenia promieniowania w godzinach porannych i przedpołudniowych niż w danych PSG (rys.5.41a. i 5.41b.).

Wnioski

- Odwzorowanie klimatu zewnętrznego w warunkach laboratoryjnych jest możliwe.
- W laboratorium stworzono warunki klimatu zastępczego, uwzględniającego temperaturę powietrza zewnętrznego i natężenie promieniowania słonecznego.
- Uzyskano dokładne odwzorowanie przebiegu temperatury powietrza zewnętrznego w strefach klimatu zewnętrznego oraz słonecznych zysków ciepła w pomieszczeniu.
- Oczekiwany przebieg temperatury powietrza zewnętrznego uzyskano poprzez zadawanie skorygowanego przebiegu temperatury w układzie regulacji i przygotowania powietrza.
- W celu przeprowadzania badań porównawczych grzejników i podzielników kosztów ogrzewania w sezonie grzewczym zastosowano skrócony zestaw danych klimatycznych.
- Skrócony 14 dniowy zestaw danych klimatycznych STSG może zostać zastosowany zamiast pełnego sezonu grzewczego w badaniach laboratoryjnych, gdyż:
 - zachowuje własności dynamiczne przebiegu temperatury powietrza zewnętrznego takie, jakie występują w pełnym sezonie grzewczym PSG, (a dodatkowo również w innych rzeczywistych pełnych sezonach grzewczych dla różnych stref klimatycznych Polski),
 - średnio-miesięczne i średnio-sezonowe wartości natężenia promieniowania całkowitego na płaszczyznę horyzontalną dla sezonu skróconego STSG i pełnego rzeczywistego oraz wg danych stacji aktynometrycznej w Warszawie, są zbliżone.
- W wyniku zastosowania STSG warunki termiczne w pomieszczeniu badawczym są podobne do warunków, które występują w pomieszczeniu przy zastosowaniu sezonu pełnego, gdyż średnio-sezonowe wartości: temperatury powietrza w pomieszczeniu i temperatury powierzchni ścian, uzyskane w drodze symulacji komputerowych, są porównywalne dla sezonu skróconego STSG i pełnego PSG.
- Znajomość występującej różnicy w sezonowym zapotrzebowaniu na ciepło dla STSG i PSG pozwoli na określenie wartości błęd początkowego, którą należy uwzględnić w pomiarach przeprowadzanych w laboratorium badawczym.
- Laboratorium, w którym odwzorowano skrócony klimat zewnętrzny wykorzystane będzie do pozyskania danych eksperymentalnych pod kątem doskonalenia i weryfikacji stosowanych w obliczeniach symulacyjnych modeli numerycznych elementów instalacji centralnego ogrzewania.

5.7. WPLYW ZASTOSOWANIA OGRZEWAŃ NISKO- TEMPERATUROWYCH NA EFEKTYWNOŚĆ ENERGETYCZNĄ DYSTRYBUCJI CZYNNIKA*

Zmniejszenie zapotrzebowania na ciepło do ogrzewania budynków wynika ze zwiększenia się izolacyjności cieplnej przegród budowlanych, która wzrosła znacząco w ciągu ostatnich pięćdziesięciu lat. Najpierw poprawiono izolacyjność cieplną przegród nieprzezroczystych, a ostatnio szczególnie duży postęp miał miejsce w zakresie ograniczania strat ciepła przez okna. O ile w latach osiemdziesiątych nastąpiła poprawa izolacyjności samych szyb okiennych, to w latach dziewięćdziesiątych skoncentrowano się na zwiększeniu izolacyjności ram okiennych. Obecnie współczynnik przenikania ciepła U dla układu szyb osiąga często wartość poniżej $1,0 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, co daje współczynnik U dla całego okna poniżej $1,3 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ (Feustel 1998).

W związku z malejącymi stratami ciepła, obniżeniu może ulec wielkość powierzchni grzejnych lub ich temperatura. Ta ostatnia możliwość doprowadziła do powstania ogrzewań niskotemperaturowych. Pracują one przy obliczeniowej temperaturze zasilania czynnika grzejnego bliskiej temperaturze powietrza wewnętrznego, najczęściej w zakresie $+25$ do $+55 \text{ }^\circ\text{C}$. Feustel (1998) przedstawił nawet studium na temat systemu wodnego o stałej temperaturze wody wynoszącej $22 \text{ }^\circ\text{C}$. System ten ma w zależności od bieżących potrzeb ogrzewać lub ochładzać budynek.

Tradycyjnie w ogrzewaniach grzejnikowych obliczeniowa temperatura zasilania wynosiła najczęściej $90 \text{ }^\circ\text{C}$. Obecnie zazwyczaj projektanci przyjmują temperaturę zasilania w zakresie 70 – $75 \text{ }^\circ\text{C}$. W systemach niskotemperaturowych nie przekracza ona najczęściej $55 \text{ }^\circ\text{C}$. Podział systemów ogrzewania ze względu na temperaturę czynnika grzejnego jest sprawą umowną i zmienia się w czasie. Przykładowo w tabeli 1 przytoczono szczegółową systematykę przyjętą przez Annex 37 Międzynarodowej Agencji Energii (Eijdemans *et al.* 2000).

Niższa temperatura powierzchni grzejnych ułatwia tworzenie warunków komfortu cieplnego i zapewnienie odpowiedniej jakości powietrza wewnętrznego (Eijdemans *et al.* 2000, Strzeszewski 2002b).

Tab. 5.9. Podział systemów ogrzewania w zależności od temperatury czynnika

Rodzaj systemu		Temperatura zasilania	Temperatura powrotu
Klasyfikacja ogólna	Klasyfikacja szczegółowa ¹⁾		
tradycyjny	wysokotemperaturowy	$90 \text{ }^\circ\text{C}$	$70 \text{ }^\circ\text{C}$
niskotemperaturowy	średniotemperaturowy	$55 \text{ }^\circ\text{C}$	$35 \div 45 \text{ }^\circ\text{C}$
	niskotemperaturowy	$45 \text{ }^\circ\text{C}$	$25 \div 35 \text{ }^\circ\text{C}$
	bardzo niskotemperaturowy	$35 \text{ }^\circ\text{C}$	$25 \text{ }^\circ\text{C}$

¹⁾ Eijdemans *et al.* 2000.

Kolejną zaletą ogrzewań niskotemperaturowych jest często wyższa efektywność energetyczna wytwarzania i dystrybucji ciepła. Nowoczesne źródła ciepła, takie jak gazowe kotły kondensacyjne, pompy ciepła, kolektory słoneczne czy źródła geotermalne, charakteryzują się wyższą sprawnością (efektywnością) energetyczną, jeśli wytwarzają ciepło o niższej temperaturze (Rubik 2000). W tym przypadku również transportowe straty ciepła od przewodów są zazwyczaj niższe i większa część ciepła dociera do odpowiednich pomieszczeń.

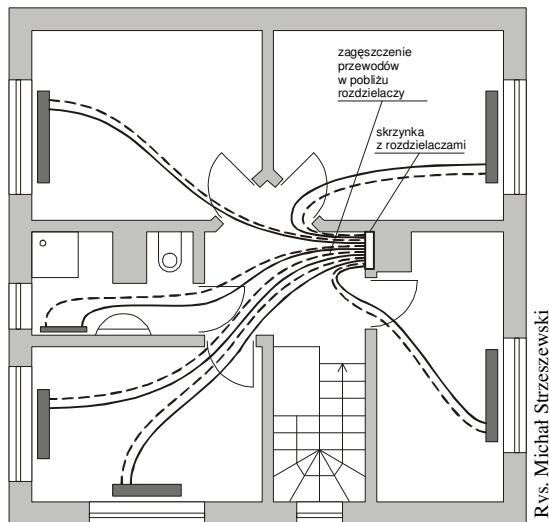
Dystrybucja czynnika

W czasie ostatnich piętnastu lat rozpowszechniły się w Polsce w nowych budynkach

* autor: **Michał Strzeszewski**

Politechnika Warszawska, Instytut Ogrzewnictwa i Wentylacji
redakcja: Cezary Kolasa

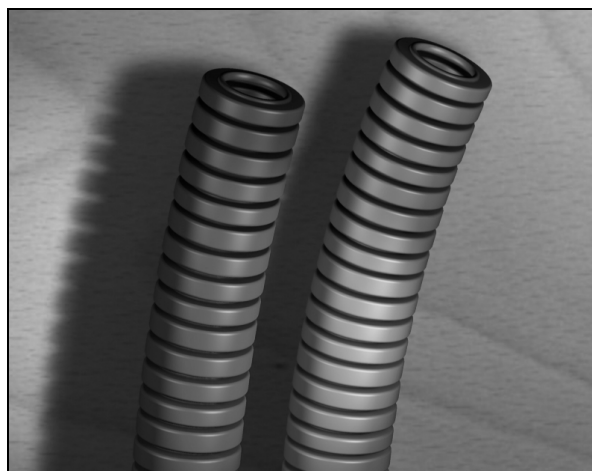
instalacje centralnego ogrzewania, charakteryzujące się poziomym rozproszaniem czynnika w obrębie kondygnacji (rys. 5.46). W tym przypadku przewody prowadzone są najczęściej w podłodze. Rury układa się albo w otulinie izolacyjnej, albo w rurze osłonowej typu peszel (rys. 5.47) – jest to tzw. system „rura w rurze”. Stosunkowo rzadko rury są okładane bezpośrednio w betonie.



Rys. 5.46.

Przykład instalacji o poziomym rozproszaniu czynnika grzejmego w układzie rozdzielczowym

W Polsce wciąż dominuje stosowanie peszla, z uwagi na kilkakrotnie niższą cenę w stosunku do otulin izolacyjnych. Jednak rura osłonowa nie zapewnia wystarczającej izolacyjności. W związku z tym mogą występować znaczne straty ciepła od przewodów prowadzonych w peszlu. Wielkość strat ciepła zależy przede wszystkim od rodzaju izolacji oraz różnicy temperatury czynnika i temperatury w pomieszczeniu.



Rys.5.47.

Rury osłonowe typu peszel

Efektywność zysków ciepła

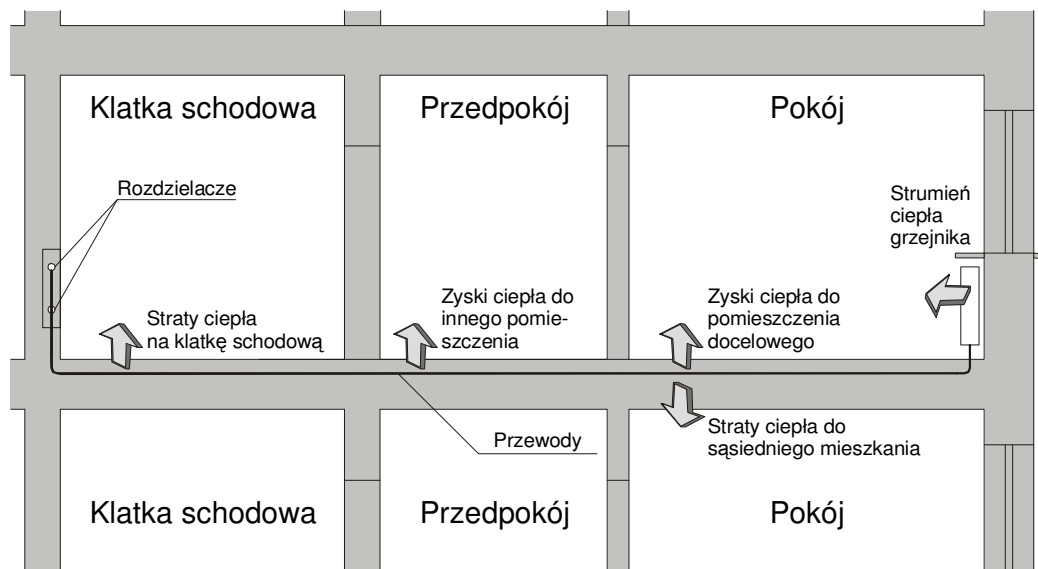
Należy zwrócić uwagę na to, że zazwyczaj przewody częściowo zlokalizowane są poza obszarem docelowego pomieszczenia, np. w przedpokoju, lub wręcz poza mieszkaniem, np. na klatce schodowej. Dlatego niebezpiecznie jest przyjmować, a tak czasami projektanci postępują, że straty ciepła od przewodów „nie mają większego znaczenia cieplnego”, ponieważ całe ciepło tracone przez przewód i tak dostarczane jest do pomieszczeń. Zgadza się, ciepło będzie dostarczane, ale niekoniecznie do odpowiedniego pomieszczenia. W tej sytuacji niektóre grzejniki mogą mieć zbyt niską moc z powodu nieuwzględnienia (lub niedoszacowania) w projekcie schłodzenia wody zasilającej. Z kolei inne pomieszczenia, tam gdzie nagromadzona jest duża ilość przewodów (zwłaszcza przedpokoje i klatki schodowe) mogą być przegrzewane w wyniku zysków ciepła od przewodów (Nowak 2004, Strzeszewski 2004b). Niektóre potencjalne straty ciepła przewodu prowadzonego w podłodze przedstawiono na rys. 5.48.

Inne niebezpieczne zjawiska, które mogą potencjalnie wystąpić, w przypadku prowadzenia przewodów centralnego ogrzewania w podłodze to:

1. przekroczenie dopuszczalnej temperatury podłogi (29–35 °C),
2. niższa temperatura czynnika dopływającego do grzejnika niż założona w projekcie,
3. „krótkie spięcie” pomiędzy przewodem zasilającym i powrotnym – ciepło może przepływać pomiędzy przewodami z pominięciem pomieszczenia.

Opis badanego systemu

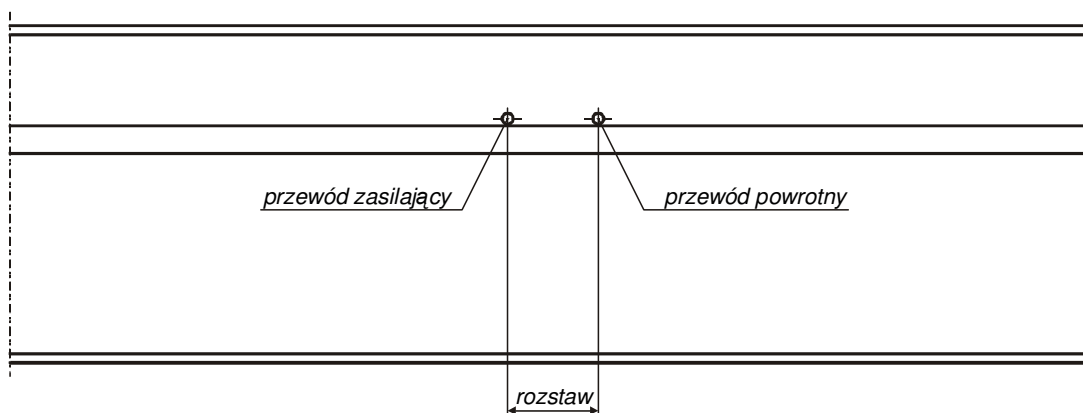
Instalacja badawcza została wykonana w Gmachu Inżynierii Środowiska Politechniki Warszawskiej. Konstrukcja podłogi została przedstawiona na rys. 5.49 i w tabeli 5.10. Przewody z polietylenu 12,0x1,8 mm charakteryzowały się współczynnikiem przewodzenia ciepła 0,46 W/(m·K). Przewody miały długość 6 m każdy.



Rys. 5.48.

Niektóre potencjalne straty ciepła przewodów prowadzonych w podłodze.

Przekrój pionowy przez budynek



Rys. 5.49.
Przekrój przez podłogę

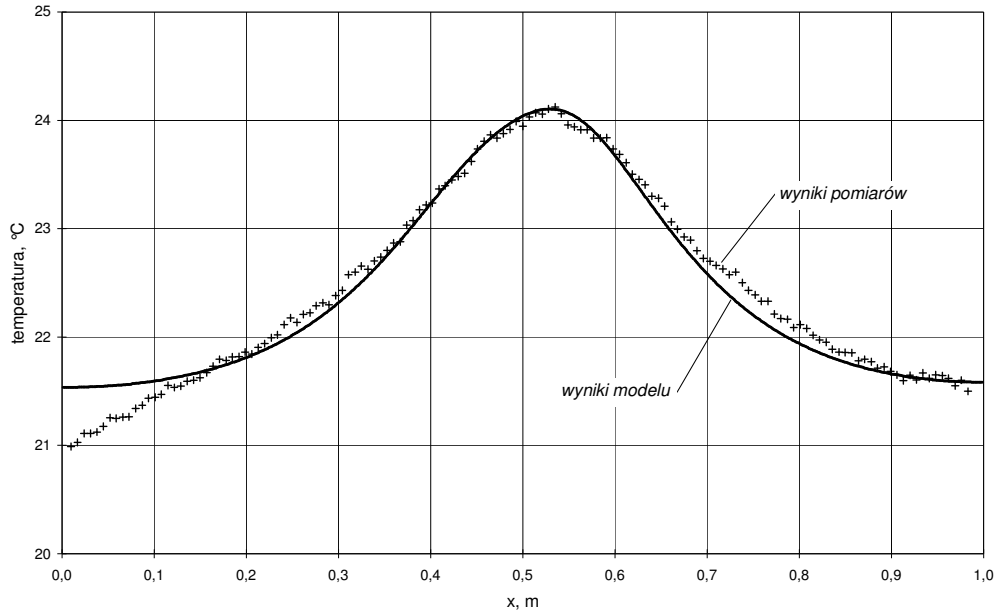
Tab. 5.10. Konstrukcja podłogi

Lp	Warstwa	Grubość, m	Współczynnik przewodzenia ciepła, W/(m·K)	Opór cieplny, m ² ·K/W
1	Terakota	0,010	1,05	0,010
2	Beton	0,100	1,00	0,100
3	Styropian	0,030	0,040	0,750
4	Warstwa konstrukcyjna	0,220	–	0,180
5	Tynk	0,010	0,820	0,012

Weryfikacja empiryczna modelu numerycznego

Model numeryczny wymiany ciepła dla przewodów prowadzonych w podłodze został zweryfikowany doświadczalnie (Strzeszewski 2002c, 2003). Przykład rozkładu temperatury – zmierzonego i uzyskanego z modelu – przedstawiono na rys. 5.50. Profile charakteryzuje wysoka zgodność. Jedynie w skrajnym zakresie ($x = 0 \div 10$ cm) zmierzono niższą temperaturę od wyników modelu. Wynikało to z chłodzącego oddziaływania ściany, co nie zostało uwzględnione w modelu.

Zweryfikowany doświadczalnie model został wykorzystany do analizy wpływu różnicy temperatury i typu izolacji na warunki wymiany ciepła.



Rys. 5.50.

Rozkład temperatury na powierzchni podłogi. Porównanie wyników pomiarów z wynikami obliczeń modelu numerycznego

Wpływ różnicy temperatury na wymianę ciepła

Przeanalizowano wpływ średniej arytmetycznej różnicy temperatury na warunki wymiany ciepła:

$$\Delta t_{ar} = \frac{(t_z + t_p)}{2} - t_i \quad (5.21)$$

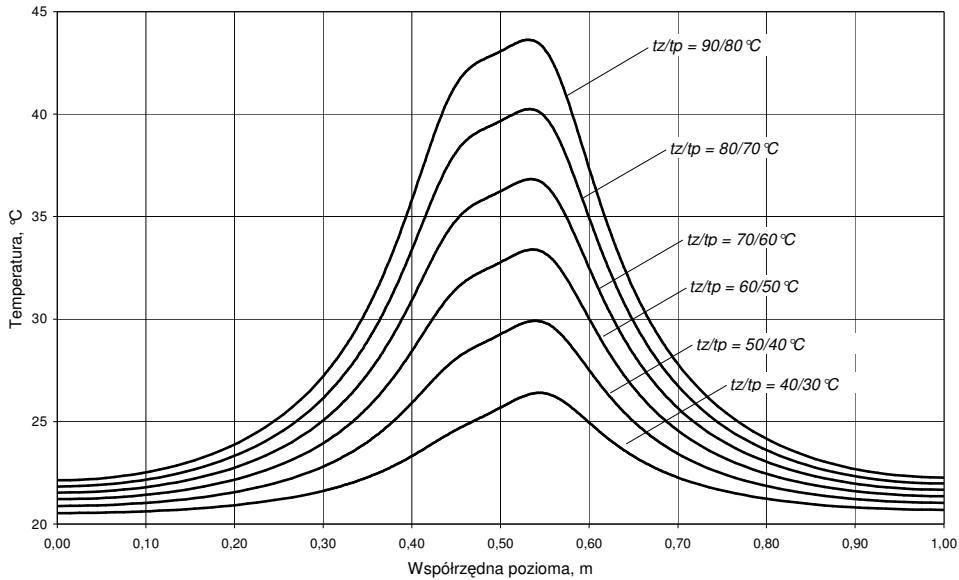
Analizę przeprowadzono dla różnicy temperatury wody pomiędzy przewodem zasilającym i powrotnym 10 K i 20 K. Prędkość wody wynosiła 0,075 m/s, a rozstaw przewodów 10 cm. Przewody nie były izolowane cieplnie.

Oznaczenia na rysunkach:

- Δt_{ar} – średnia arytmetyczna różnica temperatury, K,
- t_z – temperatura zasilania, °C;
- t_p – temperatura powrotu, °C;
- t_i – temperatura wewnętrzna, °C.
- $q.g.$ – liniowa gęstość strumienia ciepła, przepływającego do pomieszczenia nad podłogą, W/m,
- $q.d.$ – liniowa gęstość strumienia ciepła, przepływającego do pomieszczenia pod podłogą, W/m,
- $q.sum.$ – liniowa gęstość całkowitego strumienia ciepła, przepływającego do pomieszczeń nad i pod podłogą, W/m,
- $q.r.z.$ – liniowa gęstość strat ciepła od przewodu zasilającego, W/m,
- $q.r.p.$ – liniowa gęstość strat ciepła od przewodu powrotnego, W/m,
- $q.k.s.$ – liniowa gęstość „krótkiego spięcia”, W/m.

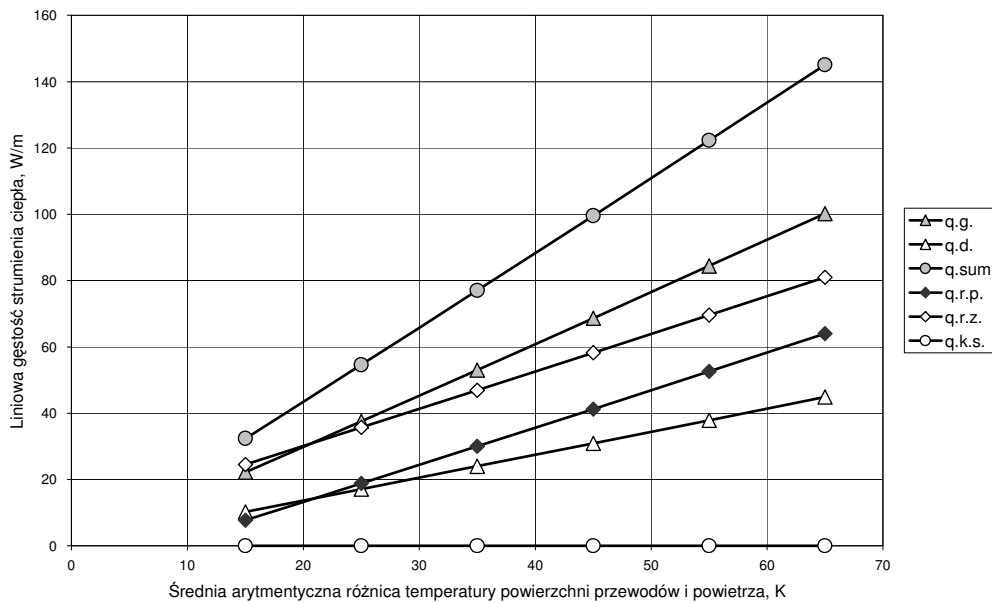
Różnica temperatury $t_z - t_p$ 10 K

Rozkłady temperatury na powierzchni podłogi, dla różnicy temperatury $t_z - t_p$ 10 K, dla różnych temperatur czynnika pokazano na rys. 5.51. Strumienie ciepła pokazano na rys. 5.52.



Rys. 5.51.

Rozkłady temperatury na powierzchni podłogi dla różnych temperatur czynnika.
Różnica temperatury $t_z - t_p$ 10 K

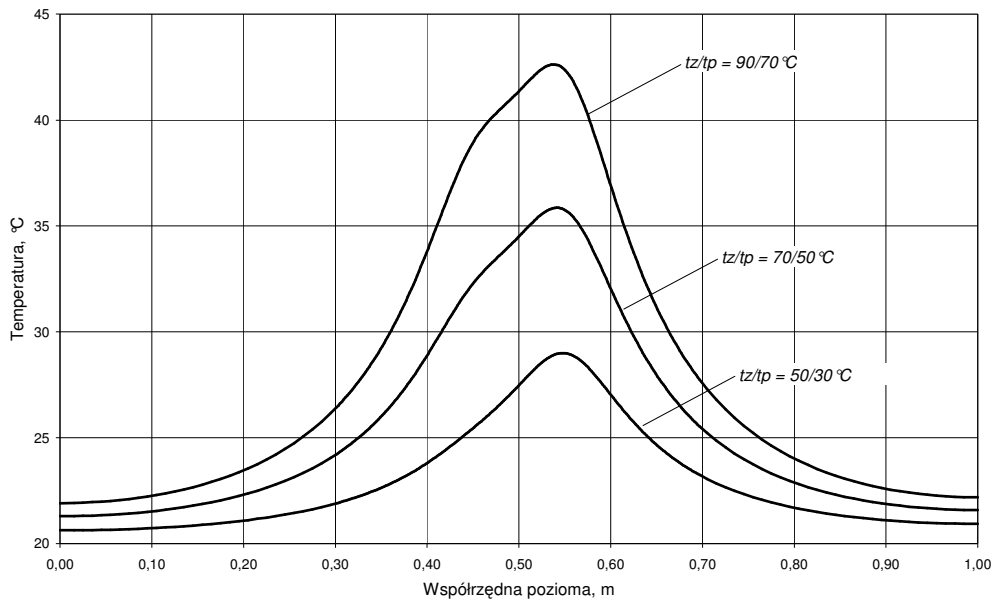


Rys. 5.52.

Wpływ średniej arytmetycznej różnicy temperatury na strumienie ciepła.
Różnica temperatury $t_z - t_p$ 10 K

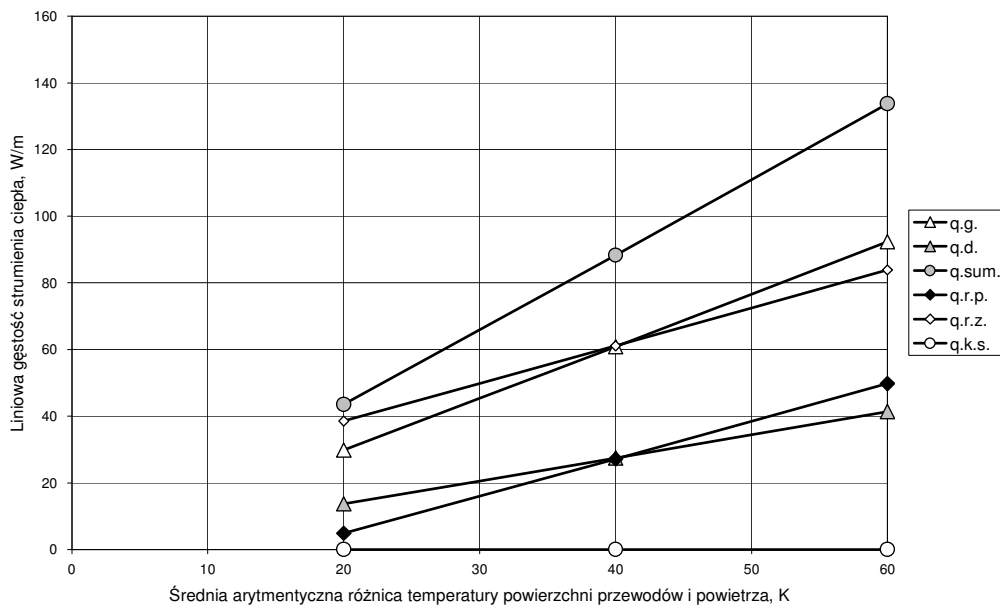
Różnica temperatury $t_z - t_p$ 20 K

Rozkłady temperatury na powierzchni podłogi, dla różnicy temperatury $t_z - t_p$ 20 K, dla różnych temperatur czynnika pokazano na rys.5.53. Strumienie ciepła pokazano na rys. 5.54.



Rys. 5.53.

Rozkłady temperatury na powierzchni podłogi dla różnych temperatur czynnika.
Różnica temperatury $t_z - t_p$ 20 K



Rys. 5.54.

Wpływ średniej arytmetycznej różnicy temperatury na strumienie ciepła.
Różnica temperatury $t_z - t_p$ 20 K

Analiza powyższych wykresów wskazuje, że straty ciepła od przewodów mogą być znacząco niższe w przypadku temperatury czynnika, typowej dla ogrzewań niskotemperaturowych w porównaniu z systemami wysokotemperaturowymi. Jednocześnie zminimalizowane staje się ryzyko przekroczenia dopuszczalnej temperatury powierzchni podłogi.

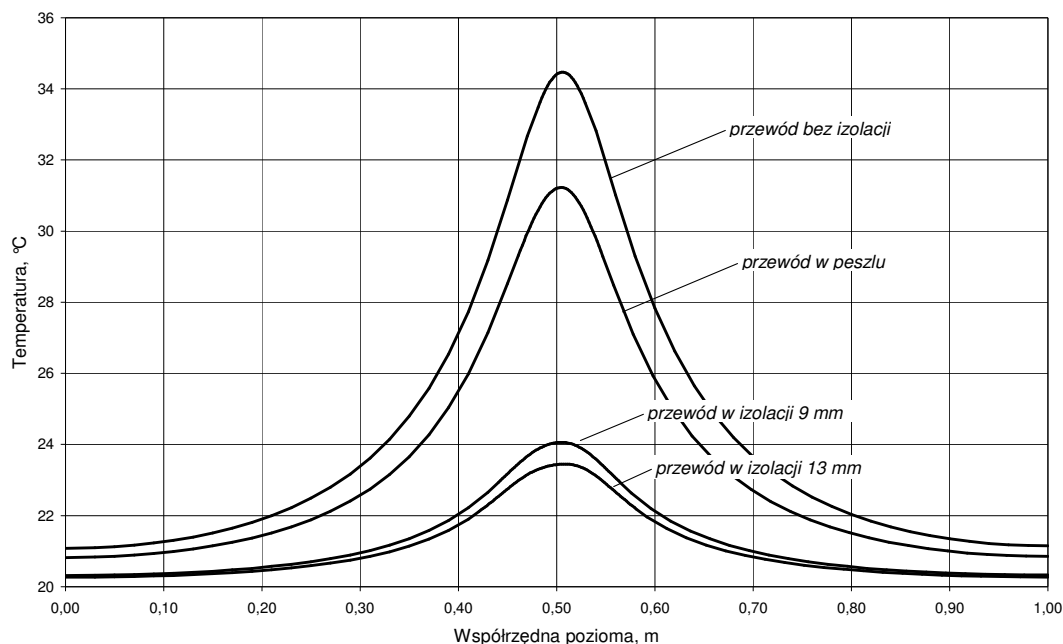
Wpływ izolacji na wymianę ciepła

W dalszej analizie przyjęto grubość warstwy betonu 5,7 cm, temperaturę wody 70/50 °C oraz prędkość wody 0,2 m/s. Uwzględniono cztery warianty izolacji:

1. rury nieizolowane,
2. rury w rurze osłonowej typu peszel (system „rura w rurze”),
3. rury w otulinie izolacyjnej z pianki polietylenowej o grubość 9 mm,
4. rury w otulinie izolacyjnej z pianki polietylenowej o grubość 13 mm.

Współczynnik przewodzenia ciepła otuliny izolacyjnej wyniósł 0,037 W/(m·K). Odległość pomiędzy zewnętrznymi powierzchniami przewodów lub otulin izolacyjnych przyjęto 3 mm.

Zastosowanie otuliny izolacyjnej spowodowało znaczne zredukowanie strat ciepła w stosunku do przewodu nieizolowanego. Dla izolacji o grubości 9 mm stopień redukcji wyniósł 76%. Otulina o grubość 13 mm umożliwiła jeszcze większą redukcję strat ciepła – o 80% w odniesieniu do przewodu niezaizolowanego. Zastosowanie izolacji zapobiegło również przekroczeniu dopuszczalnej temperatury podłogi (dla większości przypadków 29°C). Np. dla izolacji o grubości 9 mm maksymalna temperatura powierzchni podłogi wyniosła 24,1°C.

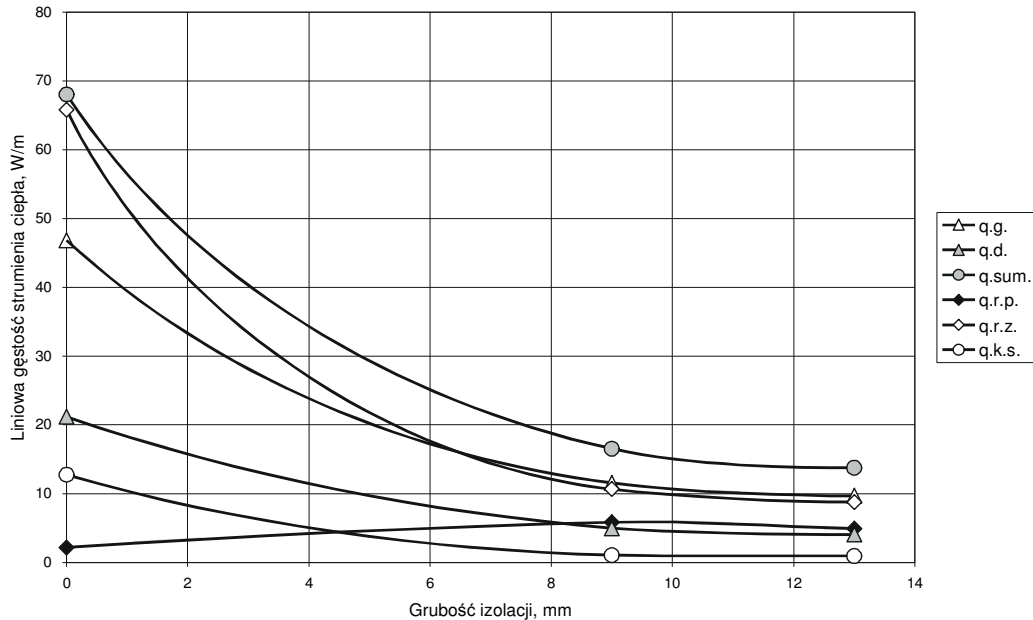


Rys. 5.55.

Rozkłady temperatury na powierzchni podłogi dla różnych typów izolacji.

Natomiast jak wynika z rysunku 5.56, system „rura w rurze” nie powoduje zmniejszenia strat ciepła w takim stopniu, jak otuliny izolacyjne. Dlatego w celu uzyskania wysokiej efektywności energetycznej dystrybucji czynnika, wskazane jest stosowanie otulin izolacyjnych. System „rura w rurze” można natomiast dopuszczać w uzasadnionych

przypadkach, tam gdzie zyski ciepła od przewodów mogą być użytecznie zagospodarowane. Instalacja tego typu staje się ogrzewaniem grzejnikowo-podłogowym (Strzeszewski 2002a). W związku z tym w czasie projektowania i wykonywania tych systemów należy spełnić wymagania stawiane ogrzewaniom podłogowym, zwłaszcza dotyczące materiałów podłogowych oraz izolacji pod rurami.



Rys. 5.56.

Wpływ rodzaju izolacji na strumień ciepła

Wnioski

Zastosowanie ogrzewań niskotemperaturowych ułatwia uzyskanie wyższej efektywności energetycznej dystrybucji czynnika poprzez ograniczenie strat ciepła od przewodów. Choć straty ciepła tego typu mogą częściowo stanowić użyteczne zyski ciepła, to zyski te nie są całkowicie efektywne.

W celu uzyskania wysokiej efektywności energetycznej dystrybucji czynnika, wskazane jest stosowanie odpowiedniej izolacji cieplnej przewodów. Stosowanie rury osłonowej (system „rura w rurze”) powinno być ograniczone do uzasadnionych przypadków.

LITERATURA DO ROZDZIAŁU 5

- ASHRAE Handbook, Fundamentals 1997: American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, SI Edition, Atlanta
- Braun J.E. 1990: Reducing energy cost and peak electrical demand through optimal control of building thermal storage. *ASHRAE Transactions*, Vol. 96, Nb. 2
- Chochowski A., Czekalski D. 1999: Słoneczne instalacje grzewcze. *COIT*, Warszawa
- Christoffers D. and Thron U. (Eds.) 2000: Development and test of modern control techniques applied to solar buildings. Final Report, E.U. Research Contract JOE3-CT97-0076. European Union, Brussels, Belgium
- Ciuman H., Kolasa C. i Popiołek Z. 2005: Calculation of individual heating costs in multifamily buildings, International Conference Energy Efficient Technologies in Indoor Environment", Gliwice
- Ciuman H. (2000): Badanie charakterystyki cieplnego sprzężenia grzejnika i wyparnego podzielnika kosztów ogrzewania. Praca doktorska, Politechnika Śląska. Gliwice
- Ciuman H., Kolasa C., Popiołek Z. (2001a): Możliwości korygowania wskazań wyparnych podzielników kosztów ogrzewania. Konferencja „Indywidualne koszty ogrzewania, oszczędzanie ciepła a komfort cieplny”, Jodłowy Dwór
- Ciuman H., Kolasa C., Popiołek Z. (2001b): Temperatura płynu w wyparnym podzielniku kosztów ogrzewania w rzeczywistych warunkach pracy grzejnika c.o. VII Ogólnopolskie Sympozjum „Zastosowanie mechaniki płynów w inżynierii i ochronie środowiska”, Wisła
- Dziekońska J. 2003: Wpływ eksploatacji i użytkowania pomieszczeń na zmienność wewnętrznych zysków ciepła. Praca dyplomowa magisterska, Gliwice
- Eijndems H. H. E. W. et al. 2000: Low Temperature Heating Systems: Impact on IAQ, Thermal Comfort and Energy Consumption, LowEx Newsletter no 1, Annex 37, Finland
<http://www.vtt.fi/rte/projects/annex37>
- ESRU 1999: ESP-r: a building and plan energy simulation environment. User Guide. Version 9 Series. ESRU Publication, University of Strathclyde, Glasgow
- EURO PROJEKT DR FROSS 2004: Projekt zespołu rekreacyjno-sportowo-usługowego Tropikalna Wyspa w centrum gminy Marklowice. Dokumentacja budowlana, część architektoniczna i instalacyjna 2004
- Fanger O.P. 1974: Komfort cieplny. *Arkady*, Warszawa
- Fanger P.O. 1972: Thermal comfort analysis and application in environmental design. *Mac Graw Hill*
- Feustel H. E. 1998: Hydronic Thermal Conditioning of Buildings by Means of Constant Supply Water Temperature, Future Building Forum, Low Temperature Heating Systems in Buildings – Workshop, Stockholm 11 - 12 June 1998
- Flake B.A. 1998: Parameter estimation and optimal supervisory control of chilled water plants. Ph. D. Thesis. University of Wisconsin-Madison
- Foit H. 1999: Instrukcja obsługi programu komputerowego MULIWAL - Gliwice
- Foit H., Lubina P. 2002: Model matematyczny przekazania ciepła do ogrzewanego mieszkania przez wodną instalację c.o. Gliwice (niepublikowana)
- Fross K. 2005: Facility management profesjonalne zarządzanie nieruchomościami. Materiały seminarium Izba Budownictwa w Katowicach, lipiec 2005
- Fross K. 2005: Jakość techniczna w architekturze. Materiały seminarium Targi Budownictwa w Katowicach, kwiecień 2005
- Fross K. 2005: Park wodny Tropikalna Wyspa w centrum gminy Marklowice – przykład rewitalizacji terenu pokopalnianego z jednoczesnym wykorzystaniem źródeł energii odnawialnej i odpadowej. Materiały międzynarodowej konferencji naukowej ULAR pt. Odnowa krajobrazu miejskiego, Wydział Architektury Pol. Śl. czerwiec 2005
- Fross K. 2005: Samowystarczalny energetycznie park wodny – Tropikalna Wyspa. Facility Manager nr 3-4 czerwiec '05
- Fross K. 2005: Tropikalna Wyspa – park wodny samowystarczalny energetycznie. Kwartalnik *Instalacje* '05 kwiecień-czerwiec
- Fross K., Ostrowski P. 2005: Projekt parku wodnego Tropikalna Wyspa. Materiały V sympozjum naukowo-technicznego pt. „Instalacje basenowe, Instytut Inżynierii Wody i Ścieków”, Politechnika Śląska w Gliwicach, Ustroń luty 2005
- Henze G.P., Doder R.H. and Krarti M. 1997: Development of a Predictive Optimal Controller for Thermal Energy Storage Systems. *HVAC&R Research*, Vol. 3, Nb. 3. pp 233-264
- ISO 9164, 1989: Thermal insulation - Calculation of space heating requirements for residential buildings.
- Keeney K. and Braun J.E. 1996: A simplified method for determining optimal cooling control strategies for thermal storage in building mass. *HVAC&R Research*, Vol. 2, Nb. 1

- Kolasa C. i Ciuman H. 1997: Wpływ modernizacji termicznej budynku na warunki funkcjonowania systemu podziału kosztów ogrzewania, Sympozjum Szkoleniowe nt. „Techniczne i ekonomiczne problemy wynikające z opomiarowania i rozliczenia energii ciepłej, wodnej i ściekowej”, PZITS, Kiekrz k.Poznania
- Kolasa C. i in. 2001b: Doskonalenie metodyki podziału kosztów centralnego ogrzewania w budynkach mieszkalnych z uwzględnieniem rzeczywistych stanów eksploatacyjnych. Raport z realizacji Projektu Badawczego 7 TO7G 013 15, Gliwice 2001
- Kossecka E, Gawin D, i Więckowska A. 2001: Metodyka opracowania typowego roku meteorologicznego dla Warszawy, VIII Konferencja Naukowo-Techniczna „Fizyka budowli w teorii i praktyce”, Łódź
- Kossecka E, Łoskot K, i Prętczyński Z. 1992: Skrócony testowy sezon grzewczy (STSG). Instytut Podstawowych Problemów Techniki PAN, Warszawa
- Krause T. 1999: Ogrzewanie słoneczne. *Polski Instalator* **4, 5**
- Kummert M. 2001: Contribution to the application of modern control techniques to solar buildings. Simulation-based approach and experimental validation. Ph.D. Thesis. Fondation Universitaire Luxembourgeoise (Now University of Liège), Arlon, Belgium
- Kummert M., André Ph. and Nicolas J. 1996: Development of simplified models for solar buildings optimal control. in Proceedings of ISES Eurosun 96 congress. Freiburg
- Kummert M., André Ph. and Nicolas J. 2001: Optimal heating control in a passive solar commercial building. *Solar Energy*, vol. **69** (0) pp. 103-116
- Liébard A., De Herde A. 1996: Guide de l'architecture bioclimatique, Tome 1 - Connaître les bases, Systèmes Solaires, Paris
- Lubina P. 2001: Analiza występowania wewnętrznych zysków ciepła oraz ich wpływ na obciążenia cieplne w budynkach biurowych. Materiały konferencyjne VIII Konferencji Naukowo-Technicznej „Fizyka budowli w teorii i praktyce”, Łódź
- Lubina P. 2004: Badania zmienności wewnętrznych zysków ciepła z uwagi na dynamikę potrzeb cieplnych w budynkach. Praca doktorska, Gliwice
- McIntyre D.A. 1980: Indoor Climat. Applied Science Publishers, Ltd, London
- Meissner R. 2000: Duże instalacje słoneczne, *Polski Instalator* **2**
- Nowak D. 2004: „Analiza porównawcza metodyk określania strat ciepła przewodów instalacji c.o. w układzie rozdzielaczowym, praca magisterska wykonana pod kierunkiem dr. Michała Strzeszewskiego, Politechnika Warszawska, Warszawa.
- Nygaard-Fergusson A.-M. 1990: Predictive thermal control of building systems. Ph. D. Thesis. Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne
- Oestreicher Y., Bauer M. and Scartezzini J.-L. 1996: Accounting free gains in a non residential building by means of an optimal stochastic controller. *Energy and Buildings*, **Vol. 24**, Nb. 3
- Papakostas K.T., Sotiropoulos B.A. 1997: Occupational and energy behaviour patterns in Greek residences. *Energy and Buildings* **26**
- PN EN 834,1998: Podzielniki kosztów ogrzewania do rejestrowania zużycia ciepła przez grzejniki. Przyrządy zasilane energią elektryczną.
- PN EN 835, 1998: Podzielniki kosztów ogrzewania do rejestrowania zużycia ciepła przez grzejniki. Przyrządy bez zasilania energią elektryczną działające na zasadzie parowania dyfuzyjnego.
- PN-B-02025, 2001: Ogrzewnictwo. Obliczanie sezonowego zapotrzebowania na ciepło do ogrzewania budynków mieszkalnych i zamieszkania zbiorowego
- PN-B-03406, 1994: Ogrzewnictwo. Obliczanie nominalnego zapotrzebowania na ciepło pomieszczeń o kubaturze do 600 m³
- PN-EN 832, 2001: Właściwości cieplne budynków. Obliczanie zapotrzebowania na energię do ogrzewania. Budynki mieszkalne
- PN-N-08013, 1985: Ergonomia. Środowiska termiczne umiarkowane. Określanie wskaźników PMV, PPD i wymagań dotyczących komfortu termicznego
- Recknagel H., Sprenger E., Hönnmann W., Schramek 1994: Poradnik. Ogrzewanie i klimatyzacja, *EWFE*, Gdańsk
- Rocznik Statystyczny 2001: Główny Urząd Statystyczny, Zakład Wydawnictw Statystycznych, Warszawa
- Rozporządzenie Ministra Infrastruktury w sprawie warunków technicznych, jakim powinny odpowiadać budynki i ich usytuowanie. (Dz. U. nr 75 poz. 690 z 2002 r. ze zmianami Dz. U. Nr 109 poz. 1156 z 2004 r.)
- Rubik M. 2000: Nowoczesne rozwiązania w technice ogrzewania, Instalacje 4/2000
- Smolec W. 2000: Fototermiczna konwersja energii słonecznej. *PWN*, W-wa.
- Specjał A, Kolasa C, i Popiołek Z. 2002^a: FOURIER, Program komputerowy, Politechnika Śląska, Gliwice
- Specjał A, Kolasa C, i Popiołek Z. 2002^b: FOURIER 2, Program komputerowy. Politechnika Śląska, Gliwice
- Specjał A. i Kolasa C. 2002: CUBIC SPLINE, Program komputerowy. Politechnika Śląska, Gliwice

- Specjał A, Kolasa C, i Popiołek Z. 2004: Laboratorium do badań grzejników i podzielników kosztów ogrzewania w warunkach dynamicznych, *Ciepłownictwo Ogrzewnictwo Wentylacja* nr 10/2004
- Specjał A, Kolasa C, i Popiołek Z. 2005^a: Możliwość zastosowania skróconego zestawu danych meteorologicznych w badaniach laboratoryjnych elementów instalacji centralnego ogrzewania, *Ciepłownictwo Ogrzewnictwo Wentylacja* nr 3/2005
- Specjał A. 2002: Możliwości kształtowania zmiennych warunków cieplnych w badaniach laboratoryjnych grzejników i podzielników kosztów ogrzewania. Praca doktorska, Politechnika Śląska, Gliwice
- Specjał A., Kolasa C., Popiołek Z. 2005^b: Reproduction of the external climate in laboratory tests of radiators and heat cost allocators, International Conference: Energy Efficient Technologies in Indoor Environment, Gliwice
- Straszewski M. 2002a: Low-Temperature Combined Floor/Radiator Heating Systems, Proceedings of International Conference Sustainable Building 2002, Oslo, Norway, September 23-25
- Straszewski M. 2002b: Wpływ ogrzewania podłogowego na jakość powietrza wewnętrznego”, Problemy jakości powietrza wewnętrznego w Polsce 2001, Wydawnictwa Instytutu Ogrzewnictwa i Wentylacji Politechniki Warszawskiej
- Straszewski M. 2002c: Model numeryczny wymiany ciepła w przegrodzie budowlanej z przewodami centralnego ogrzewania, Prace Naukowe PW. *Seria Inżynieria Środowiska* nr 42/2002
- Straszewski M. 2003: Weryfikacja empiryczna modelu numerycznego wymiany ciepła w przegrodzie budowlanej z przewodami centralnego ogrzewania, Prace Naukowe PW. *Seria Inżynieria Środowiska* nr 45/2003
- Straszewski M. 2004a: Identification of Dynamical Properties of Central Heating Pipes Buried in a Floor, Proceedings of International Workshop on Dynamic Analysis Methods Applied to Energy Performance Assessment of Buildings. PASLINK EEIG, Warsaw University of Technology and JRC Ispra. 13-14 May 2004, Warsaw, Poland
- Straszewski M., Joński M. 2004b: Porównanie instalacji c.o. w układzie rozdzielaczowym i trójnikowym na przykładzie budynku jednorodzinnego, *COW* 11/2004, 10–15.
- TRNSYS. 1994: A Transient System Simulation Program, Madison: Solar Energy Laboratory University of Wisconsin
- Vandaele L. and Wouters P. 1994: The Passys Services. European Commission, Publication No EUR 15113 EN
- Wiśniewski G., Gołbiowski S., Gryciuk M. 2001: Kolektory słoneczne. *COIB*. Warszawa
- Zawadzki M. 2003: Kolektory słoneczne, pompy ciepła na tak . Polska Ekologia.

"ENER-INDOOR" - monografia:
Energooszczędne kształtowanie środowiska wewnętrznego

6. WENTYLACJA I KLIMATYZACJA

Tematyka niniejszego rozdziału obejmująca zagadnienia wentylacji i klimatyzacji jest bardzo zróżnicowana, posiada jednak wspólną cechę – energooszczędność rozwiązań.

W podrozdziale 6.1 poruszana jest problematyka dotycząca pojemności cieplnej ścian budynku w procesie naturalnej wymiany powietrza oraz symulacji dla nieustalonego procesu wymiany ciepła w budynkach z naturalną wentylacją.

W podrozdziale 6.2 omówiona została problematyka zapotrzebowania ciepła na ogrzanie powietrza dla wentylacji budynków. Dokonano przeglądu urządzeń do odzysku ciepła. Zwrócono uwagę na rekuperatory przeciwprądowe, a w szczególności na nową, oryginalną polską konstrukcję - spiralny wymiennik ciepła o przepływie wzdłużnym.

Tematyka przedstawiona w podrozdziale 6.3 dotyczy zagadnień wentylacji przemysłowej i koncentruje się na współdziałaniu wentylacji ogólnej pomieszczeń i wentylacji miejscowej. Omawia się przypadki wentylacji mieszającej i wyporowej oraz przypadek wentylacji miejscowej - odciąg z nawiewem wspomagającym.

W podrozdziale 6.4 omówiono rozwiązania wentylacji hybrydowej w trzynastu wybranych istniejących obiektach, będące nową propozycją energooszczędnych rozwiązań w technice wentylacyjnej.

W obecnie projektowanych bądź modernizowanych obiektach użyteczności publicznej przeważają rozwiązania wentylacji i klimatyzacji oparte o systemy mechanicznej wentylacji ze stałą lub zmienną ilością powietrza wentylacyjnego, często z chłodzeniem powietrza w okresie ciepłym. Dla zmniejszenia zużycia przez systemy wentylacji energii elektrycznej, cieplnej, chłodniczej przy jednoczesnym zachowaniu warunków cieplnych pomieszczeń próbuje się wprowadzać w budynkach wentylację hybrydową. Istotą wentylacji hybrydowej jest kombinacja współpracujących inteligentnie systemów wentylacji naturalnej i mechanicznej.

Tematyka w podrozdziale 6.5 odnosi się do nowej koncepcji wentylacji – wentylacji osobistej. Głównym celem tej wentylacji jest dostarczenie powietrza zewnętrznego o wysokiej jakości i temperaturze niższej od temperatury pomieszczenia bezpośrednio do strefy oddychania każdego użytkownika. Wentylacja ta daje możliwość indywidualnej kontroli ilości nawiewanego powietrza oraz kierunku jego nawiewu, przez co daje możliwość indywidualnego kształtowania środowiska termicznego.

6.1. ZAGADNIENIE POJEMNOŚCI CIEPLNEJ ŚCIAN BUDYNKU W PROCESIE NATURALNEJ WYMIANY POWIETRZA*

Poszukiwanie oszczędności energetycznych w sektorze budowlanym skierowało uwagę projektantów na efektywne pozyskiwanie energii ze środowiska naturalnego. Skorygowano także wymagania stawiane dynamicznym i izolacyjnym właściwościom przegród budowlanych. Stosowanie przegród z wyodrębnionym lekkim materiałem izolacyjnym o dużym oporze cieplnym i zredukowanej masie obniża być może ich energochłonność, ale na pewno nie poprawia mikroklimatu pomieszczeń.

Potrzeby energetyczne budynków lekkich odnoszące się do zapotrzebowania ciepła na wymianę powietrza wentylacyjnego lub usunięciu nadmiaru ciepła w okresie letnim wzrastają powyżej 50% w stosunku do budynków tradycyjnych. Kryterium izolacyjności przegród budowlanych nie jest, więc wystarczającym warunkiem określającym energochłonność obiektu.

* autor: **Dorota Bzowska**

IPPT PAN, Zakład EkoBudownictwa 00-049 Świętokrzyska 21, Warszawa
redakcja: Zbigniew Trzeciakiewicz

Istnieje więc potrzeba poszukiwania najkorzystniejszych relacji pomiędzy pojemnością cieplną przegród budowlanych, a ich izolacyjnością.

Założenia modelowe

Wymiana ciepła

Straty ciepła do otoczenia przez ściany, stropy oraz okna o znanej orientacji w przestrzeni obliczone są z jednowymiarowego równania przewodnictwa (6.1), w którym λ W/(m·K), ρ kg/m³ i c_p J/(kg·K) oznaczają kolejno: współczynnik przewodności cieplnej, gęstość i ciepło właściwe kolejnych warstw:

$$\frac{dT}{d\tau} = \frac{\lambda}{\rho \cdot c_p} \cdot \frac{d^2T}{dx^2} \quad (6.1)$$

Czynnikiem wymuszającym przepływ ciepła jest temperatura zewnętrzna opisana funkcją harmoniczną w obrębie miesiąca. Jej wartość średnią, amplitudę i przesunięcie fazowe uzyskano z uśrednienia po dobie i miesiącu, rzeczywistych, wieloletnich danych meteorologicznych (Bzowska 2002, Kossecka i Bzowska 1992). W pomieszczeniu z otworami wentylacyjnymi znajdują się źródła ciepła o stałym wydatku, rozmieszczone równomiernie na podłodze. Źródła te generują nieskończenie wiele strug konwekcyjnych, które powodują wymieszanie powietrza w obiekcie i ustalanie się stałej temperatury. Dodatkowym źródłem ciepła pozyskiwanym przez pomieszczenie jest ciepło pochodzącego z promieniowania słonecznego. Ciepło to przewodzone jest przez ściany i dach budynku oraz przenika przez okna i wspomaga wewnętrzne źródła oraz zwiększa akumulację w przegrodach wewnętrznych.

Zakłada się, że strata ciepła przez okna opisywana jest równaniem Fouriera jak dla ścianki jednowarstwowej:

$$q_{ok} = \frac{\lambda}{g} (T_w - T_z) \quad (6.2)$$

Podobnie, przewodzenie ciepła do gruntu obliczono z wykorzystaniem równania 6.2. Podłogę na gruncie w pomieszczeniu podzielono na dwie strefy. Do strefy I zaliczono pas podłogi o szerokości 1 m wzdłuż ścian zewnętrznych zakładając, że temperatura gruntu równa jest temperaturze zewnętrznej. Do strefy II należy pozostała część podłogi z temperaturą gruntu równą 8 °C (AUDYTOR OZC 3.0).

Promieniowanie słoneczne

Miesięczne, średnie wartości strumienia promieniowania słonecznego padającego na poszczególne przegrody, podobnie jak dla temperatury zewnętrznej, uzyskano z meteorologicznych danych wieloletnich (Bzowska 2002, Kossecka i Bzowska 1992). Algorytm obliczeń i zyski energetyczne pochodzące z promieniowania słonecznego podano w Dodatku 1.

Przyjęto model pochłaniania promieniowania słonecznego przez przegrody wewnętrzne jak dla kolektorów (Pluta 2000, Pluta 2003). W obliczeniach posłużono się efektywnym współczynnikiem transmisyjno-absorpcyjnym $(\tau\alpha)_{eff}$. Współczynnik ten definiuje stosunek energii pochłoniętej w pomieszczeniu do całkowitej energii promieniowania słonecznego docierającego do zewnętrznej powierzchni okna:

$$(\tau\alpha)_{eff} = \frac{\tau_c \cdot \alpha_p}{\alpha_p + (1 - \alpha_p) \cdot \frac{A_f}{A_p} \cdot \tau_d} \quad (6.3)$$

gdzie: τ_c i τ_d to całkowita transmisyjność okna dla promieniowania dyfuzyjnego, α_p absorpcyjność powierzchni przegród wewnętrznych, a A_f i A_p to powierzchnia okna i powierzchnia wewnętrznych przegród. Promieniowanie słoneczne przechodzące przez okna jest częściowo od razu absorbowane przez ściany wewnętrzne, a częściowo przez nie odbijane. Promieniowanie odbite może przejść na zewnątrz przez okno, lub padając na inną ścianę może być częściowo zaabsorbowane, a częściowo ponownie odbite. Proces ten powtarza się i jest formalnie ujęty przez opisany równaniem 6.3 efektywny współczynnik transmisyjno-absorpcyjny.

Wymiana powietrza wentylacyjnego

Założono, że naturalna wymiana powietrza jest procesem wymuszonym różnicą gęstości powietrza, która wynika z różnicy temperatur na zewnątrz i wewnątrz budynku, przy czym powietrze traktowane jest jako płyn nieściśliwy (Li i Delsante 2001). Objętościowy wydatek powietrza wentylacyjnego (strumień objętości) opisuje następująca zależność (6.4) (Li i Delsante 2001),

$$q_v = C \cdot A_{eff} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot h \cdot \frac{T_w - T_z}{T_z}} \quad (6.4)$$

gdzie różnica gęstości powietrza zewnętrznego i wewnętrznego zastąpiona jest różnicą temperatur na mocy przybliżenia Boussinesa (równanie 6.5):

$$\frac{\Delta\rho}{\rho} = \frac{\Delta T}{T} \quad (6.5)$$

Wydatek powietrza wentylacyjnego generowany różnicą gęstości powietrza, najsilniej zależy od eksperymentalnego współczynnika C i powierzchni efektywnej otworów wentylacyjnych - A_{eff} . Wlot powietrza zewnętrznego do pomieszczenia znajduje się tuż przy podłodze, a wylot powietrza zużytego, na przeciwległej ścianie pod sufitem. Wydatek jest ponadto funkcją odległości pomiędzy otworami wentylacyjnymi - h .

Metodyka obliczeń numerycznych

Model numeryczny pozwala na wprowadzenie, praktycznie rzecz biorąc, dowolnej ilości warstw wykonanych z różnych materiałów, z których zbudowane są ściany zewnętrzne i strop. Program umożliwi wizualizację przebiegu temperatury w ścianach i stropie oraz podaje rzeczywisty czas, w którym przebiega zjawisko. Wyznacza wydatek objętościowy powietrza wentylacyjnego, straty ciepła oraz akumulację ciepła w murach jako różnicę pomiędzy strumieniem ciepła wypływającym od wnętrza pomieszczenia do ściany, a strumieniem ciepła przepływającym do otoczenia. Program pozwala na wyznaczenie akumulacji energii cieplnej w murach budynku w wybranych, dowolnych przedziałach czasu.

Obliczenia prowadzić można w dowolnym miesiącu, przy czym po przejściu liczby dni równej ich liczbie w danym miesiącu następuje automatyczna zmiana na kolejny miesiąc. Wartością startową dla każdej kolejnej iteracji jest chwilowa wartość temperatury zewnętrznej. Rozwiązywane jest równanie przewodnictwa metodą różnic skończonych dla

kolejnych warstw wszystkich ścian i stropu (z ewentualnym uwzględnieniem padającego na warstwy zewnętrzne promieniowania słonecznego). Wyznaczenie wartości temperatury w warstwach pierwszych (tj. kontaktujących się z wnętrzem) pozwala na obliczenie strumienia ciepła przepływającego od pomieszczenia do ścian. Równolegle liczona jest „ucieczka” ciepła przez okna i do gruntu oraz strumień ciepła wpływający przez okna dzięki oddziaływaniu słonecznemu. Wyznaczenie tych wszystkich strumieni ciepła pozwala na napisanie bilansu energetycznego pomieszczenia z uwzględnieniem entalpii wpływającego strumienia objętości powietrza wentylacyjnego. Z bilansu obliczana jest „nowa” temperatura wewnętrzna i proces iteracyjny jest powtarzany. Ściana z muru ceglanego podzielona została na 20 warstw o grubości 4 cm, natomiast w przypadku ściany budynku lekkiego ściana podzielona została na 20 warstw o grubości 1,5 cm, przy czym obie zewnętrzne warstwy (od środka pomieszczenia i od zewnątrz) wykonane zostały z drewna. Wraz z obliczeniami na ekranie wyświetlana była animacja przebiegu temperatury we wszystkich czterech ścianach i w stropie. Skok czasowy wynosił 100 s.

Autor udostępnia program ewentualnym Zainteresowanym.

W obliczeniach przyjmowano następujące warunki początkowe:

- temperatura wewnątrz pomieszczenia wynosi 20 °C,
- temperatura początkowa ścian równa jest średniej temperaturze zewnętrznej dla danego miesiąca,
- temperatura zewnętrzna dla poszczególnych miesięcy opisana jest funkcją harmoniczną,
- wymiana powietrza wentylacyjnego przyjęta dla stycznia na poziomie 1 przy różnicy temperatur – wewnętrznej równej 20 °C i zewnętrznej równej wartości średniej stanowi podstawową krotność wymiany powietrza.

Charakterystyka obiektu

Rozpatrywany budynek jest obiektem jednostrefowym o gabarytach 5m x 5m x 3m ze ścianami o orientacji południowej, północnej, zachodniej i wschodniej. We wszystkich ścianach znajdują się okna. W ścianie o orientacji południowej znajduje się okno o polu powierzchni 7,5 m², którego udział stanowi 0,5 całkowitej powierzchni. Ściana północna ma okno o powierzchni 9 m², co stanowi 0,6 jej powierzchni. Ściana zachodnia, na którą pada w lecie najwięcej promieniowania słonecznego, wyposażona jest w okno o polu powierzchni 1,5 m² i jego udział wynosi 0,1, a w ścianie wschodniej znajduje się okno o powierzchni 4,5 m². Wszystkie okna charakteryzują się współczynnikiem przenikania ciepła $U=1,6 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$. Kalibrowane otwory wentylacyjne umiejscowione są na przeciwległych ścianach; przy podłodze i pod sufitem. Przyjęto jednakową wartość współczynnik C dla otworu wlotowego i wylotowego równą 0,6, tak jak dla otworów wąskich (Orme i in. 1994). Podstawową powierzchnię otworu wentylacyjnego dobrano tak, by dla przyjętej dla stycznia wg danych IMGW temperaturze otoczenia, której wartość średnia wynosi 3,01 °C oraz temperaturze wewnętrznej równej 20 °C wymiana powietrza wentylacyjnego stanowiła jedną wymiany na godzinę. W styczniu powierzchnia otworów dla $n=1/\text{h}$ wynosi 155 cm². W lipcu, w zależności od struktury materiałowej obiektu, a w konsekwencji od poziomu temperatury wewnętrznej powierzchnia otworu zwielokrotniana jest tak, by uzyskać tolerowaną przez mieszkańca temperaturę w pomieszczeniu ~22 °C. Poza zyskami energetycznymi pozyskiwanymi od słońca przez ściany i okna występują stałe zyski energetyczne od ludzi, które wynoszą ~65 W/osobę (AUDYTOR OZC 3.0) i urządzeń. W obliczeniach ich wartość przyjęto w wysokości 500 W lub 200 W i można je w dalszym ciągu traktować jako źródła ciepła rozmieszczone

równomiernie na podłodze (Linden 1999). Jest ono wspomagane ciepłem pochodzącym z promieniowania słonecznego. Źródła te generują strugi konwekcyjne (Linden 1999).

Rozpatrzono dwa budynki z naturalną wentylacją o różnej pojemności cieplnej ścian, a mianowicie obiekt zbudowanego z cegły, którego ściany mają grubość 80 cm i budynek lekki wykonany z wełny mineralnej o grubości 27 cm z obustronnym szalunkiem drewnianym. Stała czasowa τ zarówno budynku ciężkiego, jak i lekkiego jest dwuczłonowa, ponieważ występuje załamanie na krzywej temperaturowej. Stąd też, dla pierwszej fazy procesu, który wynosi 200 h, τ budynku wynosi 72 h, a dla drugiej trwającej 25 h - $\tau=125$ h. W przypadku budynku lekkiego pierwsza faza trwa 100 h i $\tau=31$ h, a druga 25 h, co odpowiada $\tau=42$ h. Opór przewodzenia ciepła dla ściany ciężkiej wynosi 0,86 (m²K)/W i 5,17 (m²K)/W dla lekkiej. Opór podłogi jest identyczny w obu obiektach i dla strefy pierwszej wynosi 2,20 (m²K)/W, a dla drugiej 2,36 (m²K)/W. Współczynniki przejmowania ciepła dla ścian pionowych przyjęto - $\alpha_w=8$ W/(m²K), $\alpha_z=25$ W/(m²K) oraz dla poziomych $\alpha_w=10$ W/(m²K), $\alpha_z=25$ W/(m²K).

Wyniki obliczeń

Obliczenia dla budynku zarówno ciężkiego jak i lekkiego, przeprowadzono dla następujących przypadków:

1. budynek pozbawiony jest okien i zakryte są otwory wentylacyjne,
2. budynek pozbawiony jest okien, a działa wentylacja,
3. budynek ma okna we wszystkich ścianach tj o orientacji: wschodniej, południowej, zachodniej i północnej, a zakryte są otwory wentylacyjne,
4. budynek ma tylko jedno okno o orientacji południowej o udziale 0,5 powierzchni ściany, działa wentylacja,
5. budynek ma zlokalizowane okna na ścianach o orientacji wschodniej i północnej o udziałach 0,3 i 0,6 odpowiednio, wentylacja działa,
6. budynek ma okna na ścianach o orientacji wschodniej, zachodniej i północnej, działa wentylacja.

Powyższe warianty obliczeń wykonano dla lipca przy energetycznym udziale słońca i bez jego udziału.

Przyjęte warunki początkowe: temperatura otoczenia w lipcu w Warszawie: wartość średnia - 17,24 °C, amplituda - 4,04 °C, przesunięcie fazowe - 2,23 h, temperatura wewnętrzna równa jest temperaturze otoczenia. Energetyczne zyski słoneczne dla przegród przezroczystych i nieprzezroczystych o żądanej orientacji obliczane na podstawie uśrednionych ciągów IMGW wg algorytmu zamieszczonego w Dodatku 1.

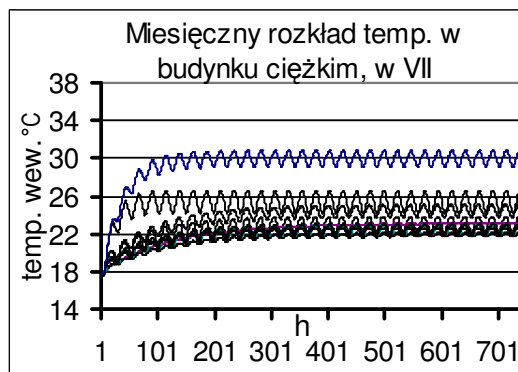
Cykl obliczeń obejmuje cały miesiąc z wydrukami godzinnymi, tj. 746 godzin. Zamieszczone w pracy wykresy obejmują głównie wydruki 2,5 dobowe - 61 godzin z zakresu 679-tej – 740-tej godziny.

W wyniku symulacji otrzymano:

- przebiegi temperatur wewnętrznych,
- liczby wymian powietrza wentylacyjnego,
- wartości ciepła traconego na wentylację,
- rozkład temperatury w poszczególnych warstwach ścian i stropu oraz strat do gruntu,
- całkowitą akumulację ciepła,
- straty ciepła przez poszczególne przegrody przezroczyste i nieprzezroczyste,
- zyski energetyczne pochodzące od słońca, a pozyskiwane przez poszczególne przegrody przezroczyste i nieprzezroczyste.

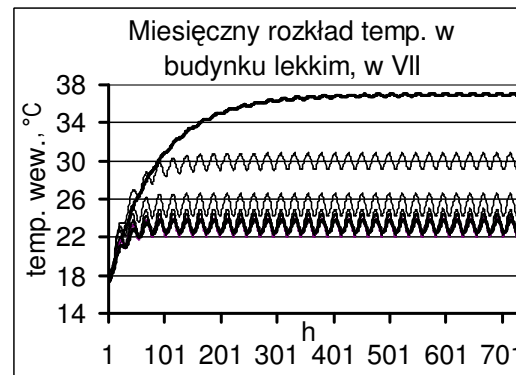
Budynki poddane oddziaływaniu słońca

Rys. 6.1 i rys. 6.2 mają jedynie pokazać jakościowe różnice w rozkładzie temperatur wewnętrznych. Różnice te wynikają, jak każdy intuicyjnie wyczuwa, z pojemności cieplnej ścian. Ściany wykonane z materiałów o dużej gęstości pełnią w procesie wymiany ciepła rolę bufora i regulatora ciepła. Przy ścianie ciężkiej ustalanie się temperatury wewnętrznej następuje powoli i łagodnie, a jej dobowe oscylacje są mniejsze niż przy ścianie lekkiej. Należy zauważyć, że w przypadku budynku ciężkiego najwyższą temperaturę $\sim 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ pomieszczenie osiąga przy wszystkich oknach czynnych i braku wentylacji, natomiast jednoczesny brak zarówno okien jak i wentylacji ustala temperaturę na niższym poziomie $\sim 25\text{ }^{\circ}\text{C}$. W przypadku budynku lekkiego najwyższa temperatura panuje przy braku wymiany powietrza oraz okien i ustala się na poziomie $37\text{ }^{\circ}\text{C}$. Odślonienie okien powoduje obniżenie temperatury do $30\text{ }^{\circ}\text{C}$.



Rys. 6.1.

Rozkład temperatury we wnętrzu budynku ciężkiego dla cyklu obliczeniowego 1÷6



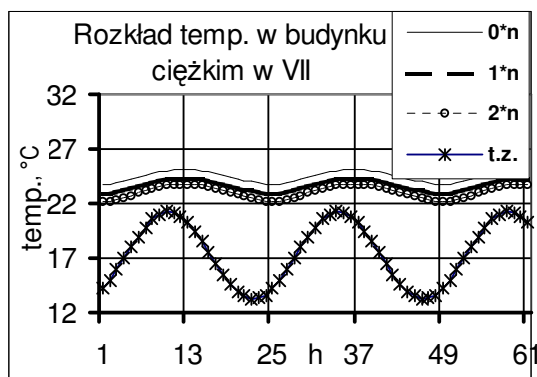
Rys. 6.2.

Rozkład temperatury we wnętrzu budynku lekkiego dla cyklu obliczeniowego 1÷6

Natomiast ilościowe różnice w rozkładach temperatur pokazane są na rys. 6.3÷6.6, gdzie wykresy temperatur są zawężone do 61 godz. z zakresu 679-tej i 740-tej godz.

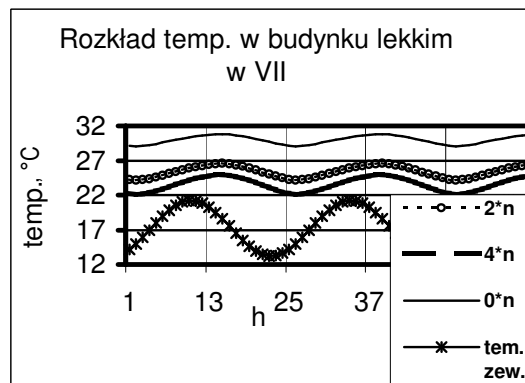
Jak już zaznaczono powyżej liczbę wymian powietrza wentylacyjnego dobierano tak by, niezależnie od struktury materiałowej ścian, temperatura w pomieszczeniu ustalała się w lipcu na poziomie $\sim 22\text{ }^{\circ}\text{C}$. Stąd też w badanym budynku ciężkim w lipcu występuje wartość 1 – co odpowiada $A_{eff} = 155\text{ cm}^2$, a 2 oznacza, że A_{eff} jest dwukrotnie zwiększona. Rys. 6.7 i 6.9 pokazują te relacje i odnoszą się do uzyskanych z symulacji numerycznych temperatur wewnętrznych przedstawionych na rys. 6.3 i 6.4. Wartość 1 i 2 w budynku ciężkim odpowiada wymianie $0,3\div 0,6\text{ dm}^3/\text{h}$ i $0,6\div 1,2\text{ dm}^3/\text{h}$ odpowiednio, a w lekkim 2 i 4 wymianie $1,5\div 24\text{ dm}^3/\text{h}$ i $1,3\div 2,6\text{ dm}^3/\text{h}$ odpowiednio. W budynku ciężkim przy braku wentylacji uzyskuje się temperaturę $24\text{ }^{\circ}\text{C}$ z amplitudą $2\text{ }^{\circ}\text{C}$, a przy wymianie 2 - $22\text{ }^{\circ}\text{C}$, wyraźny jest, więc wpływ zdolności akumulacyjnych ściany.

Natomiast w przypadku budynku lekkiego, brak wymiany powietrza powoduje skok temperatury wewnętrznej do $29\text{ }^{\circ}\text{C}$ i dopiero poczwórna wymiana powietrza powoduje obniżenie temperatury do poziomu $22\text{ }^{\circ}\text{C}$. Ściana lekka nie jest więc buforem energii cieplnej. Wykresy na rys. 6.3 i 6.4 odnoszą się do pomieszczeń ze wszystkimi czynnymi oknami.



Rys. 6.3.

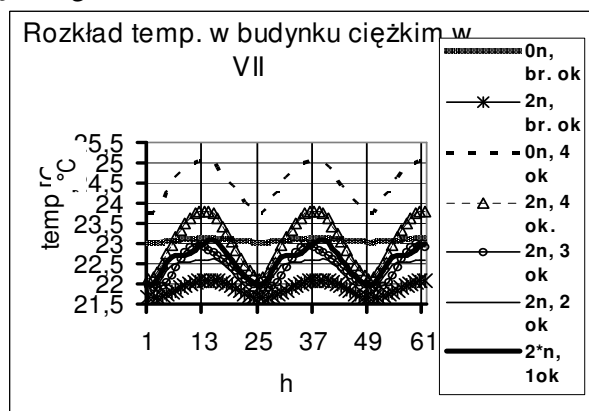
Dobowy rozkład temperatury wewnętrznej w budynku ciężkim przy różnych krotnościach liczby wymian powietrza wentylacyjnego - n



Rys. 6.4.

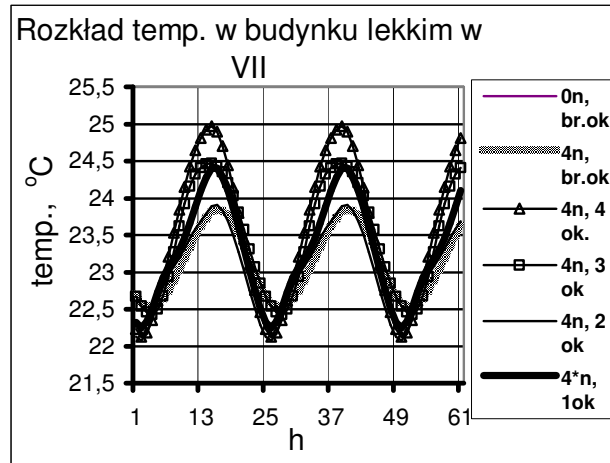
Dobowy rozkład temperatury wewnętrznej w budynku lekkim przy różnych krotnościach liczby wymian powietrza wentylacyjnego - n

Wyznaczono także rozkłady temperatury w pomieszczeniu przy różnej liczbie okien lub wręcz ich braku. Zauważono, że zyski energetyczne pochodzące od słońca, które pozyskuje pomieszczenie za ich pośrednictwem, w zależności od struktury materiałowej ściany, wpływają na poziom temperatury w pomieszczeniu (Kisilewicz 2003). Tę relację przedstawiają rys. 6.5 i 6.6. W budynku ciężkim, jak już powyżej zaznaczono, najwyższą temperaturę obserwuje się w przypadku wszystkich czterech okien i braku wentylacji. Obserwuje się ponadto duże oscylacje wynikające z oddziaływania słońca, które bezpośrednio przez okna penetruje wnętrze pomieszczenia. Przy braku okien ograniczony zostaje bezpośredni wpływ słońca i mimo braku wentylacji temperatura wewnętrzna jest w tym przypadku niższa i wynosi $23\text{ }^{\circ}\text{C}$ – por. rys 6.3 i 6.5. Ma ponadto stały przebieg, brak wymiany powietrza niweluje oscylacje wynikające z różnicy temperatury wewnętrznej i zewnętrznej. Najniższą temperaturę osiąga się, co jest oczywiste, przy braku okien i zwiększonym dwukrotnie w stosunku do podstawowego wydatku powietrza wentylacyjnego. Pomiędzy tymi temperaturami plasują się temperatury uzyskane dla różnej ilości okien (mają różną powierzchnię) czynnych o różnych orientacjach, stąd ich oscylacje dobowe są nieregularne.



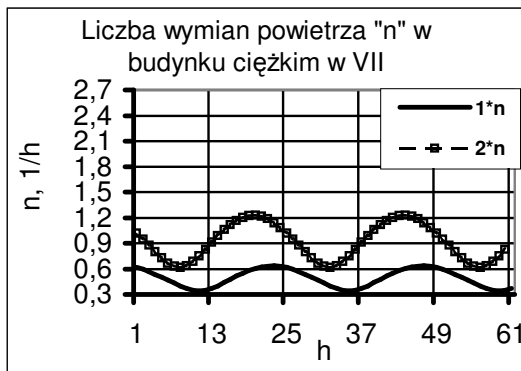
Rys. 6.5.

Dobowy rozkład temperatury wewnętrznej w budynku ciężkim z różną liczbą okien czynnych



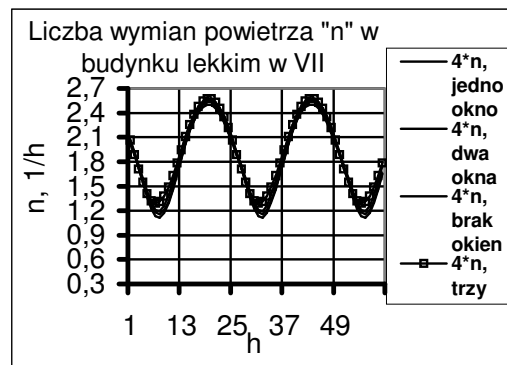
Rys. 6.6

Dobowy rozkład temperatury wewnętrznej w budynku lekkim z różną liczbą okien czynnych



Rys. 6.7.

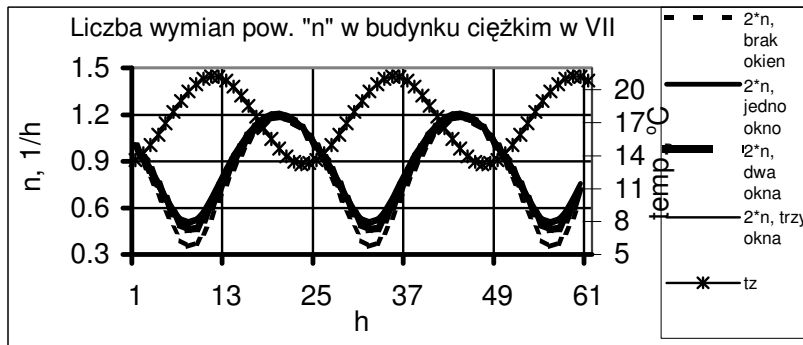
Dobowe wahania wymiany powietrza wentylacyjnego w budynku ciężkim z oknami



Rys. 6.8.

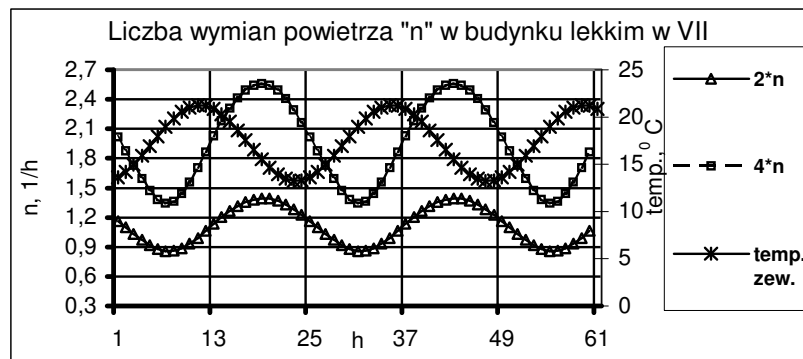
Dobowe wahania wymiany powietrza wentylacyjnego w budynku lekkim przy różnej liczbie okien

Dla wszystkich temperatur wewnętrznych z rys. 6.5 wymianę powietrza wentylacyjnego przedstawia rys. 6.9. W przypadku ściany lekkiej najwyższa temperatura panuje w pomieszczeniu przy braku okien i wymiany powietrza – patrz rys. 6.2. Ale nawet wtedy gdy w pomieszczeniu są wszystkie okna, a nie ma wentylacji to i tak temperatura (druga krzywa od góry) osiąga poziom znacznie wyższy niż przy ścianie ciężkiej, por. z rys. 6.2. Najniższą temperaturę uzyskuje się przy czterokrotnej do podstawowej wymianie powietrza. Z wykresów na rys. 6.6 widać, że orientacja okien nie różnicuje w takim samym stopniu temperatury wewnętrznej jak w budynku ciężkim. Generalnie w budynku lekkim oscylacje temperatury są ok. dwukrotnie wyższe. W przypadku budynków lekkich istotniejszą rolę w odbiorze ciepła z pomieszczenia odgrywa więc proces wymiany powietrza niż ciepła przez przegrody.



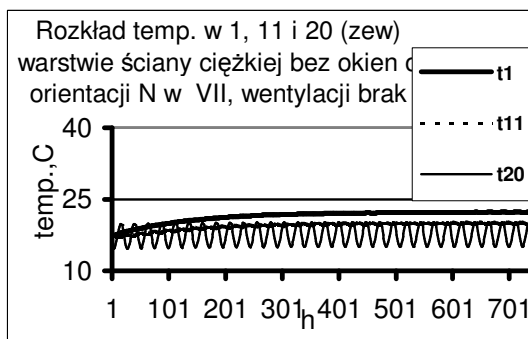
Rys. 6.9.

Dobowe wahania wymiany powietrza wentylacyjnego w budynku ciężkim w lipcu przy różnej liczbie okien



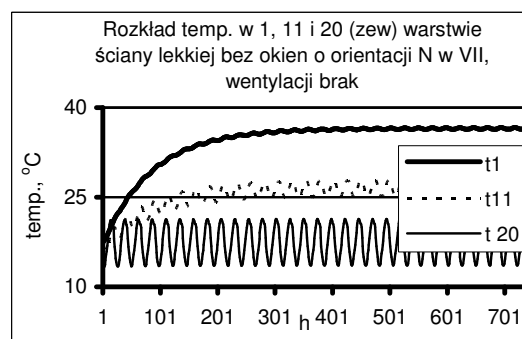
Rys. 6.10.

Dobowe wahania wymiany powietrza wentylacyjnego w budynku lekkim z oknami



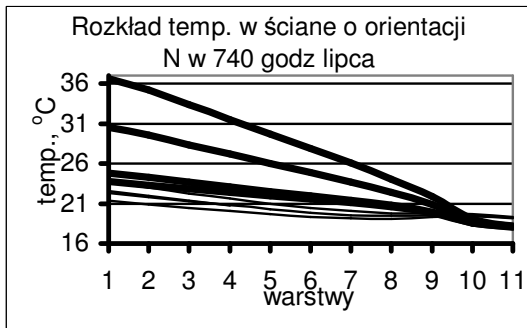
Rys. 6.11.

Miesięczne przebiegi temperatur w skrajnych i środkowej warstwie ściany o orientacji północnej budynku ciężkiego



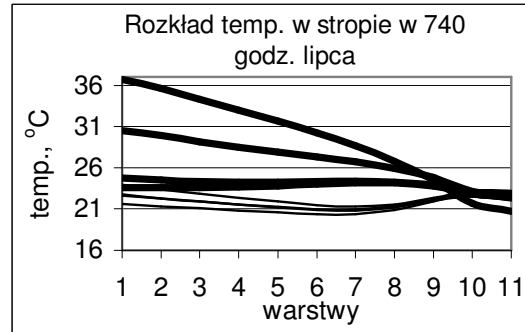
Rys. 6.12.

Miesięczne przebiegi temperatur w skrajnych i środkowej warstwie ściany o orientacji północnej budynku lekkiego



Rys. 6.13.

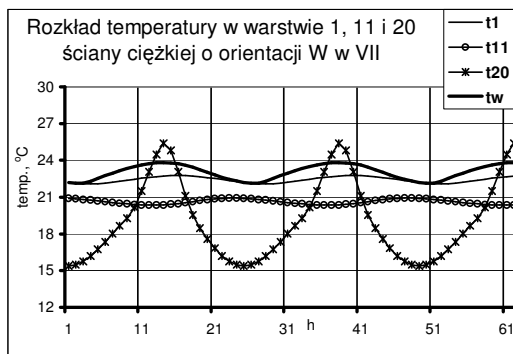
Spadek temperatury w ścianie o orientacji północnej od warstwy wewnętrznej do zewnętrznej



Rys. 6.14.

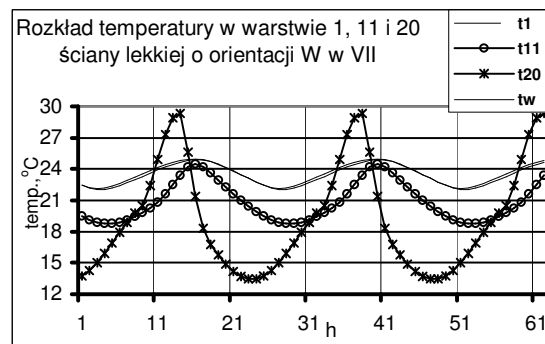
Spadek temperatury w stropie od warstwy wewnętrznej do zewnętrznej

Rys. 6.7÷6.9 przedstawiają dobowe wahania wymiany powietrza wentylacyjnego w budynku ciężkim i lekkim. Obliczone liczby wymian odnoszą się do uzyskanych z symulacji numerycznych temperatur wewnętrznych z rys. 6.3÷6.6. Priorytetem tych symulacji był akceptowany przez użytkowników budynku poziom temperatury. Wahania dobowe wymian powietrza zależą przede wszystkim od temperatur otoczenia i temperatury w pomieszczeniu, a na nią z kolei oddziałuje ta część energii pochodząca z promieniowania słonecznego, która jest przekazywana za pośrednictwem okien i ta zakumulowana w ścianach. Rys. 6.11 przedstawiający przebieg temperatury w pierwszej warstwie ściany ciężkiej o orientacji północnej w cyklu obliczeniowym, bez okien i wentylacji, ma podobny wyrównany rozkład jak temperatury w pomieszczeniu w tych samych warunkach. Temperatura w pomieszczeniu ustala się na poziomie ok. ~ 22 °C, w pierwszej warstwie osiąga ~ 24 °C. W warstwie środkowej ściany, temperatura jest także wyrównana. Natomiast temperatura warstwy zewnętrznej oscyluje z amplitudą 5 °C. Jest to wynikiem oddziaływania dobowych zmian głównie temperatury otoczenia, bo chodzi tu o ścianę północną. Udział promieniowania rozproszonego w całkowitym w lipcu wynosi zaledwie 22% (Bzowska 2002), za to różnica między temperaturą dnia i nocy wynosi 4,43 °C co stanowi $\frac{1}{4}$ wartości średniej temperatury otoczenia (Kossecka i Bzowska 1992).



Rys. 6.15.

Dobowe wahania temperatury, w skrajnych i środkowej warstwy ściany o orientacji zachodniej budynku ciężkiego



Rys. 6.16.

Dobowe wahania temperatury, w skrajnych i środkowej warstwy ściany o orientacji zachodniej budynku lekkiego

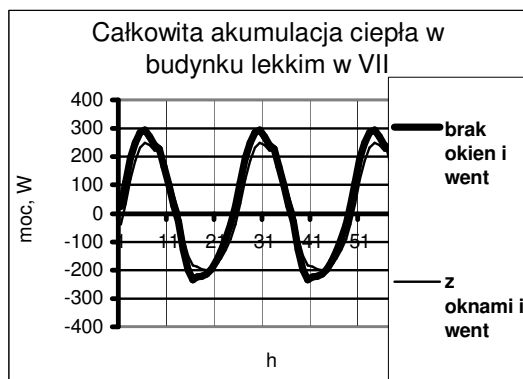
Co się tyczy ściany lekkiej, to występują analogie z temperaturą w pomieszczeniu (patrz rys. 6.2) w przypadku pierwszej i środkowej warstwy ściany, natomiast wpływ temperatury otoczenia jest wyraźniejszy, oscylacje są większe, bo słabiej tłumione.

Rys. 6.13 pokazuje spadek temperatury po grubości ściany północnej, a rys. 6.14 po grubości stropu w 740 godz. cyklu obliczeniowego. Trzy górne linie dotyczą budynku lekkiego: najwyższa pokazuje temperaturę w przypadku, kiedy pomieszczenie pozbawione jest zarówno okien jak i wentylacji, druga w pomieszczeniu z oknami, ale bez wentylacji i trzecia z oknami i z wentylacją o począzornej krotności wymiany powietrza w stosunku do podstawowej. Natomiast w przypadku budynku ciężkiego najwyższą temperaturą charakteryzuje się ściana w budynku pozbawionym wentylacji, ale za to ze wszystkimi oknami. Temperatura ta jest niewiele niższa niż ta w budynku lekkim z oknami i intensywnie przewietrzanym. Niższą temperaturę od poprzedniej, ma ściana w pomieszczeniu pozbawionym zarówno wentylacji jak i okien, a najniższą w pomieszczeniu z oknami i wentylacją. W przypadku stropu porządek ułożenia kolejnych temperatur jest identyczny, należy jednak zwrócić uwagę, że w stropie w budynku ciężkim rozkład temperatury ma nieco inny charakter.

Rys. 6.15 pokazuje wpływ słońca na rozkład temperatury w ścianie o orientacji zachodniej w pomieszczeniu zaopatrzonym w okna i z wymianą powietrza. Temperatury w warstwie pierwszej i środkowej są dość wyrównane natomiast w warstwie ostatniej temperatura charakteryzuje się silnymi oscylacjami. W przypadku ściany lekkiej są prawie dwukrotnie większe niż na ścianie północnej (por. rys. 6.12 i 6.16). Temperatura w warstwie pierwszej budynku lekkiego jest tylko nieznacznie niższa od temperatury w pomieszczeniu, dlatego też odbiór ciepła z budynku możliwy jest głównie przez wymianę powietrza wentylacyjnego.

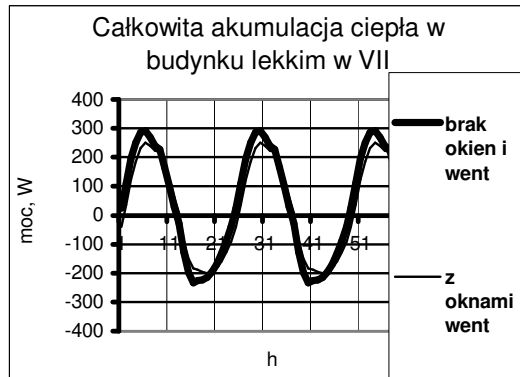
Budynki pozbawione wpływu energii z promieniowania słonecznego

W naszym klimacie nierzadko zdarzają się sytuacje, kiedy w lecie mamy nadmiar dni pochmurnych, dlatego też przeprowadzono symulacje badanego budynku w skrajnej sytuacji, bez słońca z wewnętrznym źródłem ciepła równym jak poprzednio 500 W i dodatkowo – 200 W.



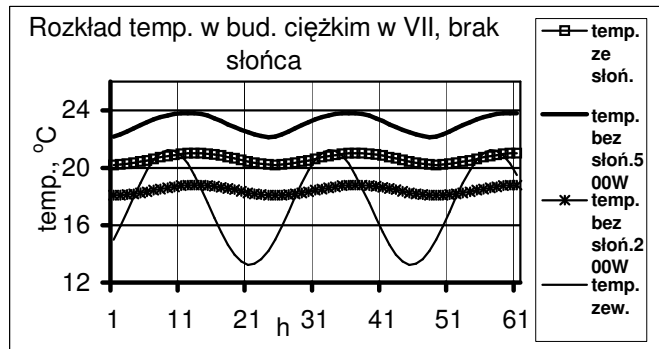
Rys. 6.17.

Całkowita akumulacja ciepła w budynku ciężkim i lekkim przy różnych relacjach pomiędzy powierzchnią okien i wymianą powietrza wentylacyjnego



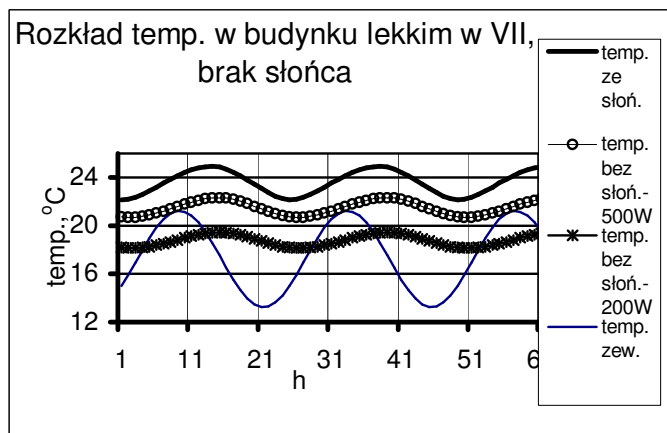
Rys. 6.18.

Całkowita akumulacja ciepła w budynku lekkim przy różnych relacjach pomiędzy powierzchnią okien i wymianą powietrza wentylacyjnego



Rys. 6.19.

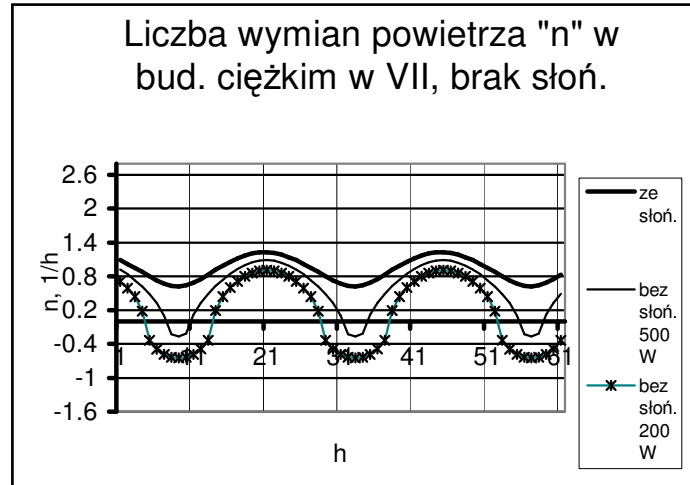
Dzienne wahania temperatury wewnętrznej w budynku ciężkim przy słońcu i bez słońca



Rys. 6.20.

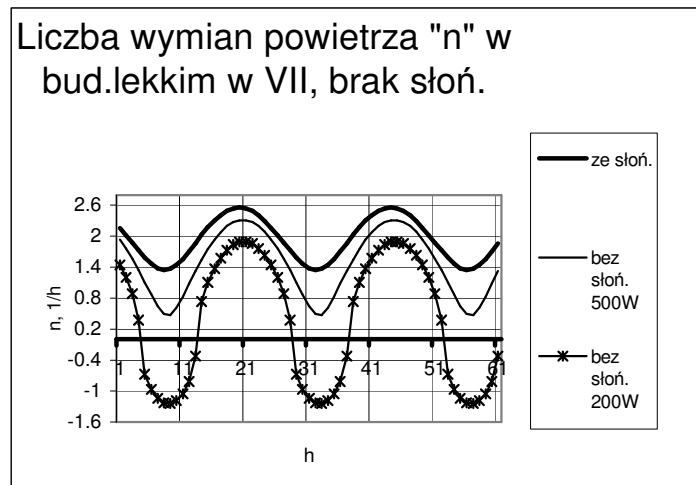
Dzienne wahania temperatury wewnętrznej w budynku lekkim przy słońcu i bez słońca

Zarówno rys. 6.19 i 6.20 przedstawiają rozkład temperatury w budynku z oknami, ale bez zysków energii pochodzącej z promieniowania słonecznego. W budynku działała wentylacja o wymianie powietrza, która przy słońcu zapewniała w pomieszczeniu temperaturę ok. 22 °C, natomiast obecnie przekracza niewiele 20 °C, a przy obniżonym wydatku ciepła – 200 W zaledwie 18÷19 °C. Przy braku słońca, co jest oczywiste, oscylacje temperatury są mniejsze. Podobnie sytuacja wygląda w budynku lekkim.



Rys. 6. 21.

Dobowe wahania wymiany powietrza wentylacyjnego (podwójna krotność wymiany w stosunku do wartości podstawowej) w budynku ciężkim przy wszystkich oknach czynnych w okresie bezsłonecznym

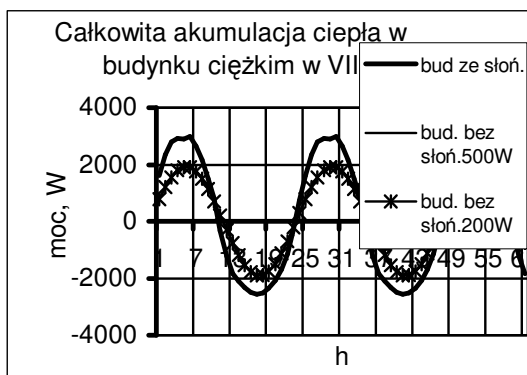


Rys. 6. 22.

Dobowe wahania wymiany powietrza wentylacyjnego (poczwórna krotność wymiany w stosunku do wartości podstawowej) w budynku lekkim przy wszystkich oknach czynnych w okresie bezsłonecznym

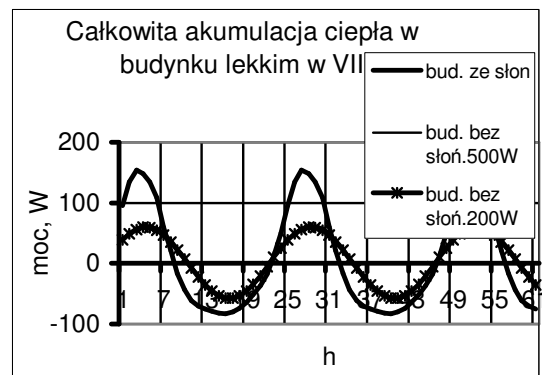
Przy braku słońca w godzinach południowych w badanym przypadku temperatura wewnętrzna jest niższa od temperatury otoczenia. W tej sytuacji musi wystąpić odwrócony przepływ powietrza wentylacyjnego – jest to widoczne zarówno na rys. 6.21 jak i 6.22. Zanik przepływu bądź przepływ odwrotny obserwuje się w typowych domach murowanych. Mianowicie w suterenach, gdzie grunt wokół przegród zewnętrznych stanowi poważną przeszkodę w pozyskiwaniu ciepła z zewnątrz, gdzie mimo wewnętrznych źródeł ciepła generowany przez nie wypór termiczny jest zbyt mały by „uruchomić” wentylację. Jak widać z rys. 6.21 domy lekkie wymagają w chłodnych okresach letnich dogrzewania, ponieważ przy ich strukturze materiałowej, niewystarczającej wentylacji może dojść do zawilgocenia przegród.

Całkowita akumulacja ciepła w budynku zarówno ciężkim jak i lekkim pomniejszona jest o zyski energetyczne pochodzące z promieniowania bezpośredniego. Spadek o 300 W wydatku wewnętrznego źródła ciepła nie zmienia stopnia akumulacji – linie te na rys. 6.23 i 6.24 pokrywają się. Natomiast przesunięcie ekstremum wartości jest zauważalne, szczególnie w budynku lekkim.



Rys. 6.23.

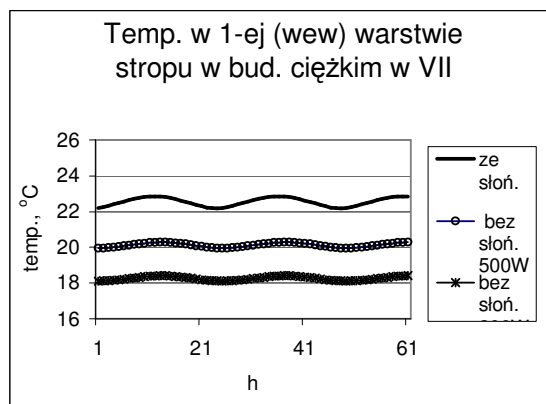
Całkowita akumulacja ciepła w budynku ciężkim przy wszystkich oknach i podwójnej krotności wymiany powietrza wentylacyjnego



Rys. 6.24.

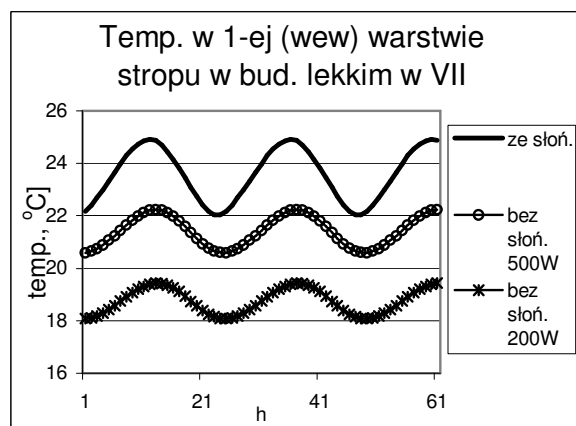
Całkowita akumulacja ciepła w budynku lekkim przy wszystkich oknach i poczwórnej krotności wymiany powietrza wentylacyjnego

Rys.6.25 i rys. 6.26 porównuje rozkład temperatury w wewnętrznej warstwie stropu w budynku poddanym oddziaływaniu słońca i przy jego braku.



Rys. 6.25.

Dobowe przebiegi temperatury w pierwszej, wewnętrznej warstwie stropu budynku ciężkiego ze wszystkimi oknami i przy podwójnej krotności wymian powietrza wentylacyjnego



Rys. 6.26.

Dobowe przebiegi temperatury w pierwszej, wewnętrznej warstwie stropu budynku lekkiego ze wszystkimi oknami i przy poczwórnej krotności wymian powietrza wentylacyjnego

Podsumowanie

Symulacje procesu wymiany ciepła i powietrza przeprowadzono przy założeniu, że powietrze w budynku jest wymieszane (Li i Delsante 2001). Takie założenie wynika z wytwarzanej w pomieszczeniu sytuacji. Użytkownicy budynku i zainstalowany tam sprzęt traktowany jest jak rozproszone po podłodze źródła ciepła, które wytwarzają strugi konwekcyjne. W pomieszczeniu są zlokalizowane w przeciwległych ścianach, jeden przy podłodze drugi pod sufitem, otwory wentylacyjne. W sytuacji, kiedy w pomieszczeniu jest dostatecznie dużo rozproszonych źródeł ciepła i istnieją otwory wentylacyjne o wymienionej konfiguracji można przyjąć, że powietrze jest wymieszane. Wyniki obliczeń potwierdziły to założenie. W przypadku braku stratyfikacji temperatury w pomieszczeniu, temperatury wewnętrznych warstw ścian i stropu powinny być zbliżone.

I tak jest w budynku lekkim, gdzie temperatura wszystkich przegród różni się nieznacznie. Natomiast w budynku ciężkim temperatura pomiędzy wewnętrzną warstwą ściany północnej, a stropem różni się $\sim 0,5$ °C. Różnica pomiędzy dniem i nocą najcieplejszej warstwy przegrody – stropu, a ścianą północną wynosi ~ 1 °C. Wydaje się więc, że przyjęcie założenia pełnego wymieszania powietrza w pomieszczeniu jest uzasadnione.

Zdolności akumulacji ciepła, wynikającej ze struktury ściany, różnią się pomiędzy budynkami znacznie, bo aż dziesięciokrotnie – rys. 6.17 i 6.18. Świadczą o tym także temperatury w zewnętrznej warstwie ściany. W nocy, w lipcu w przypadku ściany lekkiej temperatura w zewnętrznej jej warstwie, poza dachem, spada do temperatury otoczenia, podczas gdy w budynku ciężkim jest o 3 °C wyższa od temperatury otoczenia. W ścianie ciężkiej występuje też przesunięcie minimów, które wynosi ok. 3 h. Maksymalna temperatura ściany lekkiej, o orientacji zachodniej jest aż o 8 °C wyższa od temperatury otoczenia, a ciężkiej tylko o 4 °C.

Godna wnikliwej analizy wydaje się być: liczba, orientacja i powierzchnia okien. Wpływ tych czynników na poziom temperatury wewnętrznej pokazuje rys. 6.3. Przy dwóch oknach czynnych tj. północnym i wschodnim i przy ich udziale w powierzchni ściany 0,6 i 0,3 odpowiednio, otrzymujemy w pomieszczeniu względnie stałą temperaturę w obrębie dnia, nieznacznie podwyższoną po południu. Inny układ okien wywołuje maksima temperaturowe i temperatura nie jest tak wyrównana jak przy oknach od wschodu i północy. Ponieważ zmiany temperatury wewnętrznej (gęstości powietrza) nie są duże, więc i przepływ powietrza wentylacyjnego w badanym budynku jest zbliżony, niezależnie od liczby i orientacji okien. Podobnego zjawiska odnośnie okien nie obserwujemy w budynku lekkim.

Podstawowym wyróżnikiem pomiędzy badanymi typami budynków jest oczywiście wydatek powietrza wentylacyjnego. Dla utrzymania temperatury wewnętrznej na poziomie 22 °C, należy aż dwukrotnie zwiększyć wymianę powietrza w budynku lekkim w porównaniu z ciężkim, bo możliwości akumulacji ciepła w budynku lekkim są aż 10-krotnie mniejsze niż w ciężkim – rys. 6.17.

Nadmiar słońca nawet w naszym klimacie może być dokuczliwy, ale jego brak również. Dlatego przeprowadzono analogiczne obliczenia, ale z pominięciem oddziaływania słońca. Ten cykl obliczeniowy może odnosić się nie tylko do bezsłonecznego lipca, zyski słoneczne sprowadzają się wtedy do niewielkich ilości energii z promieniowania rozproszonego, ale także do budynków zacienionych, użytkowanych suterem gdzie promieniowanie docierające przez okna jest niewielkie z racji ustawienia słońca na niebie w okresie letnim ponadto, grunt skutecznie uniemożliwia absorpcję promieniowania przez ściany. Akumulacja ciepła w budynku spada porównywalnie z utraconym ciepłem od słońca. Obniżenie wydatków z wewnętrznych źródeł ciepła z 500 W na 200 W jest tak niewielkie, że nie zmienia to poziomu akumulacji, powoduje jednak spadek temperatury wewnętrznej w takim niemal stopniu jak pominięcie zysków energetycznych pochodzących od słońca.

Przy braku promieniowania słonecznego ściana ciężka w dalszym ciągu lepiej tłumi oscylacje temperatury wewnętrznej niż lekka. Zarówno w budynku ciężkim jak i lekkim mogą wystąpić odwrócone relacje pomiędzy gęstością powietrza otoczenia i wewnętrznego. Ta zmiana relacji wywołuje przepływy odwrotne powietrza wentylacyjnego. W badanym przypadku - rys. 6.21 i 6.22 przepływy odwrotne występują w godzinach południowych, co oznacza, że są okresy wyrównanej gęstości powietrza otoczenia i wewnętrznego i wymiana powietrza ustaje. Są to niekorzystne zjawiska nie tylko z punktu widzenia użytkownika. Brak odprowadzania wilgoci może doprowadzić do fatalnych skutków w obu budynkach, ale jest zabójczy dla przegród wykonanych z wełny mineralnej, czy styropianu. Analizując otrzymane wyniki obliczeń należy pamiętać, że

wykorzystywany tu model wymiany ciepła ujmuje ten proces deterministycznie, a więc nie obejmuje losowych zmian parametru ujętych w odchyleniu standardowym. Z punktu widzenia procesów wymiany ciepła w budynkach najistotniejszą rolę odgrywa temperatura otoczenia, która koreluje z pozostałymi parametrami pogody, a przede wszystkim z całkowitym promieniowaniem słonecznym. Odchylenie standardowe σ dla temperatury otoczenia w lipcu wynosi 3,45 °C, przy wartości średniej równej 17,24 °C i amplitudzie 4,04 °C, a dla całkowitego promieniowania słonecznego $\sigma = 1558 \text{ Wh/m}^2$ przy wartości średniej – 4724 Wh/m^2 . Wartości odchyłeń standardowych są znaczące tak jak i wartość współczynnika korelacji ρ_{xy} . Współczynnik korelacji charakteryzuje wzajemny wpływ wartości losowych parametrów pogody i w przypadku temperatury i całkowitego promieniowania słonecznego w lipcu jest duży w porównaniu z okresem zimowym i wynosi 0,44. W przypadku promieniowania rozproszonego, które jest także obecne nawet przy pełnym zachmurzeniu, trend jest odwrotny i w lipcu wartość współczynnika korelacji jest znikoma i wynosi 0,01, a więc ten czynnik nie wpływa na przebieg procesu (Bzowska 2002). Co się tyczy wymiany powietrza wentylacyjnego to pominięto w tej fazie analizy oddziaływanie wiatru zakładając, że nad otworami wentylacyjnymi są osłony. Ponadto, wpływ wiatru przy dolnym otworze jest pomijalny z racji chropowatości terenu. Przy otworze górnym na wysokości 3 m nad ziemią prędkość wiatru waha się wraz z amplitudą od 0,4 m/s do 0,8 m/s zależnie od kierunku. Odchylenia standardowe szumów są tego samego rzędu. Korelacje wiatru z temperaturą otoczenia i promieniowaniem słonecznym są niewielkie (Bzowska 2001). Wybór struktury materiału i grubości ścian badanych obiektów wynika z obserwacji. Budowane na przełomie poprzednich wieków lub nawet wcześniej hale nazwane ciężkimi, po remontach funkcjonują w innym charakterze jako obiekty użytkowe, natomiast lekkie są wszechobecne.

Dodatek 1

Analizując wpływ promieniowania słonecznego na ścianę budynku rozpatruje się niezależnie strumień promieniowania bezpośredniego oraz strumień promieniowania dyfuzyjnego, który zgodnie z teorią Liu-Jordana traktuje się jako izotropowy. Dodatkowo można uwzględnić jeszcze promieniowanie odbite od płaszczyzny gruntu, co w niniejszych rozważaniach zostanie pominięte. Gęstości obu tych strumieni [W/m^2] padających na płaszczyznę poziomą można uzyskać z badań publikowanych przez stacje meteorologiczne w postaci sum godzinowych, dziennych lub miesięcznych. Wartości te pozwalają następnie wyznaczyć gęstości promieniowania na dowolnie umieszczone w przestrzeni powierzchni.

Zgodnie z teorią Liu-Jordana całkowitą gęstość strumienia energii promieniowania słonecznego padającego na powierzchnię pochyloną pod kątem β do poziomu można opisać wzorem:

$$G_{\beta} = G_b R_b + G_d R_d \quad (\text{D.1})$$

Gdzie: G_b - gęstość strumienia promieniowania bezpośredniego na powierzchni poziomej (dana pomiarowa),

G_d - gęstość strumienia promieniowania dyfuzyjnego na powierzchni poziomej (dana pomiarowa),

R_b - współczynnik korekcyjny dla promieniowania bezpośredniego,

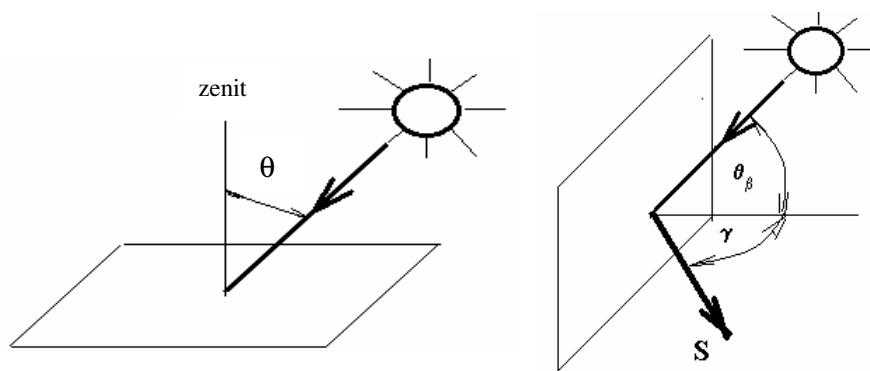
R_d - współczynnik korekcyjny dla promieniowania dyfuzyjnego.

Powyższe współczynniki korekcyjne wyznaczyć można z następujących zależności:

$$R_b = \frac{\cos \theta_\beta}{\cos \theta_z} : \quad R_d = \frac{1 + \cos \beta}{2} \quad (D.2)$$

Relacje pomiędzy promieniowaniem słonecznym, a płaszczyzną pionową (kąt θ_β dla ściany pionowej $\beta = 90^\circ$) i poziomą przedstawia rys. D.1. Dodatkowo zaznaczono kąt γ jaki tworzy normalna do ściany z azymutem południowym.

Kąt padania promieniowania słonecznego θ_β na dowolnie usytuowaną powierzchnię określoną kątami β , tj. kątem pochylenia ściany względem płaszczyzny poziomej i kątem γ tzw. azymutem ściany tj. kątem pomiędzy normalną do ściany a kierunkiem lokalnego południka mierzonym względem kierunku południowego (na wschód – ujemny, na zachód dodatni) wyznacza się ze wzoru:



Rys. D.1.

$$\cos \theta_\beta = \sin \delta \sin \phi \cos \beta - \sin \delta \cos \phi \sin \beta \cos \gamma + \cos \delta \cos \phi \cos \beta \cos \omega + \cos \delta \sin \phi \sin \beta \cos \gamma \cos \omega + \cos \delta \sin \beta \sin \gamma \sin \omega \quad (D.3)$$

Dla powierzchni pionowej, dla której $\beta = 90^\circ$ otrzymuje się:

$$\cos \theta_\beta = \cos \delta (\sin \phi \cos \gamma \cos \omega + \sin \gamma \sin \omega) - \sin \delta \cos \phi \cos \gamma \quad (D.4)$$

Dla powierzchni poziomej tj. dla $\beta = 0$ kąt padania promieniowania staje się równy tzw. kątowi zenitu θ_z :

$$\cos \theta_z = \cos \delta \cos \phi \cos \omega + \sin \delta \sin \phi \quad (D.5)$$

W powyższych wzorach ϕ to szerokość geograficzna (dodatnia dla półkuli północnej), a δ to deklinacja słoneczna, którą dla określonego „n-tego” dnia roku wyznaczyć można z przybliżonej formuły Coopera:

$$\delta = 23,45 \sin \left(360 \frac{284n}{365} \right) \quad (\text{stopnie}) \quad (D.6)$$

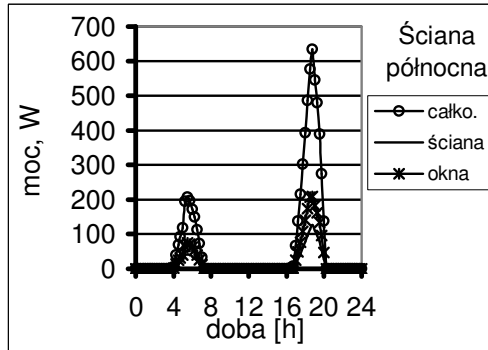
Energia padająca na ścianę jest przez nią częściowo absorbowana, przy czym współczynniki absorpcji α wyznaczone są dla składowej promieniowania prostopadłej do ściany. Stąd energia absorbowana przez ścianę poziomą wyniesie:

$$E_{abs} = \alpha (G_b + G_d) \cos \theta_z \quad (D.7)$$

a na płaszczyznę pionową

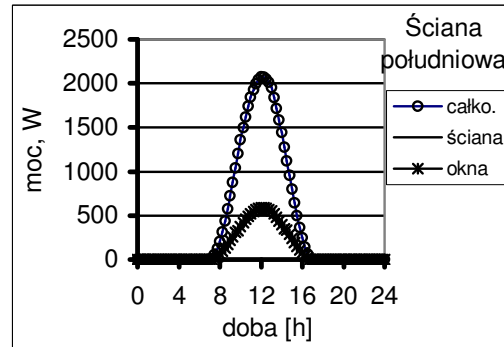
$$E_{abs} = \alpha \left(G_b \frac{\cos \theta_\beta}{\cos \theta_z} + 0,5G_d \right) \cos \theta_\beta \quad (D.8)$$

Wg powyżej podanych zależności wyznaczono w badanym obiekcie dobowe rozkłady słonecznych zysków energetycznych pozyskiwanych przez kolejne okna i ściany oraz dach budynku w lipcu w przyjętej lokalizacji. Wyznaczone zyski energetyczne porównano z całkowitym promieniowaniem słonecznym docierającym do powierzchni pionowej i równoległej do poziomu ziemi - rys. D.2÷D.6. Rozpatrywany budynek zorientowany jest na: południe, północ, zachód i wschód. Powierzchnia całkowita każdej ściany wynosi 15 m^2 , a dachu 25 m^2 . We wszystkich ścianach znajdują się okna. W ścianie o orientacji południowej znajduje się okno o powierzchni $7,5 \text{ m}^2$, którego udział stanowi 0,5 całkowitej powierzchni. Ściana północna ma okno o powierzchni 9 m^2 , co stanowi 0,6 jej powierzchni. Ściana zachodnia, na którą pada w lecie najwięcej promieniowania słonecznego, wyposażona jest w okno o powierzchni $1,5 \text{ m}^2$ i jego udział wynosi 0,1, a w ścianie wschodniej znajduje się okno o powierzchni $4,5 \text{ m}^2$.



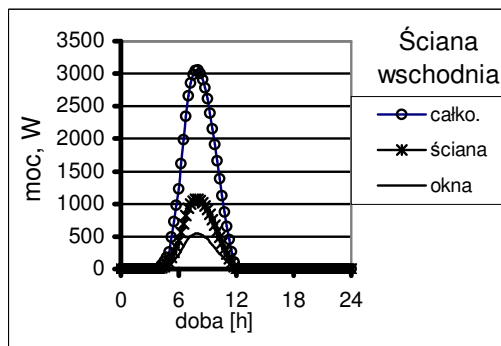
Rys. D.2.

Słoneczne zyski energetyczne przez przegrody o orientacji północnej



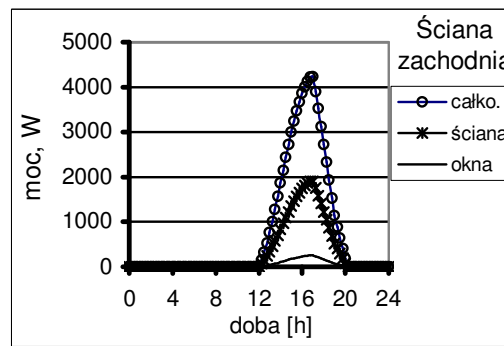
Rys. D.3.

Słoneczne zyski energetyczne przez przegrody o orientacji południowej



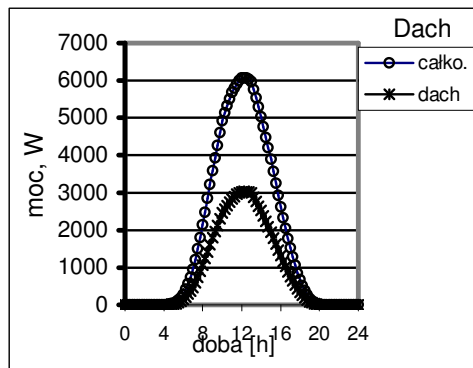
Rys. D.4.

Słoneczne zyski energetyczne przez przegrody o orientacji wschodniej



Rys. D.5.

Słoneczne zyski energetyczne przez przegrody o orientacji zachodniej



Rys. D.6.

Słoneczne zyski energetyczne pomieszczenia pozyskiwane przez dach

6.2. WENTYLACJA XXI W. - WENTYLACJA Z ODZYSKIEM CIEPŁA*

Przedstawiono krótki przegląd urządzeń do odzysku ciepła. Zwrócono uwagę na rekuperatory przeciwprądowe, a w szczególności na nową, oryginalną polską konstrukcję - spiralny wymiennik ciepła wentylacyjnego o przepływie wzdłużnym. Efektywność pracy tych urządzeń potwierdzono zaprezentowanymi analizami ekonomicznymi.

Przypomniano o określonym w polskim prawie obowiązku stosowania odzysku ciepła w instalacjach wentylacyjnych o strumieniach objętości powietrza wentylacyjnego powyżej 10 000 m³/h.

Z przedstawionych analiz ekonomicznych na przykładzie wymiennika spiralnego wynika, że stosowanie odzysku ciepła w mniejszych instalacjach wentylacyjnych niż podaje ustawa jest również opłacalne. Wyznaczano czas prostego zwrotu nakładów. Zwykle jest on krótszy niż trzy lata. Zależy on również od warunków klimatycznych.

Odzyskiwanie ciepła w instalacjach wentylacyjnych

Nowoczesne budownictwo odznacza się dobrą izolacyjnością przegród zewnętrznych. Ściany oraz okna, a także posadzki oraz strop czy stropodach, charakteryzują się coraz mniejszą wartością współczynnika przenikania ciepła. Powoduje to, że maleje udział strat ciepła przez przenikanie w ogólnym bilansie strat ciepła budynku w miarę zaostrzania wymagań ochrony cieplnej budynków. Zwiększa się natomiast udział strat ciepła na ogrzanie powietrza wentylacyjnego. Orientacyjne udziały poszczególnych strat ciepła dla aktualnie wznoszonych budynków przedstawiono na rys. 6.27.

Ciągły wzrost cen nośników energii skłania do racjonalnej gospodarki energią cieplną. System z odzyskiem ciepła z powietrza wentylacyjnego składa się najczęściej z: wentylatora nawiewnego, wentylatora wyciągowego, zespołu odzysku ciepła, filtrów, nagrzewnic, sieci kanałów nawiewnych i wyciągowych, kratki nawiewnych i wyciągowych. Wentylatory, filtry, nagrzewnica i zespół odzysku ciepła to elementy agregatu wentylacyjnego. Kanały i kratki służą do prawidłowego rozprowadzenia powietrza. Powietrze nawiewane jest do pomieszczeń mieszkalnych z małymi prędkościami, aby uniknąć wrażenia przeciągu.

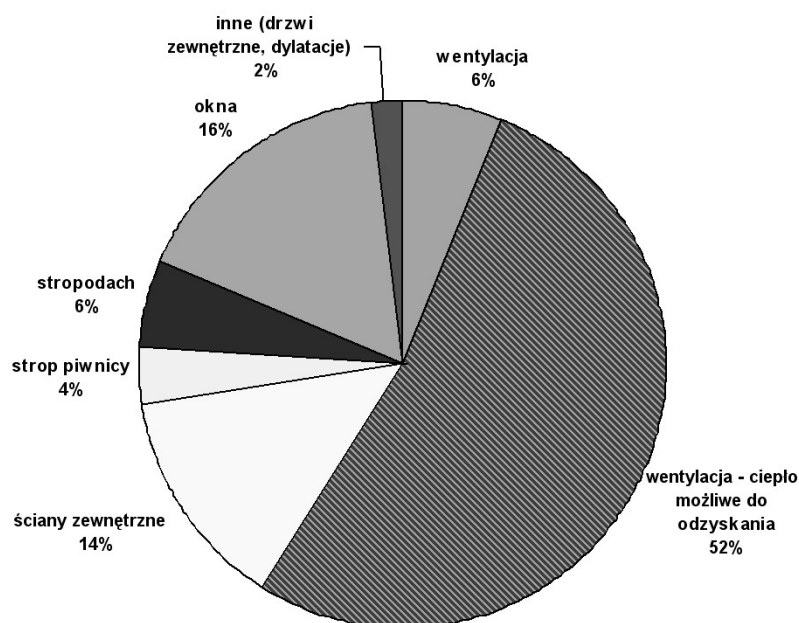
W domach jednorodzinnych wyciągi zlokalizowane są najczęściej w łazienkach i w kuchni. Agregat powinien być umieszczony w oddzielnym pomieszczeniu (np. piwnica, poddasze). Oferowane są również centrale nie wymagające specjalnych pomieszczeń. Różnica pomiędzy zwykłą instalacją mechaniczną a instalacją z odzyskiem ciepła polega jedynie na zastosowaniu urządzenia do odzysku ciepła wentylacyjnego. Urządzenie ma za zadanie przekazanie ciepła ze zużytego powietrza usuwanego z pomieszczeń do strugi nawiewanej do pomieszczeń. Dzięki tej wymianie zapotrzebowanie ciepła na podgrzanie powietrza wentylacyjnego znacznie się zmniejsza. Proces ten odbywać się powinien tak, aby strugi powietrza nawiewanego i usuwanego nie mieszały się ze sobą.

Wykorzystanie wszystkich zalet wybranego systemu wentylacji z odzyskiem ciepła w budynkach mieszkalnych wymaga uwzględnienia go już na etapie projektowania budynku. System ten może być stosowany także w obiektach modernizowanych, gdzie przeprowadzono termorenowację. Istotny jest prawidłowy dobór urządzeń i prawidłowy rozdział powietrza w instalacji wentylacyjnej. Dobór wydajności centrali rekuperacyjnej należy przeprowadzić w oparciu o minimum sanitarno-higieniczne powietrza nawiewanego na osobę, w oparciu o minimum wentylacji łazienek i kuchni oraz w oparciu o minimum ilości wymian dla łącznej kubatury pomieszczeń. Niezależnie od przyjętego

* autor: **Mariusz Adamski**

Katedra Ciepłownictwa, Politechnika Białostocka
redakcja: Zbigniew Trzeciakiewicz

doboru nie można pominąć minimum higienicznego na osobę.



Rys. 6.27.

Najczęściej spotykane wartości udziałów strat ciepła dla budynków obecnie wznoszonych (piwnice nieogrzewane, stropodach)

Nie warto oszczędzać na wydajności centrali rekuperacyjnej, gdyż możemy nie uzyskać minimum sanitarno-higienicznego w poszczególnych pomieszczeniach, co fatalnie odbije się na jakości pracy wentylacji.

Obecnie w mechanicznych instalacjach wentylacyjnych stosuje się następujące rozwiązania:

- recyrkulacja powietrza albo,
- odzysk ciepła z powietrza usuwanego z pomieszczeń.

Eksploatacja instalacji wentylacyjnej w okresie zimowym pracującej w całości na powietrzu świeżym bez recyrkulacji i bez odzysku ciepła powoduje nieracjonalnie wysokie koszty.

Wraz ze wzrostem izolacyjności cieplnej budynków i wzrostem cen nośników energii zwiększa się zainteresowanie odzyskiwaniem ciepła z powietrza wentylacyjnego. Oprócz oszczędności energii cieplnej, inwestorzy kierują się także chęcią poprawy jakości powietrza w budynku. Na rynku oferowanych jest wiele rozwiązań i stale podnoszona jest ich efektywność odzysku ciepła.

Recyrkulacja powietrza

Jest to najprostszy, a zarazem najtańszy sposób odzyskiwania ciepła wentylacyjnego, który może być jednak stosowany w nielicznych przypadkach. Praktycznie pod uwagę można tu brać pomieszczenia, w których obowiązuje zakaz palenia. Jest cała grupa pomieszczeń, w których stosowanie recyrkulacji nie jest dozwolone.

Recyrkulacja powietrza polega na skierowaniu części usuwanego powietrza do kanału nawiewnego instalacji wentylacyjnej. Najczęściej proces mieszania odbywa się przed nagrzewnicą wstępną. Jest to tzw. recyrkulacja pierwszego rodzaju. Rzadziej stosuje się recyrkulację drugiego rodzaju, która polega na zmieszaniu części usuwanego powietrza

z powietrzem nawiewanym przed nagrzewnicą wtórną. W bardzo rozbudowanych centralach wentylacyjnych stosuje się oba sposoby recyrkulacji powietrza.

Proces mieszania powietrza zewnętrznego (świeżego) z powietrzem usuwanym, którego wilgotność jest zwykle powyżej 50%, może spowodować kondensację pary wodnej. Odbywa się on w komorze zmieszania wyposażonej w przepustnice do wyregulowania proporcji powietrza zewnętrznego i usuwanego, poprzez dławienie strumieni. W trakcie przepływu otrzymanej mieszaniny przez nagrzewnicę jej temperatura zwiększa się i wilgotność względna maleje.

Recyrkulacja powietrza pierwszego rodzaju jest korzystna ze względu na ochronę nagrzewnicy wstępnej przed napływem powietrza o ujemnych temperaturach. Znane są przypadki zamarznięcia nagrzewnicy wskutek zakłóceń w dostawie energii cieplnej.

Wymiernym efektem recyrkulowania powietrza w instalacji wentylacyjnej jest znaczne zmniejszenie ilości powietrza zewnętrznego (świeżego) pobieranego w czepni, co w sposób bezpośredni przenosi się na ilość energii potrzebnej do jego ogrzania do wymaganej temperatury oraz ponoszone nakłady eksploatacyjne. Konstrukcja komory mieszania jest bardzo prosta.

Istotną wadą recyrkulacji powietrza jest ponowne kierowanie dwutlenku węgla, zapachów, dymów papierosowych, mikroorganizmów zawieszonych na cząsteczkach kurzu (w tym również chorobotwórczych) itd. do kanałów nawiewnych, a następnie do wentylowanych pomieszczeń. W sposób oczywisty obniża to jakość działania instalacji i pogarsza samopoczucie osób przebywających w tak wentylowanych pomieszczeniach. Może wywoływać uczucie senności lub duszności.

Normy określają minimalne ilości powietrza świeżego przypadające na jedną osobę (tzw. minimum sanitarno-higieniczne).

Zalety recyrkulacji powietrza: prosta konstrukcja komory mieszania i obsługa oraz niski koszt eksploatacyjny, brak ryzyka szronienia. Wady: niska jakość powietrza nawiewanego, przenikanie zapachów i zanieczyszczeń.

Klasyfikacja urządzeń do odzysku energii

Konieczność oszczędzania energii w instalacjach wentylacyjnych spowodowała działania w dwóch kierunkach:

- zastosowanie rozwiązań stosowanych w innych dziedzinach techniki,
- poszukiwanie nowych konstrukcji.

Celowe jest stosowanie urządzeń osiągających wysokie sprawności odzysku ciepła w zakresie temperatur stosowanych w technice wentylacyjnej. Należy również uwzględnić nakłady związane z ewentualnym doprowadzeniem energii spoza układu oraz rozpatrzyć bilans wilgoci w pomieszczeniu. Znane rozwiązania można podzielić ze względu na sposób przekazywania ciepła na zasadnicze grupy:

- wymienniki rekuperacyjne (rekuperatory)
- wymienniki regeneracyjne (regeneratory)
- pompy ciepła.

Efektywność odzysku energii

Wielkością charakteryzującą urządzenie do odzysku energii jest efektywność odzysku E_o , definiowana jako stosunek (strumienia) energii odzyskanej Q_o do (strumienia) energii, która zostałaby stracona Q_t w układzie wentylacyjnym bez odzysku, tzn.

$$E_o = \frac{\text{energia odzyskana } Q_o}{\text{energia, która zostałaby stracona } Q_t} \quad (6.6)$$

czyli

$$E_o = \frac{Q_o}{Q_t} \quad (6.7)$$

Strumień energii cieplnej powietrza zewnętrznego (exterior) przed wymiennikiem wynosi Q_{e1} , za nim zaś Q_{e2} . Dla powietrza wewnątrz pomieszczenia (interior), które jest usuwane, wielkości te wynoszą odpowiednio Q_{i1} i Q_{i2} .

Strumień energii traconej wraz z powietrzem usuwanym do atmosfery bez stosowania odzysku wynosi:

$$Q_t = Q_{i1} - Q_{e1} \quad (6.8)$$

Zastosowanie urządzenia do odzysku energii umożliwia odzyskanie strumienia energii w ilości

$$Q_o = Q_{e2} - Q_{e1} \quad (6.9)$$

co odpowiada strumieniowi energii doprowadzonej do powietrza nawiewanego (zewnętrznego) w urządzeniu odzyskującym energię lub

$$Q_o = Q_{i1} - Q_{i2} \quad (6.10)$$

co odpowiada strumieniowi energii pobranej z powietrza usuwanego do atmosfery w urządzeniu odzyskującym energię.

Jeżeli strumienie masy przepływającego przez wymiennik powietrza wynoszą odpowiednio $q_{m,e}$ i $q_{m,i}$, to

$$E_o = \frac{q_{m,e}(i_{e2} - i_{e1})}{q_{m,i}i_{i1} - q_{m,e}i_{e1}} = \frac{q_{m,i}(i_{i2} - i_{i1})}{q_{m,i}i_{i1} - q_{m,e}i_{e1}} \quad (6.11)$$

Zakładając równość strumieni powietrza $q_{m,e} = q_{m,i}$, otrzymujemy:

$$E_o = \frac{i_{e2} - i_{e1}}{i_{i1} - i_{e1}} = \frac{i_{i2} - i_{i1}}{i_{i1} - i_{e1}} \quad (6.12)$$

Pomijając ciepło jawne pary wodnej zawartej w powietrzu, entalpię powietrza można wyrazić uproszczonym równaniem:

$$i = c \cdot t + r \cdot x \quad (6.13)$$

Po podstawieniu zależności (6.13) do wzoru (6.12) otrzymujemy:

$$E_o = \frac{c \cdot t_{e2} + r \cdot x_{e2} - c \cdot t_{e1} - r \cdot x_{e1}}{c \cdot t_{i1} + r \cdot x_{i1} - c \cdot t_{e1} - r \cdot x_{e1}} = \frac{\frac{t_{e2} - t_{e1}}{c} + \frac{r}{c} \cdot \frac{x_{e2} - x_{e1}}{c}}{1 + \frac{r}{c} \cdot \frac{x_{i1} - x_{e1}}{t_{i1} - t_{e1}}} \quad (6.14)$$

Wprowadzimy tu pojęcia:

- stopień wykorzystania różnicy temperatur E_t (lub temperaturowa efektywność odzysku ε):

$$E_t = \varepsilon = \frac{t_{e2} - t_{e1}}{t_{i1} - t_{e1}} \quad (6.15)$$

- stopień wykorzystania różnicy zawartości wilgoci E_x (lub wilgotnościowa efektywność odzysku):

$$E_x = \frac{x_{e2} - x_{e1}}{x_{i1} - x_{e1}} \quad (6.16)$$

- współczynnik B zdefiniowany jako:

$$B = \frac{r}{c} \cdot \frac{x_{i1} - x_{e1}}{t_{i1} - t_{e1}} \quad (6.17)$$

Otrzymujemy wówczas ogólną postać równania wyrażającego efektywność odzysku energii:

$$E_o = \frac{E_t + BE_x}{1 + B} \quad (6.18)$$

W rekuperatorach przemiana powietrza zewnętrznego odbywa się zawsze przy stałej zawartości wilgoci (ogrzewanie), a więc $E_x = 0$. Efektywność odzysku energii w rekuperatorach ciepła wyraża się więc zależnością:

$$E_o = \frac{E_t}{1 + B} \quad (6.19)$$

W praktyce przyjęło się określanie skuteczności rekuperatorów za pomocą temperaturowej efektywności odzysku ε . W warunkach okresu ciepłego może być realizowany odzysk zimna – przemiany powietrza zachodzą wówczas przy stałej zawartości wilgoci.

Dla współczesnych, wysokosprawnych, wolnoobrotowych regeneracyjnych wymienników producenci podają $E_i = E_x$, stąd dla tych urządzeń:

$$E_o = E_t = E_x \quad (6.20)$$

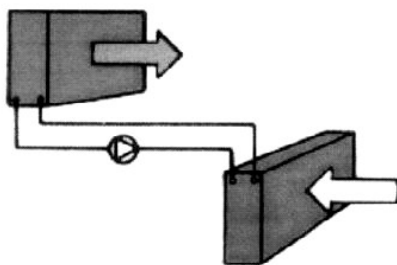
Wymienniki rekuperacyjne

Rekuperatory ciepła, ze względu na swoją konstrukcję umożliwiają wymianę ciepła jawnego, a ściślej – nie pozwalają na wymianę masy (wilgoci) pomiędzy strugami powietrza. Wymiana ciepła odbywa się przez przegrodę oddzielającą strugi powietrza wentylacyjnego. Możemy wyróżnić dwie grupy wymienników rekuperacyjnych:

1. z czynnikiem pośrednim (rurka ciepła, układ z cieczą pośrednią),
2. bez medium pośredniczącego (krzyżowo- i przeciwprądowe wymienniki ciepła).

Najprostsze są wymienniki przeponowe z bezpośrednią wymianą ciepła. Konstrukcja ich jest prosta i są pewne w działaniu, nie mają części ruchomych. Nie wymagają też doprowadzenia dodatkowej energii spoza układu z wyjątkiem zwiększonego zapotrzebowania energii elektrycznej na pokonanie oporów przepływu powietrza przez rekuperator. Współczynniki przenikania ciepła mają niewielkie wartości, co określa znaczne gabaryty urządzeń. Dążenie do ograniczenia gabarytów przy jak największej wydajności cieplnej powoduje konieczność rozwijania powierzchni wymiany ciepła, co przysparza wiele problemów konstrukcyjnych i technologicznych.

Niedogodności te w mniejszym stopniu występują w układach rekuperacji ciepła za pomocą czynnika pośredniczącego (rys. 6.28). Stosuje się tu wysokosprawne wymienniki ciecz – gaz. Ciepło jest przekazywane pomiędzy wymiennikami przez czynnik o dobrych właściwościach cieplnych, którego obieg wymusza pompa.



Rys. 6.28.

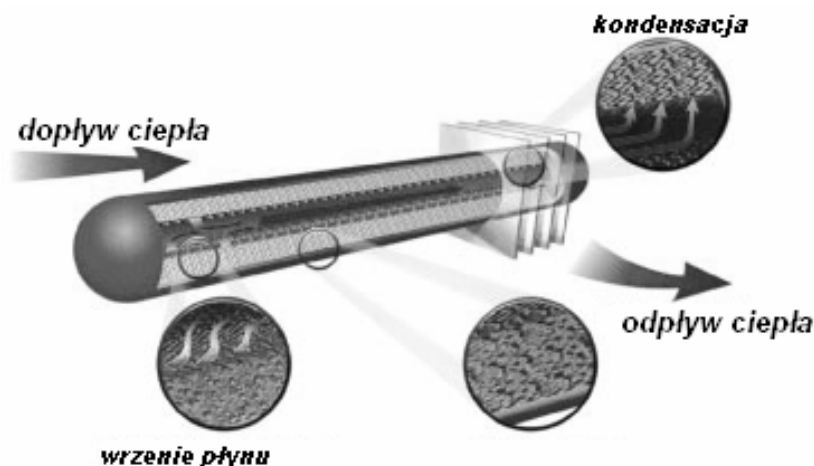
Odzyskiwanie ciepła w instalacji wentylacyjnej z użyciem czynnika pośredniego

Układ składa się z dwóch wymienników ożebrowanych po stronie powietrza – jeden umieszczony w kanale powietrza nawiewanego, drugi wywiewanego. Są połączone systemem rur, tworząc obieg zamknięty, w którym może być umiejscowiona pompa wymuszająca cyrkulację czynnika pośredniczącego (woda, glikol, olej) oraz zawór regulujący wydajność urządzenia. Czynnik roboczy ogrzewany jest w jednym wymienniku, pobiera ciepło z powietrza i oddaje w drugim wymienniku. Strugi powietrza wentylacyjnego są całkowicie oddzielone. Jeżeli przepływ czynnika pośredniego jest wymuszony, wówczas usytuowanie głównych kanałów nawiewnych i wywiewnych jest praktycznie dowolne i może je dzielić duża odległość (kilkanaście do kilkudziesięciu metrów). Glikol stosuje się tam, gdzie panują niskie temperatury i jest ryzyko zamarzania wody w przewodach.

Zalety: nie ma możliwości mieszania się strugi powietrza, możliwość znacznego odsunięcia od siebie kanałów nawiewnego i wywiewnego, ryzyko szronienia przy temperaturze powietrza nawiewanego dopiero w około $-15 \div 18$ °C. Regulacja wydajności i odszranianie realizowane są przez by-pass. Wady: konieczność doprowadzenia energii do pompy wymuszającej krążenie cieczy pośredniej, co pogarsza ogólną sprawność urządzenia, niska sprawność – nie przekracza 55%, ekonomicznie mało opłacalny z uwagi na duże koszty instalacji i zużycie energii elektrycznej. Jeżeli został użyty glikol, to mamy również zagrożenie dla otoczenia i środowiska (substancja trująca).

Bliskie tym rozwiązaniom są pompy ciepła. Wymagają doprowadzenia energii spoza układu do napędu sprężarek lub pomp, ale umożliwiają lepsze odebranie energii cieplnej z usuwanego powietrza i osiągnięcie wyższej temperatury nawiewanego powietrza. Doprowadzenia energii spoza układu nie wymagają rekuperatory termowodowe, w których ciepło jest przekazywane pomiędzy strumieniami powietrza na drodze przemian fazowych czynnika pośredniczącego, wypełniającego rurki wymiennika.

Wymiennik ten stanowią rurki wypełnione czynnikiem chłodniczym. Ciepło przenoszone jest jako ciepło skraplania w czasie procesów wrzenia i parowania. Rurka wypełniona jest czynnikiem niskowrzącym. Jedna część rurki znajduje się w kanale nawiewnym, druga w kanale wywiewnym. Skropliny spływają po gładkich ściankach wewnątrz rurki dzięki siłom grawitacji. W układzie grawitacyjnym rurka powinna być ustawiona pionowo lub ukośnie, ogranicza to jednak przekazywanie ciepła tylko w jednym kierunku. Rurka cieplna o minimalnej średnicy tworzy kapilarę (rysunek 6.29) i może pracować w dowolnym położeniu, a ciepło może być przekazywane w obie strony. Wymiennik składa się z rzędów rurek, posiada konstrukcję baterii lamelowych.



Rys. 6.29.

Pojedyncza kapilarna rurka cieplna

Zalety: duża przewodność cieplna i prawie izotermiczny proces przekazywania ciepła wewnątrz termowodu, brak części ruchomych – pewność i długotrwałość działania, nie ma możliwości przecieków powietrza (mieszania się), szronienie przy może wystąpić dopiero przy -18°C , sprawność odzysku ciepła powyżej 60%, łatwość czyszczenia, małe wymiary.

Wady: konieczność umiejscowienia kanału nawiewnego nad kanałem wywiewnym, (jeżeli rurki w układzie grawitacyjnym) oraz brak możliwości odzysku chłodu w rurkach grawitacyjnych.

Wymiana ciepła w wymiennikach krzyżoprądowych (rys. 6.30 i 6.31) odbywa się poprzez przepone (płytę) oddzielającej powietrze zimne od ciepłego i zastosowaniu przepływu krzyżowego. Powietrze wywiewane przepływa przez co drugą przestrzeń pomiędzy płytami. Płyty wykonane są najczęściej z blachy stalowej lub aluminiowej, mogą być oksydowane jeśli mają pracować w agresywnym środowisku. Współczynniki przejmowania ciepła mają niewielkie wartości, co ogranicza wydajność z jednostki powierzchni wymieniającej ciepło. Aby poprawić wydajność cieplną, przy ograniczonych gabarytach, konieczne jest fałdowanie powierzchni wymiany ciepła. Po stronie strumienia chłodzonego ulegają szronieniu już przy temp. ok. -5°C , co ogranicza ich stosowanie. W skrajnym przypadku może dojść do trwałego odkształcenia płyt i rozszczelnienia wymiennika. W celu odszronienia stosuje się kanał obejściowy (by-pass) na drodze powietrza zewnętrznego, co musi być uwzględnione przy doborze nagrzewnic. Stosuje się również okresowo recyrkulację powietrza w celu odszronienia wymiennika. Rekuperatory te przy braku pierwszej recyrkulacji stwarzają ryzyko przepływu powietrza o temperaturach ujemnych przez nagrzewnicę. Zalety: prostota konstrukcji, brak części ruchomych. Wady: ryzyko występowania szronienia, możliwość rozszczelnienia, duże gabaryty, przepływ strumienia powietrza chłodzonego i ogrzewanego w kierunkach prostopadłych i niska sprawność przekazywania ciepła w porównaniu z innymi wymiennikami - nie przekracza 57%.

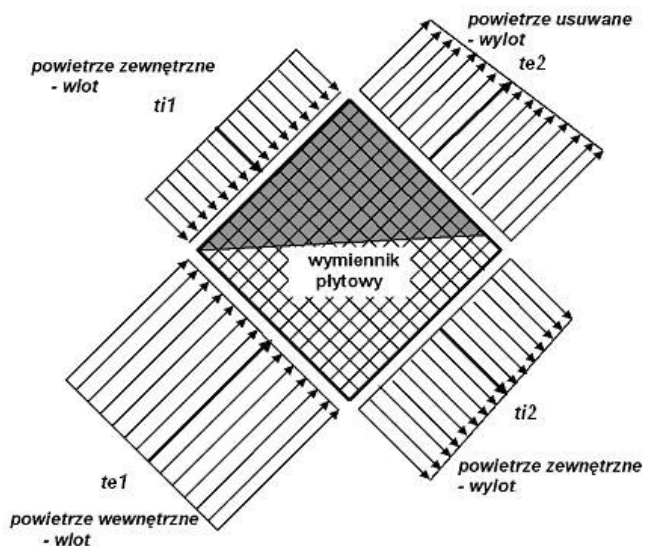


Rys. 6.30.

Wymiennik krzyżowy, a) centrala z wymiennikiem, b) schemat wymiennika

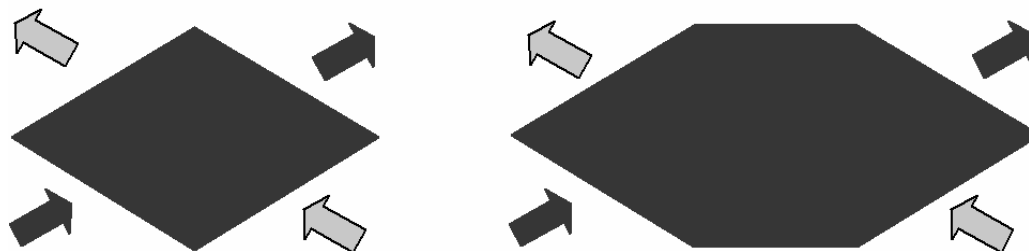
Na rys. 6.30 zaznaczono profile temperatur w obszarach wlotów i wylotów powietrza wentylacyjnego przy założeniu braku mieszania w przekrojach poprzecznych strumieni. Strzałka pogrubiona oznacza średnią temperaturę powietrza. Zaznaczono obszary płyt szczególnie zagrożone zamarzaniem wykroplonej wilgoci.

Znane są również zmodyfikowane wersje wymienników krzyżowoprądowych (rys. 6.31), które upodabniają się do wymienników przeciwprądowych. Coraz częściej producenci oferują wymienniki krzyżowo – przeciwprądowe. Są one wydajniejsze od wymiennika krzyżowego, odznaczają się większą efektywnością odzysku energii.



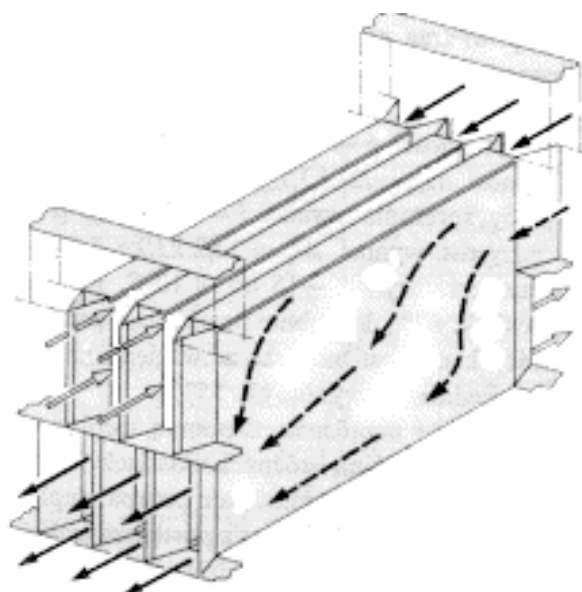
Rys. 6.31.

Schemat obliczeniowy wymiennika krzyżowego

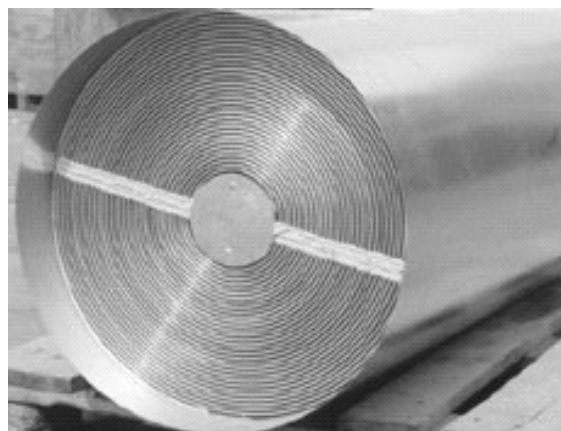


Rys. 6.32.
Zmodyfikowane płyty wymiennika krzyżowego
a) w kształcie rombu b) sześciokątne

Wymienniki przeciwprądowe osiągają największe temperaturowe efektywności odzysku ϵ przy tych samych wartościach parametru Ntu . Mogą być wykonywane z arkuszy płyt płaskich (rys. 6.33) lub zwijanych spiralnie (rys. 6.34). Zaletą jest także to, iż nie występuje szronienie się wymiennika. Oferowane na rynku są także wymienniki spiralne o wzdłużnym przepływie przeciwprądowym. Podstawą urządzenia jest spiralny przeciwprądowo – krzyżowy wymiennik ciepła. Jego zaletą jest brak części ruchomych. Osiągają one większą efektywność niż wymienniki krzyżowo- przeciwprądowe przy tych samych powierzchniach wymiany ciepła i prędkościach przepływu. Konstrukcja jest prosta i zwarta oraz lekka.



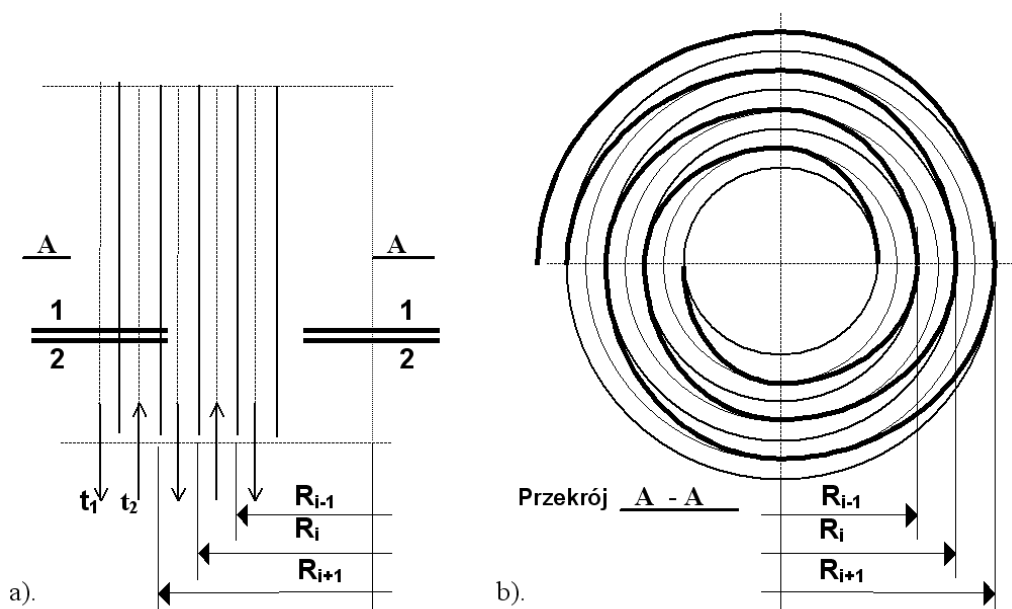
Rys. 6.33.
Przykładowa konstrukcja rekuperatora przeciwprądowego z płyt płaskich



Rys. 6.34.

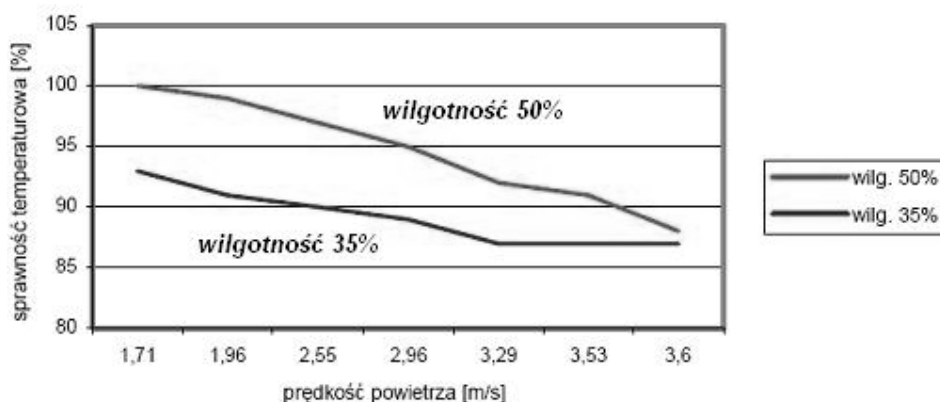
Spiralny rekuperator o wzdłużnym przepływie przeciwnym

Wymiennik spiralny utworzony jest z arkuszy blachy nawiniętych z zachowaniem stałej odległości między kolejnymi płytami. Znane są konstrukcje o przepływie kanałami o zmiennym promieniu. Mogą być one stosowane w przypadku niewielkich ilości powietrza wentylacyjnego, ze względu na niewielkie przekroje poprzeczne kanałów. Przy większych ilościach powietrza wentylacyjnego stosuje się przepływ wzdłużny, rys. 6.35.



Rys. 6.35.

Schemat obliczeniowy rekuperatora spiralnego o wzdłużnym przepływie przeciwnym
a). przekrój wzdłużny, b). poprzeczny



Rys. 6.36.

Zależność sprawności rekuperatora spiralnego od prędkości przepływu w części roboczej rekuperatora dla wilgotności względnych powietrza 30 i 50%

Wykres sprawności rekuperatora spiralnego o przepływie wzdłużnym w zależności od prędkości przepływu w części roboczej rekuperatora dla różnych wilgotności względnych usuwanego z pomieszczeń powietrza przedstawiono na rys. 6.36.

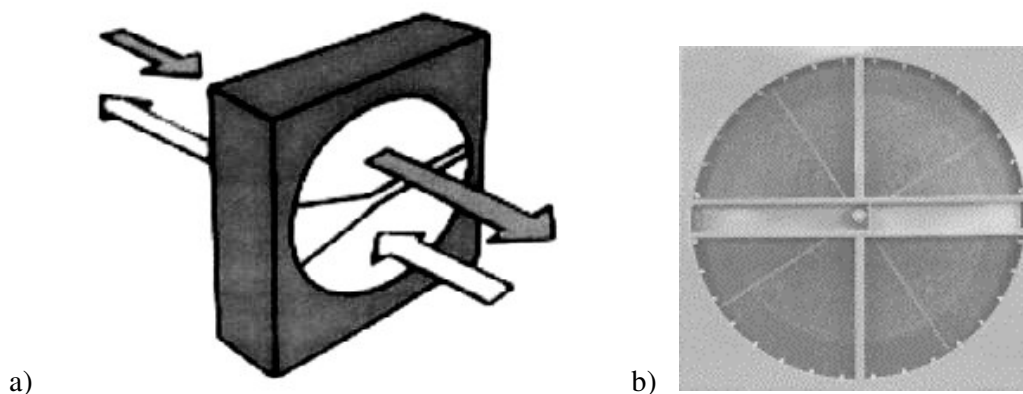
Ze względu na przeciwprądowe warunki przepływu i bardziej równomierne pole temperatur w poszczególnych przekrojach poprzecznych, strugi powietrza chłodzonego są bardziej odporne na wykraplanie wilgoci. W wymienniku spiralnym o przepływie wzdłużnym nie występuje zjawisko szronienia w całym zakresie temperatur powietrza zewnętrznego. Mogą być eksploatowane przez cały sezon zimowy i eliminują konieczność stosowania nagrzewnic, zbędna staje się nagrzewnica wstępna oraz by-pass. Ze względu na skuteczne odprowadzanie skondensowanej pary wodnej korzystny jest ich montaż pod kątem, co najmniej 15° tak, aby powietrze chłodzone przepływało ku górze, a skropliny spływały do rurki ściekowej.

W przypadku pomieszczeń klimatyzowanych sprawdzają się przy odzysku ciepła.

Wymienniki regeneracyjne

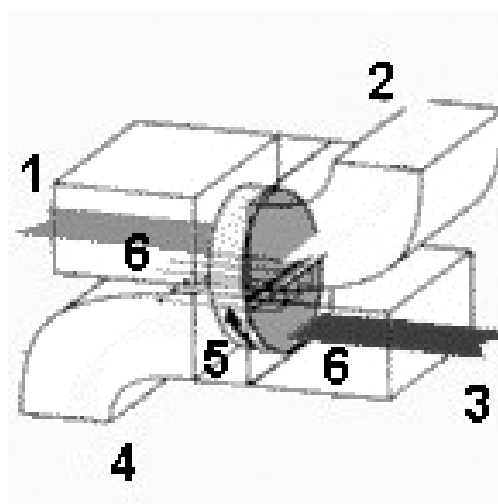
Zasada działania regeneracyjnych wymienników ciepła polega na wykorzystaniu masy akumulacyjnej omywanej na przemian przez powietrze nawiewane i usuwane z wentylowanych pomieszczeń. Właściwy dobór materiału masy akumulacyjnej umożliwia wymianę ciepła jawnego, ale także utajonego (pary wodnej zawartej w powietrzu) bez wykraplania wilgoci na powierzchni wymiennika.

Regeneratory kumulują ciepło z usuwanego powietrza w specjalnie dobranym wypełnieniu. W czasie przepływu powietrza świeżego przez wygrzane, wypełnienie odbiera ciepło masie kumulującej, nagrzewa się i jest kierowane kanałami do pomieszczeń. Znane są konstrukcje regeneratorów o działaniu ciągłym i okresowym. Praktycznie w instalacjach wentylacyjnych stosuje się regeneratory obrotowe, najczęściej o osi poziomej. Działają one w sposób ciągły. Wypełnienie (masa kumulująca ciepło) jest utworzone z falowanej blachy lub siatki ściśle nawiniętej na walcu. Ich wadą są nieszczelności wynikłe z luzów między obudową, a ruchomym wypełnieniem oraz przenoszenie cząstek powietrza w porach wypełnienia. Przykładowy regenerator obrotowy (popularnie: wymiennik obrotowy) przedstawiono na rys. 6.37 oraz 6.38.



Rys. 6.37.

Wymiennik obrotowy, a) schemat, b) widok od strony wlotowej



Rys. 6.38.

Schemat centrali z wymiennikiem obrotowym, 1 – 2 powietrze usuwane, 3 – 4 powietrze nawiewane, 5 - kierunek obrotów, 6 – sekcje filtrów

Urządzenia składa się z wirnika z wypełnieniem akumulacyjnym napędzanym silnikiem elektrycznym oraz ze śluzy i obudowy. Ciepło przekazywane jest dzięki wprowadzeniu wirnika wymiennika w ruch obrotowy (5÷15 obr/min). Wypełnienie akumulacyjne wirnika (najczęściej blachy aluminiowe lub siatki z drutu stalowego) odbiera ciepło powietrza wywiewanego i przekazuje do nawiewanego. Powietrze ciepłe przepływa osiowo przez obracający się bęben wykonany z porowatej masy pochłaniającej ciepło. Bęben obracając się wchodzi w obszar powietrza zimnego oddając zgromadzone w porowatej masie ciepło. Wymiennik podzielony jest na trzy części: górną i dolną przepływa powietrze, trzecia to śluza służąca do przewietrzania wypełnienia akumulacyjnego zewnętrznym powietrzem, co ma zapobiegać mieszanemu się powietrza. Urządzenie to umożliwia także odzysk ciepła utajonego.

Zalety: niska cena, duża sprawność – do 80%, możliwość odzysku chłodu latem, płynna i skokowa regulacja wydajności – w zależności od budowy, prosta konstrukcja.

Wady: zużycie energii elektrycznej, możliwość przecieku powietrza usuwanego do nawiewanego i odwrotnie, a tym samym przenikanie zapachów, części ruchome. Mimo wielu zalet są niechętnie stosowane ze względu na konieczność użycia silników elektrycznych nieraz o znacznych mocach do obracania wypełnienia. Ponadto są problemy z uszczelnieniem między ruchomym wypełnieniem, a nieruchomą obudową. Prowadzi to niepożądanego przepływu powietrza przez te nieszczelności.

W dotychczas zrealizowanych wymiennikach regeneracyjnych stosowano ruchomą masę akumulacyjną przy nieruchomych przewodach powietrznych. Układ z nieruchomą masą akumulacyjną, przez którą przepływałoby na przemian powietrze nawiewane i usuwane, nie jest stosowany w instalacjach wentylacyjnych głównie z powodu trudności z techniczną realizacją przełączania przewodów powietrznych.

Do tego systemu odzysku energii należy zaliczyć układ dwóch komór o powierzchniach zraszanych, z których jedna jest umieszczona w przewodzie powietrza nawiewanego, druga – usuwanego. Ciepło jest przekazywane pomiędzy tymi komorami przez roztwór o dobrych właściwościach cieplnych.

Prowadzone są również prace nad konstrukcją wymienników przeponowych z zastosowaniem błon półprzepuszczalnych, umożliwiających wymianę ciepła i masy.

Pompy ciepła

Pompy ciepła należą do konstrukcji najbardziej złożonych, o najszerszych możliwościach stosowania. Jeżeli przepływ czynnika chłodniczego jest wymuszony, wówczas usytuowanie głównych kanałów nawiewnych i wywiewnych jest praktycznie dowolne.

Stosuje się sprężarkowe układy parowe oraz absorpcyjne pompy ciepła. Układy te stosuje się głównie w obiektach dużych, szczególnie tam gdzie jest potrzeba ogrzewania i chłodzenia różnych pomieszczeń. Stosowane są także rozbudowane układy z wykorzystaniem pomp ciepła, które czerpią ciepło z powietrza wywiewanego na potrzeby ogrzewania niskotemperaturowego i ciepłej wody użytkowej. Ciepło odzyskiwane jest z powietrza wywiewanego oraz z ciepła powstającego w wyniku pracy sprężarki.

W odróżnieniu od pozostałych systemów pompa ciepła odzyskuje ciepło również z powietrza o niższej temperaturze i przekazuje je do powietrza o temperaturze wyższej.

Zalety: szczelność układu, możliwość chłodzenia latem i ogrzewania zimą, w przypadku pompy absorpcyjnej - duża przydatność w okresie letnim.

Wady: wysokie koszty urządzenia, efektywność odzysku 50 ÷ 60%.

Stosuje się także systemy wentylacji z odzyskiem ciepła, w skład których wchodzi jednocześnie różne rekuperatory (np. obrotowy wymiennik ciepła oraz pompa ciepła).

Przepisy i realia

Rozporządzenie Ministra Infrastruktury z dnia 12 kwietnia 2002 r. w sprawie warunków technicznych, jakim powinny odpowiadać budynki i ich usytuowanie (Dz. U. Nr 75/02 poz. 690) nakłada w instalacjach wentylacji mechanicznej nawiewno – wywiewnej lub klimatyzacji o wydajności co najmniej 10 000 m³/h obowiązek stosowania urządzenia do odzyskiwania ciepła z powietrza wywiewanego (§ 151). W paragrafie tym podano również ograniczenie przenikania powietrza między strugami wymieniającymi ciepło, czyli „przeciek wewnętrzny” między strugami powietrza do:

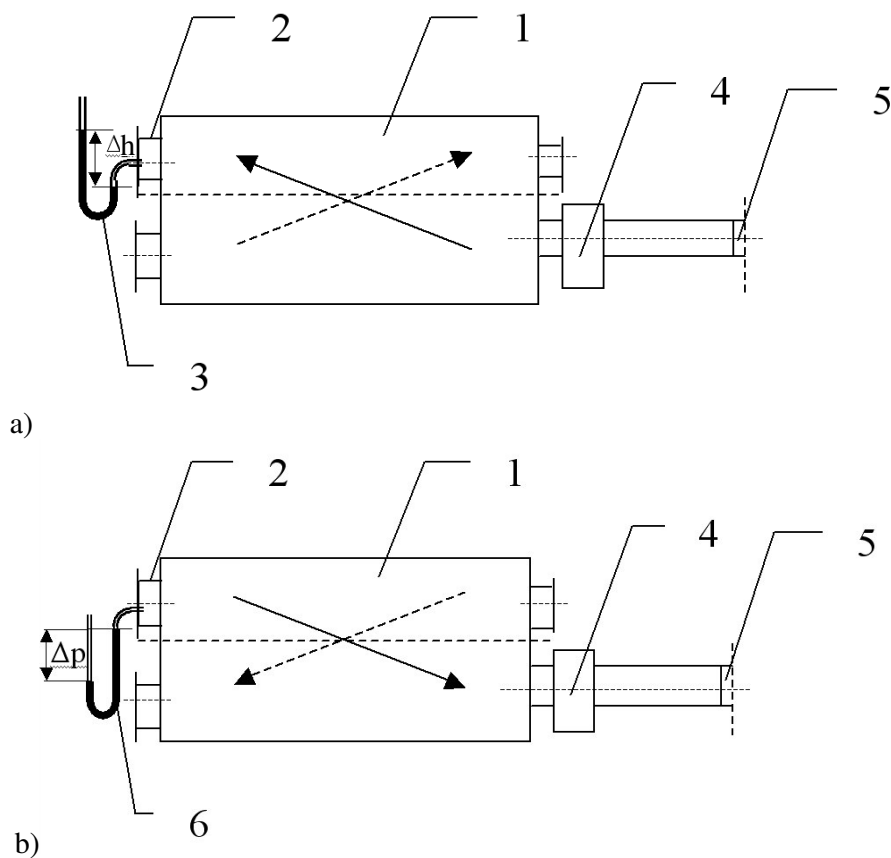
- a) 0,25% objętości strumienia powietrza wywiewanego z pomieszczenia – w przypadku wymiennika płytowego oraz wymiennika z rurek cieplnych,

- b) 5% objętości strumienia powietrza wywiewanego z pomieszczenia – w przypadku wymiennika obrotowego w odniesieniu do różnicy ciśnienia 400 Pa.

Praktycznie trudno jest określić przenikanie powietrza między strumieniami wymieniającymi ciepło, ale przy założeniu, że zewnętrzna powierzchnia wymiennika jest całkowicie szczelna autor proponuje wykonywać pomiary w układzie wg jednego ze schematów przedstawionych na rysunku 6.39.

Pomiary można przeprowadzać w warunkach nadciśnienia (nadmuch powietrza do wymiennika – rysunek 6.39a) lub podciśnienia (usuwanie powietrza z wymiennika – rysunek 6.39b) dla jednego z kanałów lub kolejno dla obu kanałów. Warunki pomiaru muszą być ustalone. Czas ustalania warunków pomiaru zależy między innymi od objętości kanałów oraz wydatku wentylatora. Można uznać, że warunki pomiarowe są ustalone, jeżeli po określonym czasie od uruchomienia układu (np. 15 minut) mierzone: wydatek wentylatora oraz różnica ciśnień nie wykazują tendencji do ciągłych zmian i są stałe.

Pomiary można wykonywać w warunkach laboratoryjnych oraz poligonowych po zamknięciu króćca, zamontowaniu manometru pomiarowego i uruchomieniu wentylatora z możliwością pomiaru i regulacji strumienia objętości powietrza.



Rys. 6.39.

Układ do badań szczelności wymienników, a) przy nadciśnieniu, b) przy podciśnieniu
 1 – badany wymiennik, 2 – dekiel króćca, 3, 6 – manometr, 4 – wentylator,
 5 – pomiar strumienia objętości

Jeżeli spręż wentylatora nie umożliwi osiągnięcia różnicy ciśnienia 400 Pa lub z innych przyczyn pomiary przeprowadzono przy innej różnicy ciśnienia można dokonać przeliczeń przy następujących założeniach:

1. zewnętrzna powierzchnia wymiennika jest całkowicie szczelna,

2. pomierzona różnica ciśnienia jest identyczna dla wszystkich szczelin w urządzeniu do odzysku ciepła (pominięcie oporów przepływu dla mierzonego strumienia objętości).

Zależność między mierzoną różnicą ciśnień a strumieniem objętości powietrza przepływającego przez nieszczelności urządzenia do odzysku ciepła opisuje równanie:

$$\Delta p \sim V^n \quad (6.21)$$

w którym: Δp - pomierzona różnica ciśnień między ciśnieniem w badanym kanale urządzenia a ciśnieniem w drugim kanale (ciśnieniem atmosferycznym), Pa,

V - zmierzony wydatek powietrza,

n - wykładnik uwzględniający charakter przepływu w szczelinie,

$n = 1$ - przepływ w szczelinie laminarny,

$n = 2$ - przepływ w szczelinie turbulentny.

W szczelinach urządzenia do odzysku ciepła występują przepływy mieszane, n można przyjmować z zakresu $1,1 \div 1,4$,

Dla różnicy ciśnienia $p = 400$ Pa równanie (6.21) przyjmie postać:

$$p \sim V_{400}^n \quad (6.22)$$

V_{400} – strumień objętości powietrza dla różnicy ciśnienia $p = 400$ Pa.

Z (6.21) oraz (6.22) otrzymamy proporcję:

$$\frac{\Delta p}{p} = \frac{V^n}{V_{400}^n} \quad (6.23)$$

stąd

$$V_{400} = V \left(\frac{p}{\Delta p} \right)^{1/n} = V \left(\frac{400}{\Delta p} \right)^{1/n} \quad (6.24)$$

Dla przepływu w szczelinach ściśle laminarnego równanie (6.24) przyjmie postać:

$$V_{400} = \frac{p}{\Delta p} V = \frac{400}{\Delta p} V \quad (6.25)$$

dla przepływu w szczelinach ściśle turbulentnego równanie (6.24) przyjmie postać:

$$V_{400} = V \sqrt{\frac{p}{\Delta p}} = V \sqrt{\frac{400}{\Delta p}} \quad (6.26)$$

a dla przepływów w szczelinach pośrednich równanie (6.24) przyjmie postać:

$$V_{400} = V \left(\frac{p}{\Delta p} \right)^{0,7 \div 0,9} = V \left(\frac{400}{\Delta p} \right)^{0,7 \div 0,9} \quad (6.27)$$

Stosowanie recyrkulacji powietrza dopuszczono, gdy przeznaczenie wentylowanych pomieszczeń nie wiąże się z występowaniem bakterii chorobotwórczych, z emisją

substancji szkodliwych dla zdrowia, uciążliwych zapachów przy zapewnieniu minimalnej ilości powietrza świeżego oraz wymagań ochrony przeciwpożarowej (Dz. U. 2002r. Nr 75, poz. 690 § 151). W budynku opieki zdrowotnej recyrkulacja powietrza może być stosowana tylko za zgodą i na warunkach określonych przez właściwego państwowego inspektora sanitarnego.

Strumień objętości powietrza zewnętrznego doprowadzanego do pomieszczeń, nie będących pomieszczeniami pracy, powinien odpowiadać wymaganiom Polskiej Normy dotyczącej wentylacji, przy czym w mieszkaniach strumień ten powinien wynikać z ilości powietrza wywiewanego, lecz nie powinien być mniejszy niż $20 \text{ m}^3/\text{h}$ na osobę przewidywaną na pobyt stały w projekcie budowlanym. Zwykle strumień powietrza zewnętrznego doprowadzanego do pomieszczeń V_i przyjmuje się zależnie od rodzaju pomieszczenia w granicach od 20 do $60 \text{ m}^3/\text{h}/(\text{osoba})$.

Ilość powietrza obliczona tą metodą jest jednocześnie **minimalną ilością powietrza świeżego**, jaką należy doprowadzić do pomieszczenia.

Tab. 6.1 Ilości powietrza świeżego V_i przyjmowane do obliczeń

Rodzaj pomieszczenia	$V_i, \text{ m}^3/(\text{h} \times \text{osoba})$	
	zalecane	minimalne
Teatry, kina, sale zebrań (zakaz palenia tytoniu)	40	20 15 – dzieci*
Restauracje, kawiarnie (bez zakazu palenia tytoniu)	60	30

* - pomieszczenia w żłobkach i przedszkolach przeznaczone do przebywania dzieci

Zagadnienia ekonomiczne

Można przyjąć, że nakłady inwestycyjne stosowania rekuperatora spiralnego o przepływie wzdłużnym w instalacjach z odzyskiem ciepła wymagają nakładów większych o koszt zakupu i montażu rekuperatora K_R . Mogą wymagać również zastosowania większych, a więc również droższych wentylatorów, ale ze względu na wysoką wartość współczynnika ε przekraczającą 85% i przy uwzględnieniu zysków ciepła w wentylowanych pomieszczeniach stają się zbędne nagrzewnice powietrza.

Koszty eksploatacyjne są związane ze stratami strumienia energii w rekuperatorach, które mają dwa istotne źródła:

a) **strumień ciepła, który nie zostało wymieniony** i jest unoszone w powietrzu wywiewanym do atmosfery opisuje równanie:

$$Q_{out} = Q_{max} - Q = (1 - \varepsilon) Q_{max} \quad (6.28)$$

w którym Q oznacza rzeczywistą moc cieplną wymiennika, zaś Q_{max} moc cieplną możliwą do wymienienia przy danych temperaturach wlotowych i nieskończenie dużej powierzchni wymiany ciepła. Znając cenę energii cieplnej c_c , zł/kWh, dla założonej liczby dni τ można oszacować wartość ciepła unoszonego w powietrzu wywiewanym K_{out} , zł/a, w rozpatrywanym okresie sezonu grzewczego:

$$K_{out} = 24 c_c (Q_{out})^{sr} \tau 10^{-3} = 0,024 c_c ((1 - \varepsilon) Q_{max})^{sr} \tau \quad (6.29)$$

oraz wartość zaoszczędzonej energii cieplnej K_o , zł/a, w porównaniu do instalacji bez rekuperacji:

$$K_o = 24 c_c (Q_o)^{sr} \tau 10^{-3} = 0,024 c_c (\varepsilon Q_{max})^{sr} \quad (6.30)$$

Wartość Q_{\max}^{sr} w powyższych równaniach oznacza wartość Q_{\max} wyznaczoną dla średniej temperatury powietrza zewnętrznego t_e^{sr} w rozpatrywanym czasie τ , czyli

$$Q_{\max}^{sr} = \frac{c \cdot \rho \cdot V}{3600} \cdot (t_i - t_e^{sr}) \quad (6.31)$$

stąd

$$K_o = \frac{24}{3,6 \cdot 10^6} \cdot c_c \cdot \varepsilon \cdot c \cdot \rho \cdot V \cdot (t_i - t_e^{sr}) \tau \quad (6.32)$$

zaś dla całego sezonu grzewczego opisuje równanie:

$$K_o = \frac{24}{3,6 \cdot 10^6} \cdot c_c \cdot \varepsilon \cdot c \cdot \rho \cdot V \cdot \sum_{m=1}^{12} (t_i - t_e^{sr}(m)) \cdot Ld(m) \quad (6.33)$$

w którym $Ld(m)$ oznacza liczbę dni ogrzewania w m-tym miesiącu,

$t_e^{sr}(m)$ - średnią temperaturę powietrza zewnętrznego t_e^{sr} w m-tym miesiącu.

Sumowanie następuje dla całego sezonu grzewczego. Średnie temperatury powietrza zewnętrznego $t_e^{sr}(m)$ oraz liczby dni ogrzewania τ w miesiącach rozpoczynających lub kończących sezon grzewczy przyjęto wg PN-B-02025:2001. Jeżeli podana w normie wartość $t_e^{sr}(m)$ spełniała warunek $t_e^{sr}(m) > 12$, to w obliczeniach przyjmowano $t_e^{sr}(m) = 12$.

b) opory przepływu powietrza przez rekuperator wymagają zastosowania wentylatorów o większych sprężach w porównaniu z instalacją bez rekuperacji i mogą zwiększać nakłady inwestycyjne. Zwiększenie kosztów eksploatacyjnych ΔK_w , zł/a, można oszacować wg równania:

$$\Delta K_w = \frac{24 \cdot c_e \cdot (\Delta p_1 V_1 + \Delta p_2 V_2)}{3,6 \cdot 10^6 \eta} \tau \approx \frac{4}{3} 10^{-6} \frac{c_e \cdot \Delta p \cdot V}{\eta} \tau \quad (6.34)$$

w którym c_e oznacza cenę energii elektrycznej, zł/kWh, Δp - opory przepływu przez rekuperator, Pa, V - strumień objętości powietrza wentylacyjnego, m³/h, η - sprawność wentylatorów, -, wskaźniki 1, 2 - odnoszą się odpowiednio do powietrza nawiewanego oraz wywiewanego.

Dla całego sezonu grzewczego τ wyznaczmy z równania:

$$\tau = \sum_{m=1}^{12} Ld(m) \quad (6.35)$$

Przykłady obliczeniowe

Rozpatrujemy centrale z wymiennikiem spiralnym zamontowane w wybranych miastach w Polsce leżących w różnych strefach temperatur obliczeniowych powietrza zewnętrznego. Przyjęto:

- średnie temperatury i liczby dni ogrzewania wg PN-B-02025:2001, temperatura usuwanego powietrza $t_u = 20^\circ\text{C}$,
- cena energii cieplnej $c_c = 0,1070$ zł/kWh,
- cena energii elektrycznej $c_e = 0,3747$ zł/kWh,
- przyjęte do obliczeń ceny wymienników WS zestawiono w tabeli 6.2,
- opory przepływu przez rekuperator w oparciu o własne wyniki pomiarów, sprawność temperaturowa przyjęta do obliczeń - zestawiono w tabeli 6.2,
- sprawność wentylatorów wg danych katalogowych zależnie od strumienia objętości powietrza wentylacyjnego $\eta = 0,4 \div 0,7$.
- Wartości parametru K_R/V , zlh/m^3 dla różnych wielkości rekuperatora spiralnego o przepływie wzdłużnym przedstawiono na rysunku 6.40. W oparciu o przeprowadzone obliczenia wyznaczono wartość zaoszczędzonej energii cieplnej K_o oraz zwiększenie kosztów eksploatacyjnych ΔK_w w zł/a ze względu na opory przepływu przez rekuperator. Na rysunkach 6.41a do 6.41f przedstawiono uzyskane wartości prostego okresu zwrotu N wg równania:

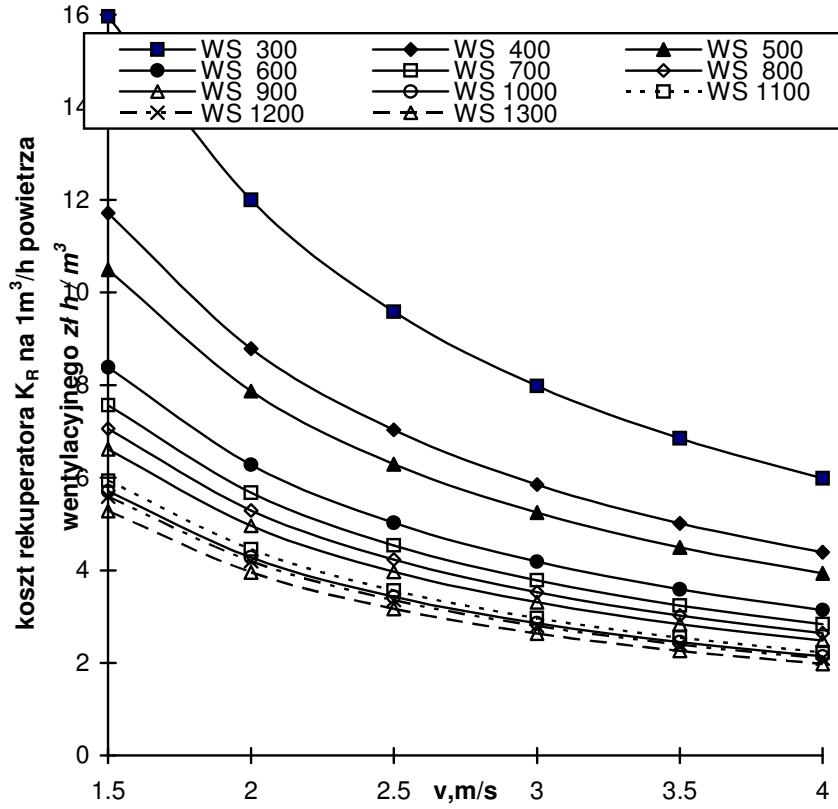
$$N = \frac{K_R}{K_o - \Delta K_w}, \text{ lata} \quad (6.36)$$

stąd

$$N = 0,15 \cdot 10^6 \cdot \frac{K_R}{V} \cdot \frac{1}{c_c \cdot \varepsilon \cdot c \cdot \rho \cdot \sum_{m=1}^{12} (t_i - t_e^{sr}(m)) \cdot Ld(m) - \frac{2 \cdot c_e \cdot \Delta p}{\eta} \cdot \sum_{m=1}^{12} Ld(m)}, \text{ lata} \quad (6.37)$$

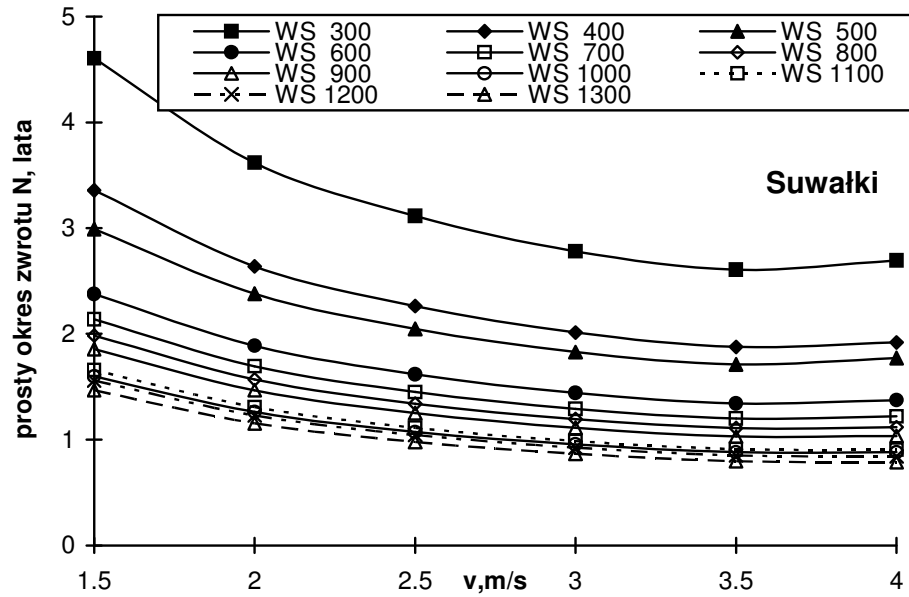
Tab. 6.2. Przyjęte koszty wymienników WS i strumienie powietrza wentylacyjnego V , m^3/h w zależności od prędkości

Typ wymiennika	Koszt wymiennika K_R [zł]	średnia prędkość w obszarze roboczym v [m/s]					
		1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
WS 300	3 048	191	254	318	382	445	509
400	3 972	339	452	565	679	792	905
500	5 562	530	707	884	1060	1237	1414
600	6 395	763	1018	1272	1527	1781	2036
700	7 862	1039	1385	1732	2078	2425	2771
800	9 575	1357	1810	2262	2714	3167	3619
900	11 368	1718	2290	2863	3435	4008	4580
1000	12 106	2121	2827	3534	4241	4948	5655
1100	15 230	2566	3421	4276	5132	5987	6842
1200	17 080	3054	4072	5089	6107	7125	8143
1300	18 910	3584	4778	5973	7168	8362	9557
opory przepływu Δp [Pa]		120	160	215	290	360	500
Sprawność temperaturowa ε		0,95	0,92	0,90	0,88	0,87	0,87



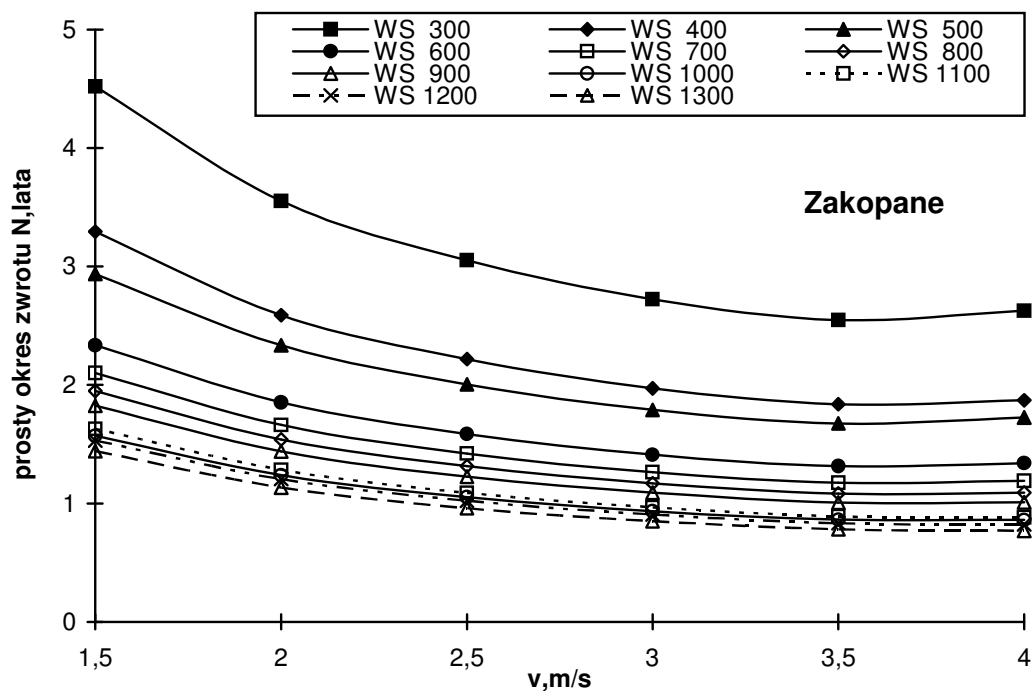
Rys. 6.40.

Wartości parametru K_R/V , zł/h m^3 , dla różnych wielkości rekuperatora spiralnego o przepływie wzdłużnym



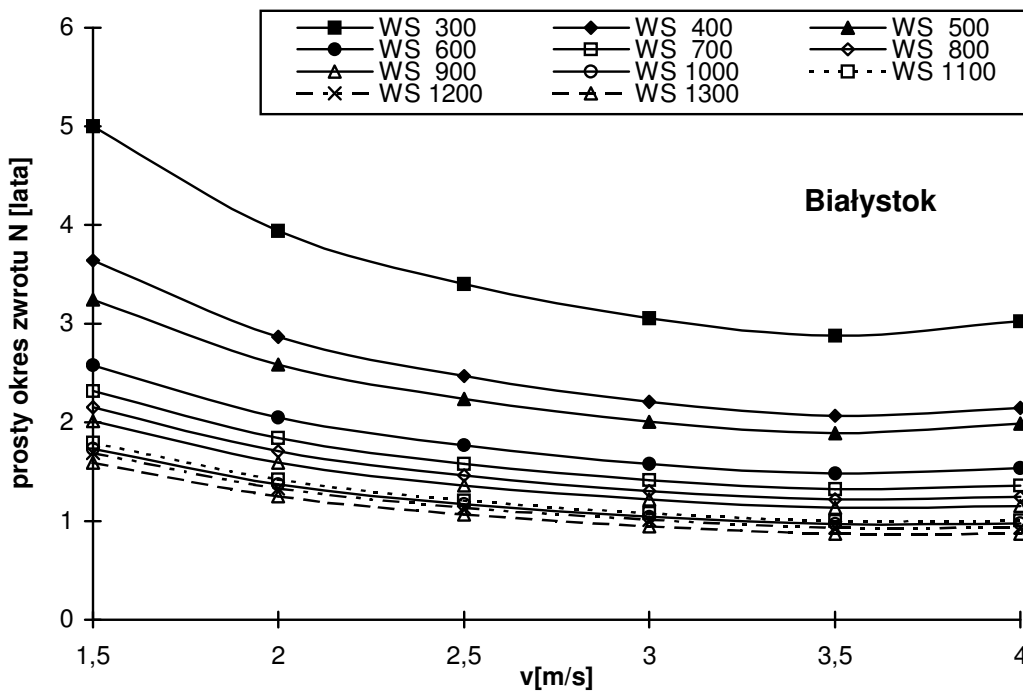
Rys. 6.41a.

Proste okresy zwrotu dla danych klimatycznych: Suwałki



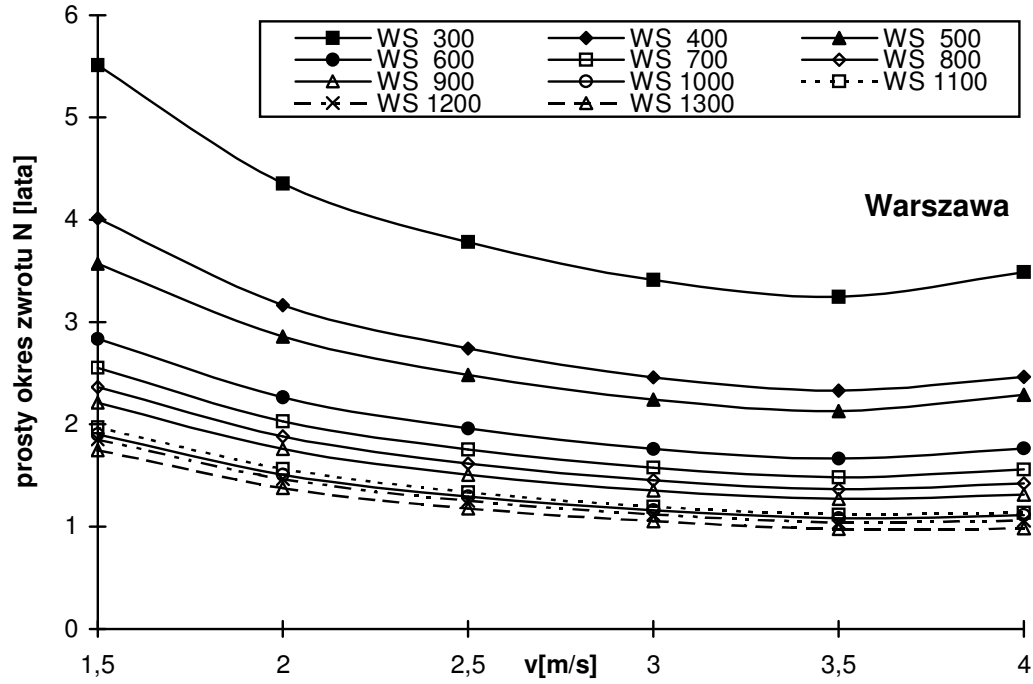
Rys. 6.41b.

Proste okresy zwrotu dla danych klimatycznych: Zakopane



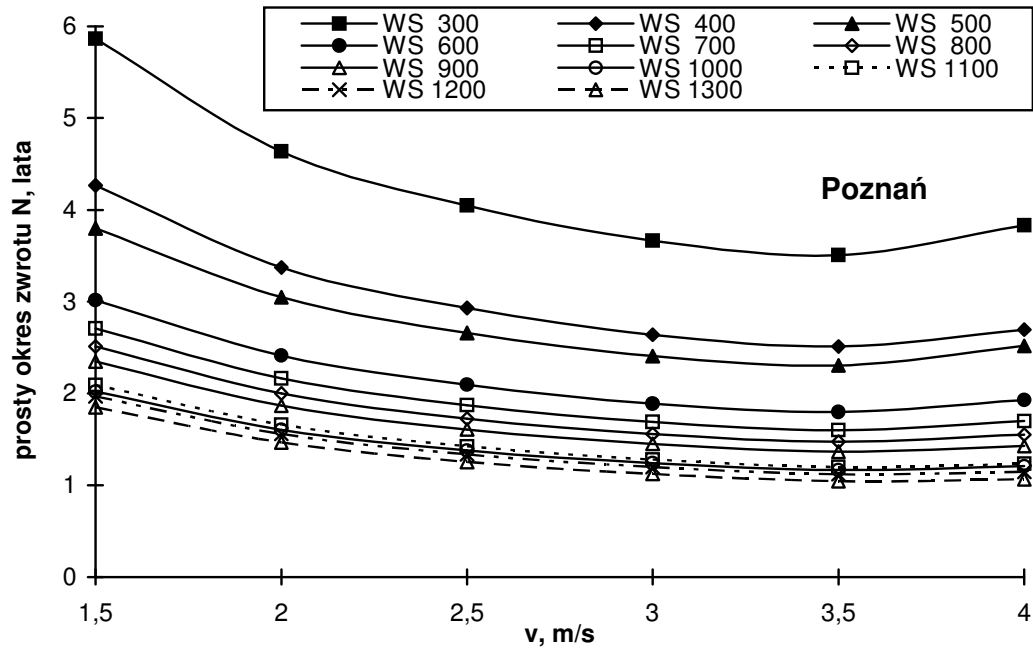
Rys. 6.41c.

Proste okresy zwrotu dla danych klimatycznych: Białystok



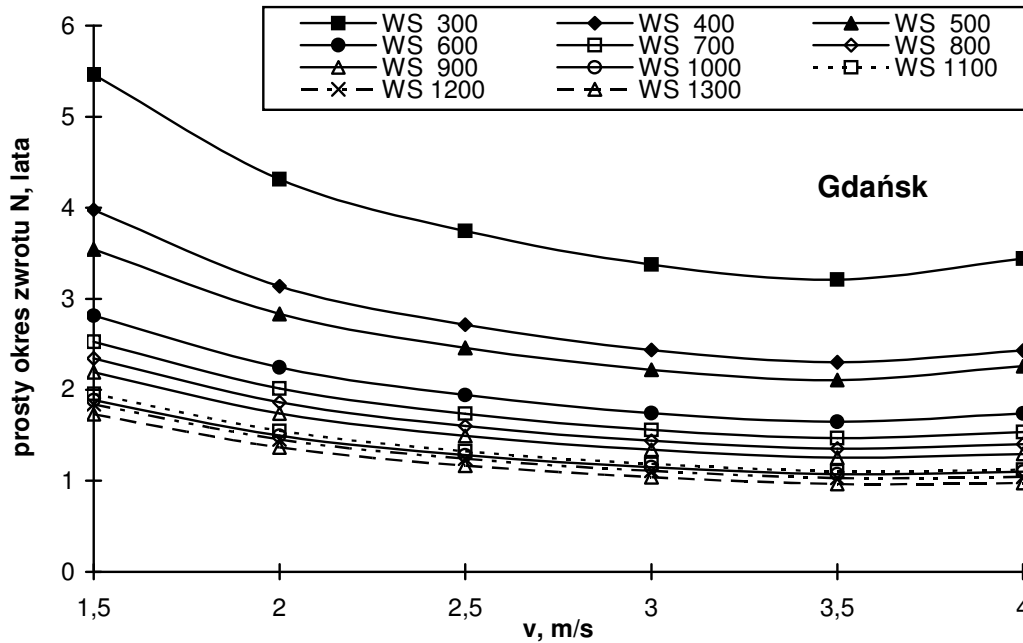
Rys. 6.41d.

Proste okresy zwrotu dla danych klimatycznych: Warszawa



Rys. 6.41e.

Proste okresy zwrotu dla danych klimatycznych: Poznań



Rys. 6.41f.

Proste okresy zwrotu dla danych klimatycznych: Gdańsk

We wszystkich wynikach obliczeń, przedstawionych na rysunkach 6.41a do 6.41f, minimalny okres zwrotu uzyskuje się dla przepływu powietrza w kanałach rekuperatora o prędkości 3,5 m/s. Stosowanie wyższych prędkości jest nieracjonalne, następuje znaczny wzrost oporów oraz pogorszenie temperaturowej efektywności odzysku ε , zwłaszcza dla powietrza o większej zawartości wilgoci.

Celowość stosowania odzysku ciepła

Stosowanie odzysku ciepła dla różnych temperatur powietrza zewnętrznego w danej chwili jest celowe, gdy różnica zawarta w mianowniku w równaniu 6.36 jest dodatnia. Założenie to prowadzi do następującej nierówności:

$$c_c \cdot c \cdot \rho \cdot \varepsilon \cdot (t_i - t_e) > c_e \cdot \frac{2}{\eta} \cdot \Delta p, \quad (6.38)$$

w której t_e , °C oznacza aktualną temperaturę zewnętrzną, c , J/kg/K – ciepło właściwe powietrza, ρ , kg/m³ – gęstość powietrza. Stąd otrzymujemy graniczną różnicę temperatur stosowania odzysku ciepła dla standardowych wartości:

$$(t_u - t_e) > \frac{c_e}{c_c} \cdot \frac{2}{\eta} \cdot \frac{1}{c \cdot \rho \cdot \varepsilon} \cdot \Delta p = \frac{0,3747}{0,1070} \cdot \frac{2}{0,5} \cdot \frac{1}{1005 \cdot 1,2 \cdot 0,87} \cdot 360 = 5,2^\circ \text{C} \quad (6.39)$$

Ponieważ budynki ogrzewamy, gdy $t_u - t_e > 8^\circ \text{C}$, to jeżeli mechaniczna instalacja wentylacyjna jest wyposażona w spiralne rekuperatory ciepła, to urządzenia te powinny być włączone w całym sezonie grzewczym.

Wybór urządzenia do odzysku ciepła

Po uwzględnieniu aspektów związanych z parametrami budynku i jego przeznaczeniem, głównym kryterium wyboru urządzeń do odzysku ciepła wentylacyjnego jest kryterium energetyczne – koszty eksploatacji i racjonalizacja zużycia energii. Z energetycznego punktu widzenia urządzenia należy oceniać za pomocą: temperaturowej efektywności odzysku ε lub efektywności odzysku energii E_o . Innymi kryteriami mogą być: minimalizowanie przyrostu entropii lub minimalizowanie strat egzergii.

Koszty inwestycyjne urządzeń z wymiennikiem obrotowym i krzyżowym są zbliżone. Ponadto koszt samego wymiennika, w porównaniu do kosztu centrali wentylacyjnej nawiewno – wywiewnej bez wymiennika, nie jest znaczny. Kapilarna rurka ciepła jest droższa, ale nie wymaga dostarczania energii zewnętrznej i urządzenia konstruowane z jej zastosowaniem mają nieduże wymiary. Wymienniki z glikolem są stosunkowo drogie, głównie z uwagi na koszt pompy cyrkulacyjnej, przewodów i armatury, ale umożliwiają zachowanie znacznych odległości tras kanałów wywiewnych i nawiewnych. Największy koszt ponosi się przy zakupie pomp ciepła, ale zapewnia nam ona zarówno odzysk ciepła jak też chłodu latem.

Najmniejsze koszty eksploatacyjne ponosi się w przypadku zastosowania central z wymiennikami obrotowymi oraz spiralnymi przeciwprądowymi (wysoka sprawność). Koszty eksploatacji central z wymiennikami płytowo – krzyżowymi, krzyżowo-przeciwprądowymi oraz kapilarnymi rurkami ciepła są zbliżone. Wymienniki z zastosowaniem glikolu są droższe w eksploatacji z uwagi na zużycie energii elektrycznej przez pompy cyrkulacyjne. Podobnie pompy ciepła zużywają większe ilości energii elektrycznej, z tym że ciepło powstające w wyniku pracy pompy jest oddawane do powietrza nawiewanego.

Przy wyborze central rekuperacyjnych warto zwrócić uwagę także na rodzaje izolacji i zabezpieczenia antykorozyjne. W centrali nie powinno być mostków cieplnych. Powinno być wyeliminowane przenoszenie drgań wentylatora na obudowę centrali. W tych celach stosuje się odpowiednie połączenia blach metalowych i tworzyw. Ponadto im wentylatory pracują wolniej, tym są bardziej ciche, jednak muszą zapewnić odpowiednią wydajność, a tym samym muszą być odpowiedniej wielkości. Obok jakości filtrów istotna jest też ich lokalizacja, tak w przypadku powietrza nawiewanego i wywiewanego powinny być umiejscowione przed wentylatorem (na ssaniu). Dzięki takiej lokalizacji wychwytyują pył, co zwiększa żywotność wentylatora i silnika. Gdy centrala wyposażona jest w czujnik zabrudzenia filtrów, wówczas sama „przypomni” nam o konieczności ich wymiany. Istotne są również zabezpieczenia przeciw szronieniu na wymienniku. Z uwagi na obsługę w czasie eksploatacji ważna jest także automatyka i sterowanie. Może to być sterowanie mechaniczno-elektryczne, elektroniczne lub cyfrowe. W centralach przeznaczonych do domów jednorodzinnych jest ono przeważnie uproszczone. Jednak możliwości sterowania cyfrowego wpływają istotnie na obsługę systemu, pozwalając na czasowe wyłączenie i włączanie w cyklach dobowych i tygodniowych, na zapis danych o pracy poszczególnych elementów centrali oraz włączenie jej do systemu sterowania budynkiem. Rozwiązanie takie podnosi jednak koszty inwestycyjne systemu.

Największym powodzeniem na rynku cieszą się urządzenia z rekuperatorami krzyżowymi i przeciwprądowymi z uwagi na koszty inwestycyjne i eksploatacyjne oraz opłacalność stosowania w małych budynkach, gdzie koszt wykonania instalacji jest niewielki. Zastosowanie odzysku ciepła wentylacyjnego w obiektach o dużych kubaturach wymaga nie tylko dosyć kosztownej inwestycji w urządzenia, ale także kosztowna jest sama instalacja wentylacyjna. Z tego względu coraz częściej stosowane są w takich obiektach nowoczesne układy odzysku ciepła wentylacyjnego specjalnie dobierane już na

etapie projektowania budynku. Stosuje się również połączenia kilku rodzajów odzysku ciepła.

Podsumowanie

Niewątpliwie uzasadnione ekonomicznie jest zastosowanie rekuperacji w nowo wybudowanych dużych obiektach mieszkalnych, użyteczności publicznej, halach sportowych i widowiskowych. Stwierdzono, że ciepło na ogrzanie powietrza wentylacyjnego wynosi do 60% całości ciepła zużywanego na cele grzewcze, w zależności od rodzaju wentylacji i izolacji budynku, z tego znaczna część może być odzyskana, w zależności od sprawności urządzeń do odzysku ciepła. Niestety pomimo to, znaczna część inwestorów, z uwagi chęć obniżenia kosztów, decyduje się ciągle tylko na wentylację grawitacyjną, która w zestawieniu z nowoczesnymi technologiami i materiałami izolacyjnymi oraz szczelną stolarką często nie spełnia wymagań obowiązujących norm z zakresu wentylacji. Ponadto inwestor, szczególnie w budynkach mieszkalnych, z reguły nie jest użytkownikiem i nie ponosi kosztów eksploatacji, co nie skłania go do stosowania metod odzysku ciepła. Prawny wymóg stosowania urządzeń do odzysku ciepła w instalacji wentylacyjnej ma miejsce w przypadku zastosowania instalacji wentylacji mechanicznej nawiewno-wywiewnej lub klimatyzacji o wydajności co najmniej 10 000 m³/h. Jest celowe również stosowanie odzysku ciepła w instalacjach wentylacyjnych o znacznie mniejszych wydajnościach na niewielkich obiektach, a nawet w domkach jednorodzinnych.

Nie wyznaczono granicy zakresu stosowania odzysku ciepła (określonej w Dz. U. 2002 r. Nr 75, poz. 690) ze względu na wydatek powietrza wentylacyjnego. Nie wyznaczono również granicy zakresu stosowania odzysku ciepła ze względu na temperaturę powietrza zewnętrznego. Przeprowadzone analizy wskazują na celowość stosowanie odzysku ciepła w Polsce we wszystkich instalacjach wentylacyjnych pracujących w sposób ciągły w sezonie ogrzewczym.

Czas zwrotu poniesionych nakładów na zamontowanie rekuperatora spiralnego jest funkcją prędkości w obszarze roboczym rekuperatora. Minimalne okresy zwrotu przypadają na zakres 3 do 3,5 m/s. Stosowanie wyższych prędkości przepływu w obecnych konstrukcjach jest nie celowe.

Czas zwrotu poniesionych nakładów na zamontowanie rekuperatora spiralnego dla optymalnych prędkości w Gdańsku nie przekracza czterech lat (w Suwałkach – trzech lat), a dla rekuperatorów o średnicach większych 400mm nie przekracza dwóch lat.

Jeżeli instalacja wentylacyjna w sezonie ogrzewczym pracuje krócej niż 24 h w ciągu doby, to czas zwrotu poniesionych nakładów na zamontowanie rekuperatora odpowiednio się wydłuża.

Stosowanie rekuperatorów spiralnych eliminuje konieczność stosowania nagrzewnic pierwotnej i wtórnej, co zwalnia środki, które mogą być wydane na zakup rekuperatora. Kwoty te nie zostały uwzględnione w prezentowanych obliczeniach ekonomicznych.

Mimo osiągnięcia niezwykle wysokiej sprawności temperaturowej powyżej 85% możliwe i celowe jest prowadzenie prac polepszających konstrukcję i parametry techniczno – ekonomiczne wzdłużnego wymiennika spiralnego.

Ponadto ważna jest estetyka wykonania instalacji oraz właściwa regulacja systemu. Oferowane przez niektóre firmy systemy wentylacji umożliwiają również wykorzystanie odzyskanego ciepła na potrzeby ogrzewania niskotemperaturowego lub powietrznego i ciepłej wody użytkowej, a także do chłodzenia i nawilżania, jonizacji oraz odpylania powietrza. Stosowane są także systemy wentylacji nawiewno-wywiewnej z odzyskiem

ciepła, będące połączeniem różnych rodzajów wymienników, rozbudowane m.in. o systemy filtrów jonizacji powietrza i automatykę sterującą.

Według danych producentów zastosowanie odzysku ciepła pozwala na zaoszczędzenie w optymalnych warunkach nawet 75%, a niekiedy ponad 80%, energii cieplnej potrzebnej na podgrzanie powietrza wentylacyjnego. Dane te są zgodne z doświadczeniami eksploatacyjnymi.

Nowoczesne, energooszczędne instalacje wentylacyjne i klimatyzacyjne to instalacje z odzyskiem ciepła.

Praca naukowa finansowana ze środków Komitetu Badań Naukowych w latach 2004-2006 jako własny projekt badawczy nr 3 T09D 053 27.

6.3. WPLYW SYSTEMU WENTYLACJI OGÓLNEJ NA SKUTECZNOŚĆ ODCIĄGU MIEJSCOWEGO*

Procesy technologiczne w przemyśle emitują do powietrza w pomieszczeniach różnorodne szkodliwe zanieczyszczenia, które na stanowiskach pracy stwarzają zagrożenia dla pracowników. Przepływy wentylacyjne mają kształtować rozdział powietrza i aktywnie formować transport zanieczyszczeń w obrębie pomieszczenia. Na ruch tych zanieczyszczeń mają wpływ także mechanizmy ich emisji, wynikające z indywidualnych właściwości źródła emisji oraz szereg innych czynników lokalnych, które w każdym przypadku trzeba zidentyfikować. Dotyczy to zarówno wentylacji ogólnej, jak i miejscowej.

Obszarem działania wentylacji ogólnej jest całe pomieszczenie lub wydzielona w nim strefa. Obszarem działania wentylacji miejscowej jest okolica źródła zanieczyszczeń i dzięki temu możliwa jest ochrona środowiska pracy przez ograniczanie emisji bezpośrednio u źródła. Różne rozwiązania wentylacji miejscowej polegają głównie na osłonowej i dynamicznej hermetyzacji źródeł emisji. Wentylację ogólną pomieszczeń ze źródłami szkodliwej emisji powinno cechować współdziałanie przepływów powietrza z odciałami hermetyzującymi te źródła.

W Katedrze Ogrzewnictwa, Wentylacji i Techniki Odpylania Politechniki Śląskiej wykonane zostało laboratorium, w którym można prowadzić eksperymentalne badania przepływów wentylacji ogólnej oraz dyfuzji masy w powietrzu i skuteczności zewnętrznego odciążu miejscowego nad źródłem ciepła w zmienianych warunkach przepływowych wentylacji ogólnej.

Laboratorium badawcze

Pomieszczenie badawcze połączone z pomieszczeniem aparaturowym (rys. 6.42 i rys. 6.43) wyposażone jest w wentylację ogólną działającą w dwóch układach, to jest jako:

- wentylacja mieszająca z nawiewnikiem anemostatycznym zamontowanym pod sufitem,
- wentylacja wyporowa z dwoma nawiewnikami laminarnymi umieszczonymi w przeciwległych rogach pomieszczenia.

W pomieszczeniu można uruchomić wentylację miejscową w postaci odciążu z nawiewem wspomagającym - ssawkę o średnicy $d_w=115$ mm ze szczelinowym nawiewnikiem kołnierzowym o średnicy 300 mm. Zainstalowano ponadto:

- stanowisko do modelowania konwekcji nad źródłem ciepła (np. w procesie spawania), jest to specjalny stół o wymiarach 0,75x0,8 m, podgrzewany powierzchniowo trzema grzałkami elektrycznymi do temperatury maksymalnie około 250 °C,
- układ pomiaru prędkości powietrza, składający się z przesuwnego ośmiokanałowego termianemometru z czujnikami wielokierunkowymi, umożliwiającymi pomiar i rejestrację prędkości uśrednionej i fluktuacji prędkości oraz komputerowe przetwarzanie danych (rys. 6.44),
- układ pomiaru stężeń znacznika gazowego, składający się z jednostki do dozowania znacznika gazowego Vivo Dosing 20H31 oraz jednostki do ciągłego pomiaru stężenia trzech gazów (SF_6 , CO_2 i H_2O) Vivo TriGas 20T34 (rys. 4), przy czym jako gaz znacznikowy stosowano SF_6 .

* autorzy: **Ewa Gierczycka, Stanisław Mierzwiński, Zbigniew Popiołek**
Katedra Ogrzewnictwa, Wentylacji i Techniki Odpylania. Politechnika Śląska Gliwice
redakcja: Zbigniew Trzeciakiewicz



Rys. 6.42.
Pomieszczenie do badań wentylacji
ogólnej i miejscowej



Rys. 6.43.
Układy pomiarowe stężenia znacznika
gazowego oraz prędkości powietrza



Rys. 6.44.
Sondy pomiarowe 8-kanalowego
termoanemometru do pomiaru prędkości
i temperatury powietrza



Rys. 6.45.
Układ do dozowania i pomiaru stężenia
gazu znacznikowego

W pomieszczeniu badawczym prowadzono ponadto wizualizację ruchu powietrza, ułatwiającą rozpoznanie realnie występujących zjawisk przepływowych, związanych z różnymi wariantami wentylacji i oddziaływaniem czynników lokalnych, np. strugi konwekcyjnej nad źródłem ciepła.

Metodyka badań

Wykonane podczas badań serie pomiarowe różniły się między sobą:

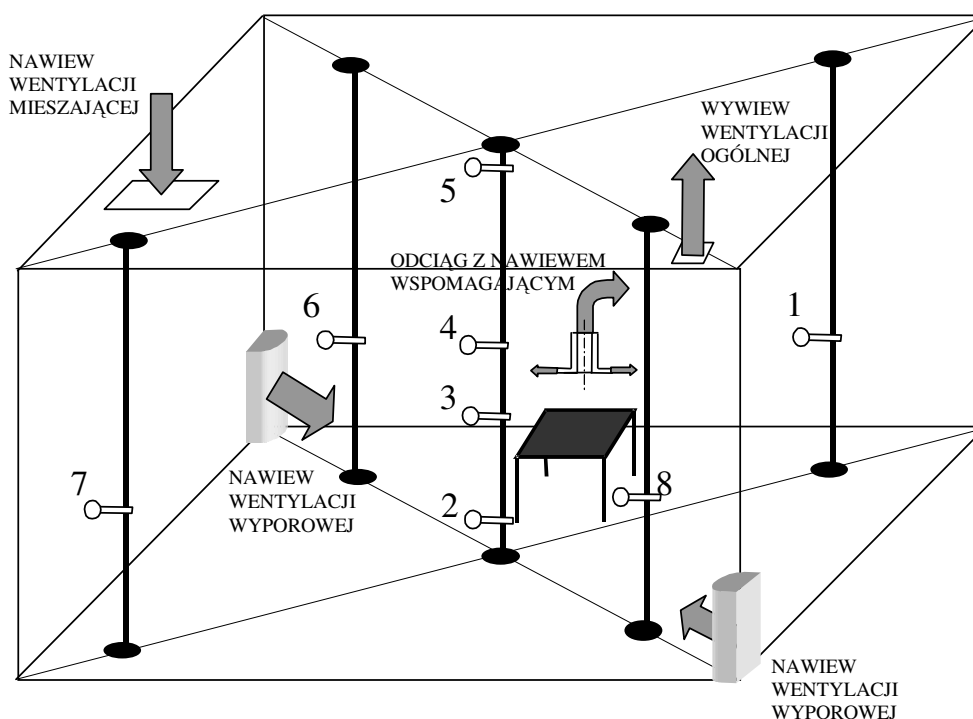
- rodzajem wentylacji ogólnej (mieszająca lub wyporowa),
- działaniem lub nie działaniem wentylacji ogólnej (w wersji bez wentylacji ogólnej otwierano drzwi do pomieszczenia),
- wielkością strumienia objętości nawiewanego wentylacją ogólną (w serii podstawowej było to $1000 \text{ m}^3/\text{h}$, co odpowiadało 10-krotnej wymianie powietrza w pomieszczeniu),

- działaniem lub nie działaniem nawiewu wspomagającego, przy czym zmniejszono odpowiednio wielkość strumienia powietrza dostarczanego wentylacją ogólną dla zbilansowania strumieni powietrza nawiewanego i usuwanego z pomieszczenia,
- włączaniem lub nie włączaniem grzania płyty na stole,
- miejscem dozowania znacznika gazowego, przy czym w seriach podstawowych było to 0,6 m pod odciąganiem tj. na środku stołu.

W większości serii pomiarowych prowadzono równoległe pomiary znacznikowe oraz anemometryczne, czasem – dodatkowo same pomiary anemometryczne. Dla wybranych przypadków dokonywano ponadto wizualizacji ruchu powietrza w kilku miejscach pomieszczenia.

Pomiary anemometryczne

Pomiary prędkości i temperatury powietrza prowadzone były przy pomocy 8-kanalowego termoanemometru z czujnikami wielokierunkowymi, rozmieszczonymi podczas większości serii pomiarowych na 5 masztach w pomieszczeniu badawczym (1,...,8- miejsca pomiaru), zgodnie z rys. 6.46.



Rys. 6.46.

Rozmieszczenie czujników termoanemometrycznych w pomieszczeniu badawczym

Dodatkowo wykonano kilka serii pomiarowych, w których czujniki umieszczono inaczej:

- w poziomie - na wysięgniku zamocowanym na statywie pod odciąganiem, przy czym dokonywano dodatkowo dwukrotnego przesunięcia czujników w bok o 1/3 odległości pomiędzy nimi w celu zwiększenia liczby punktów pomiarowych, co było niezbędne dla sporządzenia dokładnej mapy pól prędkości w otoczeniu odciagu,

- w pionie - na statywie przesuwającym kolejno w różne miejsca na stole w otoczeniu odciagu.

Pomiary znacznikowe

Pomiary znacznikowe stosowane były do określenia skuteczności odciagu. Pod pojęciem skuteczności odciagu należy rozumieć udział tej części zanieczyszczeń, jaka została bezpośrednio wychwycona przez odciąg, do całkowitej ilości wyemitowanych zanieczyszczeń:

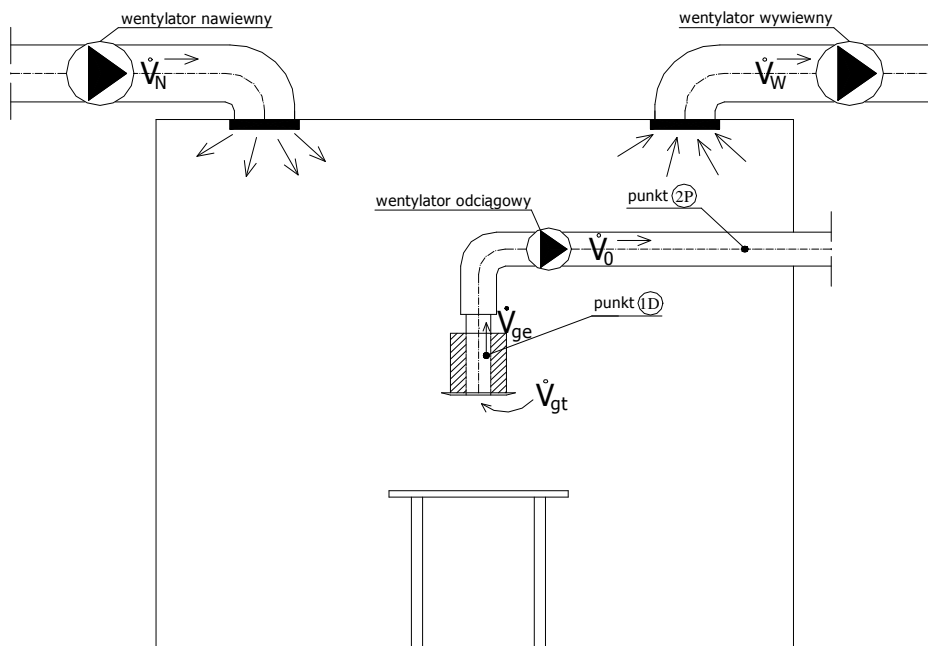
$$\eta_c = \frac{\dot{V}_{gw}}{\dot{V}_{ge}} \quad (6.40)$$

Skuteczność wychwytywania zanieczyszczeń wyznacza się w dwóch etapach (rys. 6.47 i 6.48), mierząc stężenie gazu znacznikowego w przewodzie za odciągami (punkt 2P) oraz dodatkowo w przewodzie nawiewnym (punkt 1P rys. 6.48) i wywiewnym wentylacji ogólnej (punkt 3P rys. 6.48), co ma na celu pomiar stężenia w tle i średniego stężenia zanieczyszczeń w pomieszczeniu.

W etapie I znacznik gazowy dozowany jest bezpośrednio do odciagu (punkt 1D na rys. 6.47).

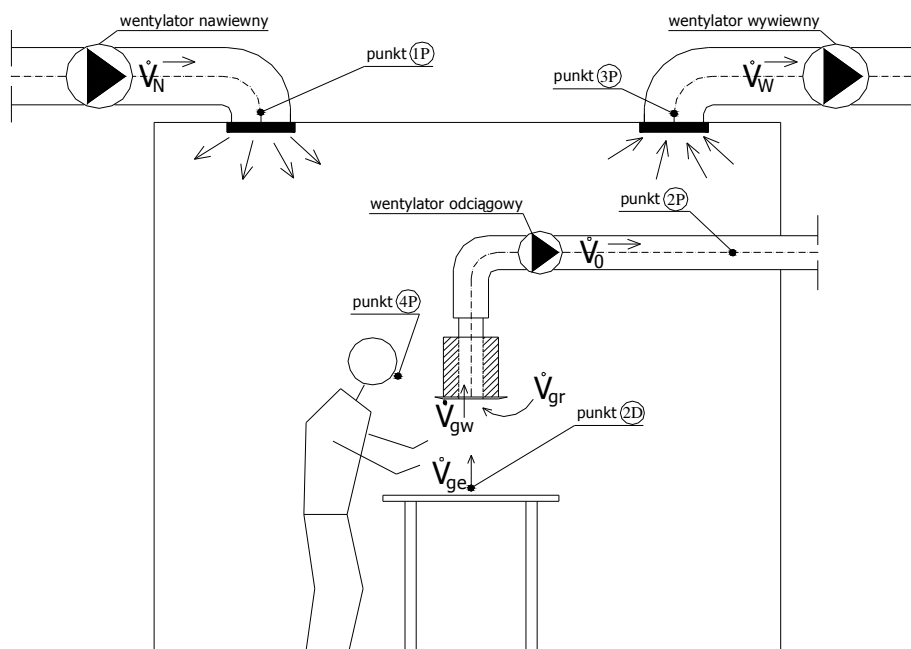
W celu określenia ilości emitowanych zanieczyszczeń \dot{V}_{ge} gaz znacznikowy dozuje się stałym strumieniem bezpośrednio do odciagu, mierząc jego stężenie w przewodzie za odciągami C_2 , (punkt 2P na rys. 6.47):

$$C_2 = \frac{\dot{V}_{ge}}{\dot{V}_o} \quad (6.41)$$



Rys. 6.47.

Etap I badania skuteczności odciagu - znacznik gazowy dozowany bezpośrednio do odciagu (punkt 1D), skuteczność wychwytywania 100%, pomiar wykonywany dla określenia ilości emitowanych zanieczyszczeń



Rys. 6. 48.

Etap II badania skuteczności odciągu - znacznik gazowy dozowany w miejscu emisji zanieczyszczeń (punkt 2D), pomiar wykonywany w celu określenia ilości wychwytywanych zanieczyszczeń

W przypadku, gdy gaz znacznikowy znajduje się w powietrza nawiewanym (napływającym, czyli w tzw. tle) licznik powyższego równania należy powiększyć o ten strumień znacznika \dot{V}_{gt} , o stężeniu równym stężeniu tła – C_1 , punkt 1P (rys. 6.48):

$$C_2 = \frac{\dot{V}_{ge} + \dot{V}_{gt}}{\dot{V}_o} \rightarrow \dot{V}_{ge} = C_2 \dot{V}_o - \dot{V}_{gt} \quad (6.42)$$

$$\dot{V}_{gt} = C_1 \dot{V}_o \quad (6.43)$$

Wstawiając równanie 6.43 do równania 6.42 otrzymuje się:

$$\dot{V}_{ge} = (C_2 - C_1) \cdot \dot{V}_o \quad (6.44)$$

W etapie II (rys. 6.48) w celu określenia ilości zanieczyszczeń wychwytywanych przez odciąg \dot{V}_{gw} , gaz znacznikowy dozuje się stałym strumieniem w charakterystycznym punkcie pod odciąganiem lub w strefie emisji rzeczywistego zanieczyszczenia (punkt 2D na rys.6.48), mierząc jego stężenie w przewodzie za odciąganiem C_3 (punkt 2P) oraz w przewodzie wywiewnym wentylacji ogólnej C_1' (punkt 3P).

Ponieważ gaz znacznikowy znajduje się w otoczeniu odciągu, stężenie zanieczyszczeń w przewodzie za odciąganiem C_3 (pkt. 2P) wynika z sumy ilości zanieczyszczeń bezpośrednio wychwytywanych przez odciąg \dot{V}_{gw} oraz cyrkulujących w pomieszczeniu, zassanych do odciągu z otoczenia (\dot{V}_{gr}).

$$C_3 = \frac{\dot{V}_{gw} + \dot{V}_{gr}}{\dot{V}_o} \rightarrow \dot{V}_{gw} = C_3 \dot{V}_o - \dot{V}_{gr} \quad (6.45)$$

$$C_1' = \frac{\dot{V}_{gr}}{\dot{V}_o} \quad (6.46)$$

Wstawiając równanie (6.46) do (6.45) otrzymuje się:

$$\dot{V}_{gw} = (C_3 - C_1') \cdot \dot{V}_o \quad (6.47)$$

Skuteczność działania odciągu można więc wyrazić jako:

$$\eta_c = \frac{\dot{V}_o (C_3 - C_1')}{\dot{V}_o (C_2 - C_1)} \quad (6.48)$$

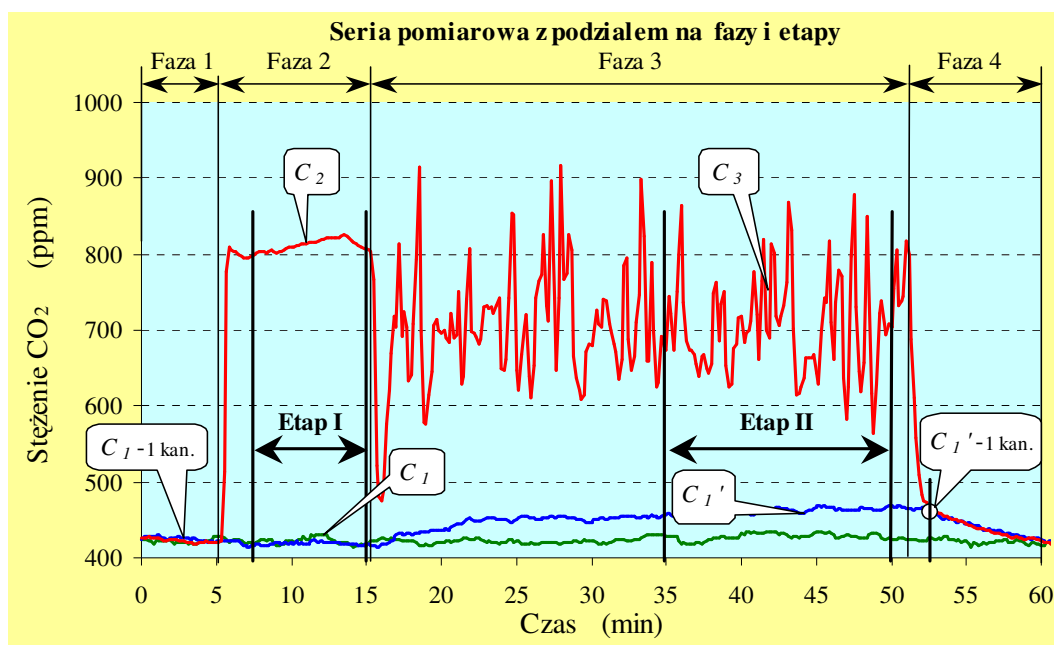
Przy założeniu, że strumień objętości powietrza odciąganego w czasie wykonywania pomiaru nie zmienia się, równanie przyjmuje postać zależną tylko i wyłącznie od średnich stężeń gazu znacznikowego:

$$\eta_c = \frac{C_3 - C_1'}{C_2 - C_1} \quad (6.49)$$

Seria pomiarowa badania skuteczności odciągu składa się z 4 faz, różniących się dozowaniem znacznika. Na rys. 6.49. przedstawiono przykładowo te kolejne fazy dla serii pomiarowej trwającej 60 minut, w której jako znacznik stosowano dwutlenek węgla.

Kolejne fazy oznaczają:

- **Faza 1 - znacznik gazowy nie jest dozowany.**
W tej fazie wyznacza się stężenia tła, opisane na rys.6.49 jako C_{I-1kan} , w przypadku stosowania jednokanałowej metodyki pomiaru skuteczności odciągu jaką zaleca norma PN-EN 1093-4:2002. Czas trwania fazy 1 wynosi na przykład 5 minut.
- **Faza 2 - znacznik gazowy jest dozowany bezpośrednio do odciągu.**
Czas trwania fazy 2 wynosi np. 10 minut. Z tej fazy wyodrębnia się etap I po ustaleniu się stężenia mierzonego w przewodzie odciągowym (po czasie około 2 minut). Ze stężenia zmierzonego w przewodzie za odciągami i w przewodzie wywiewnym wentylacji ogólnej wyznacza się C_2 i C_I jako średnie wartości z następnymi około 8 minut.
- **Faza 3 - znacznik gazowy jest dozowany poza odciągami, w miejscu powstawania zanieczyszczeń.**
Czas trwania fazy 3 wynosi np. 35 min. Z obserwacji zmian stężenia w przewodzie wywiewnym wentylacji ogólnej oraz na podstawie obliczenia stałej czasowej wymiany powietrza oszacowano, że czas potrzebny do ustalenia się stężenia zanieczyszczeń w pomieszczeniu wynosi około $t \cong 3T=20$ min. Po 20 minutach rozpoczyna się więc etap II wyznaczania stężeń C_3 i C_I' jako średnich wartości stężenia mierzonego w przewodzie za odciągami i w przewodzie wywiewnym wentylacji ogólnej.
- **Faza 4 - znacznik gazowy nie jest dozowany.**
Czas trwania tej fazy wynosi np. 10 minut. Ta faza może być również wykorzystana do wyrównania wskazań stężenia w kanałach pomiarowych stężenia za odciągami i w przewodzie wywiewnym wentylacji ogólnej. W przypadku procedury opisanej w normie PN-EN 1093-4: 2002 i stosowania jednokanałowego przyrządu pomiarowego, po 1 minucie od zaprzestania dozowania znacznika wyznacza się stężenie $C_{I'}-1kan$.



Rys. 6.49.

Przykładowa seria pomiarowa badania skuteczności odciążenia miejscowego, kolejne linie (od góry) oznaczają: stężenie gazu znacznikowego w przewodzie za odciążeniem, stężenie w przewodzie wywiewnym wentylacji ogólnej oraz stężenie w przewodzie nawiewnym powietrza zewnętrznego

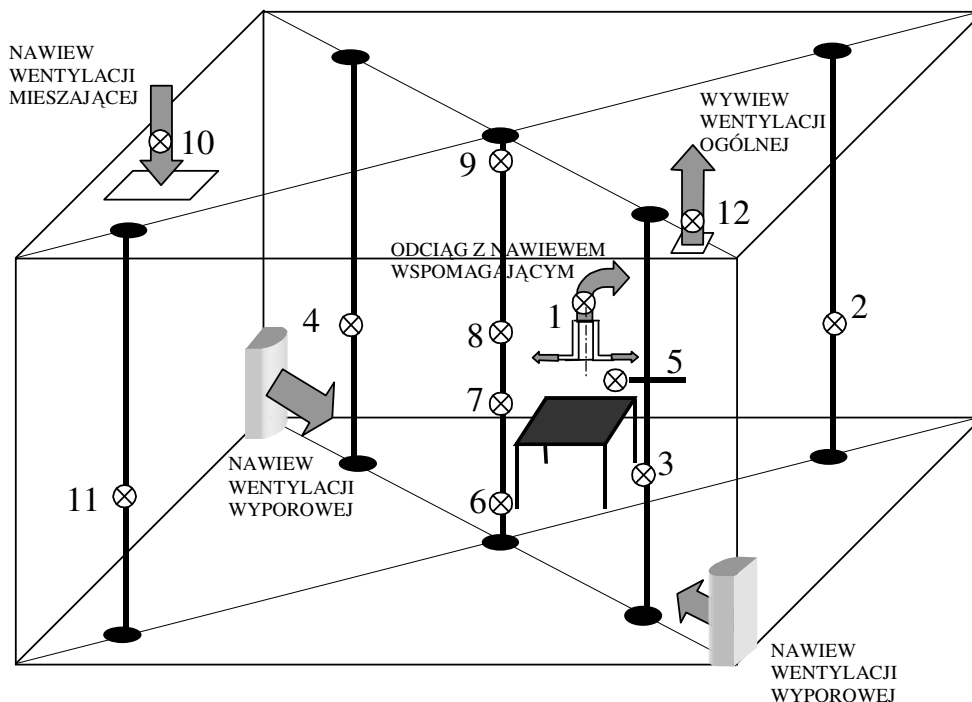
W omawianych dalej badaniach do określania skuteczności odciążenia stosowano inny gaz znacznikowy, a mianowicie sześćsięlflorek siarki, który nie jest naturalnym składnikiem powietrza. Aparatura badawcza (Vivo Dosing) umożliwiała precyzyjne dozowanie gazu w dwa miejsca – wprost do odciążenia oraz w określone miejsce w obszarze oddziaływania odciążenia. W większości serii pomiarowych stosowano dozowanie strumienia $2 \text{ cm}^3/\text{s}$ SF_6 przez 3 minuty wprost do odciążenia (faza 2 na rys. 6.49), a następnie przez 35 minut z dozownika znajdującego się w obszarze oddziaływania odciążenia, najczęściej na stole pod odciążeniem, w odległości 0,6 m od płaszczyzny wlotu do odciążenia (faza 3 na rys. 6.49). Seria pomiarowa trwała każdorazowo 40 minut, przy czym znacznika nie dozowano przez pierwszą i ostatnią minutę pomiarów (fazy 1 i 4 na rys. 6.49).

Pomiaru stężenia gazu w różnych punktach pomieszczenia dokonywano przy pomocy trzykanałowego przyrządu Vivo Trigass. Przewidziano możliwość pobierania próbek powietrza w 12 punktach rozmieszczonych w pomieszczeniu (rys. 6.50), poprzez połączenie tych miejsc z przyrządem za pomocą rurek teflonowych podwieszonych pod sufitem. Punkt nr 1 znajdował się w przewodzie wentylacyjnym za wentylatorem odciążowym, punkt nr 5 – w pobliżu odciążenia w miejscu przebywania pracownika, punkt 10 – w przewodzie nawiewnym, a punkt 12 – w przewodzie wentylacyjnym za wentylatorem wywiewnym. Pozostałe punkty poboru próbek powietrza rozmieszczone były na masztach w pomieszczeniu (rys. 6.50).

Przyrząd pomiarowy Vivo TriGas umożliwiał rejestrowanie stężeń znacznika SF_6 równocześnie w trzech kanałach, w związku z tym przyjęto, że na kanale 1 dokonywany będzie pomiar w przewodzie za odciążeniem (punkt 1 na rys. 6.50), na kanale 2 – pomiar w wywiewie, czyli pomiar średniego stężenia znacznika panującego w pomieszczeniu (punkt 12), a na kanale 3 zmieniano w trakcie pomiarów punkty pomiarowe – przez pierwsze 20 minut mierzono stężenie w nawiewie (punkt 10), a następnie co 2 minuty

zmieniano kolejno punkt poboru powietrza na pozostałe punkty w pomieszczeniu (kolejno nr 2, 3 itd., na końcu – na punkt 5, odpowiadający miejscu przebywania pracownika).

Na podstawie przeprowadzonych pomiarów stężeń znacznika gazowego dokonywano obliczeń skuteczności działania odciążu wg równania 6.49, w którym C_3 oznacza stężenie znacznika w przewodzie za odciążem podczas dozowania w ustalonym miejscu, mierzone na kanale 1 w punkcie nr 1, C_2 - stężenie mierzone na tym samym kanale i w tym samym miejscu, ale podczas dozowania wprost do odciążu, natomiast C_1 - stężenie znacznika w wywiewie czyli średnie stężenie panujące w pomieszczeniu podczas dozowania wprost do odciążu, mierzone na kanale 2 w punkcie 12, a C_1' - stężenie w mierzone na tym samym kanale i w tym samym miejscu, ale podczas dozowania w ustalonym miejscu.



Rys. 6.50.

Rozmieszczenie punktów poboru powietrza do pomiaru stężenia znacznika w pomieszczeniu badawczym

Przyjęta procedura pomiarów jest modyfikacją metody znacznikowej opisanej w normie PN-EN 1093-4: 2002, gdyż możliwe było mierzenie stężeń znacznika 3-kanalowo, natomiast w normie przewidywano wykorzystanie w pomiarach przyrządu tylko jednokanałowego.

Wizualizacja przepływów powietrza

Zastosowana metoda wizualizacji przepływu powietrza obejmowała znacznikowanie ruchu powietrza dymem, rejestrację obrazów aparatem cyfrowym lub filmowanie przepływu kamerą video, transformację obrazu na sygnał przekazywany do komputera oraz komputerową obróbkę obrazu. Stosowano wizualizację ruchu powietrza przede wszystkim w obszarze oddziaływania odciążu, w okolicy nawiewników oraz kratki wywiewnej.

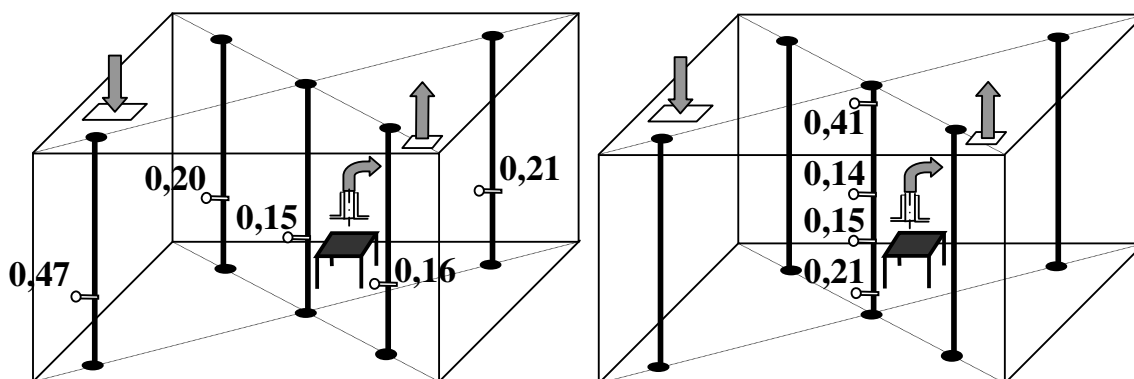
Wyniki badań

Wykonane badania anemometryczne, znacznikowe oraz wizualizacja przepływu powietrza umożliwiły:

- określenie rozkładów prędkości powietrza oraz stężeń znacznika gazowego w pomieszczeniu przy różnych wersjach działania wentylacji ogólnej i miejscowej,
 - określenie skuteczności działania odciążu,
- a także uzyskanie:
- widma zasysania odciążu,
 - obrazu ruchu powietrza w pomieszczeniu.

Na kolejnych rysunkach przedstawiono wyniki badań dla wybranych przykładowych serii pomiarowych.

Rys. 6.51 przedstawia prędkości powietrza w , m/s w pomieszczeniu na wysokości 1,1 m nad podłogą oraz na różnych wysokościach na środku pomieszczenia – dla przypadku działającej wentylacji mieszającej (w wersji I ustawienia łopatek nawiewnika anemostatycznego). Najwyższe prędkości powietrza występują wówczas pod sufitem pomieszczenia i pod nawiewnikiem.

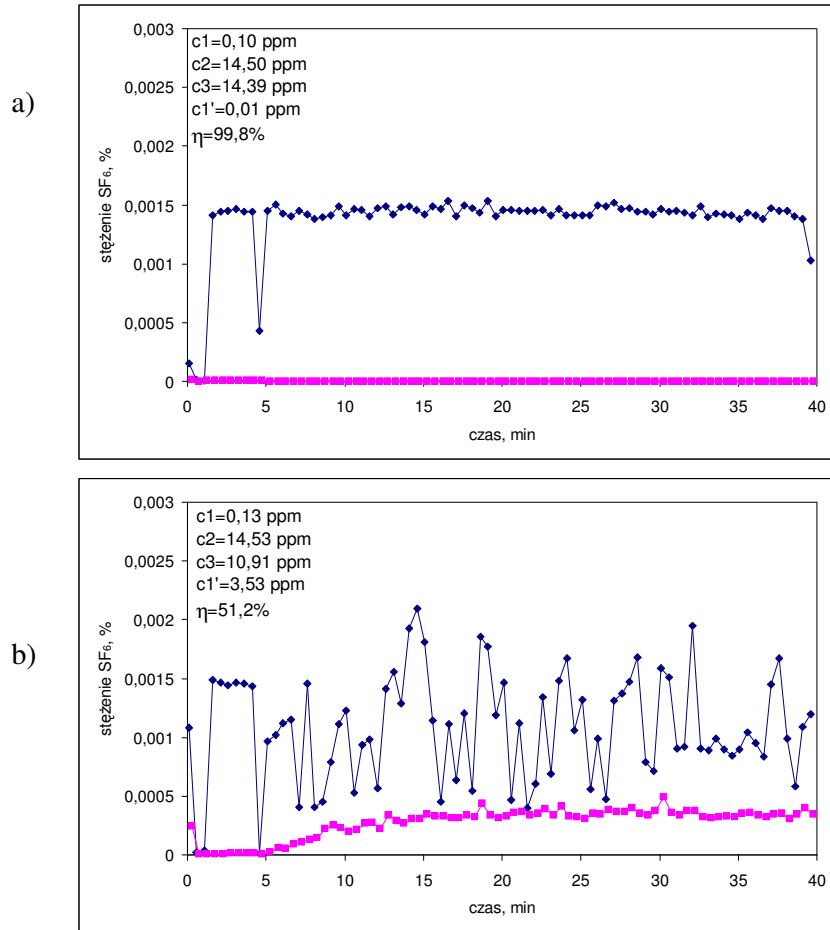


Rys. 6.51.

Przykładowe wyniki zmierzonych prędkości w pomieszczeniu

Rys. 6.52a dotyczy pomiarów skuteczności odciążu przy dozowaniu znacznika w bliskiej odległości od odciążu (0,1 m pod odciążem, w jego osi), a rys. 6.52b - przy dozowaniu znacznika na stole pod odciążem, tj. w odległości 0,6 m od odciążu. W pierwszym przypadku skuteczność odciążu wynosi niemal 100% (stężenie SF₆ w przewodzie za odciążem jest niemal wyrównane, a w pomieszczeniu bliskie 0), w drugim przypadku – skuteczność wynosi niewiele ponad 50%, a stężenie znacznika w pomieszczeniu znacząco wzrasta.

Na rys. 6.53 zamieszczono przykładowe zdjęcia z wizualizacji ruchu powietrza w obszarze oddziaływania odciążu przy działającej wentylacji mieszającej. Kolejny rysunek przedstawia widmo zasysania odciążu przy nie działającej wentylacji ogólnej, w dwóch wersjach pracy odciążu – z nieaktywnym nawiewem wspomagającym oraz przy aktywnym nawiewie wspomagającym (rys. 6.54). W tym drugim przypadku zasięg odciążu znacznie się zwiększa - izotacha 0,3 m/s przebiega w odległości 0,37 m od otworu ssącego zamiast 0,22 m.



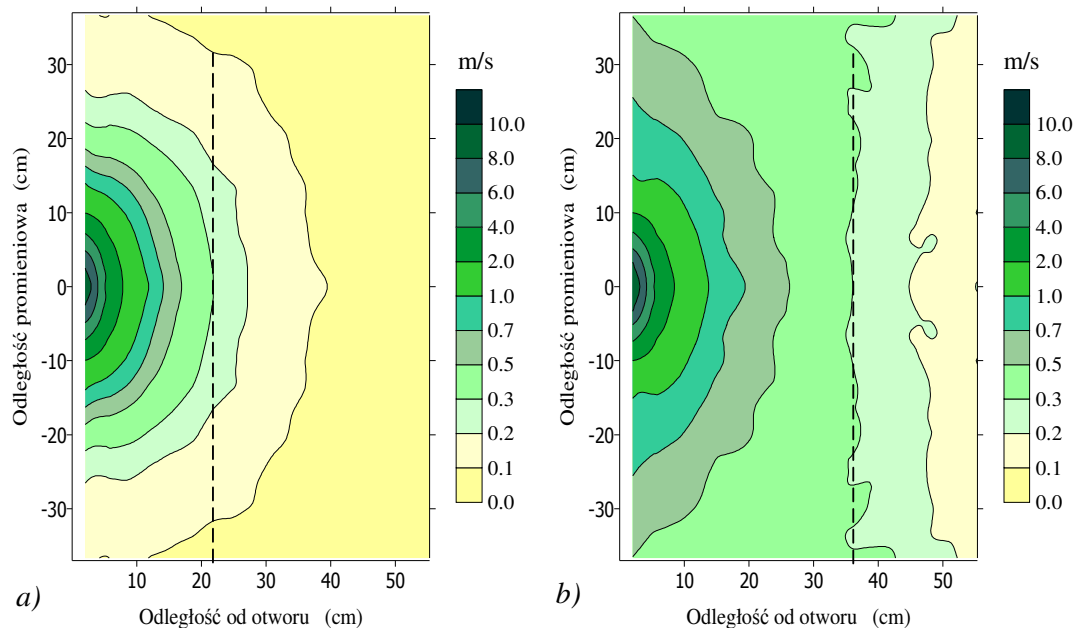
Rys. 6.52.

Przykładowe wyniki pomiarów stężenia SF₆, przy dozowaniu znacznika w odległości 0,1 m (a) oraz 0,6 m od odciągu (b)



Rys. 6.53.

Przykładowe wyniki wizualizacji ruchu powietrza w otoczeniu odciągu



Rys. 6.54.

Wyniki pomiarów prędkości powietrza w okolicy odciagu w postaci mapy pola prędkości, przy nawiewie wspomagającym nieaktywnym (a) oraz aktywnym (b)

Wpływ wentylacji ogólnej na skuteczność odciagu

W celu identyfikacji wpływu wentylacji ogólnej na skuteczność odciagu wykonano siedem rodzajów serii pomiarowych, we wszystkich seriach znacznik gazowy dozowany był ze środka stołu (pokrywającego się z osią ssawki) w odległości 0,6 m od jej otworu wlotowego. Analizowane przypadki to:

- 1) mieszająca wentylacja ogólna, wersja I ustawienia łopatek nawiewnika anemostatycznego,
- 2) mieszająca wentylacja ogólna w wersji I, w obecności strugi konwekcyjnej generowanej przez nagrzaną płytę stołu,
- 3) mieszająca wentylacja ogólna w wersji I, z nawiewem wspomagającym,
- 4) mieszająca wentylacja ogólna, wersja II ustawienia łopatek nawiewnika,
- 5) nawiew powietrza do pomieszczenia przez infiltrację (przez otwarte drzwi do pomieszczenia badawczego),
- 6) nawiew powietrza z nawiewników laminarnych przy braku źródeł ciepła w pomieszczeniu,
- 7) wentylacja wporowa, nawiew powietrza z nawiewników laminarnych w obecności strugi konwekcyjnej generowanej przez nagrzaną płytę stołu.

Zestawienie wyników pomiarów skuteczności odciagu miejscowego dla wymienionych przypadków przedstawiono na rys. 6.55.

Wentylacja mieszająca

- **Wersja I. Warunki izotermiczne pracy odciagu.** Obserwuje się dużą zmienność skuteczności odciagu od 36 do 87% przy średniej 65%.
- **Wersja I + obecność strugi konwekcyjnej generowanej przez nagrzaną płytę stołu.** Skuteczność odciagu zmniejszyła się i wynosiła średnio 24%. Moc i wymiary źródła ciepła oraz wymiary strugi konwekcyjnej były zbyt duże dla średnicy

i wydatku odciągu. Odciąg nie pochłaniał w całości strugi konwekcyjnej, także zwiększyło się rozpraszanie zanieczyszczeń (znacznika).

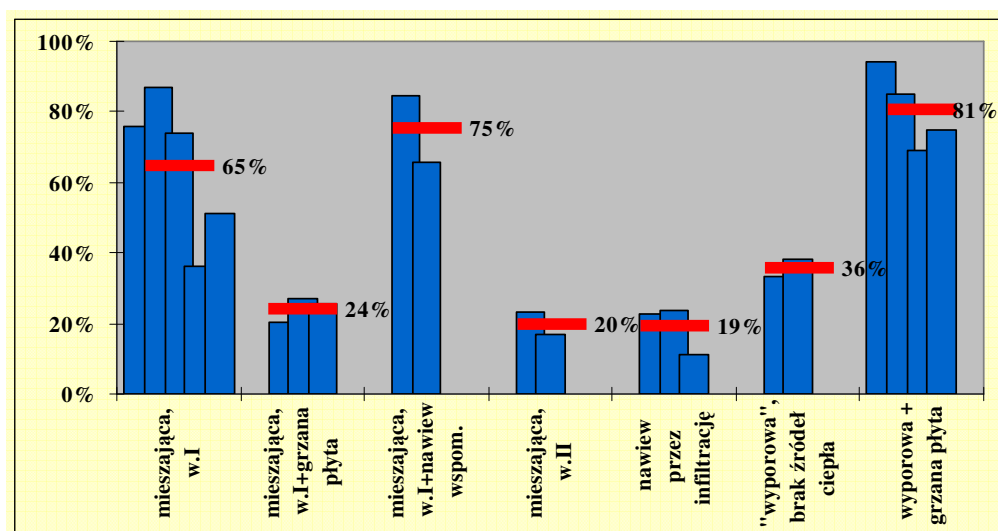
- **Wersja I + nawiew wspomagający odciągu.** W porównaniu z wariantem pierwszym nastąpił wzrost skuteczności odciągu, wynosiła ona średnio 75%.
- **Wersja II.** Inne ustawienie łopatek kierujących w nawiewniku anemostatycznym powoduje zwiększenie prędkości w otoczeniu odciągu; efektem tego jest mniejsza skuteczność odciągu, wynosząca jedynie 20%.

Nawiew naturalny

- **Nawiew powietrza do pomieszczenia przez otwarte drzwi.** Występują niekontrolowane, w tym poprzeczne, przepływy powietrza w otoczeniu odciągu. Obserwowano najniższą ze wszystkich przypadków skuteczność, wynoszącą zaledwie 19%.

Wentylacja wporowa

- **Nawiew powietrza z nawiewników laminarnych przy braku źródeł ciepła w pomieszczeniu, przypadek wentylacji pseudo wporowej.** Brak źródeł ciepła uniemożliwił wytworzenie się dwustrefowego przepływu w pomieszczeniu badawczym. Skuteczność odciągu wynosiła 36%, była więc mniejsza od przypadku pierwszego z wentylacją mieszającą w wersji I.
- **Nawiew powietrza z nawiewników laminarnych + struga konwekcyjna nad nagrzaną płytą.** Skuteczność działania odciągu jest największa i wynosi 81%. Struga konwekcyjna spokojnie unosi zanieczyszczenia w kierunku odciągu i otworu wywiewnego w suficie. Sprzyja to poprawie skuteczności działania odciągu, nawet przy jego zbyt małych rozmiarach i wydatku dla pochłonięcia całej strugi konwekcyjnej.

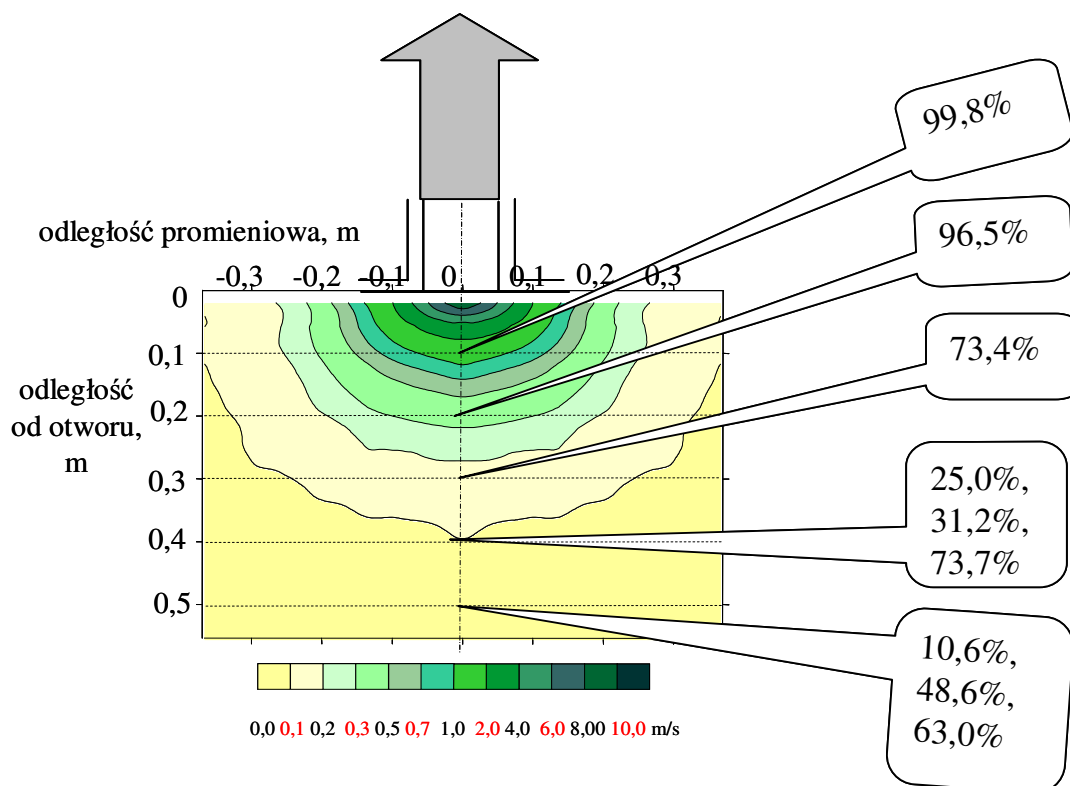


Rys. 6.55.

Wyniki pomiaru skuteczności odciągu miejscowego przy różnych systemach wentylacji ogólnej i przy występowaniu różnych dodatkowych elementów przepływowych (struga konwekcyjna, nawiew wspomagający, infiltracja)

Przy działającej ogólnej **wentylacji mieszającej** ruch powietrza w pomieszczeniu zakłóca działanie ssawki. Obserwowano dużą zmienność skuteczności odciągu dla tego przypadku. Wpływ ruchu powietrza wywołanego działaniem wentylacji mieszającej na wyniki pomiarów skuteczności działania odciągu bez nawiewu wspomagającego w kilkakrotnie powtarzanych seriach pomiarowych przedstawiono na rys. 6.56. Wpływ ten

jest bardzo widoczny w większych odległościach od odciagu, wynoszących ponad 0,3 m, skuteczność odciagu jest wówczas bardzo zróżnicowana w poszczególnych seriach pomiarowych. Zjawisko mieszania powietrza ze splywu odciagu z powietrzem otaczającym nie jest uwzględniane w widmach splywu ssawek, jakie spotyka się w literaturze przedmiotu, widma te, bowiem nie były badane w warunkach czynnego oddziaływania wentylacji w pomieszczeniu.



Rys. 6.56.

Rozkład skuteczności działania odciagu w widmie zasysania

Struga konwekcyjna przy ogólnej wentylacji mieszającej znacznie zmniejsza skuteczność odciagu, natomiast nawiew wspomagający poprawia skuteczność jego działania. Efekt wywołany nawiewem wspomagającym mógłby być lepszy, gdyby pole przepływu nie było zakłócanie działaniem wentylacji mieszającej.

Z przeprowadzonych badań wynika, że w pomieszczeniu z wentylacją mieszającą pojawienie się dodatkowych elementów przepływowych, jakimi są struga konwekcyjna i nawiew wspomagający, powoduje wzrost prędkości w całym pomieszczeniu, a w szczególności w otoczeniu tych elementów. Również zmiana ustawienia nawiewnika może spowodować zmianę rozkładu prędkości w pomieszczeniu, która może być niekorzystna, zwiększając prędkość w otoczeniu odciagu.

Nawiew powietrza do pomieszczenia przez **infiltrację** (otwarte drzwi do pomieszczenia badawczego) nie umożliwia kontroli ruchu powietrza i powoduje poprzeczne przepływy powietrza w otoczeniu odciagu. Przy takim nawiewie powietrza obserwowano najniższą ze wszystkich przypadków skuteczność działania odciagu.

Przy **wyporowej wentylacji** ogólnej, tj. przy nawiewie powietrza z nawiewników laminarnych i obecności strugi konwekcyjnej powstającej nad nagrzaną płytą,

obserwowano najwyższą skuteczność działania odciągu. Struga konwekcyjna unosi wtedy zanieczyszczenia w kierunku odciągu, co sprzyja poprawie skuteczności jego działania. Prędkość ruchu powietrza w pomieszczeniu jest bardzo mała i mało zróżnicowana w różnych punktach pomieszczenia. Nie zaobserwowano oddziaływania strugi konwekcyjnej na ruch powietrza w otoczeniu odciągu jaki występował przy wentylacji mieszającej.

W większości badanych przypadków rozkłady stężenia zanieczyszczeń w pomieszczeniu były wyrównane. Oznacza to, że nie wychwycone przez odciąg zanieczyszczenia rozpraszają się w pomieszczeniu dość równomiernie, blisko strefy emisji zanieczyszczeń można jednak czasami zaobserwować zwiększone ich stężenie. Takie lokalne gromadzenie się zanieczyszczeń w pobliżu źródła emisji należy rozpatrywać jako dodatkowe zagrożenie dla pracowników. W przypadku wentylacji waporowej obserwowano typowy dwustrefowy rozkład stężenia zanieczyszczeń. W dolnej strefie stężenie zanieczyszczeń było bardzo małe. Przeprowadzone badania wykazały, że organizując we właściwy sposób ruch powietrza w pomieszczeniu można ograniczyć rozpraszanie się zanieczyszczeń, uzyskać wysoką skuteczność działania odciągu miejscowego i korzystny rozkład stężeń zanieczyszczeń.

Podsumowanie

Skuteczność odciągu miejscowego zależy od zastosowanego systemu wentylacji ogólnej i mają na nią wpływ różne dodatkowe elementy przepływowe, takie jak struga konwekcyjna czy nawiew wspomagający. Dla skutecznego wychwytywania zanieczyszczeń istotne jest zapewnienie właściwego współdziałania wszystkich czynników wywołujących ruch powietrza w otoczeniu odciągu.

Ruch powietrza w pomieszczeniu zawsze powoduje rozpraszanie zanieczyszczeń ze strefy widma zasysania odciągu przez zwiększoną burzliwą dyfuzję, zależną od intensywności turbulencji oraz przez tworzenie poprzecznych przepływów. Ruch ten powinien być tak zorganizowany, aby sprzyjał spływowi zanieczyszczeń w kierunku odciągu i możliwie niską burzliwością ograniczał wsteczną dyfuzję.

Stopień rozpraszania w przypadku wentylacji mieszającej może być znaczny, pojawia się wtedy zwiększone zagrożenie osób pracujących na stanowisku pracy, nawet blisko odciągu miejscowego. Wentylacja waporowa jest z tego punktu widzenia wyraźnie bardziej korzystna.

Struga konwekcyjna przy ogólnej wentylacji mieszającej zmniejsza skuteczność odciągu, natomiast w warunkach wentylacji waporowej obserwuje się najwyższą skuteczność działania odciągu. Struga konwekcyjna przyczynia się wówczas do unoszenia zanieczyszczeń w kierunku odciągu, zlokalizowanego nad źródłem ciepła.

Badania prowadzono w ramach zadania II-5.04 Katedry Ogrzewnictwa, Wentylacji i Techniki Odpylania Politechniki Śląskiej w wieloletnim programie badawczym „Dostosowywanie warunków pracy w Polsce do standardów Unii Europejskiej”, realizowanym przez CIOP PIB Warszawa i finansowanym przez KBN w latach 2002 do 2004.

6.4. ANALIZA ROZWIĄZAŃ I WYNIKÓW BADAŃ WENTYLACJI HYBRYDOWEJ Z PUNKTU WIDZENIA OSZCZĘDNOŚCI ENERGII*

W obecnie projektowanych bądź modernizowanych obiektach użyteczności publicznej przeważają rozwiązania wentylacji i klimatyzacji oparte o systemy mechanicznej wentylacji ze stałą lub zmienną ilością powietrza wentylacyjnego, często z chłodzeniem powietrza w okresie ciepłym. Rozwiązania takie wyposażone w układy regulacji automatycznej są w stanie sprostać wszelkim zadaniom wynikającym z wymaganych warunków cieplnych w pomieszczeniach w każdych warunkach klimatu zewnętrznego. Należy jednak zauważyć, że zapotrzebowanie energii na wentylację i ochładzanie powietrza przy takich rozwiązaniach może stanowić nawet więcej niż 50% ogólnego zapotrzebowania energii budynku. Stąd wynika ponowne zainteresowanie naturalnymi sposobami wentylowania i chłodzenia obiektów oraz stosowania ich w odpowiedni sposób wszędzie tam, gdzie tylko jest to możliwe. W większości przypadków naturalne sposoby wentylowania i chłodzenia nie są w stanie spełnić stawianych im wymagań, jednak w odpowiedni sposób włączone do współpracy z układami wentylacji mechanicznej mogą przyczynić się do znacznego obniżenia zużycia energii, przy jednocześnie niewielkim dopuszczalnym pogorszeniu się warunków cieplnych oraz jakości powietrza w pomieszczeniach. Różne zalety mechanicznych i naturalnych systemów wentylacji występują w różnych porach roku, miesiąca czy dnia. Istotne staje się więc umiejętne przełączanie pomiędzy tymi dwoma trybami pracy, bądź właściwe ich współdziałanie. Tak więc w dużym uproszczeniu, swego rodzaju kombinacja współpracujących inteligentnie systemów wentylacji naturalnej i mechanicznej stanowi istotę wentylacji hybrydowej.

System wentylacji hybrydowej powinien zapewnić warunki komfortu cieplnego w pomieszczeniach, przy działaniu zarówno systemów wentylacji naturalnej jak i mechanicznej przy wykorzystaniu odpowiednich właściwości każdego z tych systemów w różnych porach dnia czy roku. Główna różnica pomiędzy tradycyjnym systemem wentylacji a systemem wentylacji hybrydowej polega na tym, że system wentylacji hybrydowej jest sterowany w sposób inteligentny, posiadając możliwość automatycznego przełączania z trybu pracy „wentylacja naturalna” na tryb pracy „wentylacja mechaniczna”, tak aby zapewnić minimalne zużycie energii na cele wentylacji.

Dotychczas systemy wentylacji naturalnej i mechanicznej stosowane są niezależnie od siebie, przy czym systemy wentylacji naturalnej działają zwykle w sposób niekontrolowany.

Oczekiwania na efekty działania wentylacji hybrydowej są różne w różnych krajach i związane są: z różnorodnością klimatu, cenami energii itp.

Systemy wentylacji naturalnej i mechanicznej posiadają zarówno zalety jak i wady. Główną wadą systemów wentylacji naturalnej jest niepewność działania, która może ujawniać się np. wzrostem możliwości częstego pojawiania się przeciągu w pomieszczeniach przy niskich temperaturach powietrza zewnętrznego oraz brakiem akceptacji warunków cieplnych przy wysokich temperaturach powietrza zewnętrznego. Systemy wentylacji mechanicznej i klimatyzacji także posiadają wady, które wyrażają się m.in. w narzekaniach użytkowników na warunki cieplne zwłaszcza wówczas, gdy nie posiadają możliwości indywidualnego wpływania na parametry swojego środowiska wewnętrznego.

* autor: **Zbigniew Trzeciakiewicz**

Katedra Ogrzewnictwa, Wentylacji i Techniki Odpylania. Politechnika Śląska. Gliwice
redakcja: Zbigniew Trzeciakiewicz

W wentylacji hybrydowej, w zależności od okoliczności istnieje możliwość wyboru trybu pracy układu dla jak najlepszego dostosowania się do oczekiwania użytkowników. Głównym jednak oczekiwaniem w stosunku do wentylacji hybrydowej, jak również głównym czynnikiem rozwoju tego rodzaju wentylacji, pozostaje zmniejszenie zużycia energii. W wielu istniejących obecnie budynkach wyposażonych w system wentylacji hybrydowej uzyskuje się znaczne zmniejszenie zużycia energii, głównie do napędu wentylatorów oraz ochładzania powietrza.

Określenie kosztów inwestycyjnych związanych z wentylacją hybrydową jest trudne, gdyż składa się ona zarówno z instalacji wentylacji mechanicznej jak również elementów budynku. Na koszty te ma również wpływ: zwiększone inwestowanie w budynek związane z jego dopasowaniem do naturalnego i wymuszonego przepływu powietrza, bardziej inteligentny system okien i fasad, przewodów wyciągowych itp.

Całkowite koszty inwestycyjne i eksploatacyjne budynków z wentylacją hybrydową są często niższe niż w budynkach z systemami konwencjonalnymi, jednak relacje pomiędzy poszczególnymi składnikami tych kosztów mogą wypadać różnie. Zestawienie przykładowych wartości dla różnych istniejących obiektów można znaleźć w końcowym raporcie z prac w ramach Aneksu 35.

Podejście do wentylacji hybrydowej musi być oparte na założeniu, że jej działanie nie może być takie jak wentylacji mechanicznej. Działanie uwarunkowane zużyciem energii a warunkami cieplnymi pomieszczeń jest inne. Ocena kosztów wentylacji hybrydowej powinna być dokonywana przy wzięciu pod uwagę kosztów całkowitych uwzględniających użytkowanie instalacji a nie tylko kosztów inwestycyjnych.

Budynki z wentylacją hybrydową są często wyposażone w inne technologie związane ze zrównoważonym rozwojem np. oświetlenie naturalne, bierne i naturalne chłodzenie, bierne ogrzewanie słoneczne.

W procesie projektowania budynku niezbędne jest od samego początku współdziałanie architektów z projektantami innych branż, a zwłaszcza branży wentylacji, dla takiego ukształtowania budynku oraz jego elementów, aby możliwe było efektywne działanie wentylacji hybrydowej. Współdziałanie takie może wygenerować rozwiązania pozwalające na zmniejszenie urządzeń tzw. mechanicznego wyposażenia budynku oraz zmniejszenie zużycia energii przez budynek.

Niniejszy podrozdział opracowano w oparciu o publikacje i materiały informacyjne Centrum Wentylacji Hybrydowej w Uniwersytecie w Aalborgu (Dania), kierowanego przez prof. P. Heiselberga, oraz bezpośrednie kontakty z Centrum. Omówione zostały rozwiązania wentylacji hybrydowej w trzynastu wybranych obiektach znajdujących się w krajach o odmiennych warunkach klimatycznych, będące nową propozycją energooszczędnych rozwiązań w technice wentylacyjnej. Przedstawiono wyniki doświadczeń eksploatacyjnych. Dokonano ich analizy głównie z punktu widzenia zużywanej energii na cele wentylacji. Przedstawiono wnioski dotyczące skuteczności i celowości stosowania wentylacji hybrydowej.

Opis rozwiązań systemów wentylacji hybrydowej

Systemy wentylacji hybrydowej oparte są na trzech podstawowych rozwiązaniach:

- współdziałającej wentylacji naturalnej i mechanicznej,
- wspomaganej mechanicznie wentylacji naturalnej,
- wentylacji mechanicznej wspomaganej działaniem wyporu cieplnego i wiatru.

Współdziałające z sobą systemy wentylacji naturalnej i mechanicznej są systemami w pełni autonomicznymi, których strategia pracy polega na automatycznym włączaniu tego systemu, który w danej chwili nadaje się najbardziej dla realizacji określonych zadań.

Przykładowo wentylacja naturalna zapewnia wentylację obiektów w okresach przejściowych a wentylacja mechaniczna w okresach chłodnych i ciepłych. Możliwe jest także wykorzystywanie wentylacji mechanicznej w godzinach pracy obiektów, a wentylacji naturalnej dla ochładzania nocnego. Zasada pracy wspomaganych mechanicznie systemów wentylacji naturalnej polega na wspomaganie naturalnej wymiany powietrza działaniem wentylatorów nawiewnych lub wywiewnych. W okresach, w których siły uruchamiające naturalną wymianę powietrza są zbyt słabe jak również w okresie zwiększonego zapotrzebowania na powietrze wentylacyjne następuje zwiększenie dyspozycyjnej różnicy ciśnień przez uruchomienie niskociśnieniowych wentylatorów wspomagających. Podstawą działania systemów wspomaganych działaniem wyporu cieplnego i wiatru jest ich optymalne wykorzystanie tak aby system wentylacji mechanicznej mógł pracować przy jak najmniejszej różnicy ciśnień. Rozwiązania wentylacji hybrydowej wyposażone w układy regulacji automatycznej są w stanie sprostać wszelkim zadaniom wynikającym z wymaganych warunków cieplnych w pomieszczeniach w każdym warunkach klimatu zewnętrznego.

WILKINSON BUILDING – australijski budynek uniwersytecki (Rowe 2002)

Widok budynku przedstawiono na rys. 6.57, a jego plan sytuacyjny na rys. 6.58. Budynek ten mieści Wydział Architektury Uniwersytetu Sydney. Powstawał etapami pomiędzy 1960 a 1978 rokiem. Renowacja i zainicjowanie funkcjonowania wentylacji hybrydowej miały miejsce w 1997 roku. W obiekcie znajdują się sale wykładowe, pokoje nauczycielskie, biblioteka, laboratoria i warsztaty oraz indywidualne pomieszczenia dla obsługi i kadry uniwersyteckiej. Obiekt reprezentuje rozwiązanie polegające na współdziałaniu wentylacji naturalnej i mechanicznej. Wentylacja pokoi nauczycielskich, warsztatów i pomieszczeń biurowych odbywa się w sposób naturalny, poprzez drzwi i uchylne okna. W salach wykładowych, bibliotece i laboratoriach komputerowych zainstalowane są systemy klimatyzacji. Pomieszczenia całkowicie wewnętrzne budynku wentylowane są mechanicznie. W pomieszczeniach biurowych działa dodatkowo klimatyzacja typu VRV.

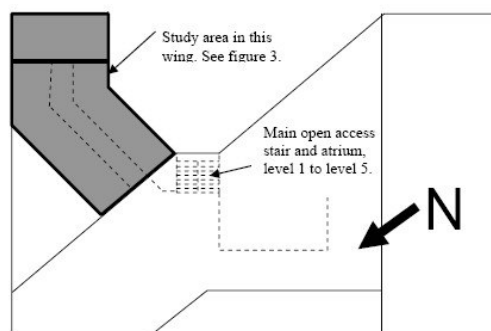


Rys. 6.57.

Wilkinson Building – australijski budynek uniwersytecki

Klimat Sydney charakteryzuje się tym, że w znacznej części roku odpowiednie warunki cieplne w pomieszczeniach można uzyskać za pomocą środków pasywnych. Można do nich zaliczyć otwieranie lub zamykanie okien, zmianę odzieży lub zmianę

pozycji w jakiej wykonywana jest praca. Zamiarem projektantów było stworzenie użytkownikom możliwie maksymalnej swobody w podejmowaniu decyzji dotyczących warunków cieplnych i ich kontroli.



Rys. 6.58

Plan sytuacyjny budynku Wilkinson

Zamiast centralnego systemu chłodzenia powietrza z centralnie regulowaną temperaturą, zaprojektowano układ, który działała jedynie w skrajnych warunkach. Układowi temu postawiono wymaganie, by jego wydajność zmieniała się w szerokim zakresie przy jednoczesnym zapewnieniu wysokiej sprawności.

Wentylacja naturalna działa głównie w oparciu o energię wiatru. Przepływ powietrza odbywa się poprzez uchylne okna i wewnętrzne drzwi do korytarzy. Łączne pole powierzchni okien w danym pomieszczeniu jest równa 5% pola powierzchni podłogi tego pomieszczenia. W niektórych pomieszczeniach wykorzystuje się także w ograniczonym zakresie wypór cieplny, dzięki wąskim wysoko położonym oknom. Dodatkowy wypór cieplny uzyskuje się w pomieszczeniach znajdujących się na 2 i 4 piętrze, gdyż są one połączone korytarzem z małym atrium i otwartą klatką schodową. Drzwi na piątej kondygnacji prowadzące na dach są otwierane w pogodne dni w celu wspomaganie wywiewu. Nie zastosowano natomiast wentylatorowego wspomaganie wywiewu. Rozważa się poprawę działania systemu naturalnego poprzez zainstalowanie w oknach niewielkich regulowanych termostatami wentylatorów osiowych, co ma służyć schładzaniu powietrza w budynku w ciągu nocy. Strumień objętości powietrza napływającego przez okna jest zmienny i zależy od stopnia otwarcia okien. Jako wystarczający uważa się strumień w ilości $7,5 \text{ dm}^3/(\text{s osobę})$ ($27 \text{ m}^3/(\text{h osobę})$). W układach wentylacji mechanicznej nie zastosowano odzysku ciepła ani filtracji powietrza zewnętrznego, nie licząc zmywalnych paneli filtracyjnych stanowiących wyposażenie klimakonwektorów.

Użytkownicy pomieszczeń mogą otwierać drzwi i okna kiedy tylko uznają to za konieczne. Mogą również według własnego uznania włączać lub wyłączać układ klimatyzacji VRV wyposażony w rewersyjne pompy ciepła, co pozwala zarówno na chłodzenie jak i ogrzewanie oraz regulować według indywidualnych potrzeb: temperaturę, bieg wentylatora i kierunek wypływu powietrza. Klimakonwektory są wyłączane centralnie każdego dnia o godzinie 21:00. System wentylacji hybrydowej działa w sposób półautomatyczny. Każdy z użytkowników może ręcznie otworzyć lub zamknąć okno albo też włączyć wspomagający układ chłodniczy/grzewczy.

Do zalet rozwiązania systemu wentylacji hybrydowej w budynku Wilkinson University można zaliczyć:

- prostotę rozwiązania i łatwość obsługi,
- brak konieczności prowadzenia długich przewodów nawiewnych i wywiewnych, co byłoby utrudnione w budynku istniejącym,

- akceptację przez użytkowników,
- osiągnięcie realnych oszczędności w zużyciu energii – wg przeprowadzonych symulacji komputerowych zużycie energii wynosi 25% zużycia tradycyjnego systemu pełnej klimatyzacji,
- bezawaryjność (w ciągu pierwszych 4 lat funkcjonowania systemu oprócz rutynowej wymiany paneli filtracyjnych nie były konieczne żadne naprawy),
- sprzyjający zdrowiu i samopoczuciu użytkowników klimat wewnętrzny.

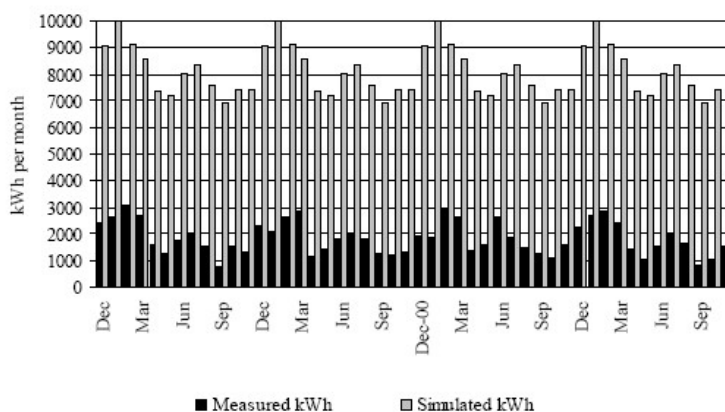
Oszczędności w zużyciu energii dla wentylacji i klimatyzacji wynikają m. in. z faktu, iż klimat okolic Sydney jest na tyle łagodny, że przez większość dni w roku powietrze zewnętrzne ma parametry odpowiednie dla użytkowników. Oto kilka przykładowych danych klimatycznych:

- średnia maksymalna temperatura stycznia: +25,7 °C,
- średnia minimalna temperatura stycznia: +18,8 °C,
- średnia maksymalna temperatura czerwca: +18,8 °C,
- średnia minimalna temperatura czerwca: +9,6 °C,
- średnia wilgotność względna w okresie letnim: 47%,
- średnia wilgotność względna w okresie zimowym: 80%.

Zrozumiałym wydaje się, więc fakt, że użytkownicy pomieszczeń w wypadku pogorszenia się w nich warunków cieplnych w pierwszej kolejności otwierali okna zewnętrzne. Dopiero, gdy przewietrzanie nie przynosiło pożądanego efektu, włączano układ VRV.

Roczne zużycie energii przez układ VRV w trakcie prowadzonych obserwacji kształtowało się na poziomie 22000 kWh rocznie.

Tymczasem symulacja komputerowa wykazała, że zużycie roczne przy systemie klimatyzacji bez wentylacji naturalnej można szacować na 97000 kWh rocznie. Porównanie zużycia energii przez te systemy przedstawiono na rys. 6.59. Symulacja uwzględniała warunki klimatyczne, współczynnik niejednoczesności przebywania osób i zmienny strumień objętości powietrza wentylacyjnego. Założono, że tryb chłodzenia włączanoby gdyby temperatura w pomieszczeniu wzrosła powyżej 24 °C, a tryb ogrzewania – gdyby temperatura spadła poniżej 20 °C. Wyniki symulacji potwierdzają fakt, że dzięki wentylacji hybrydowej uzyskano znaczne oszczędności energii w porównaniu z tradycyjnym wentylacji mechanicznej.



Rys. 6.59.

Miesięczne zużycie energii mechanicznego systemu uzupełniającego (VRV), będącego częścią systemu wentylacji hybrydowej w budynku Wilkinson, w porównaniu z wynikami symulacji komputerowej zakładającej zastosowanie tradycyjnej klimatyzacji

Jednostkowe zużycie energii w ciągu roku wyniosło odpowiednio: 52,5 kWh/(m²·rok) i 226 kWh/(m²·rok). Do otrzymanych wyników symulacji komputerowej należy jednak podchodzić z dużą ostrożnością, m.in. dlatego, iż nie uwzględniono w niej możliwości adaptacji użytkowników w zakresie temperatur nieco szerszym niż 20÷24 °C, jak to ma miejsce w przypadku funkcjonowania wentylacji naturalnej. Nie zmieni to jednak faktu, że dzięki zastosowaniu wentylacji hybrydowej osiągnięto znaczne oszczędności energii.

Można stwierdzić, iż nowatorstwo zastosowanego rozwiązania polega nie tyle na zastosowaniu nowoczesnego, pozwalającego na pracę w szerokim zakresie obciążeń systemu VRV, lecz na:

- jednoczesnym jego zastosowaniu wraz z wentylacją naturalną,
- zapewnieniu przemiennej pracy obu systemów,
- pozostawieniu decyzji o przełączaniu między systemami użytkownikom.

IVEG – belgijski budynek biurowy (Heijmans i Wouters 2002)

Budynek jest siedzibą przedsiębiorstwa energetycznego IVEG („Interkommunale voor Energie“) znajduje się w Hoboken k. Antwerpii w Belgii. Chociaż firma zajmuje się sprzedażą energii, postawiła sobie za cel promowanie energooszczędności. Z tą myślą zaprojektowano i wybudowano w 1999 roku siedzibę IVEG w Hoboken. Widok budynku przedstawia rys. 6.60.

W budynku działają dwa niezależne systemy wentylacyjne:

- system wentylacji mechanicznej zapewniającej odpowiednią jakość powietrza
- intensywną naturalną wentylację nocną bazującą na wyporze termicznym i energii wiatru.

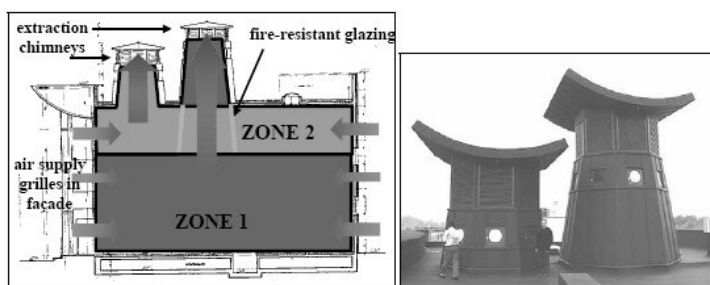
Jako uzupełnienie, zaprojektowano też system ochłodzenia powietrza. W trosce o dobrą jakość środowiska wewnętrznego wprowadzono również urządzenia zacieniające, sprzężone ze stacją meteorologiczną znajdującą się na dachu budynku. Zastosowano też energooszczędne, regulowane oświetlenie.

Wentylacja higieniczna oparta jest na systemie wentylacji mechanicznej zapewnia strumień objętości powietrza zewnętrznego 40 m³/h na osobę. Nawiewniki umieszczone są nad drzwiami i wyposażone w czujniki podczerwieni. Wywiew odbywa się poprzez toalety. W centrali przewidziano też możliwość schładzania i osuszania powietrza w okresie letnim.



Rys. 6.60.
Widok fasady frontowej biurowca IVEG

Intensywna wentylacja nocna oparta jest o system naturalny, bazujący głównie na zjawisku wyporu ciepłego. Na dachu budynku zainstalowano dwa duże „kominy” wywiewne. Koncepcję przepływu powietrza w obrębie biurowca wraz z „kominami” wywiewnymi przedstawiono na rys. 6.61.



Rys. 6.61.

Koncepcja przepływu powietrza wentylacyjnego w obrębie biurowca IVEG

Powietrze nawiewane dostarczane jest do budynku poprzez automatycznie sterowane przepustnice znajdujące się w fasadzie budynku. Dla zmniejszenia zysków ciepła od nasłonecznienia zastosowano automatyczne urządzenia zaciemniające sterowane przez stację meteorologiczną umieszczoną na dachu. Zyski od oświetlenia ograniczono dzięki zastosowaniu w pomieszczeniach czujników podczerwieni.

System nocnego schładzania jest w pełni zautomatyzowany i działa pod kontrolą komputera. Dla racjonalnego gospodarowania energią w budynku do systemu komputerowego wprowadza się następujące parametry:

- godzinę rozpoczęcia i godzinę zakończenia nocnego ochładzania,
- wymagane minimalne temperatury: zewnętrzną i wewnętrzną, konieczne do rozpoczęcia ochładzania,
- wymaganą minimalną różnicę temperatur konieczną do rozpoczęcia ochładzania,
- krok czasowy pomiędzy otwieraniem się kolejnych przepustnic.

Przestawienie przepustnic w tryb nocnego chłodzenia ma miejsce, gdy spełnione są następujące warunki:

- trwa noc,
- maksymalna temperatura dobowa przekroczyła zadaną wartość,
- różnica temperatur pomiędzy powietrzem zewnętrznym i powietrzem wewnątrz pomieszczenia przekracza zadaną wartość.

Przepustnice są natomiast automatycznie zamykane po spełnieniu każdego z następujących warunków:

- trwa dzień,
- różnica temperatur pomiędzy powietrzem zewnętrznym i powietrzem wewnątrz pomieszczenia jest niższa niż zadana wartość,
- temperatura powietrza w pomieszczeniu spadnie poniżej zadanej wartości.

Wprowadzono również możliwość przejścia z trybu automatycznego sterowania przepustnicami na tryb ręczny. Konieczność taka zachodzić może na przykład w razie pożaru.

Przestawianie trybu działania wentylacji może odbywać się piętrami. Założono, że:

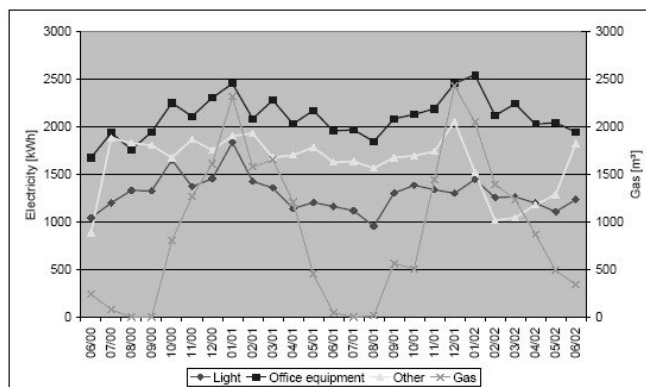
- umowna noc trwa od 22:00 do 7:30,
- minimalna temperatura powietrza zewnętrznego dla uruchamiania nocnego ochładzania : 22 °C,

- minimalna wymagana różnica temperatur: 2 K,
- minimalna temperatura powietrza wewnętrznego: 19 °C.

Posługując się komputerami osobistymi użytkownicy obiektu posiadają także w ciągu dnia możliwość zmiany trybu działania wentylacji.

Badania funkcjonowania systemu wentylacji hybrydowej przeprowadzane w okresie VIII 2000 ÷ VI 2002 wykazały, że przepustnice wlotowe przez większość czasu (nocą – przez 84%, za dnia przez ponad 90%) pozostawały zamknięte, co oznacza, iż wentylacja naturalna nie była wówczas konieczna. Jednocześnie poziom stężenia CO₂ mieścił się w dopuszczalnych granicach, a krótkotrwałe przegrzewanie dotyczyło tylko nielicznych pomieszczeń. Wysoko oceniona została możliwość indywidualnego sterowania otwieraniem przepustnic wlotowych.

Miesięczne strukturę zużycia energii w okresie od czerwca 2000 do czerwca 2002 przedstawiono na rys. 6.62.

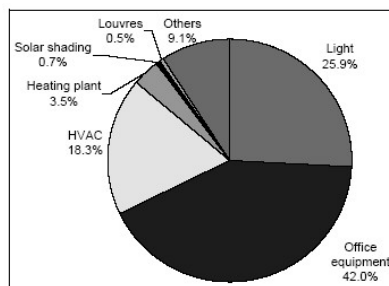


Rys. 6.62.

Struktura zużycia energii w biurze IVEG w okresie VI 2000 ÷ VI 2002

Racjonalne gospodarowanie energią w obiekcie jest osiągnięte przede wszystkim dzięki temu, że:

- mechaniczna wentylacja higieniczna uruchamiana jest okresowo poprzez czujniki podczerwieni,
- między majem a sierpniem realizowane jest nocne schładzanie budynku, co umożliwia zapewnienie zadowalających warunków środowiska wewnętrznego w pomieszczeniach w ciągu pierwszych godzin użytkowania obiektu w danym dniu,
- automatycznie sterowany system zaciemniający zmniejsza zyski ciepła od nasłonecznienia.



Rys. 6.63.

Struktura zużycia energii elektrycznej w budynku IVEG (VI 2000-V 2002)

Zużycie energii na klimatyzację nie przekracza 20% całkowitego zużycia energii elektrycznej budynku (rys. 6.63). Zakładając, że w budynku działa system klimatyzacji bez wspomaganie wentylacją naturalną, zużycie energii w okresie 3 miesięcy letnich: od czerwca do sierpnia, wynosiłoby 8445 kWh (symulacja komputerowa). Tymczasem w ciągu tych samych miesięcy 2001 roku rzeczywiste zużycie energii na klimatyzację wspomaganą wentylacją naturalną w omawianym biurowcu wyniosło ok. 4500 kWh.

PROBE – belgijski budynek biurowy (Heijmans i Wouters 2002)

PROBE to budynek biurowy, dwukondygnacyjny, znajdujący się w miejscowości Limelette (Belgia). Na piętrach zlokalizowane są pomieszczenia biurowe, a w przyziemiu archiwum. W latach 1995 ÷ 99 przeprowadzono termomodernizację budynku.

W budynku działają przemiennie dwa systemy wentylacyjne: wentylacji higienicznej i ochładzania nocnego w okresie letnim. Widok budynku przedstawia rys. 6.64.



Rys. 6.64.

Widok fasady wschodniej belgijskiego biurowca PROBE

Wentylacja higieniczna zapewnia dostarczenie do każdego z pomieszczeń biurowych 25 m³/h powietrza na osobę. Powietrze dla wentylacji higienicznej jest wstępnie podgrzewane do 25°C. Wywiew odbywa się poprzez wentylatory wywiewne zainstalowane w toaletach. Wentylacja jest uruchamiana poprzez czujniki podczerwieni zamontowane w każdym z pomieszczeń. Dzięki temu wentylatory działają tylko wówczas, gdy w pomieszczeniach przebywają ludzie. Nawiewniki do wentylacji mechanicznej umieszczone są nad drzwiami.

Intensywna wentylacja nocna w okresie letnim wymuszana jest siłami naturalnymi, wiatrem i wyporem ciepłym, bez wspomaganie wentylatorami, co wymaga ręcznego otwarcia okien w pomieszczeniach. W budynku zamontowano trójdzielne okna, przy czym części boczne są uchylne a część środkowa zamocowana na stałe (rys. 6.65). Uchylne części wyposażono dodatkowo w żaluzje, stanowiące zabezpieczenie przed deszczem, włamaniem i owadami. Kolor biały umożliwia dodatkową penetrację światła do pomieszczenia. Żaluzje można też w razie potrzeby zdjąć (np. w zimie, gdy w pomieszczeniu jest zbyt ciemno).

Wentylacja naturalna jest najbardziej efektywna wówczas, gdy przepływ powietrza jest krzyżowy, od okien jednej fasady w kierunku okien fasady przeciwnej. Wielokrotność wymiany powietrza osiąga wartość nawet $n = 10 \text{ h}^{-1}$. Intensywne schładzanie nocne jest jednym obok środków pasywnych, ze sposobów przeciwdziałania zyskom ciepła w okresie

letnim. Do intensywnej wentylacji naturalnej wykorzystuje się znacznych rozmiarów kratki nawiewne rozmieszczone na obu ścianach budynku.



Rys. 6.65.
Uchylne okna w budynku PROBE

Doświadczenia eksploatacyjne wykazują, że poprawa warunków cieplnych w poszczególnych pomieszczeniach mogłaby nastąpić gdyby możliwe było zautomatyzowanie otwierania okien. Obecnie o otwieraniu okien muszą pamiętać pracownicy w momencie opuszczania biura. Wywołuje to wiele komplikacji – m. in. konieczność poinstruowania każdego z pracowników, by otwierali okna również wtedy, gdy popołudniowe temperatury są wysokie ($25\div 30\text{ }^{\circ}\text{C}$). Z drugiej strony, gdy temperatura w nocy znacznie spadnie, może dojść do nadmiernego wychłodzenia pomieszczenia rankiem. Okazuje się również, że w celu zapewnienia komfortu cieplnego w okresie letnim, samo schładzanie nocne jest niewystarczające. Potrzebna jest zintegrowana strategia kontrolowania zysków wewnętrznych i zewnętrznych. Obejmować ona powinna m. in.: systemy zacięniące np. markizy, żaluzje, izolację termiczną, właściwe oszklenie i energooszczędne oświetlenie budynku.

Przykład dwóch pomieszczeń, w których zastosowano bardziej zaawansowany, zintegrowany system wentylacji wskazał kierunek postępowania. W tych pomieszczeniach zastosowano okna otwierane automatycznie, służące nie tylko do nocnego schładzania, ale również do wentylacji higienicznej w ciągu dnia. Taki hybrydowy system jest znacznie bardziej wydajny i oszczędny od rozwiązania z czujnikami ruchu i oknami otwieranymi ręcznie.

BANG & OLUFSEN HEADQUARTERS –budynek biurowy (Hendriksen, Brahus i in. 2002)

Siedziba firmy Bang & Olufsen znajdująca się w miejscowości Struer w Danii to przykład realizacji wariantu z wentylacją naturalną wspomaganą mechanicznie (rys. 6.66). Jest to budynek biurowy, stanowiący część większego kompleksu. Znaczną część powierzchni ścian stanowią przeszklenia, a fasada północna jest oszklona całkowicie. Budynek wsparty jest na kilku betonowych filarach, co sprawia, że powierzchnia podłogi nie ma kontaktu z gruntem

Zdecydowano, że dominującą rolę będzie odgrywać naturalna wentylacja budynku. Podczas procesu projektowania uwzględniano, więc różnice ciśnień powodowane zarówno zróżnicowaniem temperatur, jak i naporem wiatru. Na rys. 6.67 przedstawiono koncepcję przepływu powietrza wewnątrz budynku.



Rys. 6.66.
Siedziba duńskiej firmy Bang & Olufsen w miejscowości Struer



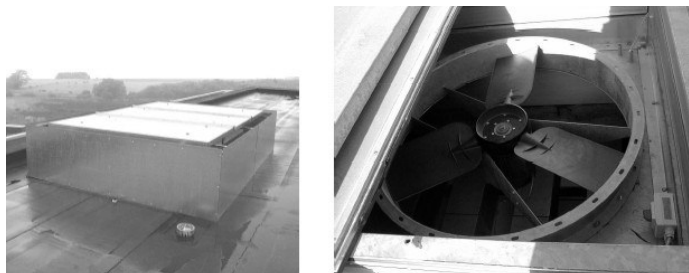
Rys. 6.67.
Koncepcja przepływu powietrza wentylacyjnego w budynku B&O

Wlot powietrza zewnętrznego odbywa się poprzez automatycznie sterowane otwory okienne wyposażone w siłowniki, usytuowane w oszklonej fasadzie północnej. Siłowniki umożliwiają nie tylko automatyczne otwieranie i zamykanie otworów okiennych, ale też regulację stopnia ich otwarcia w zależności od potrzeb (rys. 6.68). Napływające powietrze zewnętrzne jest wstępnie podgrzewane w przypodłogowych nagrzewnicach powietrza, co umożliwia przeciwdziałanie przeciągom.



Rys. 6.68.
Otwory wlotowe i przyokienne nagrzewnice powietrza nawiewanego w biurze Bang & Olufsen

Następnie powietrze poprzez strefę przebywania ludzi przedostaje się do klatki schodowej, i usuwane jest w jej górnej części. Na dachu nad klatką schodową znajdują się nasady wywiewne zaopatrzone w wentylatory osiowe, które umożliwiają wspomaganie systemu wentylacji naturalnej w przypadku gdy różnica ciśnień jest niewystarczająca (rys. 6.69).



Rys. 6.69.

Nasada wywiewna i wentylator osiowy usytuowane na dachu budynku B&O

Wydajność wentylatorów wywiewnych jest regulowana za pomocą przemiennika częstotliwości. Dzięki pracy wentylatorów ze zmienną prędkością obrotową możliwe jest uzyskanie stałego przepływu powietrza w budynku, zapewniającego 1,5 wymiany powietrza w trybie dziennym lub 3 wymiany w trybie chłodzenia nocnego.

Regulacja systemu opiera się na sygnałach z czujników temperatury i stężenia CO₂ zlokalizowanych w pomieszczeniach. Wentylacja i ogrzewanie zarządzane są przez system BEMS. System ten korzysta z danych uzyskanych ze stacji meteorologicznej umieszczonej na dachu budynku. System wentylacji naturalnej zostaje wyłączony, gdy temperatura powietrza zewnętrznego spada poniżej +5 °C (ze względu na nieopłacalność podgrzewania tak zimnego powietrza oraz przy niższych temperaturach ze względu na niebezpieczeństwo zamarzania nagrzewnic i szronienia wlotów powietrza). Wyłączanie systemu naturalnego, czyli zamykanie wlotów okiennych następuje również wówczas, gdy znacznie wzrasta prędkość wiatru oraz podczas opadów atmosferycznych.

Rozdział powietrza w pomieszczeniach oparty jest o zasady wentylacji wyporowej, co oznacza napływ powietrza z niewielką prędkością, i poprzez dużą powierzchnię wlotową.

Badania prowadzone wśród użytkowników obiektu wykazały, że średni wskaźnik *PPD* wahał się pomiędzy 5,5 a 6,3%, a średni wskaźnik ryzyka przeciągu – pomiędzy 3,9 a 7,1%. Asymetria rozkładu temperatur była nieznaczna. Poziom stężenia CO₂ kształtował się następująco: w ciągu nocy zbliżał się do poziomu stężenia w powietrzu zewnętrznym, by za dnia wzrosnąć maksymalnie do 1000 ppm. Włączenie wentylacji hybrydowej powodowało szybkie zredukowanie stężenia do poziomu 600 ppm. Wartościom 1000 i 600 ppm odpowiadają następujące wskaźniki *PPD*: 19% i 7%. Wzrost stężenia CO₂ do 1000 ppm można uznać za dopuszczalny, o ile stężenie to występuje przez krótki czas.

Niektórzy użytkownicy skarżyli się na przeciąg związany z napływem zimnego powietrza od strony fasady północnej, jak również na niską temperaturę powierzchni okien. Zainstalowano, więc dodatkowe węzownice grzejne, aby zapobiegać przeciągom i stratom ciepła przez promieniowanie w okresach, gdy wentylacja hybrydowa nie działa. W trakcie eksploatacji obiektu zauważono nadmierne przegrzewanie ostatniej kondygnacji. O ile ilość godzin pracy (między 8:00 a 17:00 od poniedziałku do piątku), w których notowano temperaturę powyżej +26 °C na pierwszych dwóch kondygnacjach wynosiła około 90 tygodniowo, to dla ostatniej kondygnacji sięgnęła 226. Wg duńskiej normy maksymalna dopuszczalna ilość godzin z temperaturą powyżej +26 °C wynosi 100

tygodniowo. Trzecia kondygnacja nie dysponuje takim potencjałem wyporu cieplnego jak kondygnacje poniżej. Rozwarstwienie termiczne powoduje, że napływa i gromadzi się tam cieplejsze powietrze. Wskutek tego skuteczność działania wentylacji naturalnej jest ograniczona.

Szacuje się, że koszt inwestycyjny systemu wentylacji hybrydowej był niższy o 19% od kosztu tradycyjnego systemu wentylacji mechanicznej zarządzanego przez BEMS. Oczekiwano, że wentylacja hybrydowa powinna przyczynić się do zmniejszenia zużycia energii w budynku. Przeprowadzone obserwacje i pomiary zużycia energii, zarówno cieplnej jak i elektrycznej, wykazały że jest ono wbrew założeniom znaczne. Wiąże się to jednak głównie z energią potrzebną do centralnego ogrzewania. Przyczyn należy upatrywać w dużym udziale powierzchni oszklonych i znacznych stratach ciepła przez podłogę zawieszoną nad gruntem. Znaczne okazało się również zużycie energii niezbędnej do podgrzewania powietrza wentylacyjnego, co z kolei wiąże się ze znacznym stopniem infiltracji. Warto jednak zaznaczyć, że zużycie energii przez wentylatory wywiewne stanowiące składnik systemu wentylacji hybrydowej było znikome i wynosiło ok. 3% całkowitego zużycia energii elektrycznej budynku.

Wyniki pomiarów zużycia energii w budynku w odniesieniu do obowiązujących w Danii norm przedstawiono w tabeli 6.3.

Tab. 6.3. Wskaźnikowe zużycie energii w budynku B&O (kWh/m²/rok)

	wg duńskich norm kWh/m ² /rok	rzeczywiste kWh/m ² /rok	
Zużycie energii cieplnej	69,0	98,0	w tym: 15,0 – nagrzewnice przyokienne 83,0 – pozostałe odbiorniki ciepła
Zużycie energii elektrycznej	44,3	65,7	w tym: 1,7 – wentylatory wspomagające 64,0 – oświetlenie i in.

BERTOLD BRECHT GYMNASIUM –budynek szkolny (Meinhold i Rösler 2002)

Budynek gimnazjum im. B. Brechta w Dreźnie należy do typowych obiektów szkolnych, jakie powstawały w dawnej NRD. Charakterystyczne dla tego typu budynków szkolnych było dążenie do optymalnego wykorzystania światła dziennego w pomieszczeniach. Wszystkie klasy zostały, więc tak zaprojektowane, by światło słoneczne docierało do nich z dwóch stron. Pośrodku pomiędzy pawilonami szkolnymi umieszczono dwa wewnętrzne dziedzińce. Efekt naturalnego doświetlenia został osiągnięty, jednak z powodu dużego udziału powierzchni zewnętrznych zużycie energii na ogrzewanie było bardzo duże. Przyczyniały się do tego dodatkowo: niewystarczająca izolacja cieplna, nieszczelne pojedynczo oszklone okna i brak regulacji instalacji ogrzewania.

W trakcie modernizacji budynku zrealizowano koncepcję utworzenia bardziej zwartej bryły budynku. Dwa wewnętrzne dziedzińce nakryto dachami konstrukcji stalowej, lecz przeszklonymi, tak by do powstałych w ten sposób atriów docierało światło dzienne. Wymieniono wszystkie okna, zaizolowano termicznie dach nad pozostałą częścią budynku i ściany zewnętrzne. Ponadto dobudowano nową część od strony zachodniej. Prace zakończono w 1995 roku.



Rys. 6.70.
Widok ogólny budynku

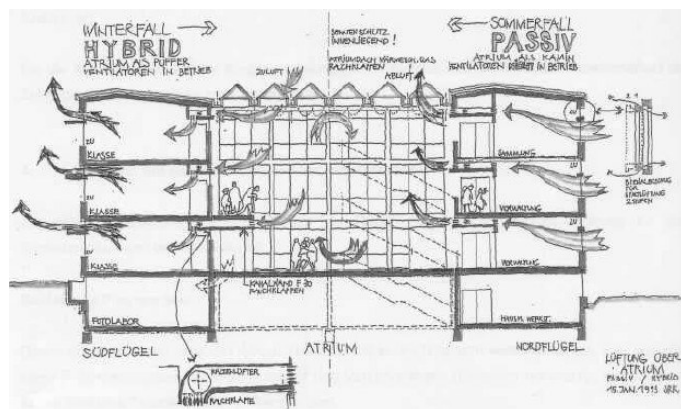
Wraz z termomodernizacją i rozbudową budynku wprowadzono system wentylacji hybrydowej. Podstawowym założeniem systemu jest wykorzystanie przestrzeni obu atriów do wentylacji klas szkolnych. Zamierzeniem było, aby atria działały w lecie jako „przewód” wywiewny dzięki zjawisku wyporu ciepłego, natomiast w zimie jako bufor cieplejszego, podgrzanego powietrza, które mogłoby być nawiewane stamtąd do klas.

Wszystkie klasy wyposażono w zdecentralizowany układ wentylacji, zapewniający odpowiednią jakość powietrza wewnętrznego. Włączanie i wyłączanie wentylatorów o zmiennym kierunku przepływu działających jedynie wspomagająco, pozostawiono użytkownikom. Aby zapobiec nadmiernym zyskom ciepła od nasłonecznienia w okresie letnim, okna w fasadzie południowej wyposażone zostały w ręcznie regulowane urządzenia przeciwsłoneczne. Wszystkie klasy posiadają połączenie z atriami, bądź poprzez okna bądź za pomocą przewodów wentylacyjnych. Wentylacja działa w zależności od pory roku w odmiennych trybach. W okresie zimowym powietrze wpływa do budynku poprzez automatycznie otwierane świetliki znajdujące się w dachu atrium (rys. 6.71). W atrium powietrze zostaje podgrzane. Zespoły wentylatorowe tłoczą powietrze z atriów do klas. Zużyte powietrze opuszcza pomieszczenia klasowe poprzez okna otwierane za pomocą siłowników. W okresie letnim, w nocy, powietrze zewnętrzne wpływa do klas poprzez okna umieszczone w ścianach zewnętrznych. Dzięki otwarciu okien wewnętrznych, można wykorzystać powstałe w atriach zjawisko wyporu termicznego. Powietrze opuszcza atria tymi samymi świetlikami, którymi dostawało się do wnętrza w zimie. Klasy, które nie posiadają okien wychodzących bezpośrednio na atrium, są wentylowane w sposób mechaniczny – przy użyciu tych samych wentylatorów co w zimie, lecz o odwróconym kierunku przepływu. W atriach ogrzewanie zapewniają ściennie nagrzewnice powietrza.



Rys. 6.71.
Otwory wlotowe i wylotowe powietrza wentylacyjnego
w szkole im. B. Brechta w Dreźnie

Schemat projektowanych przepływów powietrza w okresie zimy i lata w obiekcie przedstawiono na rys. 6.72.



Rys. 6.72.

Projektowane przepływy powietrza w obiekcie

Sterowanie systemem wentylacji hybrydowej odbywa się na dwa sposoby:

- ręcznie - podczas przebywania użytkowników w budynku szkolnym,
- automatycznie – w pozostałych godzinach.

Tryb automatyczny bazuje na pomiarach temperatur i służy głównie do nocnego schładzania powietrza w budynku. Mierzonymi parametrami są: temperatury: powietrza wewnętrznego i zewnętrznego. W dni powszednie w godzinach 7:00 ÷ 16:00 procesem wentylacji sterują użytkownicy. W klasach znajdują się urządzenia umożliwiające ręczne sterowanie. Możliwy jest, więc wybór pomiędzy trybem mechanicznym a naturalnym.

W momencie wyboru trybu wentylacji mechanicznej włączają się wentylatory, a okna w klasach i świetliki w atriach zostają automatycznie otwarte. Analogicznie, przy wyłączeniu trybu mechanicznego wentylatory zaprzestają pracy, a okna i świetliki zostają zamknięte.

W zależności od pory roku stosowane jest nocne schładzanie powietrza w budynku lub też nocne osłabienie mocy cieplnej instalacji.

Pasywne chłodzenie nocne uruchamiane jest między 23:00 a 6:00 pod warunkiem, że temperatura w pomieszczeniu wzrosła powyżej 23 °C i trwa dopóki temperatura powietrza w pomieszczeniu nie spadnie poniżej 19 °C.

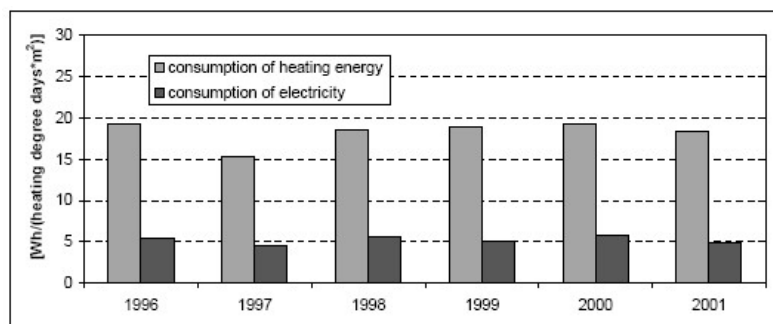
Jak wykazały pomiary i obserwacje, z wentylacji mechanicznej korzystano jedynie przez ok. 20% czasu. W pozostałym okresie pomieszczenia wentylowane były poprzez okna. Użytkownicy docenili możliwość ręcznego otwierania okien. Przeprowadzone ankiety pokazały nawet, że przedkładają oni ww. półautomatyczny system, nad system w pełni zautomatyzowany. Atria jako bufor ciepły okazały się niewystarczające, niezbędne stało się, bowiem ich ogrzewanie, tak by utrzymać niezbędny poziom temperatury.

Głównym założeniem, jakie towarzyszyło modernizacji szkoły było ograniczenie zużycia energii. Zgodnie z tym założeniem zadano atrya i wprowadzono nowy hybrydowy system wentylacji. Dodatkowo za jego wprowadzeniem przemawiał brak dostatecznej przestrzeni na zabudowanie tradycyjnego systemu mechanicznego. Koszt inwestycyjny systemu hybrydowego był nieznaczny i wyniósł zaledwie 1% kosztów modernizacji obiektu. Zużycie energii cieplnej budynku szkolnego obniżono radykalnie, do 25% wcześniejszego zużycia. Pamiętać przy tym należy, iż wprowadzenie wentylacji

hybrydowej stanowiło jedynie część wykonanych prac modernizacyjnych, wśród których kluczowe było ocieplenie budynku i zmniejszenie powierzchni zewnętrznych poprzez zadaszenie atriów. Zużycie energii elektrycznej również zostało ograniczone, przy czym zużycie energii elektrycznej na wentylację stanowi jedynie 2% tej wartości.

Na rys. 6.73 przedstawiono wskaźnikowe zużycie energii w kolejnych latach po termomodernizacji (1996÷2001). Zwraca uwagę niższe o ok. 20 % zużycie w roku 1997, jednak wynika ono z faktu, iż zrezygnowano wówczas z ogrzewania atriów, po czym w następnych latach do ich ogrzewania powrócono.

Po przeliczeniu jednostek na kWh/(m²·rok), otrzymujemy średnie zużycie energii cieplnej w granicach 57÷85 kWh/(m²·rok) (średnio 74 kWh/(m²·rok)), a energii elektrycznej ok. 18 kWh/(m²·rok), przy czym zużycie energii elektrycznej na wentylację było znikome.



Rys. 6.73.

Zużycie energii w budynku gimnazjum im. B. Brechta w Dreźnie

Obniżenie zużycia energii na wentylację osiągnięte dzięki wentylacji hybrydowej wynika z faktu, że znaczna część powietrza wentylacyjnego dostarczona jest przez wentylację naturalną. Wentylacja mechaniczna jest wówczas wyłączona, co ogranicza zużycie energii elektrycznej przez wentylatory. Zużycie energii elektrycznej przez siłowniki otwierające okna jest w porównaniu z nim niewielkie. Poza tym zrezygnowano całkowicie z mechanicznego chłodzenia, wprowadzono jedynie naturalne chłodzenie nocne. Ceną za to jest niestety pogorszenie komfortu cieplnego i jakości powietrza wewnętrznego w pomieszczeniu. Sytuację pogarsza dodatkowo specyfika użytkownika klas – przebywanie dużej grupy osób w jednym pomieszczeniu. Stężenie CO₂ szybko dochodzi wówczas do 1500 ppm a jeśli wentylatory są wyłączone, osiąga nawet wartość 2000 ppm. Należy jednak podkreślić, że mimo tak wysokich stężeń CO₂ system wentylacji hybrydowej został pozytywnie przyjęty przez użytkowników budynku.

I GUZZINI ILLUMINAZIONE – budynek biurowy (Principi, Di Perna i in. 2002)

Budynek biurowy I GUZZINI ILLUMINAZIONE (rys.6.74) został ukończony w 1998 roku. Na czterech kondygnacjach znajdują się pomieszczenia biurowe, rozmieszczone wokół centralnie położonego atrium. Budynek połączono z sąsiednim obiektem. Na parterze mieszczą się: recepcja, sale konferencyjne oraz otwarte przestrzenie biurowe. Biura na pierwszym i drugim piętrze wychodzą bezpośrednio do atrium. Na trzecim piętrze, gdzie znajduje się siedziba zarządu, zainstalowano pełną klimatyzację.

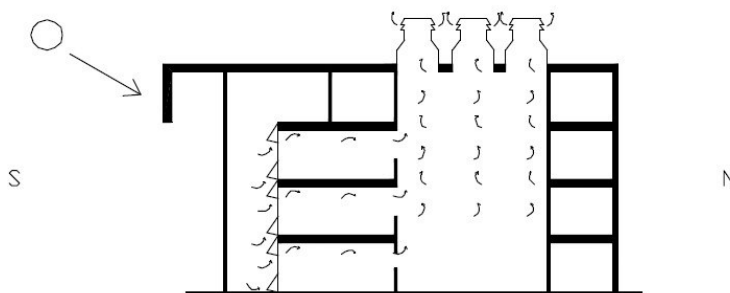
Budynek jest przykładem tzw. projektowania zintegrowanego. Uwzględniono bowiem zarówno potrzebę zredukowania zużycia energii jak i zapewnienie wysokiej jakości

powietrza w pomieszczeniach. Schemat projektowanego przepływu powietrza wentylacyjnego w obrębie budynku przedstawia rys. 6.75.



Rys. 6.74.

Fasada południowej biurowca I Guzzini Illuminazione



Rys. 6.75.

Przepływy powietrza wentylacyjnego w budynku

W budynku zainstalowano klimakonwektory wentylatorowe pracujące w systemie czterorurowym, które zapewniają zarówno ogrzewanie w zimie, jak i chłodzenie w okresie szczytowych temperatur letnich, a także w czasie niesprzyjających warunków atmosferycznych. Na dachu atrium znajduje się dwanaście świetlików w formie wieżyczek (wysokość pojedynczej wieżyczki wynosi 2,8 m). Świetliki zapewniają dostęp światła słonecznego do wnętrza i pozwalają na naturalne wentylowanie pomieszczeń biurowych. Regulowane kratki wbudowane w świetliki otwierają lub zamykają dopływ powietrza. Pole powierzchni otworów w świetlikach jest równe połowie całkowitej powierzchni uchylnych okien w budynku.

Południową, całkowicie przeszkloną fasadę, wysunięto ok. 80 cm przed betonową konstrukcją. Aby zapobiec nadmiernym zyskom od nasłonecznienia i oślepieniu przez słońce, zabudowano nad tą fasadą zaciemniający daszek. Wentylacja usuwa wewnętrzne zyski ciepła chłodnym powietrzem z otoczenia. Jeśli naturalny system wentylacji nie jest jednak w stanie zapewnić odpowiednich warunków cieplnych w pomieszczeniach, wówczas włączona zostaje instalacja klimakonwektorów wentylatorowych. Specjalną konstrukcją posiadają okna (rys. 6.77). Podobnie do całkowicie przeszklonej fasady południowej zbudowana jest fasada północna - tworzą je moduły o wymiarach 6,6 na 3,2 m, z których każdy podzielono na 9 części. Automatycznie otwierane są cztery spośród tych dziewięciu części - dwie na dole i dwie na górze modułu. Te otwierane sektory stanowią wloty powietrza wentylacyjnego.



Rys. 6.76.

Wnętrze atrium budynku I Guzzini Illuminazione



Rys. 6.77.

*Automatycznie otwierane okna wentylacyjne pomieszczeń biurowych
budynku I Guzzini Illuminazione*

Dla zmniejszenia zysków ciepła od nasłonecznienia zainstalowano daszki zacieniające. Jest to wysunięta z linii płaskiego dachu stalowa konstrukcja, 4 m przed linię fasady od strony wschodniej i zachodniej i 6 m od strony południowej.

Wentylacja naturalna opiera się na zjawisku ciągu powietrza wywołanego wyporem ciepłym w atrium. Powietrze zewnętrzne dostaje się do otwartych przestrzeni biurowych poprzez górne otwory okienne, a następnie przepływa przez atrium w kierunku wieżyczek wywiewnych (światlików w dachu atrium).

Tryb wentylacji naturalnej jest uruchamiany po spełnieniu następujących warunków:

- panują sprzyjające warunki atmosferyczne (nie ma deszczu ani silnego wiatru),
- w budynku przebywają ludzie (umowne godziny przebywania ludzi są wprowadzane uprzednio do komputera sterującego systemem),
- temperatura powietrza wewnątrz budynku jest wyższa o min. 2 K od temperatury powietrza zewnętrznego, zakładają, że wynosi ona przynajmniej 20 °C.

Dla budynku ustalono dwa tryby działania systemu wentylacji: dzienny (od 6:30 do 20:00) i nocny (od 20:00 do 6:30). W obu trybach może działać zarówno naturalny jak i mechaniczny system wentylacji. W ciągu dnia wszystkie górne okienka uchylne są otwarte na 5 cm, aby zapewnić naturalną wentylację pomieszczeń. W trybie nocnym wszystkie dolne okienka uchylne zostają otwarte na 25 cm, o ile spełnione zostaną dwa warunki:

- temperatura powietrza wewnętrznego jest wyższa od 17,5 °C,
- prędkość wiatru jest niższa od 4 m/s.

Jeśli jeden z tych warunków nie jest spełniony, okienka pozostają zamknięte.

Ponadto, jeśli temperatura powietrza wewnętrznego spadnie poniżej 20 °C lub wzrośnie powyżej 23 °C, włączona zostaje instalacja klimakonwektorów wentylatorowych. Termostaty na stanowiskach pracy i w pokojach umożliwiają dopasowanie temperatury do indywidualnych wymagań. Możliwy zakres regulacji wynosi ± 3 K wokół wartości 20 i 23 °C.

W budynku rozmieszczono następujące czujniki i urządzenia pomiarowe:

- wewnątrz: czujniki obecności i czujniki temperatury na każdym stanowisku pracy,
- na zewnątrz: pirheliometr (miernik natężenia promieniowania słonecznego), anemometr, termo-higrometr i wskaźnik opadów atmosferycznych.

Pierwotna strategia wentylowania budynku przewidywała, że dolne okienka uchylne będą otwierane, gdy temperatura powietrza wewnętrznego przekroczy 22 °C i pozostaną otwarte dopóki nie przekroczy ona 25 °C. Wtedy to włączany miał być mechaniczny system klimatyzacji. Po wstępnym okresie użytkowania budynku zdecydowano, że otwierane będą górne okienka uchylne i zmieniona zostanie temperatura ich zamykania. Jednak i to rozwiązanie nie doprowadziło do pełnego usatysfakcjonowania użytkowników. Zdecydowano się więc ostatecznie na ręczną regulację. Monitoring prowadzony w budynku wykazał, iż wentylacja hybrydowa nie była w stanie zapewnić warunków komfortu cieplnego w okresach: letnim i zimowym. Z kolei w porach przejściowych wartości PMV nie zawsze kształtowały się na wymaganym poziomie, nawet wówczas gdy stężenie CO₂ osiągało właściwy poziom.

Okres zimowy

Średnia temperatura powietrza wewnętrznego przekroczyła nieco +20 °C. Wskaźnik PMV zawierał się w granicach 0,5÷1, przy czym wartości wyższe wystąpiły dla stanowisk pracy położonych przy fasadzie południowej. Środowisko wewnętrzne najbardziej zbliżone do pełnego komfortu termicznego występowało w pomieszczeniach położonych przy fasadzie północnej.

Okres wiosenny

Temperatura powietrza wewnętrznego dochodziła maksymalnie do 26°C, co negatywnie wpływało na wartości wskaźników *PMV* i *PPD*. Z kolei stężenie CO₂ kształtowało się na dopuszczalnym poziomie.

Okres letni

Latem stwierdzono najlepsze warunki środowiska wewnętrznego. Zapewniał je głównie system klimatyzacji pracujący przy najwyższych obciążeniach.

Okres jesienny

Stwierdzono warunki podobne jak wiosną, jednak efekt oddziaływania chłodzącego powietrza zewnętrznego był silniejszy, ze względu na niższe temperatury powietrza zewnętrznego. W związku z tym, że ostatecznie przyjęto ręczny tryb regulacji okienek uchylnych, niemożliwe było ustalenie dokładnego czasu działania wentylacji naturalnej.

Można jednak stwierdzić, że oszczędności energetyczne budynku wynikają ogólnie z:

- zastosowania wentylacji hybrydowej, wykorzystującej powietrze zewnętrzne o korzystnych parametrach w okresach przejściowych oraz chłodne powietrze w ciągu nocy,
- zastosowania urządzeń przeciwsłonecznych,
- optymalnego wykorzystania światła słonecznego,
- podporządkowania architektury budynku celom użytkowym.

LIBERTY TOWER OF MEIJI UNIVERSITY - budynek uniwersytecki (Kato i Chikamoto 2002)

Jest to nowy budynek uniwersytecki - wieżowiec o 23 kondygnacjach i maksymalnej wysokości 120 m. Zlokalizowany jest na silnie zurbanizowanym obszarze aglomeracji Tokio.

Wentylacja obiektu oparta jest na wentylacji naturalnej wspomaganiej działaniem wentylatorów. Specyficznym rozwiązaniem zastosowanym w omawianym obiekcie są: tzw. „kondygnacja wiatrowa” wraz z centralnym rdzeniem wywiewnym, Mające na celu umożliwić naturalną wentylację pomieszczeń znajdujących się poniżej kondygnacji wiatrowej, dzięki siłom waporu ciepłego wspomaganym siłami wiatru. System zarządzania energią i środowiskiem wewnętrznym budynku i zastosowana automatyka systemu wentylacji mają za zadanie zredukować zużycie energii obiektu.

Kształt budynku oraz zastosowane rozwiązania architektoniczne mają służyć tym celom.

System wentylacji naturalnej zapewnia przepływ powietrza w sposób następujący:

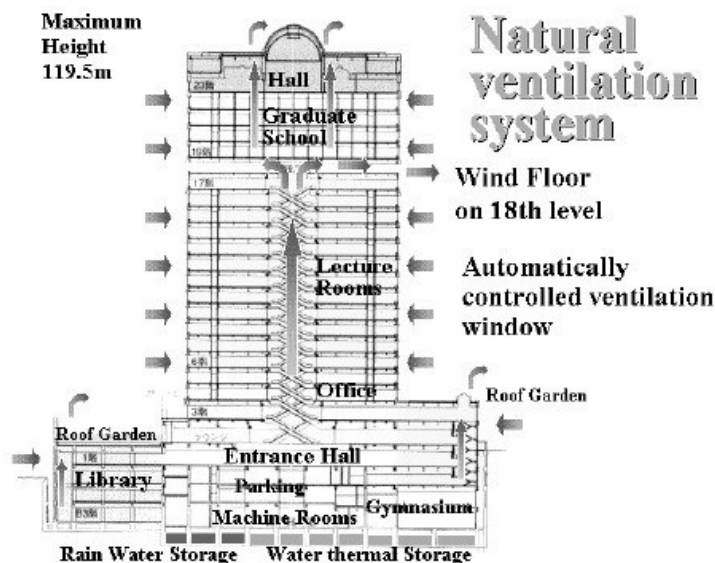
Powietrze zewnętrzne wpływa do pomieszczeń poprzez automatycznie otwierane wloty usytuowane pod oknami na każdej kondygnacji a wypływa z pomieszczeń poprzez sufitowe otwory wywiewne i siecią przewodów wywiewnych przedostaje się do centralnego trzonu wywiewnego. Centralny trzon wywiewny obejmuje ciąg komunikacyjny usytuowany centralnie w wieżowcu. Trzon na wysokości 18 kondygnacji przechodzi w kondygnację wiatrową, otwartą ze wszystkich stron.



Rys. 6.78.

Widok ogólny wieżowca Uniwersytetu Meiji

Powyżej kondygnacji wiatrowej usuwanie powietrza odbywa się poprzez dwa mniejsze trzony wywiewne. Wyrzutnia powietrza usytuowana jest na dachu. Przepływ wymuszony jest wyporem cieplnym i dodatkowo wzmocniony poprzez oddziaływanie wiatru. Sterowanie ilością napływającego z zewnątrz powietrza odbywa się na podstawie sygnału z czujników temperatury i stężenia CO₂, współdziałających w systemie BMS. Regulację ilości powietrza zewnętrznego umożliwiają siłowniki, w które wyposażone są wloty okienne. Mechaniczny system wentylacji i klimatyzacji działa w układzie VAV.



Rys. 6.79.

Schemat ideowy przepływów powietrza wentylacyjnego w „Liberty Tower”

Temperatura powietrza nawiewanego jest stała w ciągu roku, a w zależności od obciążeń cieplnych i wilgotnościowych zmienia się jego ilość. Temperatura powietrza regulowana jest poprzez sygnały pochodzące z czujników temperatury i wilgotności pomieszczeniach. Powietrze przygotowywane jest w centralach klimatyzacyjnych i stamtąd kierowane do pomieszczeń. System VAV zapewnia zarówno ogrzewanie powietrzne w okresie zimowym, jak i schładzanie powietrza w okresie letnim oraz tzw. higieniczną ilość powietrza.



Rys. 6.80

Wnętrze kondygnacji wiatrowej na osiemnastej kondygnacji

Wykorzystanie naturalnego systemu wentylacji uzależnione jest od warunków atmosferycznych i od bilansu ciepłno-wilgotnościowego pomieszczeń, a ściślej od sygnału podawanego z czujników. Decyduje różnica entalpii pomiędzy powietrzem zewnętrznym a powietrzem w pomieszczeniach. Oznacza to, że wzięto pod uwagę zarówno wpływ temperatury powietrza, jak i jego wilgotności względnej. Dodatkowo wprowadzono pewne graniczne wartości temperatur, które decydują o otwarciu automatycznie otwieranych wlotów powietrza a zatem o zadziałaniu systemu naturalnego.

Wloty okienne mogą być otwarte, gdy temperatura powietrza zewnętrznego zawiera się w następujących przedziałach:

- w nocy: $-10^{\circ}\text{C} \div 28^{\circ}\text{C}$ naturalne chłodzenie nocne,
- w ciągu dnia: $18^{\circ}\text{C} \div 22^{\circ}\text{C}$.

W czasie opadów atmosferycznych, jak i przy prędkości wiatru przekraczającej 10 m/s, wszystkie otwory wentylacyjne są zamykane.

Ogólnie można stwierdzić, że system wentylacji naturalnej działa głównie:

- w okresie przejściowym (największe oszczędności energii z tytułu wprowadzenia systemu wentylacji hybrydowej występują w kwietniu i listopadzie),
- w ciągu nocy (zwłaszcza w lecie, kiedy tryb schładzania nocnego pozwala na uzyskanie odpowiedniej jakości i temperatury powietrza w godzinach porannych).

System wentylacji mechanicznej VAV jest wykorzystywany najczęściej jest w okresach:

- letnim, gdy pozwala na usuwanie tych nadwyżek obciążenia chłodniczego, których nie jest w stanie usunąć system naturalny,
- zimowym, kiedy działa jako ogrzewanie powietrzne, co umożliwia rewersyjne pompy ciepła.

Monitoring działania wentylacji hybrydowej prowadzony był jedynie dla wybranych, reprezentatywnych pomieszczeń.

Liczba wymian powietrza

Przeprowadzone badania wykazały, że oddziaływanie kondygnacji wiatrowej na liczbę wymian powietrza jest znaczne, choć z drugiej strony silnie zależy ono od lokalizacji pomieszczenia w budynku i jego orientacji względem stron świata. Po otwarciu kondygnacji wiatrowej liczba wymian powietrza wzrastała 3, 6, a nawet 10-krotnie, choć zdarzały się też pomieszczenia gdzie nie stwierdzono zwiększonej wymiany. Istotną okazała się nie tylko orientacja względem stron świata, ale i wysokość usytuowania pomieszczenia. Im pomieszczenie było usytuowane niżej, tym liczba wymian powietrza przy otwartej kondygnacji wiatrowej była większa, natomiast po jej zamknięciu sytuacja ulega odwróceniu, wyżej położone pomieszczenia cechują się większą liczbą wymian.

Rozpatrując wentylację w okresie długofalowym, można stwierdzić, iż okna wentylacyjne na wszystkich kondygnacjach były otwarte przez stosunkowo długi okres czasu (ponad 1000 h w porównaniu z 500 h w typowym budynku). Rozkład temperatur powietrza wraz z wysokością pomieszczenia różnił się w zależności od tego, czy działała wentylacja naturalna. Otwory wlotowe powietrza usytuowane są tuż przy podłodze pomieszczeń, pod oknami, i tam też notowano najwyższe prędkości powietrza rzędu 0,5 m/s, które jednak szybko spadały poniżej bezpiecznej wartości 0,2 m/s. Ryzyko przeciągu było, więc niewielkie.

W raporcie zwrócono uwagę na pewne niedogodności związane ze zbyt niskim usytuowaniem otworów wlotowych powietrza zewnętrznego, przy czym większe problemy stwarzała niska temperatura nawiewu niż wysoka prędkość powietrza. Drugim problemem jest strata ciśnienia między pomieszczeniami a trzonem wywiewnym. Na drodze powietrza

wywiewanego znajdują się, bowiem klapy pożarowe, których rozmieszczenie jest bezwzględnie konieczne, ale które jednocześnie powodują dużą stratę ciśnienia i spadek strumienia objętości powietrza wywiewanego.

Strumień objętości powietrza wywołany działaniem wentylacji naturalnej można oszacować na podstawie pomiarów prowadzonych na kondygnacji wiatrowej (poprzez obliczenie różnicy pomiędzy strumieniem powietrza napływającego do kondygnacji i wypływającego z niej). Na tej podstawie możliwa jest próba określenia udziału naturalnej wentylacji w zapewnianiu komfortu cieplnego i odpowiedniej jakości powietrza wewnętrznego.

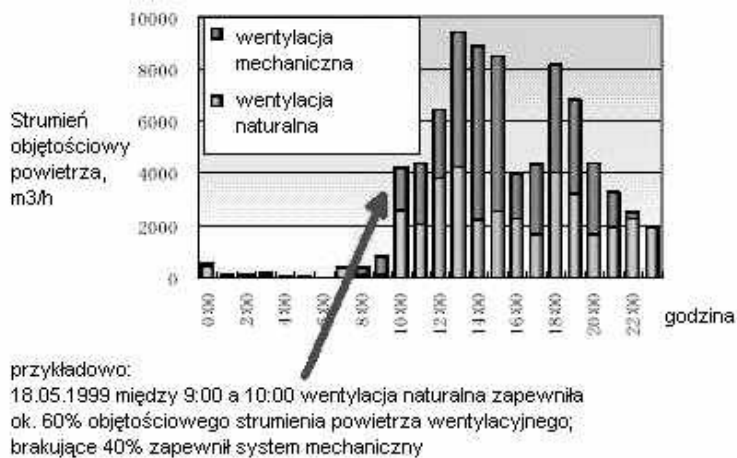
Na rys. 6.81 przedstawiono działanie wentylacji w reprezentatywny dla okresu przejściowego dzień 18 maja 1995 r.. Wentylacja naturalna w wyniku sprzyjających warunków środowiska zewnętrznego była aktywna przez wszystkie godziny użytkowania budynku, niemniej jednak sama nie mogła zapewnić odpowiednich warunków w całym wieżowcu. Dlatego niedobór powietrza wentylacyjnego uzupełniał system mechaniczny. Na rys. 6.82 przedstawiono natomiast obciążenia chłodnicze usuwane odpowiednio poprzez system naturalny i system mechaniczny tego samego dnia. Na tej podstawie można obliczyć oszczędności energii.

Oszczędności te wynikają z postępu we wspomnianych okresach instalacji klimatyzacyjnej. Byłyby one jednak niemożliwe bez systemu wentylacji hybrydowej współpracującego z BEMS, pozwalającego na inteligentne przełączanie między systemami.

Na rys. 6.82 przedstawiono oszczędności energii zużywanej na usunięcie obciążeń chłodniczych budynku uzyskane w okresie półrocznym (kwiecień – listopad).

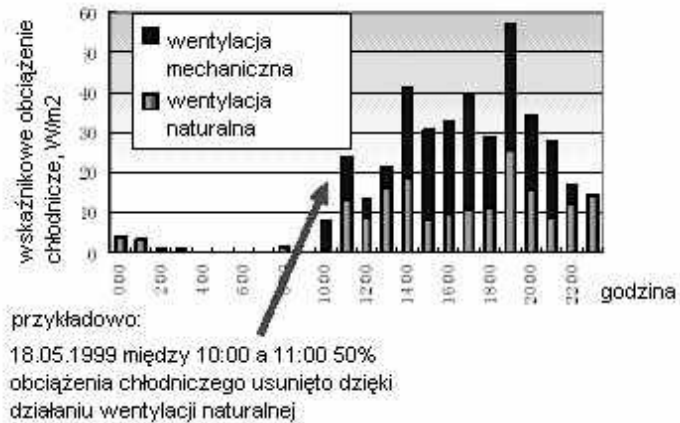
Energia zużywana jest przez następujące urządzenia:

- wentylatory central klimatyzacyjnych,
- źródła ciepła (chłodu),
- pompy wody grzewczej i lodowej.



Rys. 6.81.

Przepływy powietrza spowodowane działaniem wentylacji naturalnej i mechanicznej w budynku Meiji University dnia 18.05.1995 r.



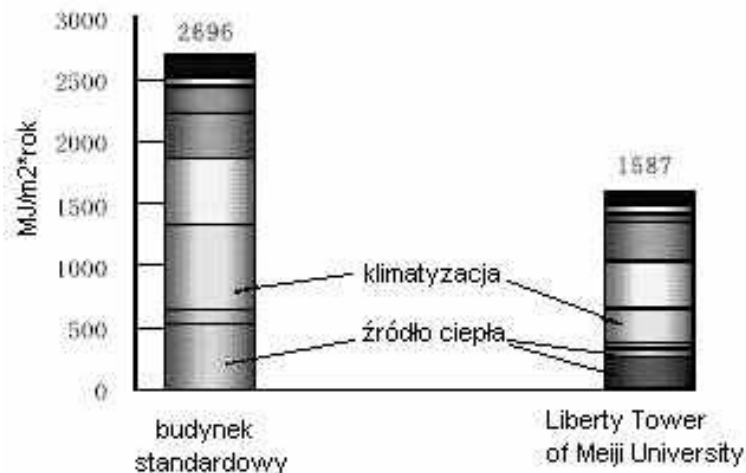
Rys. 6.82.

Wskaźnikowe obciążenia chłodnicze usuwane przez wentylację naturalną i mechaniczną w budynku Meiji University dnia 18.05.1995r.

Roczny wskaźnik zużycia energii potrzebnej do usunięcia obciążeń chłodniczych wyniósł $415 \text{ MJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{rok})$. Odpowiada to wartości $115,5 \text{ kWh}/(\text{m}^2 \cdot \text{rok})$ i stanowi około 26% całkowitego zużycia energii budynku.

Szacuje się, że procentowa oszczędność energii uzyskana dzięki wentylacji hybrydowej dla omawianego budynku wynosi około 17 %.

Warto zaznaczyć, iż m. in. dzięki powyższym oszczędnościom energii, ale również dzięki innym podjętym krokom oszczędnościowym, całkowite zużycie energii budynku jest niższe o ok. 40% w stosunku do przyjętych japońskich standardów dla podobnych budynków, co ilustruje rys. 6.83.



Rys. 6.83.

Struktura zużycia energii dla budynku Liberty Tower of Meiji University

TOKYO GAS EARTH PORT –budynek biurowy (Kato i Chikamoto 2002)

Istotna dla tego obiektu jest jego orientacja względem stron świata. Główna oś przebiega na linii wschód – zachód. Przeszklone atrium znajduje się w części północnej, tak by docierające światło słoneczne nie powodowało nadmiernych zysków ciepła.

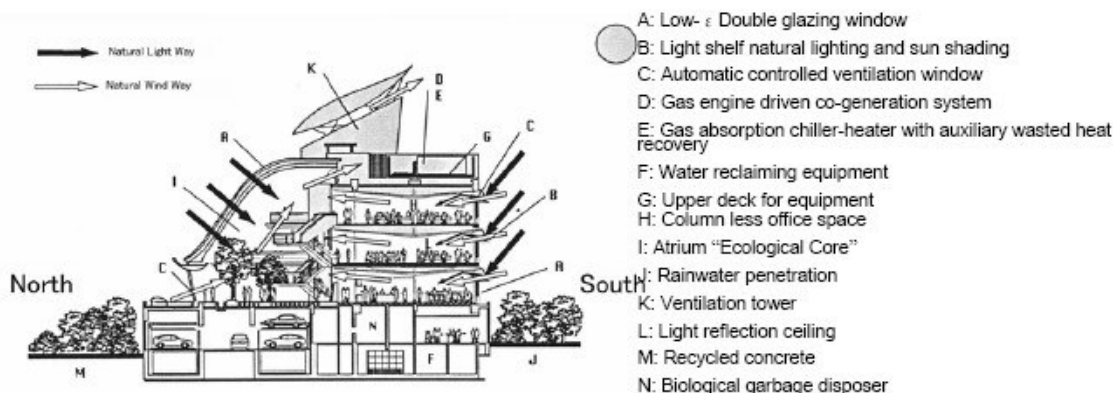
Natomiast w południowej, biurowej części budynku, zastosowano m. in. „półki świetlne” i urządzenia zacieniające.



Rys. 6.84.

Widok biurowca „Tokyo Gas Earth Port”

Zaprojektowano budynek energooszczędny, trwały i jednocześnie łatwo dopasowujący się do zmiennych warunków środowiska, tak by maksymalnie wykorzystać naturalne siły przyrody. Budynek, wyposażony w nowoczesne urządzenia grzewcze i wentylacyjne, znajduje się pod kontrolą systemu BEMS. Zużycie energii jest ściśle monitorowane i tak sterowane, by pogodzić wymagania energooszczędności z potrzebami komfortu cieplnego w pomieszczeniach.



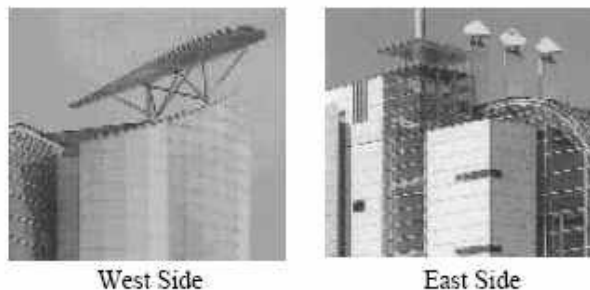
Rys. 6.85.

Usytuowanie budynku względem stron świata, naturalne oświetlenie słoneczne przepływy powietrza spowodowane oddziaływaniem wiatru w budynku Tokyo Gas Earth Port

Budynek jest ogrzewany poprzez grzejnikową instalację c.o. Temperatura zasilania jest bardzo niska i wynosi 45 °C. Źródłem ciepła i chłodu są dwa absorpcyjne agregaty grzewczo-chłodnicze opalane gazem ziemnym.

Kiedy występują sprzyjające warunki atmosferyczne, energia wiatru i wyporu ciepłego powodują przepływ powietrza przez atrium do biur znajdujących się na kolejnych piętrach, ostatecznie wypierając zużyte powietrze. Automatyczne otwieranie okien bazuje na danych pomiarowych dotyczących powietrza zewnętrznego. Dzięki specjalnemu kształtowi sufitów podwieszanych, szybom windowym, klatkom schodowym i przestrzeni atrium

oraz „wieżyczkom wywiewnym” można uzyskać efekt wspomagania siłami wiatru przy niemal bezwietrznej pogodzie.



Rys. 6.86.

„Wieżyczki wywiewne” biurowca Tokyo Gas Earth Port

W południowej fasadzie – oprócz wspomnianych urządzeń przeciwsłonecznych i „półek świetlnych” znajdują się automatycznie otwierane okna uchylne. Okna takie umieszczone są również w górnej i dolnej części atrium. Drzwi z obu stron korytarza na trzecim i czwartym piętrze również są automatycznie otwierane aby zapewnić wentylację naturalną. Przestrzeń obu klatek schodowych powinna dodatkowo wspomagać przepływ zużytego powietrza.

W ciągu dnia, okna i drzwi są otwierane, gdy spełnione są następujące warunki:

- temperatura powietrza zewnętrznego zawiera się w przedziale między 15 a 24 °C,
- prędkość wiatru jest niższa niż 10 m/s.

Dodatkowe warunki uruchomienia naturalnej wentylacji są następujące:

- temperatura powietrza zewnętrznego wg termometru suchego jest niższa niż temperatura powietrza wewnętrznego

i jednocześnie:

- temperatura powietrza zewnętrznego wg termometru mokrego jest niższa niż 18 °C.

W innym przypadku otwory są zamykane i pracę zaczyna układ klimatyzacji. Warto zaznaczyć, że zastosowano również system „free-cooling”, który pozwala na odzysk poprzez układ klimatyzacji „darmowego” chłodu z powietrza zewnętrznego, co możliwe jest, gdy temperatura punktu rosy wynosi między 5 a 20 °C i jednocześnie entalpia powietrza wewnętrznego jest większa niż entalpia powietrza zewnętrznego. Począwszy od godziny 20:00 do godziny 6:00 otwory wentylacyjne są otwarte dla celów wentylacji nocnej. Pozwala to następnego dnia rano na uzyskanie w pomieszczeniu temperatury z przedziału 20÷25 °C.

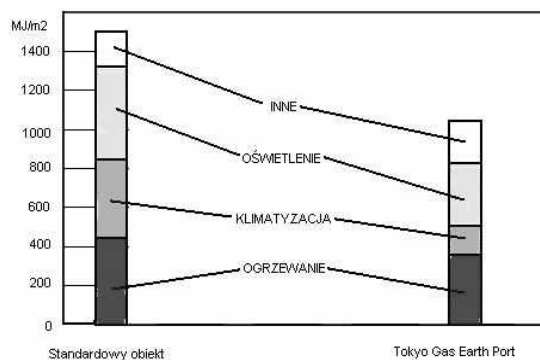
Systemy naturalny i mechaniczny nigdy nie działają jednocześnie, aby zapobiec stratom energii np. w wyniku mieszania się mas powietrza lub wypływu klimatyzowanego powietrza przez otwory wentylacyjne na zewnątrz. W dolnej i górnej części atrium znajdują się uchylne okna służące wentylacji naturalnej. Otwory wywiewne znajdują się natomiast po przeciwnej stronie atrium. Część mas powietrza przedostaje się do przestrzeni biurowych poprzez otwory nad ściankami działowymi i dopiero stamtąd opuszcza budynek. System naturalny nie wymaga wspomaganie wentylatorami. Wywiew jest natomiast wspomagany poprzez wieżyczki wywiewne z nasadami. Układ ogrzewania, chłodzenia i wentylacji działa w ramach systemu BEMS. Mierzone parametry to: temperatura termometru suchego, wilgotność względna na zewnątrz i wewnątrz budynku, opady atmosferyczne, kierunek wiatru i jego prędkość. Czujniki temperatury powietrza wewnętrznego umieszczone są na ścianach budynku, a czujniki wilgotności w przewodach wentylacyjnych wywiewnych każdej centrali. Czujniki te sterują zaworami dwudrogowymi wymienników ciepła centrali VAV. Czujniki: temperatury powietrza

zewnątrznego, czujnik wilgotności względnej, anemometr, miernik opadów atmosferycznych i pirheliometr są umieszczone na dachu w celu monitorowania zewnętrznych warunków atmosferycznych przez system BEMS. Dzięki temu czujniki te sterują siłownikami otworów wlotowych i wylotowych wentylacji naturalnej.

Przeprowadzone badania funkcjonowania systemu wentylacji hybrydowej wykazały, że nocne schładzanie jest w stanie na tyle skutecznie obniżyć temperaturę w ciągu nocy, by przyniosło to efekty w godzinach porannych. Jednocześnie w przypadku nagłych zmian temperatury powietrza zewnętrznego, należy przeciwdziałać zbytniemu obniżeniu temperatury w pomieszczeniach poprzez zamknięcie okien uchylnych. Przepływ powietrza zgodnie z przyjętymi założeniami odbywał się w kierunku od dolnych części atrium, skąd chłodniejsze powietrze zewnętrzne dostawało się do wyżej położonych pomieszczeń. Zaobserwowano, że otwarcie okien wentylacyjnych prowadzi do zwiększenia prędkości powietrza z 0,1 m/s do 0,2÷0,3 m/s, mieści się ona jednak wciąż w granicach dopuszczalnych. Widoczny jest również niewielki wpływ temperatury powietrza zewnętrznego na temperaturę powietrza wewnątrz budynku, przy czym zdecydowanie większy jest wpływ temperatury powyżej 20 °C, niż temperatury poniżej 15 °C. Stąd też skargi użytkowników pomieszczeń dotyczyły w większości przegrzewania, niż występowania zbyt niskich temperatur. Ogólnie jednak wentylację naturalną, jak i cały system hybrydowy użytkownicy obiektu ocenili pozytywnie. W wyniku prowadzonych obserwacji zdecydowano, że maksymalną temperaturę, przy której dopuszcza się naturalną wentylację obiektu można podwyższyć z 23 °C do 25 °C. Dopuszczono też wentylację naturalną w sezonie grzewczym. Zabiegi te wydłużyły czas jej stosowania, co umożliwiło dalsze oszczędności energii. W budynku Tokyo Gas Earth Port wentylacja naturalna i klimatyzacja uzupełniały się. Wraz z otwarciem okien wentylacyjnych, system klimatyzacji automatycznie był zatrzymywany by zapobiec stratom energii powstałym poprzez mieszanie lub wypływ uzdatnionego powietrza na zewnątrz.

Oszczędności energii spowodowane działaniem wentylacji hybrydowej najbardziej wyraźne są w sezonie przejściowym, jesienią i wiosną. Zastosowanie wentylacji hybrydowej w miesiącach przejściowych może zapewnić oszczędności energii zużywanej na likwidację obciążeń chłodniczych rzędu 50 ÷ 75%.

Zestawienie na rys. 6.87 potwierdza natomiast, iż budynek Tokyo Gas Earth Port jest obiektem energooszczędnym. Wskaźnik całkowitego rocznego zużycia energii na przestrzeni lat 1996 ÷ 1999 nieznacznie przekraczał 1000 MJ/m² (ok. 300 kWh/m²), z czego na klimatyzację przypadało ok. 150 MJ/m² (ok. 45 kWh/m²). Jest to bardzo korzystny, niski wskaźnik w odniesieniu do podobnych, standardowych obiektów.



Rys. 6.87.

Porównanie wskaźnikowego zużycia energii (MJ/m²) biurowca standardowego i biurowca Tokyo Gas Earth Port

FUJITA TECHNOLOGY CENTER – budynek biurowy (Kato i Narita 2001)

Budynek „Fujita Technology Center” Centrum Technologiczne Fujita, znajduje się w mieście Atsugi w Japonii. Obiekt stanowi nową siedzibę instytutu badawczego firmy i składa się z budynku biurowego, atrium i pomieszczeń laboratoryjnych.



Rys. 6.88.

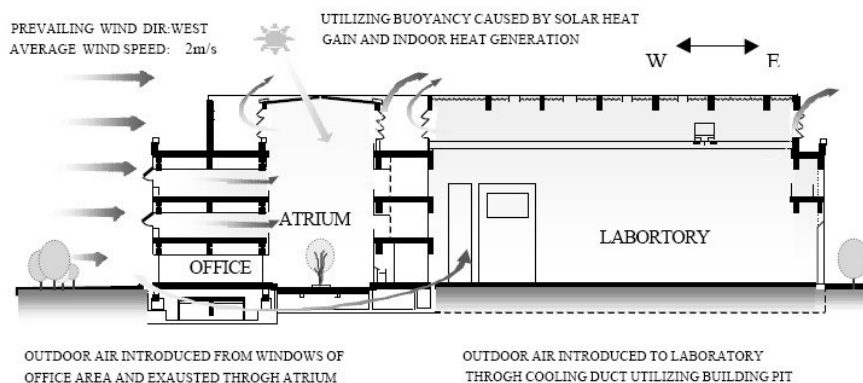
Widok Fujita Technology Center

W instalację wentylacji i klimatyzacji wyposażona jest tylko część biurowa obiektu. W budynku: zastosowano system klimatyzacji VAV, wykorzystuje się nocne działanie wentylacji naturalnej, zastosowano lekką konstrukcję przegród, zastosowano niskoemisyjne szkło, użytkownicy korzystają z systemu BEMS dostosowując komfort cieplny do własnych potrzeb; mogą również ręcznie regulować działanie wentylacji naturalnej, w strefach zewnętrznych budynku system BEMS automatycznie zamyka lub otwiera żaluzje słoneczne w celu utrzymania komfortu cieplnego, poprawie jakości środowiska wewnętrznego w strefach zewnętrznych służą okna z wbudowanymi wentylatorami nawiewnymi i wywiewne zespoły sufitowe, zamontowane zostały kurtyny powietrzne na granicy pomieszczeń i atrium.

Budynek składa się z trzech części. Część biurowa, 3-piętrowa, podpiwniczona, stanowi miejsce pracy kadry badawczej i administracyjnej. Część laboratoryjna mieści wiele pomieszczeń różnej wielkości, łącznie z centralnie położoną halą przeznaczoną dla większego sprzętu. Atrium natomiast spina w jedną całość obie części budynku. Jedynie część biurowa wyposażona jest zarówno w system ogrzewania, jak i chłodzenia. Zastosowany został jednoprzewodowy system typu VAV obejmujący łącznie 18 central klimatyzacyjnych VAV.

Salę konferencyjną i pomieszczenia pracy wyposażono w klimakonwektory wentylatorowe lub klimatyzatory z rewersyjnymi pompami ciepła.

Główne źródło ciepła i chłodu stanowią dwa opalane gazem ziemnym wodne agregaty absorpcyjne. Parametry instalacji ogrzewania wynoszą 60/53 °C, a dla instalacji chłodniczej 7/14 °C. Podczas sezonu grzewczego tryb wentylacji naturalnej jest nieaktywny. Dla wentylacji obiektu wykorzystywane są: energia wiatru i wypór cieplny. Powietrze zewnętrzne wpływa poprzez otwory wlotowe usytuowane w ścianie zewnętrznej, zlokalizowanej po stronie przeważającego kierunku wiatru. Otwory takie znajdują się na każdej kondygnacji i są to jednocześnie otwory oddymiające. Powietrze przepływa następnie przez strefy robocze do atrium i opuszcza je otworami wywiewnymi umieszczonymi w jego górnej części (rys. 6.89).



Rys. 6.89.

Schemat ideowy przepływów powietrza w biurcu FTC

Tryb wentylacji naturalnej jest aktywny tylko wówczas, gdy warunki zewnętrzne na to pozwalają. Wówczas okna są otwierane automatycznie. Do laboratorium powietrze dostaje się poprzez podpiwniczoną część biurową; część laboratoryjną opuszcza otworami wylotowymi umieszczonymi w jej poddaszu. Wentylacja hybrydowa jest aktywna w godz. 8 ÷ 21, kiedy pracuje również instalacja klimatyzacji. W pozostałych godzinach funkcjonuje wentylacja naturalna regulowana ręcznie.

W budynku zainstalowany jest system BEMS. Mierzone parametry to:

- zużycie energii: elektrycznej, ciepłej, oraz zużycie wody dla poszczególnych stref budynku,
- temperatura termometru suchego,
- wilgotność względna,
- opady atmosferyczne,
- promieniowanie słoneczne,
- prędkość wiatru i jego kierunek.

Przenośne bezprzewodowe czujniki temperatury znajdują się na każdym piętrze. Czujniki wilgotności znajdują się w przewodach wywiewnych instalacji VAV. Pozostałe pomieszczenia z klimakonwektorami są wyposażone w termometry ściennie.

W celu monitorowania zewnętrznych warunków atmosferycznych, na dachu budynku umieszczono czujnik temperatury powietrza suchego, czujnik wilgotności względnej, anemometr, miernik opadów atmosferycznych i pirheliometr.

Wentylacja naturalna, chłodzenie powietrza zewnętrznego i klimatyzacja działają w zależności od sygnałów podawanych przez czujniki: prędkości wiatru, temperatury zewnętrznej, opadów atmosferycznych. Natomiast warunki w pomieszczeniach są regulowane przez lokalne podsystemy. Wloty i wyloty powietrza przysmykają się lub otwierają dzięki siłownikom. Działanie systemu klimatyzacji VAV ulega zatrzymaniu, gdy włączony zostaje tryb wentylacji naturalnej.

Warunki, podczas, których budynek może być wentylowany w naturalny sposób przedstawiają się następująco:

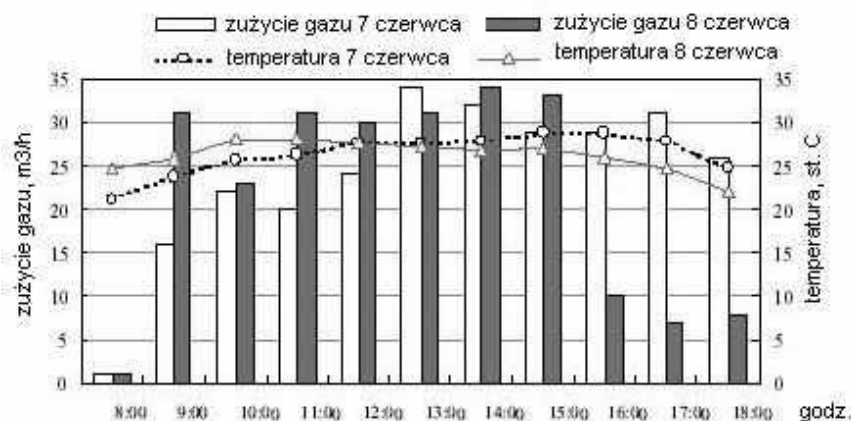
- temperatura zewnętrzna: 17÷26 °C,
- entalpia powietrza wewnętrznego niższa od entalpii powietrza zewnętrznego,
- średnia prędkość wiatru: poniżej 5 m/s,
- maksymalna chwilowa prędkość wiatru: poniżej 10 m/s,
- opad atmosferyczny: poniżej 1 mm/m²,
- temperatura w pomieszczeniu: poniżej 30 °C.

Zaobserwowano, że świeże powietrze zewnętrzne wnika do wnętrza budynku, nawet gdy nie sprzyja temu przeciwny kierunek wiatru. Większa prędkość wiatru sprzyja rozprzestrzenianiu się strugi powietrza świeżego. Pomiary zaniku prędkości w strudze wykazały, iż spadek prędkości powietrza poniżej 1m/s następuje po 12 metrach. Wloty powietrza znajdują się w górnych częściach pomieszczeń, więc prędkość w strefie przebywania ludzi jest znacznie mniejsza niż 1 m/s.

Liczby wymian powietrza osiągane nawet przy niesprzyjającym, wschodnim wietrze przekraczały znacznie 10 h^{-1} . Na podstawie wyznaczonych wskaźników PMV i PPD można stwierdzić, że aby utrzymać je na satysfakcjonującym poziomie, należy zwiększać strumień objętości wymienianego powietrza, gdy temperatura powietrza jest wysoka, lub zmniejszać go w okresie niskich temperatur; przy czym zaobserwowane temperatury graniczne wynoszą odpowiednio: $28,5 \text{ }^\circ\text{C}$ dla okresu letniego, przy maksymalnym przepływie $1 \text{ m}^3/\text{s}$ oraz $21,0 \text{ }^\circ\text{C}$, przy minimalnym przepływie $0,25 \text{ m}^3/\text{s}$.

Oszacowanie ilości zaoszczędzonej energii jest utrudnione ze względu na fakt, iż warunki wewnętrzne, a tym bardziej zewnętrzne, zmieniają się z dnia na dzień. Na rys. 6.90 porównano dwa kolejne dni czerwca.

7 czerwca instalacja klimatyzacji działała przez cały dzień, wiał silny wiatr uniemożliwiający działanie wentylacji naturalnej. Następnego dnia w godzinach 15:00 ÷ 18:00 korzystanie z wentylacji naturalnej było możliwe. W ciągu obu tych dni temperatura zewnętrzna kształtowała się na podobnym poziomie. Widać wyraźnie, że zużycie gazu 8 czerwca w godzinach 15:00 – 18:00 wyniosło zaledwie 1/3 zużycia w tych godzinach dnia poprzedniego, gdyż powietrze zewnętrzne posiadało parametry zbliżone do wymaganych parametrów nawiewu. Ponadto postój central klimatyzacyjnych pozwolił zaoszczędzić energię elektryczną do napędu wentylatorów. Jednostkowe zużycie energii na chłodzenie w skali roku w sezonie 2000/2001 wyniosło 217 MJ/m^2 ($60 \text{ kWh}/(\text{m}^2 \cdot \text{rok})$), co stanowi zaledwie 50% obciążenia standardowego współczesnego budynku biurowego w Tokio.



Rys. 6.90.

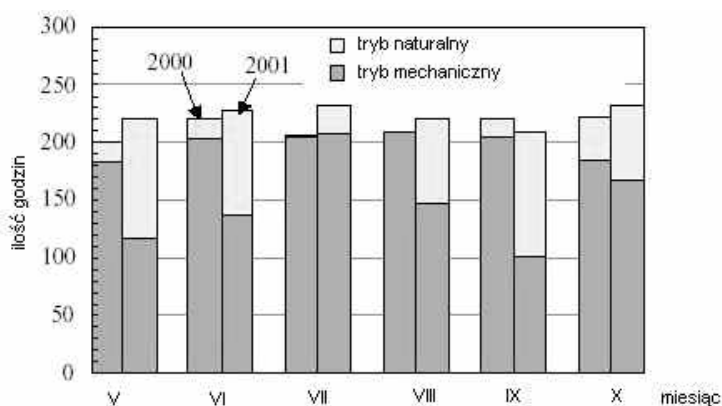
Porównanie zużycia gazu w budynku FTC podczas 2 kolejnych dni: bez wentylacji hybrydowej (7 czerwca) i z wentylacją hybrydową w godz. 15:00 ÷ 18:00 (8 czerwca)

Częściowo przyczyniło się do tego zastosowanie systemu wentylacji hybrydowej. Ilość godzin działania wentylacji naturalnej (89) była jednak niewielka w stosunku do ilości godzin działania systemu klimatyzacji (975), choć znaczenie wentylacji hybrydowej mogło być większe ze względu na działanie wentylacji naturalnej również w okresach nocy i weekendów. Z kolei zużycie energii na ogrzewanie (205 MJ/m^2 , co odpowiada

57 kWh/(m²·rok)) było o 50% większe niż zużycie standardowego współczesnego biurowca. Wynika to m.in. ze strat ciepła do nieogrzewanego atrium.

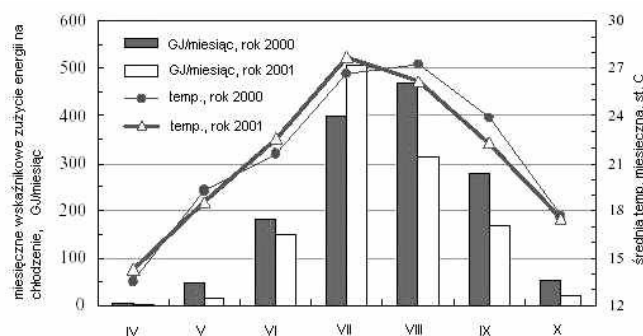
Wniosek płynący z działania wentylacji hybrydowej w Fujita Technology Center był następujący: należy zwiększyć ilość godzin pracy wentylacji naturalnej poprzez lepsze sterowanie systemem. Zrezygnowano wówczas z regulacji stopnia otwarcia okien na podstawie pomiarów entalpii. Entalpia powietrza wewnętrznego na ogół nie przekraczała entalpii powietrza zewnętrznego w wyniku, czego warunek otwarcia rzadko był spełniany. Zmianę polegającą na uzależnieniu uruchamiania wentylacji naturalnej od temperatury powietrza wewnętrznego, temperatury powietrza zewnętrznego, prędkości wiatru i jego kierunku oraz od występowania opadów atmosferycznych wprowadzono do systemu BEMS w 2001r. Zwiększyło to ilość godzin działania wentylacji naturalnej – z 89 godzin w 2000r do 465 godzin w roku 2001. Ceną za obniżenie zużycia energii na chłodzenie powietrza był okresowy wzrost temperatury powietrza wewnętrznego maksymalnie do +28 °C. Rys. 6.91 przedstawia porównanie sezonów 2000 i 2001 po zmianie sposobu sterowania systemem wentylacji hybrydowej.

Na rys. 6.92 przedstawiono jak zmniejszyło się jednostkowe zużycie energii na cele chłodnicze w miesiącach od kwietnia do października. Szacuje się, iż stosownie do podjętych działań, zużycie energii zostało znacznie obniżone, w roku 2001 spadło o 20 % w stosunku do roku poprzedniego.



Rys. 6.91.

Porównanie sezonów 2000 i 2001 - wzrost ilości godzin działania wentylacji naturalnej po wprowadzeniu modyfikacji do systemu sterowania wentylacją hybrydową w budynku Fujita Technology Center



Rys. 6.92.

Porównanie sezonów 2000 i 2001 – miesięczne wskaźnikowe zużycie energii na chłodzenie w budynku Fujita Technology Center

MEDIA SCHOOL –budynek szkolny (Tjelflaat 2000)

„Media School”, niewielką szkołę znajdującą się w miejscowości Grong w Norwegii, przedstawiono na rys. 6.93.

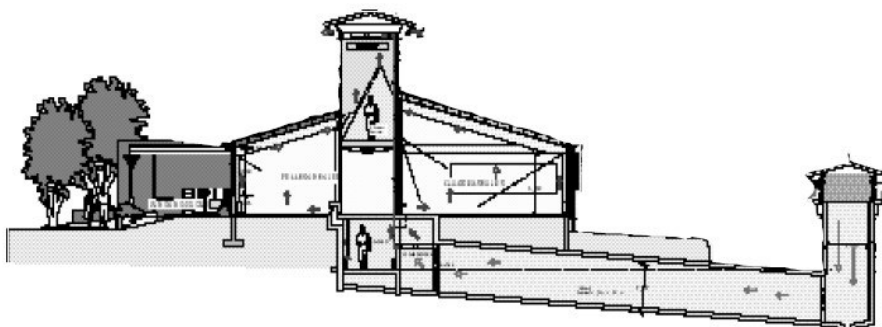


Rys. 6.93.

Widok Media School w Norwegii

Budynek jest przykładem zastosowania wentylacji mechanicznej wspomaganej działaniem sił naturalnych. W obiekcie tym zastosowano system wentylacji mechanicznej niskociśnieniowej, wspomagany działaniem wiatru i wyporem cieplnym. Aby to umożliwić konieczne było podporządkowanie architektury całego obiektu potrzebom wentylacji – zarówno poboru powietrza, jego transportu do pomieszczeń, jak rozdziału w pomieszczeniach i wywiewu. Do celów c.o. wykorzystywana jest instalacja ogrzewania wodnego grzejnikowego i podłogowego. Źródłem ciepła są kotły: olejowy i elektryczny. W przyszłości planuje się wykorzystanie biomasy jako paliwa. Ideowy schemat systemu wentylacji przedstawia rys. 6.94.

Powietrze zewnętrzne napływa poprzez czerpnię terenową, tak skonstruowaną, aby dodatkowo wykorzystać wspomagające działanie wiatru. W czerpni, stanowiącej wystającą ponad teren wieżyczkę, znajduje się osiowy wentylator nawiewny (rys. 6.95).



Rys. 6.94.

Koncepcja systemu wentylacji hybrydowej i ideowy schemat przepływu powietrza w budynku Media School



Rys. 6.95.

Widok terenowej czerpni powietrza i wentylatora nawiewnego w budynku Mediå School

Powietrze przepływa następnie podziemnym przewodem nawiewnym o znacznym polu przekroju wynoszącym ok. 4 m². Tak znaczne rozmiary przewodu – korytarza nawiewnego pozwalają na pomieszczenie w nim dodatkowych instalacji, zapewniają łatwość dostępu i obsługi, ale przede wszystkim umożliwiają wykorzystanie znacznej pojemności cieplnej przewodu, dzięki czemu możliwe jest zmniejszenie wahań temperatury powietrza nawiewanego, zarówno jego dochłodzenie w lecie jak i podgrzanie zimą.

W podziemnym korytarzu nawiewnym umieszczony jest ponadto filtr zajmujący całą powierzchnię przekroju oraz wymienniki ciepła służące do odzysku ciepła lub chłodu z powietrza wywiewanego oraz wodna nagrzewnica powietrza (rys. 6.96).



Rys. 6.96.

Widok filtra powietrza wbudowanego w podziemny korytarz budynku Mediå School

Powietrze nawiewane przedostaje się następnie przewodami nawiewnymi poprzez nawiewniki podłogowe do pomieszczeń. Wywiew powietrza z klas szkolnych odbywa się górną do przeszklonego poddasza biegnącego wzdłuż całej długości budynku. Przeszklenie ma na celu wykorzystanie wyporu cieplnego spowodowanego oddziaływaniem słońca. Następnie powietrze kieruje się do wyrzutni dachowej, która ukształtowana jest również w formie wieżyczki. Wyposażono ją w przepustnice oraz zawory powietrzne umożliwiające wykorzystanie podciśnienia wytwarzanego przez wiatr. Ponadto wieżyczka mieści w sobie niskociśnieniowy wentylator wywiewny oraz rekuperacyjny wymiennik ciepła (rys. 6.97).



Rys. 6.97.

Wyrzutnia powietrza wentylacyjnego i fragment przeszklonego poddasza budynku Mediã School

Działanie wyporu ciepłego w przeszklonym poddaszu i energii wiatru w czerpni i wyrzutni jest działaniem wspomagającym w stosunku do mechanicznej wentylacji zapewnianej przez wentylatory osiowe.

Regulacja strumienia objętości powietrza wentylacyjnego odbywa się na podstawie sygnału z czujników stężenia CO₂, umieszczonych w każdej z klas poprzez sterowanie przepustnicami wylotowymi umieszczonymi w wyrzutni. Natomiast wentylatory, wywiewny i nawiewny sterowane są czujnikami różnicy ciśnień. Wentylator nawiewny sterowany jest czujnikiem różnicy ciśnień między podziemnym korytarzem nawiewnym a otoczeniem. Wentylator wywiewny sterowany jest natomiast czujnikiem różnicy ciśnień pomiędzy podziemnym korytarzem nawiewnym a korytarzem wywiewnym usytuowanym ponad klasami. Regulacja wydajności wentylatorów umożliwiona jest poprzez zmianę liczby obrotów za pomocą falowników. Różnice ciśnień są bardzo niewielkie, wynoszą odpowiednio 2 i 5 Pa. System wentylacji hybrydowej działa w ramach systemu elektronicznego zarządzania energią budynku (BEMS).

Wyniki prowadzonych obserwacji potwierdzają, że zarówno rozkład temperatury powietrza w pomieszczeniach jak i rozkład stężeń CO₂, cechuje stratyfikacja charakterystyczna dla wentylacji wyporowej. Wentylacja i ogrzewanie działają poprawnie, sprawnie kształtując klimat wewnętrzny. Zastrzeżenia natomiast regulacja wentylatorów: nawiewnego i wywiewnego, a zwłaszcza ich zbędne uruchamianie w okresach nie użytkowania obiektu.

Sezon zimowy

Stężenie CO₂, przyjmowało dopuszczalne wartości rzędu 400 ÷ 600 ppm, a okresowy wzrost stężenia do 800 ÷ 1000 ppm trwał bardzo krótko, po czym stężenie to szybko wracało do poprzednich wartości (po otwarciu przepustnic wywiewnych, które po krótkim czasie znów były zamykane). Temperatura minimalna oscylowała wokół +20 °C, co jest efektem poprawnego działania zaworów termostatycznych. Przepływ powietrza osiągał maksymalnie 1/3 wartości przepływu nominalnego, lecz wystarczało to do zapewnienia komfortu termicznego i odpowiedniej jakości powietrza wewnętrznego.

Sezon przejściowy

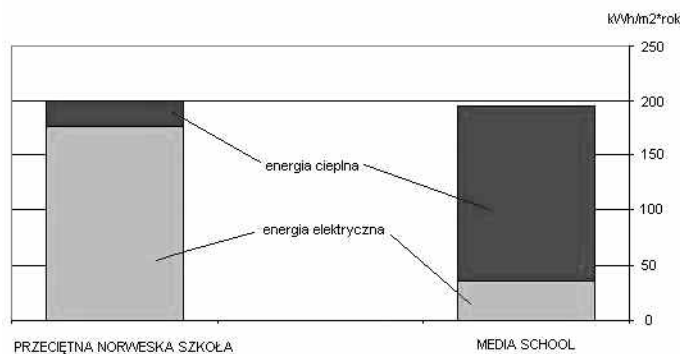
W sezonie przejściowym (temperatura powietrza zewnętrznego -5 °C ÷ +10 °C) utrzymywanie temperatury na poziomie +20 °C odbywało się w dalszym ciągu bez

trudności. Przepływ powietrza był podobnie jak w okresie zimowym niewielki (maks. $0,9 \text{ m}^3/\text{s}$ i $0,25 \text{ m}^3/\text{s}$ w ciągu nocy względem wartości nominalnej $2,5 \text{ m}^3/\text{s}$), lecz jakość powietrza w pomieszczeniach można uznać za odpowiednią. Stężenie CO_2 , kształtowało się na poziomie $500 \div 800 \text{ ppm}$, krótkotrwale sięgało 1000 ppm . Przepustnice wylotowe otwarte były głównie w godzinach największych obciążeń pomiędzy godz.10:00 a 13:00. Sterowanie czasowe wentylatorów wywiewnych zainstalowanych w toaletach powodowało, że w okresach nie użytkowania budynku następowało niepożądane odwrócenie kierunku przepływu (powietrze wpływało poprzez wieżyczkę wywiewną).

W okresie wyjątkowo ciepłej wiosny, gdy temperatura zaczęła dochodzić do $+30 \text{ }^\circ\text{C}$ zdecydowano, że wentylatory: nawiewny i wywiewny będą pracować w sposób ciągły. Zwiększono też ich prędkości obrotowe. Powietrze nawiewane skierowano obejściem tak, by ominąć nagrzewnice powietrza i tym samym pomniejszyć stratę ciśnienia. Maksymalna wydajność wyniosła $1,15 \text{ m}^3/\text{s}$ i przeszkodą w jej dalszym powiększeniu był jedynie spadek ciśnienia na filtrze powietrza. Klimat wewnętrzny we wspomnianym okresie był zadowalający. Jeżeli nawet temperatura w klasach przekraczała $+25 \text{ }^\circ\text{C}$, to działo się to głównie popołudniami, kiedy uczniów nie było już w szkole.

Działanie chłodzące podziemnego przewodu nawiewnego okazało się bardzo skuteczne. Podczas gdy temperatura zewnętrzna dochodziła do $+30 \text{ }^\circ\text{C}$, temperatura na końcu przewodu, czyli powietrza dostarczanego do pomieszczeń, wynosiła już tylko $22 \div 24 \text{ }^\circ\text{C}$. Natomiast nocą powietrze podgrzewało się w podziemnym przewodzie nawiewnym o ok. 2 K .

Monitoring dotyczył m. in. zużycia energii w budynku szkolnym. Wskaźnikowe zużycie znacznie przerosło początkowe prognozy i ostatecznie wyniosło ok. $200 \text{ kWh}/(\text{m}^2 \cdot \text{rok})$, co dokładnie odpowiada wskaźnikowi zużycia dla przeciętnej norweskiej szkoły.



Rys. 6.98.

Porównanie zużycia energii w szkole Mediå w sezonie 2001/02 do zużycia przeciętnej norweskiej szkoły

Szkoły w Norwegii ogrzewane są głównie hydroelektrycznie, stąd tak duży udział energii elektrycznej w łącznym przeciętnym zużyciu. Przede wszystkim zwraca jednak uwagę fakt, że w Mediå School mimo zamierzeń nie uzyskano oszczędności w stosunku do przeciętnego zużycia energii norweskich szkół.

Upatruje się różnych przyczyn tego stanu, wśród których wymienia się:

- bardziej intensywną niż zakładano wentylację,
- mostki cieplne, słabą izolację podłogi oraz drzwi zewnętrznych,
- infiltrację,
- dodatkowe zużycie energii elektrycznej - m. in. przez system BEMS, siłowniki i pompy.

Należy w tym miejscu zaznaczyć, że mniejsza niż oczekiwano energooszczędność budynku nie jest wynikiem nieefektywnego funkcjonowania wentylacji hybrydowej, a główne przyczyny stanowią: niedostateczna izolacja cieplna podłogi i błędy zawinione przez wykonawcę obiektu. Ponadto należy zauważyć, iż uzyskano znacznie lepszy niż przeciętny klimat środowiska wewnętrznego, ze znacznie niższymi stężeniami CO₂ i temperaturami zapewniającymi komfort cieplny. Można nawet stwierdzić, że stworzenie użytkownikom w omawianej szkole zadowalających warunków środowiska wewnętrznego zrekompensowało poniesione nakłady energetyczne, wyższe od przewidywanych.

JAER SCHOOL –budynek szkolny (Schild 2002)

Szkoła podstawowa Jaer (rys. 6.99) znajduje się w Norwegii, w miejscowości Nesodden w pobliżu Oslo. 50-letni budynek szkolny o powierzchni 1150 m² został pod koniec lat 90. XX wieku poszerzony o nową część o powierzchni 850 m². Koncepcja zastosowania systemu wentylacji hybrydowej pojawiła się na tle nasilającej się w Norwegii dbałości o jakość środowiska wewnętrznego w szkołach, spowodowanej głównie wzrostem zachorowalności na alergię wśród dzieci.

Przy projektowaniu budynku i jego instalacji kierowano się zasadą zapewnienia właściwych warunków w pomieszczeniach przy jednoczesnym ograniczeniu zużycia energii.



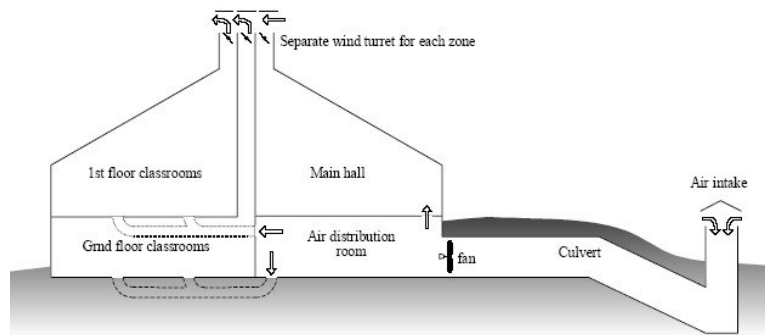
Rys. 6.99.

Widok ogólny nowego budynku norweskiej szkoły Jaer

Do zastosowanych w budynku rozwiązań należą:

- rozdział powietrza w oparciu o zasady wentylacji waporowej,
- wstępne podgrzewanie powietrza – aby zredukować ryzyko przeciągu,
- wentylacja higieniczna – sterowana poziomem stężenia CO₂.

Ciągła wentylacja poprzez „pasywne kominy” wywiewne jest wspomagana przez wentylatory w okresach wysokich temperatur zewnętrznych, gdy wypór termiczny nie jest w stanie sam spełnić swojej roli. Czujniki CO₂ umieszczone są w każdej klasie. Dopuszczalny poziom stężenia CO₂ uzależniony jest od temperatury powietrza zewnętrznego w celu oszczędzania energii zużywanej na podgrzewanie powietrza wentylacyjnego. Masywna konstrukcja budynku oraz nawiewny przewód podziemny o znacznym przekroju umożliwiają wykorzystanie akumulacyjności cieplnej. Dzięki temu ograniczone zostają wahania temperatury powietrza czerpanego z zewnątrz.



Rys. 6.100.

Koncepcja systemu wentylacji hybrydowej szkoły Jaer w Norwegii

Możliwe jest wówczas m.in. pasywne chłodzenie w okresie letnim. Kubatura pomieszczeń jest znaczna, co powoduje, że masy powietrza w nich zawarte działają jak bufor redukujący niezbędną ilość powietrza wentylacyjnego. Zadbano również o niski poziom hałasu i zastosowano dźwiękochłonne okładziny sufitów. System cechuje się bardzo niskimi oporami przepływu co możliwe jest dzięki: znacznym przekrojom przewodów nawiewnych i wywiewnych, rezygnacji z filtra drobnych cząstek i wymienników ciepła. Filtracja zachodzi jedynie na zasadzie sedymentacji w długim przewodzie podziemnym powietrza świeżego. Zastosowane materiały budowlane cechują się dobrą izolacyjnością cieplną.

Zastosowano niskotemperaturowe ogrzewanie wodne o parametrach 60/40 °C. Zespół wytwórczy wodno-elektryczny jest podstawowym źródłem ciepła, a jako źródło awaryjne przewidziano kocioł olejowy. W przyszłości nie wyklucza się zastosowania pompy ciepła, stąd też niskie parametry ogrzewania. Grzejniki wyposażone są w zawory termostatyczne.

W podziemnym przewodzie powietrza świeżego zainstalowany został wymiennik ciepła o mocy 30 kW zapewniający w razie potrzeby podgrzewanie powietrza zewnętrznego.

Dzięki temu, iż przez większość dni w roku temperatura zewnętrzna jest niższa od temperatury powietrza wymaganej w pomieszczeniach, możliwa staje się wentylacja naturalna bazująca na wyporze termicznym. „Wieżyczki wywiewne” zaprojektowano tak, by dzięki energii wiatru i niezależnie od jego kierunku, powodować w nich podciśnienie. Praktyka pokazała jednak, że ich znaczenie jest niewielkie. Jedyne wentylatory zlokalizowane są w piwnicy budynku. Wypływ powietrza z każdej klasy jest regulowany poprzez odporne na warunki atmosferyczne przeciwbieżne przepustnice z siłownikami, umieszczone w wieżyczkach wywiewnych. Przepustnice mają wymiary 0,9 x 0,9 m. Budynek posiada dobrą szczelność, by można było uzyskać kontrolę nad przepływem powietrza i odpowiedni stopień wydajności energetycznej. Wspomaganie wentylatorowe zapewnione jest automatycznie w okresach ciepłego lata. W razie potrzeby dopuszczone jest również wietrzenie poprzez okna. Jednak obserwacje dowiodły, że podziemny przewód wentylacyjny dostarcza powietrze o satysfakcjonujących parametrach niemal przez cały rok.

Elementy systemu wentylacji hybrydowej

Całkowity spadek ciśnienia na drodze przepływającego powietrza szacuje się na zaledwie 11 Pa. Wlot powietrza znajduje się na wysokości ok. 2 m powyżej poziomu terenu. Powietrze na tej wysokości zawiera mniej drobnych cząstek niż przy samej ziemi.

Żaluzje, w które wyposażona jest czerpnia nie zapewniają całkowitej ochrony przed deszczem lub śniegiem w razie jednocześnie wystąpienia silnego wiatru, dlatego zaprojektowano odwodnienie podziemnego przewodu.



Rys. 6.101.

Czerpnia terenowa w Jaer School

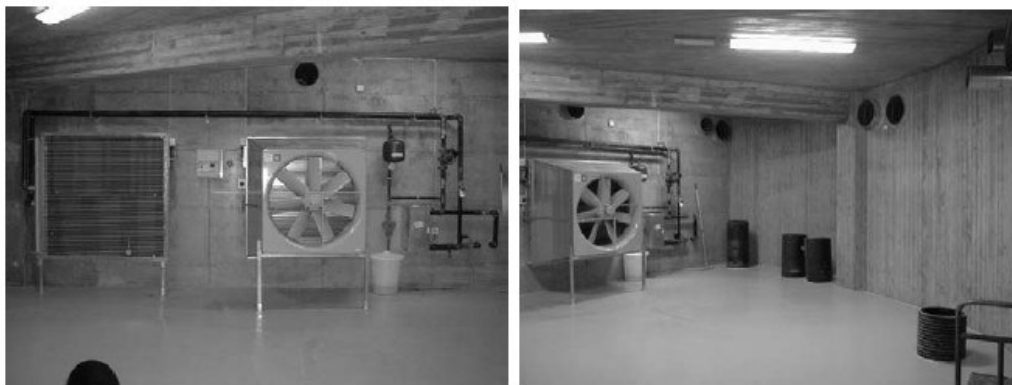
Długość podziemnego przewodu wynosi ok. 60 m. Przekrój jest początkowo okrągły, by następnie przejść w kwadratowy tunel o wymiarach 2 x 2 m. Ze względu na konstrukcję i wymiary, betonowy przewód ten cechuje się znaczną pojemnością cieplną i dlatego tłumi wahania temperatury powietrza nawiewanego, dzięki czemu ograniczone zostało wstępne podgrzewanie, a z mechanicznego chłodzenia powietrza wentylacyjnego można było zrezygnować. Efekt tłumienia wahań temperatury najsilniejszy, najbardziej odczuwalny jest w odniesieniu do wahań tygodniowych lub miesięcznych, jednak w odniesieniu do wahań dobowych również można go uznać za znaczący. Sezonowa roczna zdolność magazynowania energii przez przewód szacowana jest na 3÷4 tys. kWh.

W końcu podziemnego przewodu w komorze dystrybucyjnej, umieszczony został pojedynczy 1-biegowy osiowy wentylator nawiewny o średnicy 1 m i sprężu 50 Pa (rys. 6.102). Nie zastosowano żadnych urządzeń do odzysku ciepła i chłodu. W systemie nie ma również filtra. Oczekuje się, że dzięki niewielkiej prędkości nawiewu w wyniku sedimentacji na długim odcinku podziemnego przewodu nawiewnego większe cząstki opadną na dno. Tym bardziej istotne staje się, więc regularne i dokładne czyszczenie przewodu. Powietrze z przewodu podziemnego dostaje się do komory dystrybucyjnej, a stamtąd dostarczane jest bezpośrednio do klas okrągłymi przewodami z tworzywa sztucznego o niskim współczynniku U. Przekrój poprzeczny został tak dobrany, by maksymalna prędkość nawiewu wynosiła 1 m/s. Wszystkie pomieszczenia wyposażone są w nawiewniki przeznaczone dla wentylacji wporowej.

W klasach zastosowano nawiewniki:

- na poziomie podłogi – perforowane metalowe nawiewniki niskopiękociowe,
- nad tablicą umieszczono okrągłe nawiewniki talerzowe, mające powodować dokładne wymieszanie nad strefą roboczą chłodniejszego powietrza nawiewanego z powietrzem, w pomieszczeniu.

Taka kombinacja zastosowanych nawiewników stanowi kompromis pomiędzy obniżaniem ryzyka występowania przeciągów a dążeniem do wysokiej wydajności procesu wentylacji. Główną salę wyposażono w nawiewniki podłogowe, umieszczone pod ławkami wzdłuż ścian. Znajdują się tam również grzejniki konwektorowe. Każda klasa posiada własny przewód wywiewny. Z kolei każdy przewód wywiewny wyposażono w przeciwbieżną przepustnicę do regulowania przepływu powietrza i zakończono daszkiem z zakrzywionym spodem, tak by maksymalnie wykorzystać siły wiatru.



Rys. 6.102.

Komora dystrybucyjna rozprowadzająca powietrze do klas wraz z wentylatorem nawiewnym w Jaer School

Maksymalna prędkość powietrza w przewodach wywiewnych wynosi 0,75 m/s. Ilość przepływającego powietrza dla każdej z klas przyjęto na podstawie założenia, że na 1 osobę powinien przypadać strumień objętości powietrza higienicznego równy 7 dm³/s (około 25 m³/h). Do tego dodano 0,7 dm³/s (2,5 m³/h) ze względu na konieczność usuwania zanieczyszczeń. Łączny strumień objętościowy dla 30-osobowej klasy wynosi około 900 m³/h, a dla głównej sali przeznaczonej dla 60 osób ok. 1900 m³/h. Przepływ łączny dla wszystkich pomieszczeń wynosi ok. 7350 m³/h. Wszystkie szatnie, magazyny i toalety posiadają niezależne mechaniczne układy wentylacji wywiewnej.

Sterowanie procesem wentylacji hybrydowej zarządzane jest poprzez centralny system typu BEMS. Czujniki temperatury są umieszczone w podziemnym przewodzie nawiewnym (w założeniu mierzona temperatura jest zbliżona do temperatury zewnętrznej), w komorze dystrybucyjnej, w każdej klasie i w sali głównej. Czujniki CO₂ umieszczono w każdym pomieszczeniu na wysokości 1 m, co odpowiada wysokości głowy siedzącego ucznia. Dzięki temu strefa zanieczyszczona znajduje się powyżej siedzących uczniów. Wysokość zamocowania czujników CO₂ i temperatury można w razie potrzeby łatwo zmienić. Przepływ powietrza w klasie jest regulowany – jak wyżej wspomniano – za pomocą przepustnic umieszczonych w wieżyczkach wywiewnych. Gdy poziom stężenia CO₂ lub temperatura w pomieszczeniu przekroczy nastawioną wcześniej graniczną wartość, przepustnice zaczynają się stopniowo otwierać. Sterowanie pracą wentylatora jest bardzo uproszczone. Używa się go jedynie do wentylacji wspomagającej, gdy temperatura przekroczy zadaną wartość.

Stężenie dopuszczalne CO₂ zależy od temperatury zewnętrznej i wynosi:

- dla temperatury zewnętrznej poniżej (-15)°C: 1500 ppm,
- dla temperatury zewnętrznej powyżej (+10)°C: 1000 ppm.

Wieżyczki wywiewne już w początkowym okresie eksploatacji zostały zabezpieczone za pomocą żaluzji przed dostawaniem się do wewnątrz śniegu i deszczu. Nie zlikwidowano natomiast do tej pory problemu powstawania przeciągu spowodowanego

napływem zimnego powietrza przez wieżyczki, dokuczającego uczniom siedzącym najbliżej otworów wywiewnych. Dzięki niewielkiemu spadkowi ciśnienia na drodze przepływu powietrza, strumień objętości powietrza był wystarczający by utrzymać temperaturę w dopuszczalnych granicach przez cały rok. Wentylator wspomagający w okresie prowadzonych obserwacji ani razu nie musiał być włączany. Podziemny przewód nawiewny okazał się skuteczny zarówno w podgrzewaniu powietrza zimą jak i w schładzaniu powietrza w lecie. Dodatkowo zachodziła w nim sedimentacja cząstek o wymiarach większych niż 2,5 μm . Pomiary wilgotności w podziemnym przewodzie wskazują, że ryzyko wykraplania się w nim wilgoci jest niewielkie. Ponadto higroskopijność ścian przewodu jest minimalna. Jeśli chodzi o jakość powietrza w pomieszczeniach, to będące jej wyznacznikiem mierzone stężenia CO_2 nie przekraczały wartości dopuszczalnych. Problem wciąż wymagający rozwiązania to regulacja pracy wymiennika podgrzewającego powietrze nawiewane (obecnie pracuje on w sposób ciągły również poza godzinami użytkowania szkoły). Kolejnym problemem jest rozwarstwienie termiczne powodujące, iż do wyżej położonych pomieszczeń napływa cieplejsze powietrze. Trzeba natomiast podkreślić zadowolenie użytkowników z jakości powietrza wewnętrznego w budynku szkoły Jaer, co potwierdzają wyniki badań ankietowych.

Pozytywne doświadczenia dotyczą też działania systemu BEMS. Właściwa regulacja w systemach wentylacji hybrydowej cechujących się bardzo niewielkimi stratami ciśnienia okazuje się szczególnie istotna. Obserwacje prowadzone w trakcie eksploatacji potwierdziły też jak istotną rolę pełnią przepustnice zamontowane na wylocie przewodów wywiewnych. Przepustnice te powinny cechować się niewielką powierzchnią wypływu i wystarczająco dużym względnym spadkiem ciśnienia. Istotne jest, bowiem zapobieganie jednoczesnemu wypływowi i wstecznemu napływowi powietrza przez przepustnice, prowadzącemu do powstawania niepotrzebnych strat energii a także przeciągów.

Początkowo koszty związane ze zużyciem energii w budynku były znaczące, wyższe nawet niż przeciętne, co można wytłumaczyć brakiem zastosowania odzysku ciepła oraz nadmiernie uproszczonym systemem regulacji otwarcia przepustnic a także problemami z poprawnym działaniem siłowników. Istotnie, regulacja systemu uproszczona została nadmiernie, ogrzewanie działało początkowo 24 h/dobę, nie przewidziano osłabienia nocnego, wadliwie funkcjonowała instalacja ogrzewania (zbyt często się wyłączała i włączała), nie przewidziano wentylacji nocnej, płynnej regulacji obrotów wentylatorów, ani uzależnienia ich pracy od stężenia CO_2 . Od tamtego czasu część udoskonaleń już wprowadzono. Aby zwiększyć szczelność systemu wymieniono wadliwie funkcjonujące siłowniki przepustnic i niektóre zawory termostatyczne. Szczególną poprawę uzyskano jednak dzięki podwyższeniu poziomu stężenia CO_2 , przy którym otwierają się przepustnice. Dzięki temu uzyskano radykalne oszczędności energii zużywanej na podgrzewanie powietrza wentylacyjnego. Ceną za to jest nieznaczne pogorszenie się jakości powietrza wewnętrznego, jednak w dopuszczalnych granicach, zaakceptowanych przez użytkowników. Jednocześnie uzyskano dodatkowy pozytywny efekt dzięki temu, iż obecnie przepustnice otwierają się o wiele rzadziej niż poprzednio, praktycznie wyeliminowane zostały problemy z przepływami wstecznymi przez przewody wywiewne, a co za tym idzie z przeciągami i zbędnym zużyciem energii. Wskaźnik zużycia energii po wprowadzeniu poprawek wyniósł ok. 190 kWh/(m²·rok), co odpowiada przeciętnemu zużyciu norweskiej szkoły z wentylacją hybrydową, lecz jest znacznie wyższy niż szkół z wentylacją mechaniczną i odzyskiem ciepła lub pompami ciepła. Koszt inwestycyjny był o ok. 50% wyższy niż dla typowej szkoły głównie z powodu większych wymiarów pomieszczeń, użytych do konstrukcji materiałów konstrukcyjnych o większej pojemności cieplnej, budowy podziemnego przewodu nawiewnego i przewodów wywiewnych oraz niewielkiego dotychczasowego doświadczenia z podobnymi obiektami.

TÅNGA SCHOOL – budynek szkolny (Blomsterberg, Wahlström i in. 2002)

Tånga to nazwa szkoły w miejscowości Falkenberg na zachodnim wybrzeżu Szwecji, 100 km na południe od Göteborga. Budynek powstał w 1968 roku. Posiada 20 klas, 10 warsztatów, stołówkę, kuchnię i inne pomieszczenia o łącznej powierzchni 9350 m². Całość tworzy kompleks czterech dwukondygnacyjnych budynków. Budynek A mieści kuchnię i stołówkę oraz pomieszczenia biurowe; budynek B – klasy, C – warsztaty a D – gimnazjum. Jest to typowy budynek szwedzki tego typu z okresu 1961-75. Po roku 1989 dokonano jego częściowej modernizacji, m. in. wprawiono nowe okna i ocieplono przegrody zewnętrzne.



Rys. 6.103.

Widok ogólny szkoły Tånga

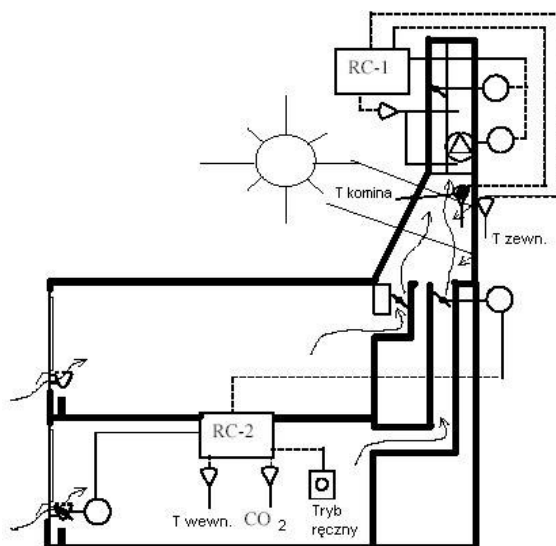
Ze względu na zużycie energii szkoła wymagała jednak generalnej renowacji. Zużycie energii na wentylację dla budynku B zaplanowano zredukować poprzez zastosowanie systemu hybrydowego łączącego siły naturalne bazujące na wyporze cieplnym i mechaniczne bazujące na wspomaganiu wentylatorowym. System ten zastąpił poprzedni układ mechaniczny bez odzysku ciepła. W budynku A i C zmodernizowano natomiast istniejące układy mechaniczne. Przedmiotem opracowania jest jednak jedynie budynek B ze względu na zastosowaną w nim wentylację hybrydową.

System wentylacji hybrydowej w budynku B jest z założenia systemem bazującym na wyporze cieplnym, wspomaganym wentylatorowo, z możliwością ręcznego przewietrzania. Wentylacja w klasach ma za zadanie zapewnienie powietrza w ilości higienicznej. Według założeń, wywiewne wentylatory wspomagające powinny załączać się podczas przerw, co wymaga, aby odbywały się one w regularnych odstępach. Sterowanie oparto na sygnałach otrzymywanych z czujników CO₂ lub temperatury dopuszczając jednocześnie możliwość ręcznej ingerencji w układ. Założono, że w trakcie sezonu grzewczego powinno nastąpić zmniejszenie tzw. ilości higienicznej powietrza o 25%, w celu zaoszczędzenia energii zużywanej na jego podgrzewanie w umieszczonych pod oknami konwektorach.

Zrezygnowano z mechanicznego systemu chłodzenia na rzecz chłodzenia naturalnego regulowanym strumieniem powietrza. Do realizacji tego celu służyć mają m. in. tzw. „kominy pasywne”, przewietrzanie poprzez okna oraz schładzanie nocne. Całość procesów poddano kontroli systemu BEMS. Przewidziano zainstalowanie urządzeń zacieniających, by zmniejszyć zyski energii cieplnej od nasłonecznienia. Zmodernizowane zostało również oświetlenie – m.in. wprowadzono czujniki podczerwieni.

Energia cieplna na ogrzewanie, wentylację i przygotowanie c.w. jest dostarczana miejską siecią ciepłą. W pomieszczeniach zainstalowano grzejniki radiacyjne lub konwekcyjne, wyposażone w zawory termostatyczne. Podstawę wentylacji stanowi pasywna wentylacja bazująca na wyporze termicznym. W razie gdyby siły wyporu cieplnego nie zapewniały odpowiedniego przepływu powietrza, pracę rozpoczynają

wentylatory wspomagające. Powietrze wpływa do pomieszczeń poprzez przewód rozprowadzający zakończony otworami nawiewnymi umieszczonymi pod oknami.



Rys. 6.104.

Schemat systemu wentylacji hybrydowej, Tanga School



Rys. 6.105.

Otwory nawiewne w pomieszczeniach szkoły Tanga

Grzejniki konwektorowe umieszczone na drodze przepływającego powietrza w razie potrzeby zapewniają jego podgrzewanie. Rozdział powietrza w pomieszczeniach odbywa się tak jak w wentylacji mieszającej. Powietrze zużyte wypływa poprzez otwory wywiewne umieszczone na przeciwnej w stosunku do nawiewu ścianie pomieszczenia. Stamtąd transportowane jest siecią przewodów wywiewnych.

Aby umożliwić lokalną regulację przepływu, w każdej klasie zamontowane zostały przepustnice regulacyjne zarówno w otworach nawiewnych jak i wywiewnych. Z kolei by

zmniejszyć ryzyko przepływu wstecznego, wszystkie pomieszczenia budynku posiadają po trzy otwory nawiewne po stronie przeważającego kierunku wiatru. Dodatkowo w celu zwiększenia oddziaływania zjawiska wyporu ciepłego, zainstalowano na dachu szkoły 6 metrowej wysokości „kominy słoneczne”, w których mieszczą się również wentylatory wywiewne i przepustnice. Ponadto „kominy” posiadają przeszkloną powierzchnię tworzącą swego rodzaju płaski kolektor słoneczny – mający na celu dodatkowe podgrzanie przez słońce powietrza wywiewanego przez słońce i tym samym wspomoczenie wyporu ciepłego. Łącznie zabudowano trzy takie kominy, z których każdy obsługuje osobną część budynku.

Pożądane jest, aby dla każdego z pięter uzyskać podobny efekt ciągu powodowany wyporem ciepłym. Dlatego też powierzchnie przekroju poprzecznego przewodów wywiewnych obsługujących I piętro są mniejsze niż przewodów obsługujących parter. System wentylacji pracuje jako niskociśnieniowy – straty na poszczególnych elementach instalacji są niewielkie. Wentylatory są płynnie regulowane poprzez zmianę częstotliwości obrotów.

Filtracja

Szkoła znajduje się w czystym środowisku, stosowanie filtrów powietrza uznano za niecelowe, również ze względu na powodowaną przez nie dodatkową stratę ciśnienia. Przed owadami, deszczem, śniegiem, większymi cząstkami itp. chronią obiekt przepustnice wlotowe i siatki zamontowane w otworach nawiewnych.



*Rys. 6.106
„Komin słoneczny”, Tanga School*

Otwory te, oraz przewody rozprowadzające, są łatwo dostępne, dzięki czemu można je dokładnie oczyszczać z wszelkich zabrudzeń. Przewody wentylacyjne, o przekroju kołowym, wykonane są z cienkościennej blachy.

Szwedzkie wymagania określają minimalny strumień objętości powietrza wentylacyjnego w ilości higienicznej równy odpowiednio: $7 \text{ dm}^3/\text{s}/\text{osobę}$ ($25 \text{ m}^3/\text{h}/\text{osobę}$) w czasie użytkowania pomieszczenia i $0,35 \text{ dm}^3/\text{s}/\text{m}^2 \text{ podłogi}$ ($1,25 \text{ m}^3/\text{h}/\text{m}^2 \text{ podłogi}$) w czasie jego nie użytkowania. Tymczasem przepływ powietrza osiągnięty dzięki systemowi wentylacji naturalnej wynosi tylko $4,5 \text{ dm}^3/\text{s}/\text{osobę}$ ($16 \text{ m}^3/\text{h}/\text{osobę}$). Maksymalne obciążenie pomieszczeń występuje jednak rzadko i przez krótki czas, a ponadto w klasach przebywają głównie uczniowie, których metabolizm jest mniejszy niż

u dorosłych. Dopuszczalne jest też chwilowe przekraczanie w pomieszczeniach stężenia CO₂ równego 1000 ppm. W przypadku gdyby system naturalny nie był w stanie zapewnić zadowalających parametrów w pomieszczeniu, przewidziano zabezpieczenie w postaci wentylatorów wywiewnych, których praca jest w stanie zapewnić łączny strumień objętości powietrza w ilości wymaganych 25 m³/h/osobę.

Zastosowane rozwiązania cechuje wysoki stopień automatyzacji. Wentylacja działa pod kontrolą systemu zarządzania energią BEMS. System ten, składający się z głównego komputera i podstacji rozmieszczonych w poszczególnych częściach szkoły, nadzoruje zużycie energii cieplnej i elektrycznej w rozbiu na poszczególne składniki: c.o., przygotowanie c.w.u., wentylację, elektryczność, w tym na oświetlenie i wentylację. Monitorowane są następujące parametry: temperatury: powietrza wewnątrz pomieszczeń i zewnętrzna, temperatura w „kominie słonecznym”, wilgotność względna i stężenie CO₂.

Celem systemu BEMS jest zapewnienie komfortu cieplnego i odpowiedniej jakości powietrza przy jednoczesnym możliwie niskim zużyciu energii. Ponadto system ma zapewnić minimum obsługi ze strony użytkownika. Przepływ powietrza może być regulowany również przez nauczycieli, poprzez zmianę ustawienia łopatek przepustnic wlotowych i/lub wylotowych. Czujniki CO₂ w pomieszczeniach sterują stopniem otwarcia przepustnic. Przy stężeniu CO₂ poniżej 1000 ppm przepustnice ustawione są na minimalny stopień otwarcia. Minimalny stopień otwarcia można zmieniać w zależności od temperatury zewnętrznej. Przy niskich temperaturach zewnętrznych i/lub wysokich prędkościach wiatru strumień powietrza zewnętrznego jest ograniczany, aby zapobiec dodatkowemu zużyciu energii oraz nadmiernemu wysuszeniu powietrza w pomieszczeniach. Natomiast, jeśli stężenie CO₂ przekroczy wartość 1000 ppm przepustnice stopniowo się otwierają i jednocześnie zapala się dioda sygnalizacyjna w pomieszczeniu. Powyżej stężenia 1500 ppm przepustnice są już maksymalnie otwarte. Nauczyciel w każdej chwili może przejąć kontrolę nad automatycznym sterowaniem przepustnic i ręcznie zmieniać położenie łopatek.

W okresie letnim wypór cieplny ulega osłabieniu; poniżej pewnej wartości różnicy temperatur między powietrzem zewnętrznym a powietrzem w „kominie słonecznym”, wentylacja naturalna przestaje zapewniać utrzymanie niezbędnych przepływów powietrza. Centralne przepustnice zostają wtedy zamykane a pracę rozpoczyna jednocześnie wentylator wyciągowy. Aby uniknąć zbyt częstego załączania i wyłączenia się wentylatora, przepustnice zostaną ponownie otwarte przy nieco wyższej różnicy temperatur. Praca wentylatora jest płynnie regulowana poprzez zmianę obrotów na podstawie pomiarów temperatury. W dowolnej chwili dopuszczalne jest wietrzenie pomieszczeń poprzez okna. W okresie letnim wybór cieplny może być również wykorzystywany do nocnego schładzania powietrza w budynku.

Komfort cieplny, jakość powietrza, poziom hałasu, jak również oświetlenie w budynku szkoły spełniają postawione wcześniej założenia, co warto podkreślić, ostrzejsze niż wymagania szwedzkich norm. Temperatura wewnątrz pomieszczeń wahała się w ciągu roku w dopuszczalnych granicach 20÷24 °C, nie licząc kilku dni z temperaturą nieznacznie wyższą. Temperatura powietrza mierzona 10 cm nad poziomem podłogi przekraczała 19°C, oprócz kilku dni, kiedy oscylowała wokół 18°C. Pionowy gradient temperatury nie przekraczał 3K. Prędkość powietrza nie wzrastała powyżej 0,1 m/s, nawet w pobliżu okien. Stężenie CO₂ kształtowało się na poziomie 1000 ppm lub niższym, jedynie w bardzo krótkich okresach sięgało 1500 ppm. Wilgotność powietrza mieściła się w zakresie 30÷60%, jedynie w zimie spadała do ok. 25%.

Zmierzony strumień objętości powietrza okazał się większy w klasach położonych na piętrze niż na parterze. Przy wentylatorowym wspomaganie wywiewu i w pełni otwartych przepustnicach, przepływ sięgał wartości 0,21 m³/s, a przy wyłączonym wentylatorze

wywiewnym ok. $0,13 \text{ m}^3/\text{s}$. Jednak z uwagi na fakt, że przekraczanie stężenia 1000 ppm następowało jedynie w b. krótkich okresach czasu, osiągnięte przepływy można uznać za wystarczające.

Badania ankietowe wykazały, że ocena systemu przez użytkowników jest wysoka i uległa znacznej poprawie względem sytuacji sprzed modernizacji obiektu. Pozytywna ocena wynikała m. in. z możliwości ręcznej regulacji układu, z której użytkownicy często korzystali. Problemem, który pojawił się po wprowadzeniu wentylacji hybrydowej stał się napływ zimnego powietrza przez otwory nawiewne w okresie zimowym.

Problemy wciąż wymagające rozwiązania to:

- ograniczenie hałasu przedostającego się do wewnątrz przez otwory nawiewne,
- zamontowanie ogranicznika czasu działania trybu wentylacji hybrydowej,
- zwiększenie strumienia objętości powietrza wentylacyjnego pomieszczeń, parteru do poziomu tego strumienia powietrza pomieszczeń na I piętrze,
- uzależnienie regulacji wentylacji hybrydowej nie tylko od poziomu stężenia, CO_2 , ale również od temperatury panującej w pomieszczeniu.

Zużycie energii ostatecznie okazało się wyższe niż przewidywano, a to głównie z powodu nadmiernej wentylacji pomieszczeń. Aby osiągnąć zamierzone zużycie energii, planuje się obniżyć wielkość strumieni objętości powietrza wentylacyjnego w nocy i w weekendy. Znacznie, bo ponad dwukrotnie zostało natomiast obniżone zużycie energii elektrycznej, głównie przez wentylatory i ciepłej na ogrzewanie.

SCHOLENCOMPLEX WATERLAND –budynki szkolne (van der Aa 2002)

Waterland to nowy zespół budynków szkolnych w Leidschenveen w Holandii, ukończony w 2001 roku. Wyróżnia się oryginalnym kształtem dachu.



Rys. 6.107

Fragment zespołu szkolnego „Waterland”

Projekt zakładał ograniczenie zużycia energii o 15% w odniesieniu do holenderskich norm budowlanych, przy jednoczesnym zapewnieniu komfortu cieplnego i dlatego zdecydowano się na system wentylacji hybrydowej, w którym naturalna wentylacja będzie wspomagana poprzez wentylację mechaniczną.

Aby uniknąć niekontrolowanych przepływów powietrza przez budynek, każdą klasę wyposażono w odrębny układ wentylacyjny. Składa się on m. in. z elektronicznie sterowanych kratki wlotowych umieszczonych w ścianie zewnętrznej i wentylatora współpracującego z „kominem wywiewnym”. Czujniki CO_2 i temperatury umożliwiają automatyczne sterowanie systemem.

Aby spełnić wysokie wymagania energetyczne, budynek posiada dobrą izolacyjność cieplną i szczelność. Zastosowano też wydajne energetycznie urządzenia: kocioł gazowy, pracujący na potrzeby c.o. i c.w., oświetlenie. W każdej klasie znajdują się po dwa konwektory zlokalizowane na poziomie podłogi, poniżej kratki wlotowych.

Wentylacja budynku opiera się na siłach naturalnych: wyporze ciepłym i energii wiatru. Wentylacja naturalna jest wspomagana przez wentylatory wywiewne obsługujące poszczególne klasy.

System wentylacji hybrydowej składa się z:

- otworów wlotowych wyposażonych w sterowane siłownikami elektrycznymi przepustnice regulacyjne,
- przewodów wywiewnych zaopatrzonych w wentylator wspomagający wywiew,
- układu sterującego,
- czujników CO₂ i temperatury.

Wywiew powietrza wspomagany jest poprzez niskociśnieniowy wentylator, który włącza się gdy naturalne siły napędowe, wypór ciepły i wiatr są niewystarczające. Czujniki, CO₂ i temperatury służą nadzorowaniu parametrów powietrza wewnętrznego tak, by zapewnić komfortowe warunki w pomieszczeniu. Na podstawie sygnału otrzymywanego z tych czujników, centralny system sterujący decyduje o stopniu otwarcia przepustnic wlotowych oraz o pracy wentylatora wywiewnego na poszczególnych biegach.

W otworach wlotowych zamontowano przepustnice regulacyjne z siłownikami elektrycznymi, sterowane elektronicznie (rys. 6.108).



Rys. 6.108

Podokienny zespół powietrza nawiewanego

Otwory nawiewne umieszczono pod oknami. Powietrze zewnętrzne w całości przepływa przez nagrzewnicę konwektora, która zapobiega nawiewaniu powietrza o zbyt niskiej temperaturze. Wywiew powietrza z pomieszczenia odbywa się przewodem wentylacyjnym zaopatrzonym w wentylator. Straty ciśnienia w tych przewodach są niewielkie. Wentylator wywiewny nie powoduje znacznej emisji hałasu, między innymi dzięki tarczy osłonowej zamontowanej u wlotu do przewodu tuż pod sufitem, która również stanowi barierę dla wstecznych przepływów powietrza. Powietrze nie jest filtrowane, na otworach wlotowych zamontowano jedynie siatki przeciw owadom i drobnym cząstkom pyłu.

System działa w oparciu o pomiar stężenia CO₂ i pomiar temperatury powietrza. Całością zarządza elektroniczny układ zarządzania energią BEMS. Zapewnienie właściwej jakości powietrza zewnętrznego bazuje na pomiarach stężenia CO₂ w poszczególnych pomieszczeniach. Oprócz tego, podczas letnich nocy możliwe jest schładzanie powietrza w budynku za pomocą układu mechanicznego wentylacji. Dla potrzeb nocnego schładzania dokonywane są automatyczne pomiary temperatur: powietrza wewnętrznego

i zewnętrznego. Regulację temperatury nawiewanego powietrza umożliwia połączenie czujników temperatury z głowicami zaworów termostatycznych konwektorów.

Oszczędność energii w budynku uzyskuje się ponadto poprzez sterowanie oświetleniem m. in. w zależności od nasłonecznienia i obecności użytkowników. Czujniki stężenia CO₂ i temperatury powietrza wewnętrznego znajdują się w każdej klasie.

Schemat pracy systemu wentylacji hybrydowej w zależności od pory roku i pory dnia przedstawia się następująco:

zima/dzień:

- jeśli poziom stężenia CO₂ w klasie przekroczy 700 ppm – automatycznie otwarta zostaje pierwsza przepustnica wlotowa,
- jeśli poziom stężenia CO₂ w klasie przekroczy 1000 ppm – automatycznie otwarta zostaje druga przepustnica wlotowa,
- jeśli poziom stężenia CO₂ w klasie przekroczy 1300 ppm – automatycznie włączony zostaje wentylator wywiewny.

zima/noc:

W nocy przepustnice wlotowe są zamknięte. Są one zabezpieczone przed zamarzaniem za pomocą termostatu, który uruchamia nagrzewnicę.

lato/dzień:

- jeśli poziom stężenia CO₂ w klasie przekroczy 700 ppm – obie przepustnice wlotowe zostają automatycznie otwarte,
- jeśli poziom stężenia CO₂ w klasie przekroczy 1300 ppm – automatycznie włączony zostaje wspomagający wentylator wywiewny.

lato/noc:

Wentylacja działa w trybie nocnego schładzania powietrza, jeśli jednocześnie spełnione są następujące warunki:

- temperatura wewnętrzna jest o minimum 2 K wyższa od temperatury zewnętrznej,
- temperatura powietrza zewnętrznego przekracza +15 °C,
- temperatura powietrza w pomieszczeniach przekracza +20 °C.

W czasie badań maksymalne stężenie CO₂ nie przekraczało 1500 ppm. Przy stężeniu 1300 ppm włączał się wentylator wspomagający, co znacząco poprawiało jakość powietrza wewnętrznego. Wraz ze wzrostem prędkości wiatru spadała ilość godzin pracy wentylatora wspomagającego. Przez 86% czasu otwarty był jeden otwór wlotowy, dwa otwory - przez 65% czasu, a wentylator pracował przez 25% czasu. Zmierzony przepływ powietrza w systemie wentylacji hybrydowej wyniósł 368 m³/h, i był o 30% niższy od wartości projektowej. Początkowo użytkownicy skarżyli się na problemy związane z napływem zimnego powietrza z zewnątrz. Konieczna, więc stała się przebudowa części wlotowej instalacji, tak by powietrze w całości przepływało przez wymiennik ciepła podgrzewający powietrze zewnętrzne. Przebudowa polegała na wstawieniu w odpowiednie miejsca pod oknami przegród ukierunkowujących przepływ. Po modyfikacji, temperatury w klasach kształtowały się już we właściwych granicach 20÷25 °C, a temperatura powietrza nawiewanego nie spadała poniżej +20 °C (średnio wyniosła +23 °C).

Dzięki wstawieniu przegród zmniejszyła się prędkość powietrza nawiewanego, a tym samym spadło ryzyko przeciągu.

Opisane doświadczenia pokazały, że jednoczesne zastosowanie wentylacji naturalnej i niskociśnieniowych osiowych wentylatorów wywiewnych jest trudne do zrealizowania i wymaga:

- dostatecznie dużego przepływu powietrza w trybie naturalnym,
- ograniczania hałasu emitowanego przez wentylatory,
- utrzymania dostatecznego przepływu powietrza w trybie mechanicznym.

Wg założeń budynek ma spełniać wysokie wymagania dotyczące energooszczędności, zużycie energii powinno być o 15% niższe od wymaganego przez holenderskie normy. Niestety z uwagi na fakt, iż otwarcie szkoły nastąpiło dopiero pod koniec 2001 roku, w raporcie IEA brak jest danych dotyczących faktycznego zużycia.

Podsumowanie rozwiązań wentylacji hybrydowej

W tabeli 6.4 zestawiono opisywane w niniejszym artykule przypadki obiektów z wentylacją hybrydową.

Tab. 6.4. Zestawienie systemów wentylacji hybrydowej w 13 budynkach (Heiselberg 2002)

<i>Nazwa obiektu</i>	<i>Rodzaj obiektu</i>	<i>Wariant systemu wentylacji hybrydowej</i>
WILKINSON	uniwersytecki	przemienne działanie wentylacji naturalnej i mechanicznej
IVEG	biurowy	przemienne działanie wentylacji naturalnej i mechanicznej
PROBE	biurowy	przemienne działanie wentylacji naturalnej i mechanicznej
BANG & OLUFSEN	biurowy	wentylacja naturalna wspomagana mechanicznie
B. BRECHT GYMNASIUM	szkolny	przemienne działanie wentylacji naturalnej i mechanicznej
I GUZZINI ILLUMINAZIONE	biurowy	przemienne działanie wentylacji naturalnej i mechanicznej
LIBERTY TOWER OF MEIJI UNIVERSITY	uniwersytecki	przemienne działanie wentylacji naturalnej i mechanicznej
TOKYO GAS EARTH PORT	biurowy	przemienne działanie wentylacji naturalnej i mechanicznej
FUJITA TECHNOLOGY CENTER	biurowy	przemienne działanie wentylacji naturalnej i mechanicznej
MEDIA SCHOOL	szkolny	wentylacja mechaniczna wspomagana działaniem sił naturalnych
JAER SCHOOL	szkolny	wentylacja naturalna wspomagana mechanicznie
TÅNGA SCHOOL	szkolny	wentylacja naturalna wspomagana mechanicznie
WATERLAND SCHOLENCOMPLEX	szkolny	wentylacja naturalna wspomagana mechanicznie

Wśród opisywanych budynków można wyróżnić dwie grupy: edukacyjne i biurowe. Są to obiekty zarówno nowo zbudowane jak i zmodernizowane. Doświadczenia pokazują, iż możliwe jest skuteczne działanie systemów wentylacji hybrydowej także w obiektach poddawanych renowacji, mimo ograniczonego wpływu na architekturę i konstrukcję tych budynków. Wprowadzenie systemu wentylacji hybrydowej wymaga zastosowania specyficznych rozwiązań, wśród których szczególnie charakterystyczne są ręcznie lub automatycznie otwierane okna lub otwory nawiewne, atria, wieżyczki wywiewne, a także: „kominy słoneczne”, kondygnacje wiatrowe, podziemne przewody nawiewne i in. (Heiselberg 2002).

W tabeli 6.5 zestawiono charakterystyczne elementy obiektów, stanowiące wyposażenie układów wentylacji hybrydowej.

Tab. 6.5 Wybrane charakterystyczne elementy systemów wentylacji hybrydowej

<i>Nazwa obiektu</i> / <i>Warianty rozwiązań</i>	<i>Wieżyczki wywiewne</i>	<i>Atrium</i>	<i>Klatki schodowe, korytarze (jako składniki systemu went.)</i>	<i>Podziemne przewody nawiewne</i>	<i>Kondygnacja wiatrowa</i>
WILKINSON		•	•		
VEG	•				
PROBE					
BANG & OLUFSEN			•		
B. BRECHT GYMNASIUM		•			
I GUZZINI ILLUMINAZIONE	•	•			
LIBERTY TOWER OF MEIJI UNIVERSITY			•		•
TOKYO GAS EARTH PORT	•	•	•		
FUJITA TECHNOLOGY CENTER		•		•	
MEDIÅ SCHOOL	•		•	•	
JAER SCHOOL	•			•	
TÅNGA SCHOOL	•				
WATERLAND SCHOLENCOMPLEX	•				

Tab. 6.6. Wybrane rozwiązania zastosowane w ramach systemów wentylacji hybrydowej

<i>Nazwa obiektu</i> / <i>Warianty rozwiązań</i>	<i>Wykorzystanie wycieku ciepłego</i>	<i>Wykorzystanie energii wiatru</i>	<i>Wentylacja wycieku *</i>	<i>Wentylacja mieszająca *</i>	<i>Przepływ krzyżowy **</i>	<i>Naturalna wentylacja nocna</i>	<i>Mechaniczna wentylacja nocna</i>	<i>Klimatyzacja</i>	<i>Ręczne sterowanie ***</i>	<i>Automatyczne sterowanie ***</i>
WILKINSON	•	•			•			•	•	
IVEG	•	•		•	•	•				•
PROBE	•	•		•	•	•				•
BANG & OLUFSEN	•	•	•		•	•	•		•	•
B. BRECHT GYMNASIUM	•								•	•
I GUZZINI ILLUMINAZIONE	•				•	•		•	•	•
LIBERTY TOWER OF MEIJI UNIVERSITY	•	•			•	•	•	•		•
TOKYO GAS EARTH PORT	•	•			•	•	•	•	•	•
FUJITA TECHNOLOGY CENTER	•	•		•	•	•		•	•	•
MEDIÅ SCHOOL	•	•	•			•	•		•	•
JAER SCHOOL	•	•	•			•	•		•	•
TÅNGA SCHOOL	•	•		•		•	•		•	•
WATERLAND SCHOLENCOMPLEX	•	•		•		•	•		•	•

* dotyczy rozdziału powietrza

** przepływ powietrza od jednej fasady w kierunku fasady przeciwnej

*** dotyczy głównie otwierania okien

Wszystkie przedstawione rozwiązania wymagają silnej ingerencji w architekturę budynku, a nieraz wręcz jej podporządkowania celom wentylacji. Przy wymuszaniu przepływu, rozdziale powietrza a także przy wspomaganie przepływu i sterowaniu systemem wentylacji wykorzystuje się wiele zjawisk i stosuje różne warianty rozwiązań, co przedstawiono w tabelach 6.5 i 6.6.

W tabeli 6.7 scharakteryzowano klimat i warunki geograficzne miejscowości, w których znajdują się opisywane budynki z wentylacją hybrydową.

Tab. 6.7. Charakterystyka geograficzna i klimatyczna miejscowości, w których znajdują analizowane budynki (Heiselberg 2002)

	Parametry obliczeniowe sezon zimowy		Parametry obliczeniowe sezon letni		Śred. prędk. wiatru m/s	Główny kierunek wiatru	Rodzaj terenu	Zapylenie	Hałas	Długość i szer. geogr.
	Temp. °C	Zawar t. wilgoci g/kg	Temp. °C	Zawar t. wilgoci g/kg						
WILKINSON BUILDING	+7	5	+31,5	14,2	Silnie zmienna	N/E (lato) W (zima)	Otwarty podmiejski	Umiarkowane	Umiarkowany	33°9' S 151°2' E
IVEG	+3,9*	b.d.	+19,6**	b.d.	b.d.	W,SW	miejski	Znaczne	Umiarkowany	51°10' N 4°22' E
PROBE	+2,5*	b.d.	+18,6**	b.d.	1,8	SW	otwarty	nie-znaczne	nie-znaczny	50,4° N 4,31° E
BANG & OLUFSEN	-12	b.d.	+25	12	4,9	W	otwarty	nie-znaczne	nie-znaczny	56,42° N 8,58° E
B. BRECHT GYMNASIUM	-15	b.d.	+32	b.d.	2,5	W	miejski	Umiarkowane	Miarkowany	51,03° N 13,44° E
I GUZZINI ILLUMINAZIONE	-2	2,2	+32	32	3,2	W	otwarty	nie-znaczne	nie-znaczny	43,47° N 13,31° E
LIBERTY TOWER	-0,7	1,3	+33,4	17,5	2,8	NNW	miejski	Umiarkowane	Umiarkowany	35,42° N 139,46° E
TOKYO GAS EARTH PORT	-0,7	1,3	+33,4	17,5	3,7	N	otwarty, płaski	Umiarkowane	Umiarkowany	35,33° N 139,35° E
FUJITA TECH. CENTER	+0,4	1,5	+32,2	19,4	2,0	WNW	miejski, wzgórze	Umiarkowane	nie-znaczny	35,25° N 139,20° E
MEDIA SCHOOL	-23	0,5	+22	13	0÷5	SE i NW	dolina	nie-znaczne	nie-znaczny	65° N 11° E
JAER SCHOOL	-19	0,66	+25,2	10,7	2,17	NNE	pół-otwarty	nie-znaczne	Umiarkowany	59,90° N 10,73° E
TANGA SCHOOL	+1,6*	b.d.	+16,1**	b.d.	3	b.d.	podmiejski płaski	nie-znaczne	b.d.	56°55' N 12°30' E
WATER LAND SCHOLEN.	-7	b.d.	+16,5**	b.d.	3,5	SW	niska zabudowa miejska	nie-znaczne	b.d.	52,08° N 4,25° E

*średnia temperatura stycznia

**średnia temperatura lipca.

Budynki będące przedmiotem opracowania znajdują się w czterech strefach klimatycznych:

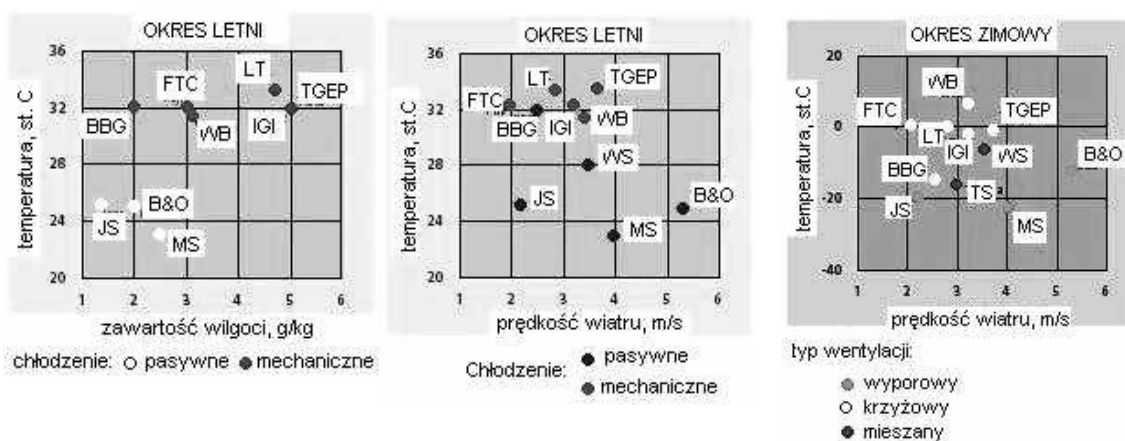
- zimnej (Szwecja, Norwegia),
- umiarkowanej (Dania, Belgia, Holandia, Niemcy),
- śródziemnomorskiej (Włochy),
- podzwrotnikowej (Australia, Japonia).

Ze względu na parametry klimatyczne, obiekty z dwóch ostatnich stref muszą być wyposażone w układy klimatyzacji. Wentylacja hybrydowa pozwala wówczas na zredukowanie zużycia energii na klimatyzację, stanowiącego znaczną część całkowitego zużycia energii.

W pozostałych, chłodniejszych strefach klimatycznych, możliwa staje się rezygnacja z klimatyzacji na rzecz naturalnego chłodzenia. Większa różnica temperatur pomiędzy powietrzem zewnętrznym a powietrzem w budynku oznacza występowanie znacznie większych sił wyporu cieplnego, ale z kolei oznacza to konieczność dodatkowego zużycia energii na podgrzewanie powietrza wentylacyjnego.

Stosowaniu wentylacji hybrydowej sprzyja występowanie umiarkowanych wiatrów. Ważne staje się przy tym usytuowanie budynku względem stron świata, a konkretnie różny wiatrów (jak np. w budynkach Fujita Technology Center lub Tokyo Gas Earth Port) lub uniezależnienie wspomaganie siłami wiatru od jego kierunku (jak zrealizowano to w budynku „Liberty Tower” poprzez otwarcie kondygnacji wiatrowej na wszystkie strony świata).

Na rys. 6.109 przedstawiono zróżnicowanie zastosowanych rozwiązań wentylacji hybrydowej w zależności od warunków klimatycznych w następujących okresach: letnim i zimowym. (Heiselberg 2002)



Rys. 6.109.

Zestawienie zastosowanych rozwiązań wentylacji hybrydowej w różnych warunkach klimatycznych

Oznaczenia na rys. 6.109:

WB – Wilkinson Building

B&O – Bang & Olufsen

BBG – Bertold Brecht Gymnasium

IGI – I Guzzini Illuminazione

LT – Liberty Tower („Wieża Wolności”)

TGE – Tokyo Gas Earth Port

FTC – Fujita Technology Center

MS – Mediå School

JS – Jaer School

TS – Tangå School

WS – Waterland Scholencomplex

Ze względu na zróżnicowanie jednostek zużycia energii stosowanych przez autorów raportów IEA („case studies”), zużycie energii porównano używając wskaźników: kWh/m² i kWh/m³ (tabela. 6.8 i 6.9).

Tab. 6.8. Zestawienie wskaźnikowego zużycia energii w analizowanych obiektach

Nazwa obiektu	Wskaźnikowe szacunkowe zużycie energii kWh/m ²			
	Ciepłej	elektrycznej	chłodniczej	całkowitej
WILKINSON	-	-	52,5*	-
IVEG	78	39	-	ok. 117
PROBE	brak danych			
BANG & OLUFSEN	98	65,7	-	ok. 164
B. BRECHT GYMNASIUM	74	18	-	ok. 92
I GUZZINI ILLUMINAZIONE	brak danych			
LIBERTY TOWER OF MEIJI UNIVERSITY	-	-	115,5	ok. 444
TOKYO GAS EARTH PORT	-	-	45,5	ok. 300
FUJITA TECHNOLOGY CENTER	57	-	60	-
MEDIÅ SCHOOL	ok. 160	ok. 35	-	ok. 195
JAER SCHOOL	-	-	-	ok. 190
TÅNGA SCHOOL**	90	29	-	ok. 120
WATERLAND SCHOLENCOMPLEX	brak danych			

* energia zużywana przez uzupełniający układ VRV

** dotyczy budynku B

Tab. 6.9. Zestawienie wskaźnikowego zużycia energii w analizowanych obiektach

Nazwa obiektu	Wskaźnikowe szacunkowe zużycie energii kWh / m ³			
	Ciepłej	elektrycznej	chłodniczej	całkowitej
WILKINSON	-	-	17,5	-
IVEG	19,8	9,9	-	ok. 29,7
PROBE	brak danych			
BANG & OLUFSEN	27,2	18,3	-	ok. 45,6
B. BRECHT GYMNASIUM	18,3	4,5	-	ok. 22,8
I GUZZINI ILLUMINAZIONE	brak danych			
LIBERTY TOWER OF MEIJI UNIVERSITY	-	-	26,6	ok. 102,1
TOKYO GAS EARTH PORT	-	-	10,7	ok. 70,6
FUJITA TECHNOLOGY CENTER	8,1	-	8,5	-
MEDIÅ SCHOOL	ok. 26,7	ok. 5,8	-	ok. 32,5
JAER SCHOOL*	-	-	-	ok. 38,0
TÅNGA SCHOOL**	27,5	8,9	-	ok. 36,6
WATERLAND SCHOLENCOMPLEX	brak danych			

* do przeliczeń użyto kubatury i powierzchni netto

** budynek B

Należy przy tym podkreślić, iż porównywanie obiektów ze sobą jest utrudnione ze względu na:

- niekompletność danych (w części raportów nie przedstawiono żadnych danych dotyczących ilościowego zużycia energii),
- ogromne zróżnicowanie budynków pod względem rozmiarów i przeznaczenia: od niewielkich parterowych szkół (Jaer, Mediå), poprzez budynki biurowe o znacznych kubaturach i powierzchniach (Tokyo Gas Earth Port, Fujita Technology Center) po wieżowiec uniwersytecki („Liberty Tower”),
- różnorodność zastosowanych systemów ogrzewania, wentylacji hybrydowej i klimatyzacji,
- różnorodność warunków klimatycznych.

Dużej ostrożności wymaga również szacowanie oszczędności energetycznych lub strat energii wynikających wyłącznie z funkcjonowania wentylacji hybrydowej. Wynika to m.in. z faktu, iż prace modernizacyjne w wielu obiektach były wykonywane w szerszym zakresie (np. termomodernizacja szkół w Dreźnie i Falkenbergu), a także stąd, iż zastosowano szereg innych środków oszczędnościowych (np. oświetlenie energooszczędne, systemy zacinające).

Prowadzone obserwacje funkcjonowania systemów wentylacji hybrydowej i otrzymane w ich rezultacie wyniki badań pozwalają na sformułowanie następujących wniosków:

1. Zastosowanie wentylacji hybrydowej pozwoliło w większości przypadków na oszczędności energii, które szacować można na 20 a nawet 30% całkowitego zużycia; zużycie energii elektrycznej do napędu wentylatorów można było obniżyć nawet o 50%.
2. Oszczędności energii wynikają z:
 - wykorzystania w procesie wentylacji naturalnych sił przyrody: wiatru i wyporu termicznego; dzięki temu w okresach funkcjonowania wentylacji naturalnej miał miejsce postój wentylatorów central klimatyzacyjnych lub postój wentylatorów wspomagających,
 - wykorzystania potencjału chłodu zawartego w powietrzu zewnętrznym: podczas „chłodzenia nocnego” lub w ciągu dnia.
Ponadto w większości przypadków stosowano szerszą strategię energooszczędności budynku, obejmującą m. in. urządzenia przeciwsłoneczne i energooszczędne oświetlenie z wykorzystaniem oświetlenia naturalnego.
3. W niektórych przypadkach (Mediå School) w ogóle nie uzyskano oszczędności, w jednym przypadku zużycie energii wręcz wzrosło (Bang & Olufsen); przyczyn należy szukać w nadmiernej infiltracji i niedostatecznej izolacji cieplnej tych budynków.
4. Wentylacja hybrydowa może znajdować zastosowanie jako substytut klimatyzacji komfortu, nie jest w stanie jednak zastąpić klimatyzacji pełnej. Zmienność parametrów zewnętrznych powoduje, że przy zastosowaniu wentylacji hybrydowej w wentylowanych pomieszczeniach parametry są również zmienne. Stosunkowo trudne okazuje się również utrzymanie niskiej prędkości nawiewu przy większych prędkościach wiatru. Przy zbyt silnym wietrze wykorzystanie powietrza zewnętrznego staje się niemożliwe, a przy zbyt niskich temperaturach zewnętrznych – nieopłacalne ze względu na dodatkową energię potrzebną na podgrzewanie powietrza.
5. W wielu przypadkach w celu uzyskania dodatkowych oszczędności energii zdecydowano się obniżyć wymagania stawiane środowisku wewnętrznemu, dotyczące głównie poziomu stężenia CO₂. Uzyskiwano to poprzez:

- zmniejszanie strumienia objętości powietrza wentylacyjnego zewnętrznego,
- zmianę progów temperaturowych i progowych wartości stężeń CO₂, przy których otwierane były wloty powietrza zewnętrznego.

Godzono się wówczas na okresowe przekroczenia stężeń CO₂.

Wentylacja hybrydowa może więc znajdować szczególne zastosowanie w obiektach edukacyjnych i biurowych, w których wymagania dotyczące środowiska wewnętrznego nie są tak restrykcyjne, lub też w obiektach z wysokiej klasy systemami pozwalającymi na szybkie i sprawne przełączanie trybu pracy wentylacji naturalnej i mechanicznej.

Z drugiej strony wentylacja hybrydowa nie musi wcale oznaczać zaniżania standardów dotyczących wentylacji. Badania pokazały, że możliwe jest skuteczne stosowanie wentylacji hybrydowej nawet w obiektach o wysokim standardzie i wymaganiach stawianych środowisku wewnętrznemu (Tokyo Gas Earth Port, Fujita Technology Center, I Guzzini Illuminazione).

6. Wentylacja hybrydowa może być stosowana w klimacie umiarkowanym, gdy:
 - udział powierzchni przeszklonych w powierzchni fasady jest umiarkowany i nie przekracza 30%,
 - zastosowane zostaną zewnętrzne urządzenia przeciwsłoneczne,
 - stopień zanieczyszczenia powietrza jest niski.

Pomieszczenia przeznaczone do zastosowania w nich wentylacji hybrydowej w klimacie umiarkowanym powinny cechować się ponadto:

- znaczną wysokością (powyżej 3 m),
 - niewielką głębokością (do 6 m),
 - wewnętrznymi zyskami ciepła poniżej 20 W/m²,
 - umiarkowaną wymianą powietrza w sezonie grzewczym (poniżej 2 wymian/h)
 - czasem użytkowania nie przekraczającym 8 godzin na dobę.
7. Szanse na uzyskanie pozytywnych efektów działania wentylacji hybrydowej w klimacie umiarkowanym zwiększają się także dla budynków o konstrukcji ciężkiej. Pozytywne efekty może dać zastosowanie nocnego chłodzenia i podziemnych przewodów nawiewnych. Możliwe jest zastosowanie odzysku ciepła z powietrza wywiewanego (Heiselberg 2002).
 8. Wentylacja hybrydowa znajduje się wciąż w początkowym stadium rozwoju, w związku, z czym napotyka na przeszkody wynikające z nielicznych doświadczeń projektowych i eksploatacyjnych. Przeszkodę stanowić także może trudniejszy i bardziej skomplikowany niż w tradycyjnych systemach proces projektowania, a czasem też większe koszty inwestycyjne.

Jednak oszczędności energii dowiedzione dla omawianych powyżej istniejących budynków z wentylacją hybrydową, możliwe do osiągnięcia dla różnych typów obiektów i w różnych strefach klimatycznych, sprawiają - rozpatrując koszty ponoszone na funkcjonowanie systemu w dłuższych okresach - że wentylacja hybrydowa może z powodzeniem stać się alternatywą dla systemów tradycyjnych.

6.5 METODY TESTOWANIA OSOBISTEJ WENTYLACJI*

Wyniki wielu badań wskazują na związek pomiędzy niską jakością powietrza w pomieszczeniach, skargami ludzi a obniżeniem wydajności ich pracy. Redukcja poziomu zanieczyszczeń powoduje poprawę odczuwalnej jakości powietrza, obniżenie intensywności symptomów syndromu chorego budynku i może prowadzić do poprawy wydajności pracy ludzi (Wargocki i in. 1999, Lagercrantz i in. 2000).

Powietrze zewnętrzne, nawiewane do pomieszczenia przez wentylację mechaniczną, najczęściej dostarczane jest przez wentylację mieszającą lub waporową. Wentylacja mieszająca ma na celu rozcieńczenie zanieczyszczeń powstających w pomieszczeniu, jak również zapewnienie jednorodnego środowiska termicznego i jakości powietrza, które będą akceptowane przez wszystkich użytkowników danego pomieszczenia. Powietrze nawiewane miesza się z zanieczyszczeniami w pomieszczeniu, zanim dotrze do strefy przebywania ludzi. W pomieszczeniach z wentylacją waporową powietrze o temperaturze 2-4 °C niższej niż powietrze w pomieszczeniu dostarczane jest przez nawiewniki umiejscowione blisko poziomu podłogi. Nawiewane powietrze rozprzestrzenia się wzdłuż powierzchni podłogi, a następnie ogrzewając, unosi się i wypiera zanieczyszczone powietrze w pomieszczeniu ku górze. Wentylacja waporowa może dostarczyć użytkownikom bardziej czyste powietrze niż wentylacja mieszająca, ale może też powodować lokalny dyskomfort cieplny, spowodowany ryzykiem przeciągu oraz pionowym gradientem temperatury.

Nowy rodzaj wentylacji, nazwany wentylacją osobistą (PV, z ang. Personalized ventilation), został zaproponowany, aby lokalnie polepszyć efektywność wentylacji, jak również zapewnić komfort cieplny każdego użytkownika. Osobista wentylacja ma na celu dostarczyć czyste powietrze, które nie jest zmieszane z zanieczyszczonym powietrzem w pomieszczeniu do strefy oddychania każdego użytkownika. Powietrze to powinno być dostarczone czyste, chłodne i suche oraz nawiewane z niską prędkością i o niskiej turbulencji, gdyż wtedy odczuwane jest jako najlepsze i nie powoduje ryzyka przeciągu.

Powietrze o niskiej entalpii (chłodne i suche) odczuwane jest jako lepsze niż to samo powietrze, ale o wyższej entalpii (Fang i in. 1998). Osobista wentylacja daje ponadto każdemu użytkownikowi możliwość indywidualnej regulacji strumienia objętości powietrza, kierunku nawiewanego powietrza, a w niektórych przypadkach daje także możliwość regulacji temperatury nawiewu, podczas gdy tradycyjne systemy wentylacyjne nie zapewniają żadnej kontroli, bądź bardzo ograniczoną. Możliwość regulowania lokalnego środowiska cieplnego poprawia ogólną satysfakcję i komfort cieplny ludzi i może też prowadzić do zwiększonej wydajności ich pracy (Kroner i in. 1994).

Funkcjonowanie PV w dużej mierze zależy od konstrukcji nawiewnika (ATD, z ang. Air terminal device). Do oceny działania ATD wykorzystuje się wiele metod. Wiele badań przeprowadzonych w kontrolowanych warunkach w komorach klimatycznych pokazało pozytywny wpływ różnych rozwiązań ATD na lokalny komfort cieplny (Arens i in. 1991, Bauman i in. 1993, Tsuzuki i in. 1999, Cho i in. 2001, Forejt i in. 2004). Inne badania ilościowo oceniły efektywność dostarczania powietrza wentylacyjnego do strefy oddychania (Faulkner i in. 1999, 2002, Melikov i in. 2002 and Bolashikov i in. 2003). Niektóre eksperymenty przeprowadzono przy użyciu manekinów cieplnych z możliwością oddychania, aby równocześnie ocenić jakość powietrza i komfort cieplny.

* autorzy: **Jan Kaczmarczyk , Arsen Melikov**

Międzynarodowe Centrum Środowiska Wewnętrznego i Energii, Wydział Mechaniczny.

Duński Uniwersytet Techniczny, Lyngby, Dania

redakcja: Zbigniew Trzeciakiewicz

Aby poznać odpowiedź i preferencje użytkowników na osobistą wentylację, przeprowadzono również badania z udziałem ludzi (Kaczmarczyk i in. 2002, 2004a,b, 2005, Zeng i in. 2002, Yang i in. 2003). W badaniach tych mierzono odczuwalną jakość powietrza, komfort cieplny, jak również intensywność symptomów należących do syndromu chorego budynku oraz mierzono wydajność pracy. W badaniach ludzie oceniali warunki, jakie byli zdolni stworzyć, używając PV, jak również podali swoje preferencje dotyczące rozwiązań technicznych testowanych ATD (Kaczmarczyk i in. 2005).

Cel

Celem pracy było przybliżenie istoty i zasady działania osobistej wentylacji oraz zaprezentowanie metod służących do testowania nawiewników dla tego rodzaju wentylacji. Prezentowane metody zawierają opis pomiarów parametrów fizycznych, jak również eksperymentów z udziałem ludzi przeprowadzonych na Duńskim Uniwersytecie Technicznym w Lyngby.

Metody

Pomiary parametrów fizycznych środowiska

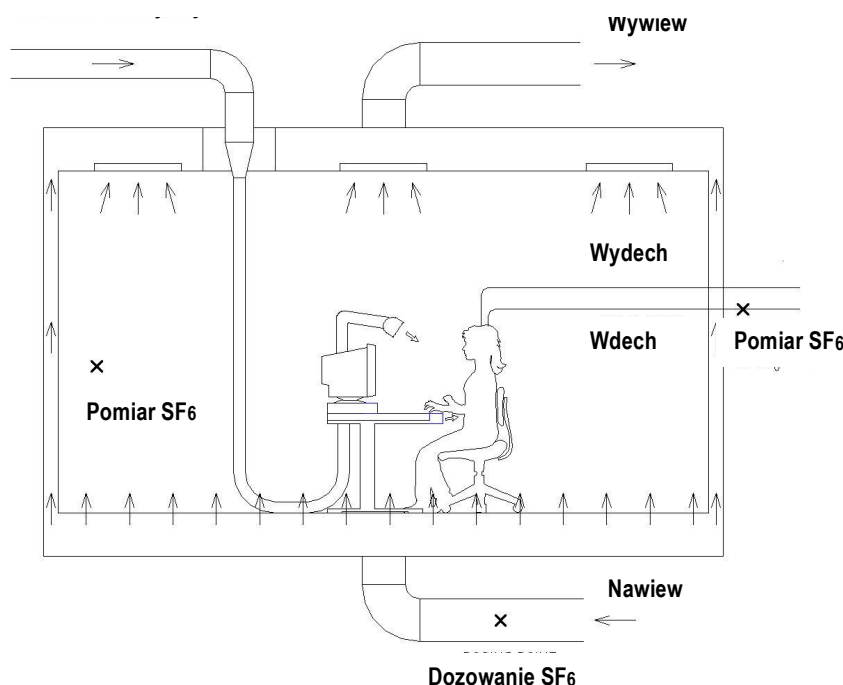
Pomiary środowiska stworzonego przez system wentylacji osobistej wykonywane są najczęściej w komorze klimatycznej w kontrolowanych warunkach. Temperatura w komorze utrzymywana jest na zadanym poziomie przez powietrze nawiewane całą powierzchnią podłogi. Prędkość powietrza w komorze jest niższa niż 0.06 m/s. Dodatkowy system wentylacji dostarcza powietrze do osobistej wentylacji. Temperatura i strumień objętości powietrza są kontrolowane. Schemat stanowiska pomiarowego do badań osobistej wentylacji z wykorzystaniem cieplnego manekina przedstawiono na rys. 6.110.

Cieplny manekin z funkcją oddychania używany jest do symulacji użytkownika osobistej wentylacji. Powierzchnia ciała manekina jest podgrzewana w taki sposób, aby jej temperatura była równa temperaturze skóry siedzącej osoby, odczuwającej komfort cieplny. Ciało manekina podzielone jest na kilkanaście części, dlatego też możliwe jest zmierzenie i zapisanie temperatury oraz straty ciepła z każdej części. Pomiary strat ciepła umożliwiają wyznaczenie temperatury ekwiwalentnej (*ET*) (Tanabe i in. 1994). *ET* wyraża temperaturę jednorodnego środowiska, w którym manekin cieplny traciłby taką samą ilość ciepła, jak w rzeczywistym badanym środowisku. Temperatura ekwiwalentna wyznaczona dla każdej części ciała pozwala na zlokalizowanie i ilościowe oszacowanie wpływu rzeczywistego niejednorodnego środowiska.

Manekin cieplny przyłączony jest do sztucznych płuc, które umożliwiają symulowanie procesu oddychania oraz pobieranie próbki wdychanego powietrza do analizy. Cieplnego manekina z funkcją oddychania opisano w artykułach Melikova i Kaczmarczyka (2000, 2005). Użycie manekina pozwala na odtworzenie skomplikowanego wzajemnego oddziaływania przepływów wokół ciała człowieka: naturalnej konwekcji, przepływu powietrza wdychanego i wydychanego z przepływem powietrza nawiewanego przez wentylację osobistą. Współdziałanie tych przepływów wpływa zarówno na jakość powietrza wdychanego, jak i na komfort cieplny użytkowników, dlatego też konieczne jest poprawne odtworzenie wszystkich przepływów, aby dokonać właściwej oceny środowiska lokalnego (Melikov 2004). Ocenę warunków jakości powietrza stworzonych przez system PV oparto na pomiarach wykorzystujących metodę gazów znacznikowych oraz na pomiarze temperatury wdychanego powietrza, ponieważ oba te parametry wpływają na odczuwanie jakości powietrza.

Temperaturę powietrza wdychanego mierzy się za pomocą czujnika temperatury umieszczonego w nosie manekina. Gaz znacznikowy, np. SF₆, uwalniany jest w stałej ilości do powietrza nawiewanego do komory klimatycznej i dokładnie jest z nim mieszany, co powoduje, że stężenie tego gazu w komorze jest jednakowe w każdym punkcie. Gaz znacznikowy symuluje zanieczyszczenia obecne w powietrzu w pomieszczeniu. Do powietrza dostarczanego przez osobistą wentylację nie dodaje się gazu znacznikowego. W oparciu o stężenie gazu mierzone w trzech punktach: w powietrzu w komorze, w powietrzu dostarczanym przez PV oraz we wdychanym powietrzu, wyznacza się udział powietrza z osobistej wentylacji we wdechu. Udział ten oznaczono ε_p (Melikov i in. 2002). Dodanie gazu znacznikowego (innego niż dodany do komory np. CO₂ lub N₂O) do powietrza wydychanego umożliwia jednocześnie zbadanie rozprzestrzeniania się powietrza wydychanego, które może zawierać bakterie i wirusy chorób.

Ostatnio przeprowadzono również testy w większej komorze pomiarowej, gdzie możliwe jest jednoczesne zainstalowanie kilku stanowisk z osobistą wentylacją. W takim pomieszczeniu możliwe jest badanie wpływu osobistej wentylacji działającej samotnie lub współdziałającej z innymi systemami (z wentylacją mieszającą, wyporową lub z rozdziałem powietrza pod podłogą) na komfort cieplny, jakość powietrza oraz transport zanieczyszczeń z różnych źródeł wewnętrznych, jak i transport pomiędzy użytkownikami zanieczyszczeń przez nich emitowanych (Cermak i in. 2003, Melikov i in. 2003).



Rys. 6.110.

Schemat stanowiska pomiarowego

Badania z udziałem ludzi

Badania z ludźmi przeprowadzane są w laboratorium przypominającym pomieszczenie biurowe o powierzchni 36 m² (Toftum i in. 2004). Biuro podzielone jest na dwie części przez przegrodę o wysokości 2 m. Przegroda jest wystarczająco wysoka, aby stworzyć barierę wizualną, a jednocześnie pozwala na mieszanie się powietrza pomiędzy obiema częściami. W czasie badań ludzie zajmują tylko jedną część biura. Druga,

techniczna część mieści przewody wentylacyjne oraz urządzenia do uzdatniania powietrza w biurze. Jakość powietrza w biurze jest wysoka, ponieważ pomieszczenie urządzone jest z nisko emisyjnych materiałów. Aby zmodyfikować jakość powietrza w biurze, w części technicznej umieszcza się źródła zanieczyszczeń (takie jak dywan, linoleum itp.). Dzięki istniejącej przegrodzie osoby biorące udział w eksperymencie nie widzą ich. Powietrze wentylacyjne dostarczane jest do biura przy pomocy wentylacji mieszającej. Dla celów badań osobistej wentylacji dodatkowo zainstalowano system doprowadzający powietrze do biurek z osobistą wentylacją. Możliwe jest jednoczesne zainstalowanie do 6 stanowisk z PV.

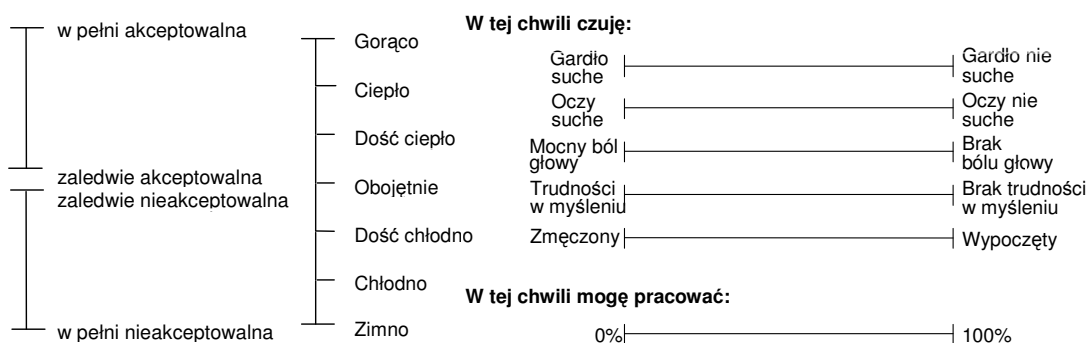


*Rys. 6.111.
Ludzie podczas badań w biurze*

W jednej serii badań uczestniczy najczęściej grupa 30 osób. Każda seria składa się z kilku eksperymentów w różnych warunkach. Przed rozpoczęciem badań osoby biorące udział w eksperymencie uczą się jak używać systemu osobistej wentylacji, ale nie są informowane o warunkach stworzonych w biurze ani o parametrach powietrza nawiewanego przez osobistą wentylację. Osoby te mogą zmieniać ustawienia PV (strumień objętości kierunku nawiewu), jak również modyfikować ubranie. Rys. 6.111 przedstawia ludzi podczas eksperymentu z osobistą wentylacją.

W czasie eksperymentu uczestnicy pracują nad kilkoma zadaniami symulującymi pracę biurową, takimi jak: pisanie tekstu, korekta tekstu i proste obliczenia. Wyniki pracy są analizowane i użyte do obiektywnej oceny wydajności pracy. Kilka razy w trakcie trwania eksperymentu ludzie wypełniają kwestionariusz zawierający pytania o jakość powietrza, komfort cieplny, ocenę środowiska i intensywność odczuwanych symptomów należących do syndromu chorego budynku. Przykłady skal użytych w kwestionariuszu zamieszczone są na rys. 6.112.

Temperatura i wilgotność powietrza w pomieszczeniu i temperatura w powietrzu dostarczonym przez PV jest mierzona i kontrolowana. Natężenie przepływu powietrza z PV wybierane przez ludzi jest zapisywane w czasie trwania całego eksperymentu, a ustawienie nawiewnika jest dokumentowane na końcu każdego eksperymentu.



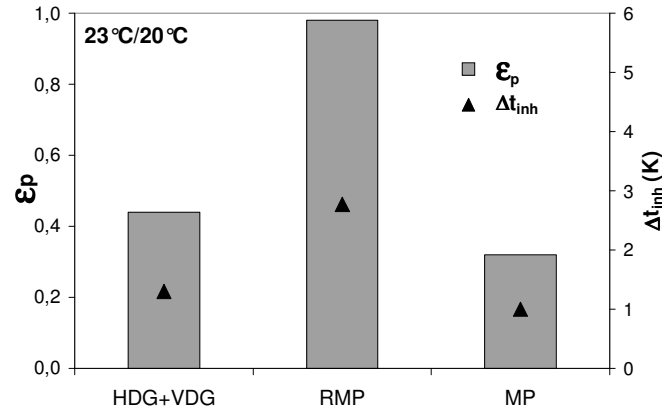
Rys. 6.112.

Skale do oceny akceptowalności powietrza (lewo); komfortu cieplnego (środek); intensywności symptomów oraz subiektywnej oceny wydajności pracy (pravo)

Prezentacja wyników

System osobistej wentylacji powinien zapewnić wysoką jakość wdychanego powietrza oraz dobre warunki cieplne dla jego użytkowników. Te dwa kryteria są dokładnie studiowane w czasie procesu wytwarzania i testowania nawiewników dla PV. Wyniki prezentowane w tym rozdziale otrzymano w badaniach przeprowadzonych na Duńskim Uniwersytecie Technicznym. Pomiarzy przy użyciu gazów znacznikowych oraz pomiary temperatury wdychanego powietrza, przeprowadzone przy użyciu cieplnego manekina z funkcją oddychania, dostarczają cennych informacji na temat jakości powietrza. Wyniki przedstawione na rysunku 6.113 otrzymano dla trzech różnych typów nawiewników. HDG+VDG (z ang. Horizontal Desk Grill i Vertical Desk Grill) składa się ze skrzynki rozprężnej zamontowanej pod blatem biurka. Skrzynka posiada dwa szczelinowe otwory do nawiewu powietrza przy przedniej krawędzi biurka: jeden dostarcza powietrze horyzontalnie w kierunku torsu manekina, drugi zaś w górę do strefy oddychania. Dwa kolejne systemy: RMP (z ang. Round Movable Panel) i MP (Movable Panel) posiadają odpowiednio okrągły i prostokątny nawiewnik. Oba nawiewniki zamontowane są na ruchomym, elastycznym przewodzie wentylacyjnym przytwierdzonym do blatu biurka w tylnej jego części. System MP pokazany jest na rys. 6.111. Więcej szczegółów dotyczących nawiewników zamieszczono w artykule Bolashikova i in. (2003) i Kaczmarczyka i in. (2004, 2005). Największy udział powietrza z PV w powietrzu wdychanym, tj. najwyższy ϵ_p , jak również najniższą temperaturę zmierzono dla RMP. MP i HDG+VDG powodują większe mieszanie nawiewanego powietrza z powietrzem w pomieszczeniu, dlatego mniej czystego powietrza znajduje się we wdechu. Także temperatura powietrza wdychanego zmierzona dla tych systemów była wyższa. Prezentowane wyniki otrzymano w komorze o temperaturze powietrza 23 °C, temperatura powietrza w PV wynosiła 20 °C.

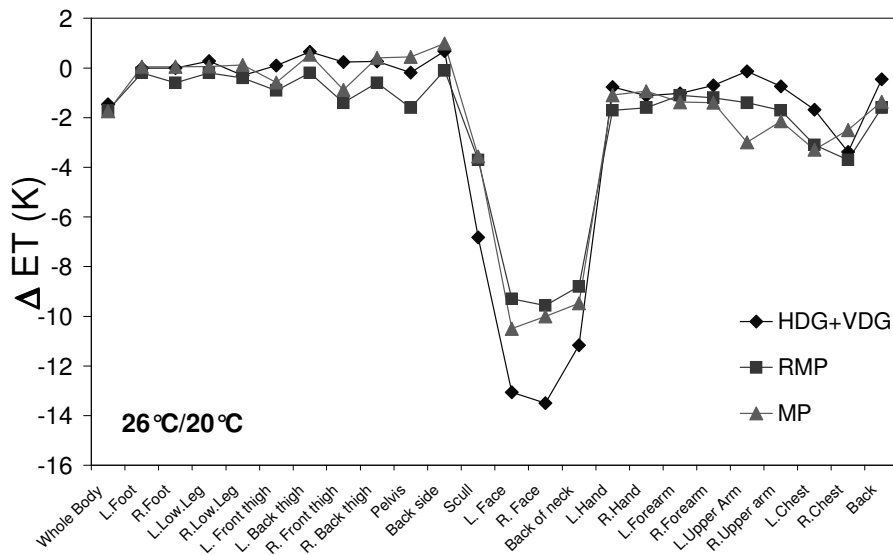
Wpływ, jaki ma osobista wentylacja na ogólny i lokalny komfort cieplny, określono w oparciu o pomiary straty ciepła z manekina i wyrażono przez temperaturę ekwiwalentną (ET). Aby wyznaczyć chłodzący wpływ PV, zdefiniowany jako ΔET , obliczono różnicę temperatur pomiędzy komorą (26 °C), a wyznaczoną dla każdej części ciała ET . Wpływ ten pokazany jest na rys. 6.114.



Rys. 6.113.

Porcja czystego powietrza we wdechu oraz obniżenie temperatury wdechu w stosunku do temperatury w komorze. Wyniki dla trzech rodzajów systemów.

Dla wszystkich badanych nawiewników najwyższy efekt chłodzenia zaobserwowano dla górnej części ciała, szczególnie głowy. Efekt chłodzenia znacznie różnił się pomiędzy poszczególnymi częściami ciała, jak również pomiędzy badanymi systemami. Systemy badano w komorze o temperaturze 26 °C, a powietrze nawiewane z PV miało 20 °C.



Rys. 6.114

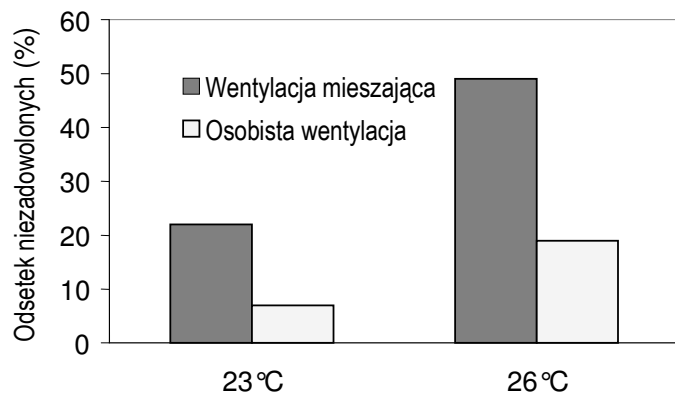
Efekt chłodzenia dla trzech systemów

Jak wykazały pomiary parametrów fizycznych, osobista wentylacja powoduje wysoce niejednorodne środowisko lokalne, co będzie miało wpływ na odczucia ludzi. Nilsson i in. (1997) pokazali związek pomiędzy temperaturą ekwiwalentną wyznaczoną przy pomocy manekina a odczuciami cieplnymi ludzi. Melikov i Kaczmarczyk (2005) zaproponowali metodę przeliczenia zmierzonych parametrów powietrza wdychanego przez manekina na akceptowalność jakości powietrza. Ze względu na brak wystarczających danych z eksperymentów z ludźmi modele te nie są obecnie stosowane. Nie zdefiniowano jeszcze modelu uwzględniającego zarówno jakość powietrza, jak i parametry środowiska

termicznego, który pozwalałby odnieść zmierzone parametry do odczuć ludzi. Nawet najbardziej zaawansowane techniki pomiarowe nie dadzą odpowiedzi na pytania dotyczące tego, jak oceniony będzie dany system zastosowany w praktyce. Eksperymenty z udziałem ludzi są konieczne, aby poznać preferencje użytkowników w stosunku do środowiska kształtowanego przez osobistą wentylację.

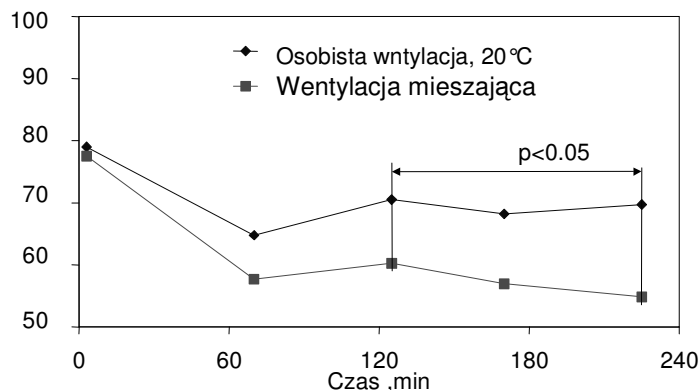
Rys. 6.115 przedstawia porównanie odczuwalnej jakości powietrza, wyrażonej w odsetku niezadowolonych z jego jakości, w eksperymentach z wentylacją osobistą i mieszającą. Oba systemy, w obu temperaturach powietrza w pomieszczeniu, tj. 23 i 26 °C, dostarczały taką samą ilość powietrza zewnętrznego, 90 dm³/s. Odsetek niezadowolonych został obliczony w oparciu o średnią wartość ocen akceptowalności powietrza. Użyty system osobistej wentylacji, w tym przypadku MP, znacząco obniżył odsetek niezadowolonych w porównaniu z systemem wentylacji mieszającej.

Przykład intensywności jednego z ocenianych symptomów w czasie 3h i 45 min eksperymentu zamieszczono na rys. 6.116. Rysunek przedstawia zdolność do jasnego myślenia w eksperymentach z wentylacją osobistą i mieszającą. Temperatura w biurze wynosiła 26 °C.



Rys. 6.115.

Odsetek niezadowolonych z jakości powietrza w eksperymentach z wentylacją mieszającą i osobistą przy dwóch temperaturach w pomieszczeniu



Gdzie: 0 = trudności z jasnym myśleniem; 100 = brak trudności

Rys. 6.116

Oceniany symptom syndromu chorego budynku. Zdolność do jasnego myślenia.

Wraz z upływającym czasem zdolność do jasnego myślenia obniżała się, jednak w eksperymencie z wentylacją mieszającą była znacząco niższa niż w eksperymencie z wentylacją osobistą. Podobne rezultaty otrzymano dla innych symptomów, takich jak: ból głowy, zdolność do koncentracji oraz ogólny stan samopoczucia. W biurze o wyższej temperaturze powietrza 26 °C oprócz obniżonej intensywności symptomów zaobserwowano również nieznaczną poprawę wydajności pracy. Wyniki te otrzymano, używając systemu MP, który jak pokazuje rys. 6.113, wykazuje się niezbyt wysoką efektywnością w dostarczaniu czystego powietrza do strefy oddychania. Większej poprawy oczekuje się dla systemów o wyższej efektywności, takich jak RMP. Dlatego też istotny jest dalszy rozwój efektywnych nawiewników do osobistej wentylacji.

Udokumentowana odpowiedź ludzi na PV wskazała, że komfort cieplny jest równie ważny jak odczuwana wysoka jakość powietrza. W niektórych przypadkach może być dominującym czynnikiem przy ocenie danego systemu (Kaczmarczyk i in. 2004b, 2005). Używanie systemu MP nie wpłynęło na komfort cieplny osób pracujących w biurze przy 23 °C, natomiast w wyższej temperaturze 26 °C przyczyniło się do znacznej poprawy odczuwanych warunków cieplnych. Znaczącą poprawę zaobserwowano również w wyższych temperaturach do 28 °C (Zeng i in. 2002).

Badania z ludźmi umożliwiają porównanie różnych systemów wentylacji, jak również pozwalają poznać preferencje do rodzaju osobistej wentylacji, a także dają możliwość badania wpływu innych czynników na odczucia ludzi. Takimi czynnikami są np. jakość i temperatura powietrza dostarczanego przez osobistą wentylację (Kaczmarczyk i in. 2004), ale też jakość powietrza w pomieszczeniu, w którym zainstalowano PV (Kaczmarczyk i in. 2005). Oprócz mierzalnych parametrów środowiska istnieją też takie czynniki jak ergonomia i estetyka systemu, które wpływają na ocenę ludzi, a nie dają się zmierzyć. Ostateczna ocena systemów osobistej wentylacji możliwa jest tylko w badaniach z udziałem ludzi.

Wnioski

- Ciepły manekin z funkcją oddychania stanowi bardzo pomocne narzędzie w procesie testowania i udoskonalania nawiewników do wentylacji osobistej.
- Badania z udziałem ludzi są konieczne do oceny funkcjonowania i przydatności nawiewników w praktyce.
- Przy zastosowaniu systemu osobistej wentylacji możliwe jest polepszenie odczuwalnej jakości powietrza, obniżenie intensywności niektórych symptomów syndromu chorego budynku, jak również polepszenie komfortu cieplnego użytkowników.

Przedstawione w artykule badania były możliwe dzięki Danish Technical Research Council (STVF), stanowiących część programu badawczego Międzynarodowego Centrum Środowiska Wewnętrznego i Energii na Duńskim Uniwersytecie Technicznym w Lyngby w latach 1998 ÷ 2007.

LITERATURA DO ROZDZIAŁU 6

- Arens E.A., Bauman F.S., Johnston L.P., i Zhang H. 1991: Testing of localized ventilation systems in a new controlled environmental chamber, *Indoor Air*, **3**, 263-281
- AUDYTOR OZC 3.0: Program komputerowy do obliczania sezonowego zapotrzebowania ciepła do ogrzewania budynków
- Bauman F.S., Zhang H., Arens E.A., i Benton C.C. 1993: Localized comfort control with a desktop task conditioning system: Laboratory and field measurements, *ASHRAE Transactions*, **99**, 733-749
- Blomsterberg Å., Wahlström Å., Sandberg M. 2002: Tanga School. Falkenberg, *Pilot Study Report for IEA ECBCS Annex 35 HybVent*,
- Bolashikov Z., Nikolaev L., Melikov A., Kaczmarczyk J., i Fanger P.O. 2003: New air terminal devices with high efficiency for personalized ventilation application, *Proceedings of Healthy Buildings*, Singapore, **2**, 850-855
- Bzowska D. 2001: Wind speed characteristics with regard to wind direction, *Archives of Civil Engineering*, **XLVII**
- Bzowska D. 2002: Thermal behaviour of a heated building under random weather condition in Warsaw, *Building & Environment* **37**
- Cermak R. i Melikov A.K. 2003: Performance of personalized ventilation in a room with AN underfloor air distribution system: transport of contaminants between occupants, *Proceedings of Healthy Buildings*, Singapore
- Cho SH., Kim W.T. i Zaheer-Uddin M. 2001: Thermal characteristics of a personal environment module task air conditioning system: An experimental study, *Energy Conversion and Management*, **42**, 1023-1031
- Fang L., Clausen G. i Fanger P.O. 1998: Impact of temperature and humidity on the perception of Indoor Air Quality during immediate and longer whole-body exposures, *Indoor Air*, **8**, 276-284
- Faulkner D., Fisk W.J., Sullivan D.P. i Lee S.M. 2002: Ventilation efficiencies of a desk-edge-mounted task ventilation system, *Proceedings of Indoor Air*, 1060-1065
- Faulkner D., Fisk W.J., Sullivan D.P. i Wyon DP. 1999: Ventilation efficiencies of desk-mounted task/ambient conditioning systems, *Indoor Air*, **9**, 273-281
- Heijmans N., i Wouters P. 2002: IVEG Hoboken, Belgium, *Pilot Study Report for IEA ECBCS Annex 35 HybVent*,
- Heijmans N., i Wouters P. 2002: PROBE Limelette, Belgium, *Pilot Study Report for IEA ECBCS Annex 35 HybVent*,
- Heiselberg P. 2002: Principles of Hybrid Ventilation, *Report IEA Energy Conservation in Buildings and Community Systems Programm Annex 35: Hybrid Ventilation in New and Retrofitted Office Buildings*, Aalborg University
- Hendiksen O., Brahus H., Frier C., i Heiselberg P. 2002: Bang & Olufsen Headquarters. Struer, Denmark, *Pilot Study Report for IEA ECBCS Annex 35 HybVent*,
- Kato S., i Chikamoto T. 2002: The Liberty Tower of Meiji University. Tokyo, Japan, *Pilot Study Report for IEA ECBCS Annex 35 HybVent*,
- Kato S., i Chikamoto T. 2002: Tokyo Gas Earth Port. Tokyo, Japan, *Pilot Study Report for IEA ECBCS Annex 35 HybVent*,
- Kato S., i Narita S. 2001: Fujita Technology Center. Atsugi, Japan, *Pilot Study Report for IEA ECBCS Annex 35 HybVent*,
- Kisilewicz T. 2003: Stateczność cieplna budynków pasywnych, Materiały konferencyjne Fizyka Budowli w Teorii i Praktyce, ŁÓDŹ'03
- Klajmon P. 2004: Analiza rozwiązań i wyników badań („case studies”) wentylacji hybrydowej z punktu widzenia oszczędności energii dla wentylacji i klimatyzacji, *Praca dyplomowa magisterska*
- Kossecka E., i Bzowska D. 1992: Analiza probabilistyczna dobowych danych pogodowych dla Warszawy. *Prace IPPT*: **10/1992**
- Li Y., i Delsante A. 2001: Natural ventilation induced by combined wind and thermal forces, *Building and Environment nr 36*
- Linden P. 1999: The fluid mechanics of natural ventilation, *Annual Review of Fluid Mechanics*, nr 31
- Meinhold U., i Rösler M. 2002: Bertold-Brecht-Gymnasium. Dresden, Germany, *Pilot Study Report for IEA ECBCS Annex 35 HybVent*,
- Orme M., Liddament M., i Wilson A. 1994: An analysis and data summary of the AIVC's numerical database, Technical Note **44**. *The Air Ventilation and Infiltration Centre, Coventry, U.K.*
- Pawłojć A., Targański W., i Bońca Z. 1999: Odzysk ciepła w systemach wentylacyjnych i klimatyzacyjnych, *IPPU MASTA, Gdańsk*
- Pluta Zb. 2000: Podstawy teoretyczne fototermicznej konwersji energii słonecznej. *P.W.*
- Pluta Zb. 2003: Słoneczne instalacje energetyczne. *P.W.*

- PN-76/B-03420: Wentylacja i klimatyzacja. Parametry obliczeniowe powietrza zewnętrznego
- PN-78/B-03421: Wentylacja i klimatyzacja. Parametry obliczeniowe powietrza wewnętrznego w pomieszczeniach przeznaczonych do stałego przebywania ludzi
- PN-83/B-03430: Wentylacja w budynkach mieszkalnych zamieszkania zbiorowego i użyteczności publicznej. Wymagania
- PN-B-02025:2001: Obliczanie sezonowego zapotrzebowania na ciepło do ogrzewania budynków mieszkalnych i zamieszkania zbiorowego
- PN-EN 1093-4: 2002: Maszyny. Bezpieczeństwo. Ocena emisji substancji niebezpiecznych przenoszonych powietrzem. Skuteczność wychwytu odciążu miejscowego. Metoda znacznikowa.
- Principi P., Di Perna C., i Ruffini E. 2002: I Guzzini Illuminazione. Recanati (Macerata), Italia, *Pilot Study Report for IEA ECBCS Annex 35 HybVent*,
- Rowe D. 2002: Wilkinson building. The University of Sydney, Australia, *Pilot Study Report for IEA ECBCS Annex 35 HybVent*,
- Rozporządzenie Ministra Infrastruktury z dnia 12 kwietnia 2002 r. w sprawie warunków technicznych, jakim powinny odpowiadać budynki i ich usytuowanie, Dziennik Ustaw Rzeczypospolitej Polskiej Nr 75 z dnia 15 czerwca 2002 r. poz.. 690
- Schild P.G. 2002: Jaer School. Nesodden municipality, Norway, *Pilot Study Report for IEA ECBCS Annex 35 HybVent*,
- Tjelflaat P. O. 2000: Mediå School. Grong, Norway, *Pilot Study Report for IEA ECBCS Annex 35 HybVent*,
- Trzeciakiewicz Z. 2003: Wentylacja hybrydowa – nowy kierunek w technice wentylacyjnej” *INSTAL 11/2003*
- Trzeciakiewicz Z. 2004: Energy supply for modern buildings, *Summer School, Gliwice*
- Urządzenia wentylacyjne i odzysk ciepła. 2003: Poradnik firmy Bartosz, Białystok
- van der Aa. A. 2002: School building Waterland. The Hague (Leidschenveen), the Netherlands, *Pilot Study Report for IEA ECBCS Annex 35 HybVent*,

ENERGOOSZCZĘDNE Kształtowanie Środowiska Wewnętrzne
"ENER-INDOOR" - monografia:

7. METODY OBLICZENIOWE I SYMULACYJNE*

Modelowanie i symulacje numeryczne są obecnie jednym z najmocniejszych narzędzi, którymi może dysponować inżynier, projektant czy też badacz. Gwałtowny w ostatnich latach rozwój i dostępność sprzętu komputerowego umożliwia wykorzystanie bardzo zaawansowanych metod numerycznych z wykorzystaniem komputera osobistego.

W dziedzinie szeroko rozumianej inżynierii środowiska wewnętrznego metody symulacji komputerowej znalazły zastosowanie zarówno na etapie tworzenia koncepcji projektów, wyboru optymalnych wariantów rozwiązań budynków i systemów wyposażenia, jak też oceny zachowania energetycznego w czasie eksploatacji budynku.

Możliwości takie są z jednej strony bardzo korzystne, pozwalając niejednokrotnie na wykonanie ogromnej pracy w krótkim czasie i przy stosunkowo małych kosztach w porównaniu z tradycyjnymi metodami obliczeniowymi i/lub pomiarowymi. Z drugiej strony powstaje niebezpieczeństwo bezkrytycznego używania zaawansowanych metod symulacyjnych bez wystarczającej wiedzy inżynierskiej i praktyki projektowej. Warto zwrócić uwagę na pogląd Banksa i Gibsona 1997 (cytowany raz jeszcze dalej w jednym z podrozdziałów): *„Symulacja jest dyscypliną, a nie pakietem oprogramowania; wymaga szczegółowego opisanie problemu, ostrożnego przetłumaczenia lub kodowania logiki systemu na symulacyjny język postępowania (niezależnie od typu interfejsu) i dokładnego testowania modelu i wyników. Aby z powodzeniem przeprowadzić symulację wymagane są co najmniej dwie umiejętności. Pierwsza wymaga zdolności rozumienia skomplikowanego systemu i jego wewnętrznych współzależności. Druga wymaga zdolności jego przełożenia na odpowiedni język rozpoznawalny przez program symulacyjny”*.

W pierwszym podrozdziale przedstawiono rozważania dotyczące wskazań co do koniecznego stopnia szczegółowości symulacji w zależności od stawianych celów, dostępności danych czy też wymaganej dokładności wyników. Ogólne rozważania zilustrowano na przykładzie symulacji przepływów powietrza w pomieszczeniu biurowym.

Kolejne opracowanie dotyczące niskoenergetycznych systemów chłodzenia jest świetną ilustracją dużych możliwości obliczeniowych i aplikacyjnych pakietu ESP-r (podrozdział 7.2). Ten sam program symulacyjny był narzędziem badań sposobu termorenowacji budynków szkolnych ze szczególnym uwzględnieniem jakości powietrza wewnętrznego i wentylacji pomieszczeń (podrozdział 7.3).

Modelowanie numeryczne przy zastosowaniu technik CFD zostało wykorzystane do badań wentylacji wyporowej (podrozdział 7.4) przy użyciu programu FLUENT. Wprowadzenie przez autorów rozszerzonego dwurównaniowego modelu turbulencji znacząco poprawiło precyzję numerycznej symulacji systemu wentylacji wyporowej. pozwoliło na uzyskanie wyników symulacji pozostających w dobrej zgodności z pomiarami w pomieszczeniu testowym.

Metody symulacji komputerowej są coraz powszechniej stosowane do energetycznej i funkcjonalnej oceny działania systemów ogrzewania, wentylacji i klimatyzacji. Tematyce tej poświęcone są kolejne dwa podrozdziały 7.5 i 7.6: pierwszy przedstawia wyniki prac międzynarodowego zespołu badawczego, który opracował narzędzia symulacyjne do oceny działania systemów (ang. *Commissioning*), pozwalające kontrolować proces uzyskiwania parametrów projektowych i weryfikować działanie systemu przy określonych celach i kryteriach, a drugi energetyczną ocenę systemów klimatyzacji.

Ostatnie opracowanie, podrozdział 7.7, przedstawia zastosowanie symulacji w pełnym procesie projektowania, na przykładzie budynków o niskim zużyciu energii, spełniających szereg kryteriów, z komfortem cieplnym użytkowników na czele.

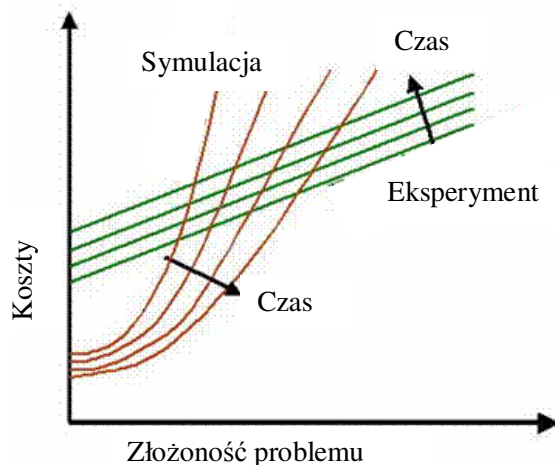
* redakcja: **Andrzej Baranowski**

7.1. JAK NIEWIDZIALNE UCZYNIĆ WIDZIALNYM – ZASTOSOWANIE SYMULACJI BUDYNKU NA PRZYKŁADZIE PRZEPIŹYWÓW POWIETRZA*

Powszechnie wiadomo, że – nie wchodząc w szczegóły – w budynkach występuje szereg problemów związanych ze środowiskiem wewnętrznym i zrównoważonym wykorzystywaniem energii. Jedną z głównych przyczyn jest tradycyjne podejście inżynierskie charakteryzujące się monodyscyplinarnością, oraz stosowaniem uproszczonych metod analitycznych, uwzględniające przy projektowaniu statyczne warunki brzegowe. Obecnie dysponujemy narzędziami symulacji komputerowej opartymi na metodach numerycznych, które umożliwiają podejście kompleksowe, dające możliwości analizy wszystkich warunków operacyjnych przez cały rok.

Główna różnica pomiędzy metodami tradycyjnymi i narzędziami symulacji komputerowej polega na złożoności odpowiednich modeli. Modele tradycyjne dają dokładne rozwiązania bardzo uproszczonych odwzorowań rzeczywistości, operując na co najwyżej 10 parametrach. Modele symulacyjne mogą zawierać ponad 10000 zmiennych, umożliwiając uzyskanie najlepszego rozwiązania realistycznego modelu rzeczywistości, który powinien spełniać (z niewielką modyfikacją) zasadę Einsteina, mówiącą, że model powinien być tak prosty jak to tylko możliwe, ale nie prostszy.

Symulacja komputerowa umożliwia przeprowadzanie eksperymentów na wirtualnym modelu rzeczywistości. Tworzy to związek z eksperymentami na modelach fizykalnych, które są wykorzystywane do weryfikacji i kalibracji modeli. Warto zauważyć, że zgodnie z prawem Ruperta (rys. 7.1) koszty eksperymentu fizykalnego są znacznie wyższe niż eksperymentu numerycznego (symulacji), w relacji do czasu trwania i złożoności problemu.



Rys. 7.1.
Prawo Ruperta

Celem prowadzonych badań jest dostarczenie narzędzi, wiedzy i procedur, koniecznych dla zintegrowanego projektowania budynków i procesów, prowadzących do innowacyjnego, eleganckiego i prostego projektowania w budownictwie, wyważając (a) preferencje użytkowników, inwestora oraz aspekty środowiskowe, (b) poprawę jakości, (c) skrócenie czasu projektowania i (d) niższe koszty eksploatacji.

* autorzy: **Jan Hensen, Ery Djunaedy**

Center for Buildings & Systems TNO – TU/e, Technische Universiteit Eindhoven

tytuł oryginału: *Building simulation for making the invisible visible – air flow in particular*

tłumaczenie i redakcja: Andrzej Baranowski

Symulacja zachowania budynku

Od wczesnych lat 70-tych programy symulacyjne budynków były rozwijane w kierunku przeprowadzania zaawansowanych analiz i ocen budynków (Kusuda 2001). Podstawowe modele i techniki rozwiązań zostały poddane daleko idącym zmianom. Bardzo duże zwiększenie mocy obliczeniowej komputerów, udoskonalenie algorytmów i dostępność danych fizykalnych umożliwia obecnie symulację procesów fizycznych na takim poziomie szczegółowości oraz skali czasowej, jakie były niewykonalne zaledwie kilka lat temu. Umożliwia to uzyskiwanie za pomocą współczesnych programów komputerowych imponującego wachlarza oceny zachowania i właściwości budynków (Augenbroe i Hensen 2004, Hensen i Nakahara 2001, Hong i in. 2000).

Jednocześnie jednak rosnąca złożoność otaczającego świata rzeczywistego i wynikające stąd problemy (związane np. ze środowiskiem), tworzą w praktyce bariery dla rutynowych zastosowań symulacyjnego wyznaczania charakterystyki budynku. Przykładowo, praktycy potrzebują odpowiednich programów numerycznych wspierających projektowanie zintegrowane, dysponując aktualnie niekompletnymi narzędziami obliczeniowymi.

W chwili obecnej rynek dla programów symulacyjnych jest niewielki i w konsekwencji rozwój oprogramowania odbywa się cząstkowo, w oparciu o istniejące zwykle już przestarzałe programy. Strategia poprawy tego stanu polegać powinna na jednoczesnym rozwoju oprogramowania oraz tworzeniu programów mogących ze sobą współdziałać (Augenbroe i Eastman 1998, Bazjanac i Crawley 1999, Blis 2002, Bloor i Owen 1995, Crawley i Lawrie 1997, Eastman 1999). Nasze podejście polega na budowie modeli procesów współdziałających z danymi dzięki oprogramowaniu umożliwiającemu wielokrotne przebiegi symulacji (Radosevic i in. 2005, Yahiaoui i in. 2005).

Następna kwestia dotyczy rozszerzenia zakresu modelowania i symulacji zachowania budynku. Chodzi tutaj zarówno o czas wykonywania symulacji (w początkowym stadium procesu projektowania, jak również po zakończeniu projektowania), jak i o obszar zastosowań (modelowanie zapotrzebowania i dostawy energii, często dla kilku budynków, czasem dla całej dzielnicy miasta).

Obecnie najczęściej metody te są stosowane do końcowych testów, porównujących zgodność projektu z różnymi normami i wymaganiami budowlanymi. Jest to zwykle rutynowe działanie w inżynierskiej praktyce projektowej, a także coraz częściej w firmach wykonawczych. Narzędzia symulacyjne są jednak rzadko używane dla tworzenia alternatywnych projektów, wskazywania różnic przy różnych opcjach projektu, a także dla potrzeb optymalizacji budynku i/lub systemów (De Wilde, 2004). Rodzajem zastosowań o znacznie większym znaczeniu są działania związane z początkową fazą projektowania, takie jak studium wykonalności i ocena koncepcji projektowych. Nie jest to oczywiście zajęcie rutynowe i wymaga doświadczonego, wysokokwalifikowanego personelu.

Można przyjąć, że te dwa rodzaje zastosowań wymagają różnego oprogramowania - zarówno interfejsu użytkownika, jak i sposobów modelowania i analiz. Wzrasta świadomość projektantów i środowisk zainteresowanych symulacjami w budynkach, nie ma zatem zapotrzebowania na dotychczas stosowane metody; zdecydowanie potrzebne natomiast są skuteczne i sprawne aplikacje wspierające procesy decyzyjne w projektowaniu. Jak przedstawiono w (Hensen 2004), prowadzimy obecnie dwa projekty w tym zakresie, dotyczące symulacji budynku dla potrzeb optymalizacji i sprawdzenia koncepcji projektowych.

Trzecią kwestią jest wzrastająca potrzeba zapewnienia dobrej jakości oprogramowania i kompetentnych użytkowników. Jak wcześniej wskazano (Hensen 1991, 1993, Hensen i Clarke 2000), najważniejszym wymaganiem jest odpowiedni zasób wiedzy. Gwarancja

jakości dotyczy oczywiście użycia zweryfikowanego i sprawdzonego oprogramowania. Dzięki współpracy międzynarodowej zainicjowano program badawczy BESTEST (Judkoff i Neymark 1995, Neymark i in. 2001), którego wyniki są obecnie źródłem profesjonalnych norm (np. Standard Method of Test – ASHRAE – SMOT 140).

Co najmniej tak samo jak metodologia symulacji, na którą składa się dobrana odpowiednio skala modelowania oraz szczegółowość i złożoność modelu, równie ważna jest kalibracja modelu. W takim kontekście istotna jest świadomość, że symulacja jest bardziej efektywna kiedy zostanie użyta raczej do porównań wyników dotyczących różnych alternatywnych projektów, niż do przewidywania określonych wielkości dla pojedynczego rozwiązania projektowego. Mówiąc o skali, szczegółowości i dokładności ważne jest przestrzeganie zasady Einsteina: "model powinien być tak prosty jak to tylko możliwe, ale nie prostszy". Niemniej jednak w praktyce zastosowanie większej szczegółowości modelu (na przykład w numerycznej dynamice płynów (CFD) oraz w metodach grafiki komputerowej (rendering)) jest używane w tych aplikacjach, gdzie metoda o mniejszej szczegółowości byłaby całkowicie wystarczająca i bardziej efektywna. Właściwa metodologia dotyczy również rozwiązywania poprawnych równań z wystarczającą dokładnością, w odróżnieniu od dobrego rozwiązywania niewłaściwych równań. Istnieje wiele sposobów tworzenia modeli, gdzie użytkownik decyduje o wyborze modelu. Jest to szczególnie widoczne w przypadku otwartego środowiska programowania (np. narzędzia Matlaba) i przy zastosowaniu dużej szczegółowości modelu (modele turbulencji w CFD, różne modele dotyczące promieniowania).

Symulacja przepływu powietrza

Dla zilustrowania powyższych rozważań, niektóre kwestie zostaną dokładniej rozwinięte. Symulacja przepływu powietrza może być wykonywana z wykorzystaniem przynajmniej trzech sposobów o różnym stopniu szczegółowości:

1. modele bilansu energetycznego budynku (z ang. Building Energy Simulation - BES), które zwykle opierają się na odgadniętej lub oszacowanej wartości strumienia przepływu powietrza;
2. sieciowe modele strefowe (z ang. Airflow Network - AFN), budowane w oparciu o bilans masowy w strefie (makroskopowy – zwykle dla całego budynku) oraz ciśnieniowe powiązania przepływów międzystrefowych;
3. numeryczna dynamika płynów (z ang. Computational Fluid Dynamic - CFD) bazująca na równaniach zachowania energii, masy i pędu we wszystkich (małych) komórkach tworzących obszar przepływu – na ogół w pojedynczej strefie budynku.

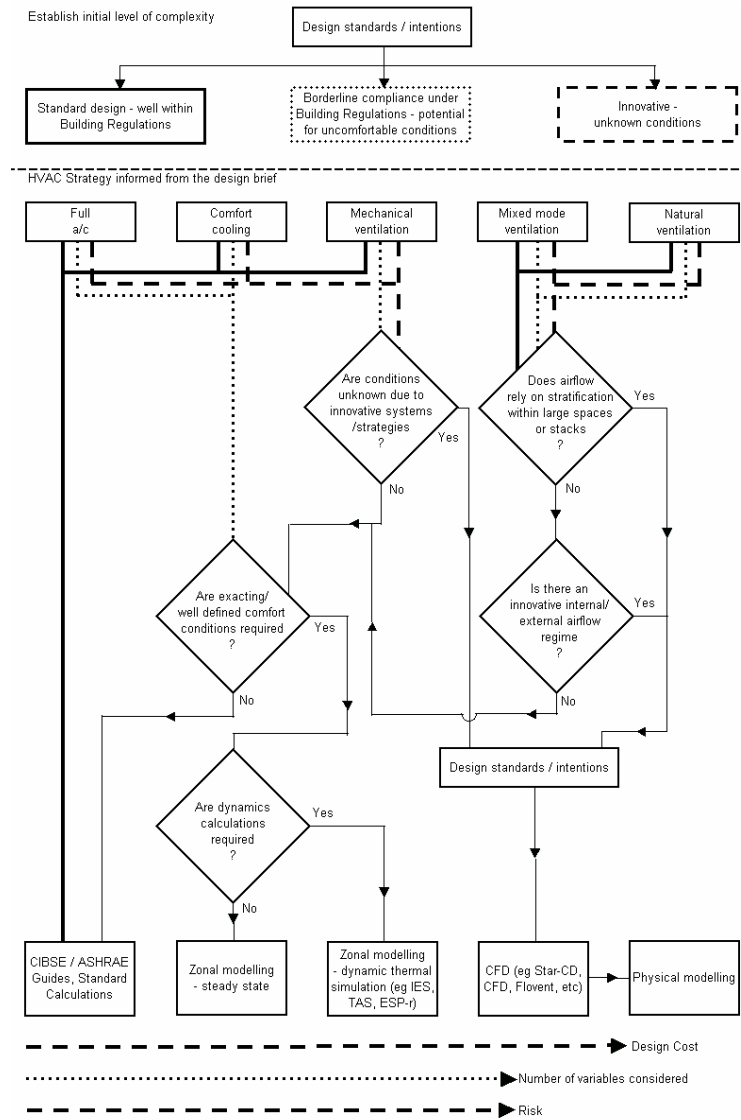
Hensen i in. (1996) analizuje możliwości zastosowań powyższych metod dla systemów wentylacji wyporowej. Główne wnioski z tych badań są następujące:

- Każde podejście ma swoje zalety i wady. W inżynierii środowiska wykorzystywane są zwykle wszystkie trzy podejścia, jednak na różnych etapach procesu projektowania.
- Większa szczegółowość (złożoność) niekoniecznie dostarcza odpowiedzi na wszystkie kwestie związane z projektem, gdy, być może, otrzymalibyśmy wszystkie odpowiedzi przy podejściu charakteryzującym się niższą dokładnością (mniejszą złożonością).

Są to istotne wnioski, gdy konieczny jest wybór spośród dużej ilości narzędzi symulacyjnych. Gdy możemy wybierać pomiędzy różnymi narzędziami, należy zdawać sobie sprawę, że duża szczegółowość (i większa złożoność) podejścia wymaga ogromnych zasobów mocy obliczeniowej, wysiłku operatora i czasu. Z drugiej strony niższa

szczegółowość (i mniejsza złożoność) metody może być niewystarczająca do rozwiązania danego problemu. Jak wybrać właściwe podejście do rozwiązania określonego problemu wciąż pozostaje wyzwaniem.

Na ogół rodzi się pokusa aby użyć najbardziej wyszukanej metody symulacji dla każdej opcji projektowej. Często stopień skomplikowania metody może nie zadowolić klienta. Użycie bardzo skomplikowanych metod musi mieć swoje uzasadnienie. Jeżeli tego nie uczynimy, możemy wywołać niechęć użytkownika do użycia takiej metody w przyszłości. Powszechność użycia metod symulacyjnych może znacznie wzrosnąć przy zastosowaniu powyższych zasad.



Rys. 7.2.

Strategie wczesnej oceny projektu (Slater i Cartmell, 2003)

Istnieje potrzeba opracowania wskazań, pomagających w podejmowaniu decyzji o wyborze właściwej metody/narzędzia symulacyjnego odpowiedniego dla rozwiązania konkretnego problemu.

Slater i Cartmell (2003) rozwinęli metodę, którą nazwali "strategią wczesnej oceny projektu" (rys. 7.2). W oparciu o krótki opis projektu, oceniana jest wymagana złożoność modelowania. Zaczynając od standardów projektowania, można ocenić, czy projekt budynku spełnia budowlane kryteria bezpieczeństwa, następnie w obszarach brzegowych, gdzie zgodność z normatywami mogłaby nie być dotrzymana, a także dla sytuacji zastosowania innowacyjnych rozwiązań projektowych. W oparciu o tę wstępną ocenę, dodając propozycję strategii ogrzewania, wentylacji i klimatyzacji, kilka następných punktów decyzyjnych przedstawionych na rysunku 7.2 może pomóc w podjęciu decyzji o koniecznym stopniu złożoności metody symulacji.

Wytyczne

Proponowane wskazówki (Djunaedy 2005) oparte są na wnioskach z prac badawczych opisanych powyżej. Strategia początkowej oceny projektu używana przez Slatera i Cartmella (2003) może być użyteczna dla wstępnych ocen. Stwierdziliśmy jednak konieczność rozwinięcia tych ocen z następujących powodów:

- symulacja sprzężona (symulacja energii i CFD) jest obecnie realną możliwością, nie wymienioną na rysunku 7.2;
- wykazana została (Hensen i in. 1996) konieczność użycia różnego stopnia złożoności i szczegółowości na kolejnych etapach projektowania budynku.

Rysunek 7.3 przedstawia metodologię proponowanej procedury decyzyjnej dotyczącej symulacji sprzężonej (oznaczanej dalej CPDM). Procedura ta początkowo stanowiła część badań nad możliwością sprzężenia symulacji CFD i BES (Djunaedy 2005). Użycie sprzężonej symulacji BES i CFD jest dość kosztowne i aby jego użycie było racjonalne, musi być odpowiednio uzasadnione. CPDM zaproponowano jako narzędzie do identyfikacji sensowności użycia symulacji sprzężonej. Należy zauważyć, że metoda CPDM może być stosowana znacznie szerzej, do oceny konieczności użycia określonego stopnia złożoności i szczegółowości symulacji.

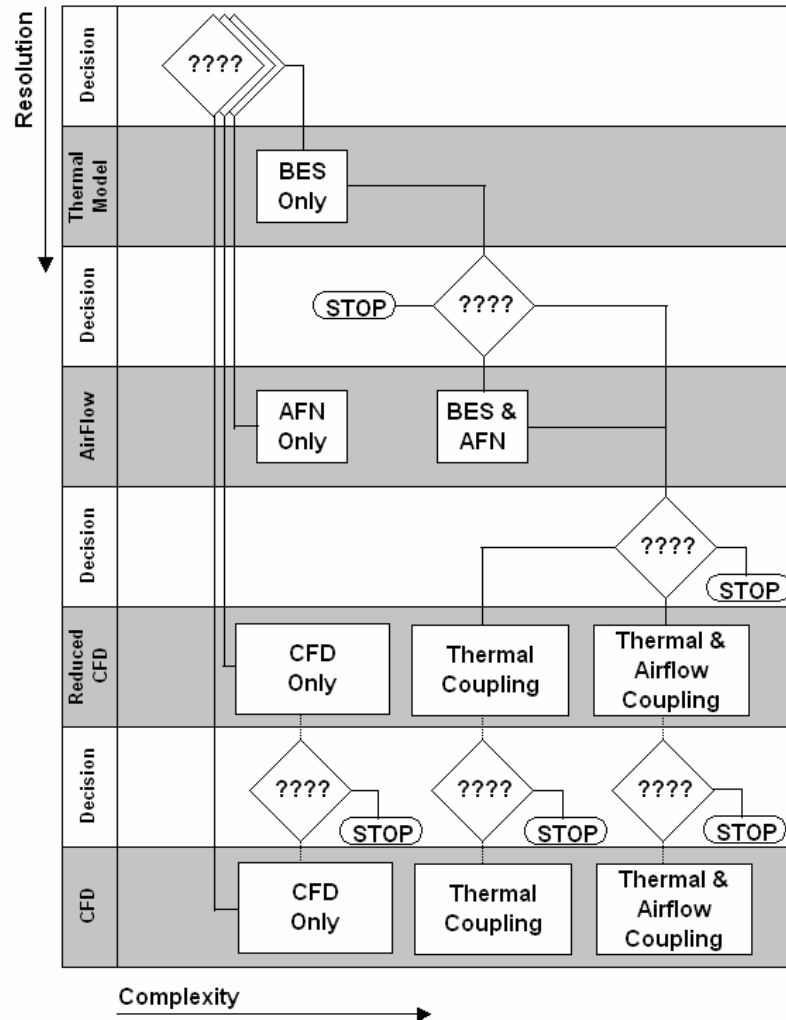
Następujące założenia cechują CPDM:

- symulacja powinna być zgodna z założonym celem, tzn. projektant nie powinien być uzależniony od narzędzi,
- podstawą podwyższania poziomu szczegółowości i złożoności symulacji powinien być rozpatrywany problem,
- symulacja powinna być wykonywana na najniższym możliwym poziomie szczegółowości i złożoności, wtedy dla mniejszej liczby wariantów projektowych konieczna będzie symulacja bardziej złożona.

Na osi pionowej (rysunek 7.3) zaznaczono warstwy różnej szczegółowości symulacji budynku. Są tam cztery warstwy reprezentujące wzrastający poziom szczegółowości, tj. symulacji energii, sieciowej symulacji przepływów powietrza oraz symulacji CFD. Każdy poziom szczegółowości jest oddzielony od następnego jedną lub więcej warstwami decyzyjnymi. Oś pozioma pokazuje różne poziomy złożoności symulacji przepływów powietrza w budynku.

Pierwszy krok przy wyborze minimalnej szczegółowości oparty jest na podstawowych kwestiach związanych z danym projektem, przykładowo:

- jeżeli poszukujemy zużycia energii, właściwa będzie BES
- jeżeli interesujący jest gradient temperatury, wymagana jest co najmniej metoda AFN
- w przypadku poszukiwania lokalnego średniego wieku powietrza, konieczne jest zastosowanie CFD.



Rys. 7.3.
Metodologia sprzężonej procedury decyzyjnej

Następnie należy sprawdzić, czy powyższa minimalna szczegółowość metody jest wystarczająco dokładna dla potrzeb projektu, na przykład:

- analizy obciążenia cieplnego oparte na BES mogą być bardzo wrażliwe na wartość współczynnika konwekcji (h_c), wówczas konieczne może być użycie metod CFD dla uzyskania dokładniejszych wartości h_c ;
- analizy obciążeń mogą być również wrażliwe na "zgadywaną" wielkość infiltracji lub wentylacji międzystrefowej, wtedy należy wykorzystać metodę AFN dla ustalenia dokładniejszych wartości strumieni przepływu powietrza.

W odróżnieniu od Slatera i Cartmella (2003), którzy używają skróconego opisu projektu do podejmowania decyzji, w CPDM używa się **wskaźników zachowania**. W tabeli 7.1 przedstawiono listę typowych wskaźników zachowania (z ang. Performance Indicators, PI), które mogą być ważne w inżynierii środowiska. Wskaźniki mogą być na ogół przypisane do trzech kategorii: związane z energią, obciążeniem cieplnym i komfortem. Każda kategoria jest używana dla podejmowania różnych decyzji w procesie projektowania.

W każdej kategorii jest więcej niż jeden wskaźnik. Niektóre wskaźniki mogą być uzyskane wprost z wyników symulacji, inne wymagają dodatkowych działań, również ręcznych obliczeń lub dodatkowych symulacji. Wskaźnikom nie przypisano żadnej wagi dla określenia stopnia ich istotności, ponieważ w poszczególnych projektach budynków ważność tych samych wskaźników może być różna.

Tab. 7.1. Wskaźniki zachowania i minimalna wymagana szczegółowość symulacji

WSKAŹNIKI ZACHOWANIA	SYMULACJA
ENERGIA	
a. Zapotrzebowanie na ogrzewanie	BES
b. Zapotrzebowanie na chłodzenie	BES
c. Energia elektryczna (wentylator)	BES
d. Zużycie gazu	BES
e. Energia pierwotna	BES
OBCIĄŻENIE	
f. Max obciążenie na ogrzewanie	BES
g. Max obciążenie na chłodzenie	BES
KOMFORT	
h. PPD	BES
i. Max temperatura w strefie	BES
j. Min temperatura w strefie	BES
k. Okres przegrzania	BES
l. Lokalny dyskomfort, temp gradient	AFN
m. Lokalny dyskomfort, intensywność turbulencji	CFD
n. Rozprzestrzenianie zanieczyszczeń	AFN
o. Sprawność wentylacji	AFN
p. Lokalny wiek powietrza	CFD

Powyższe wskaźniki są w metodzie CPDM używane jako podstawa decyzji wyboru właściwej metody symulacji rozpatrywanego problemu. Tabela 7.1 podaje również wymaganą minimalną szczegółowość wyznaczania wskaźnika zachowania. Można zauważyć, że zaledwie kilka wskaźników wskazuje na konieczność bezpośredniego wykorzystania metod AFN lub CFD.

Analiza wrażliwości

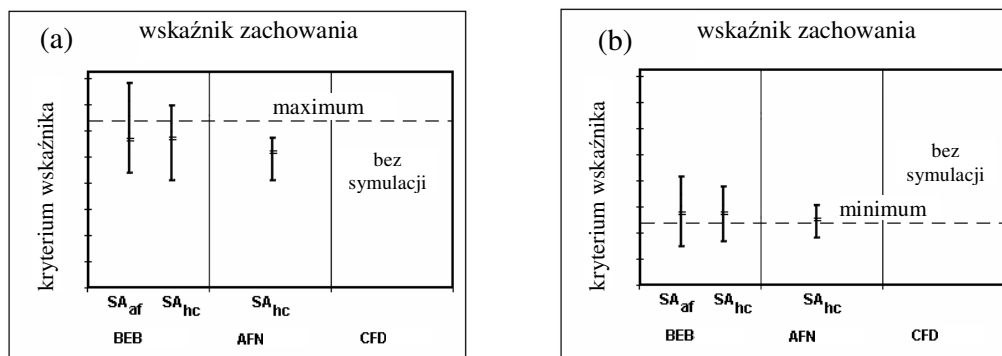
Analiza wrażliwości jest systemowym badaniem reakcji odpowiedzi symulacyjnej zarówno na ekstremalne wartości parametrów modelu jak i na drastyczne zmiany jakościowe tychże parametrów (Kleijnen 1997). Tego typu analiza jest używana w wielu dziedzinach jako tzw. analiza "a co jeżeli..."; jeden z przykładów zastosowań w symulacji budynku podaje Lomas i Eppel (1992).

Zasadnicze użycie analizy wrażliwości polega na badaniu wpływu pewnych zmian w zakresie danych wejściowych na wyniki. W zależności od danego problemu, końcowym

rezultatem jest na ogół ustalenie, który z parametrów wejściowych ma najbardziej znaczący wpływ na wyniki obliczeń. Analiza wrażliwości jest konieczna podczas weryfikacji modelu. Fuhrbringer i Roulet (1999) sugerują, że wrażliwość powinna być również badana podczas symulacji. W metodologii CPDM analiza wrażliwości jest używana dla nieco innych celów, nie próbuje się tu identyfikować najważniejszego parametru, lecz raczej poszukuje się efektu oddziaływania na wyniki zmiany jednego parametru wejściowego. Wcześniejsze badania, np.: Hensen (1991), Negrao (1995), Beausolleil-Morrison (2001), wskazują, że są dwie główne wielkości wejściowe, które powinny być poddane analizie wrażliwości w celu podjęcia decyzji o zastosowaniu wyższego poziomu szczegółowości symulacji:

- założenie o wielkości strumieni przepływu powietrza, w szczególności infiltracji, dla podjęcia decyzji o zastosowaniu symulacji AFN (dalej analiza wrażliwości dotycząca tych strumieni powietrza będzie oznaczona " SA_{af} ");
- współczynnik konwekcji, mający znaczenie dla decyzji o użyciu metod CFD (ten rodzaj analiz będzie oznaczony skrótem " SA_{hc} ").

Używając analizy wrażliwości w procedurach, gdzie jest kilka parametrów wejściowych, a tylko jedno pojedyncze wyjście, możemy łatwo porównywać wpływ każdego wejścia i ustalić wielkość efektu oddziaływania każdego wejścia. W procedurze CPDM nie ma możliwości porównywania efektów zmian na wejściu (np. parametrów przepływu powietrza) na różne wyniki wyjściowe (np. zapotrzebowanie na ciepło). Różne wielkości wyjściowe mogą się odznaczać różną istotnością w poszczególnych projektach – jest to głównym powodem braku przypisania wskaźnikom określonych wag.



Rys. 7.4.

Różne scenariusze analizy wrażliwości

Rysunek 7.4 przedstawia dwa scenariusze użycia CPDM. Każdy ze współczynników zachowania powinien mieć zdefiniowaną "wartość graniczną", wynikającą z wytycznych, norm czy też opisu budynku, lub co najmniej z "dobrej praktyki" projektowej. Wyniki analizy wrażliwości powinny być przedstawione w postaci wykresu słupkowego z trzema wartościami wskaźnika zachowania, odpowiadających odpowiednio wartości minimalnej, maksymalnej oraz podstawowej parametru wejściowego.

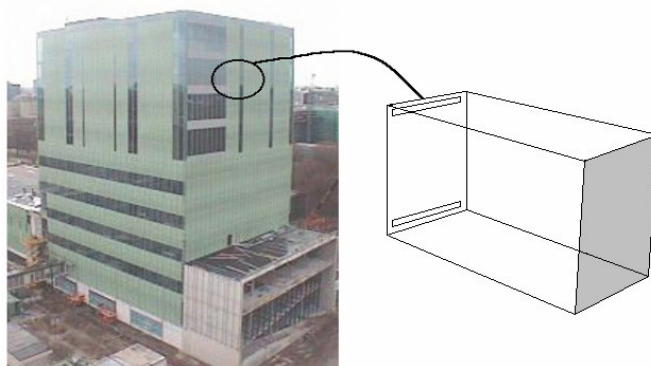
Rysunek 7.4a pokazuje, że maksymalna wynikowa wartość graniczna może być większa, niż wynikająca z symulacji BES, oraz że analiza wrażliwości wskazuje na konieczność użycia symulacji typu AFN. Na poziomie AFN analiza wrażliwości współczynnika konwekcji pokazuje, że wartość wyjściowa jest poniżej wielkości granicznej, a więc wymagane jest wykonanie symulacji z wykorzystaniem metod CFD.

Przykład

Poniższy przykład przedstawia zastosowanie CPDM do przypadku otwartej przestrzeni biurowej w nowym budynku wydziału Uniwersytetu Technicznego w Eindhoven.

Opis modelu

Model komputerowy opisuje biuro o wymiarach 6 x 12,5 m i wysokości 5,4 m. Południowa ściana zewnętrzna jest podwójnie oszklona, o pozostałych ścianach zakłada się, że są adiabatyczne. Przyjmuje się, że w opisywanym pomieszczeniu przebywa podczas godzin pracy 10 osób, oraz że wewnętrzne zyski ciepła od oświetlenia i wyposażenia wynoszą 35 W/m². Badana przestrzeń wyposażona jest w powietrzny system ogrzewania i chłodzenia.



Rys. 7.5.
Budynek i jego model

Projektant wykonując jedną ze ścian ze szkła powinien był przewidzieć poziom obciążeń grzewczych i chłodniczych a co najważniejsze, duże prawdopodobieństwo niezadowolenia z komfortu cieplnego, zarówno w lecie jak i w zimie. Skargi na komfort cieplny mogą wynikać z asymetrii promieniowania cieplnego oraz zimnych przeciągów wywołanych na skutek oszklenia dużej powierzchni. Dla tego przypadku rozważono i porównano kilka opcji projektowych (tabela 7.2).

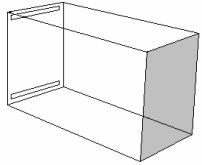
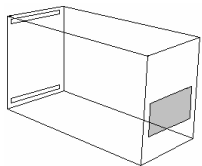
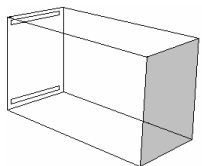
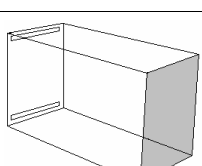
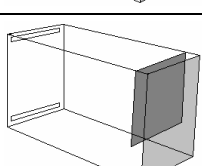
Metodologia

Na pierwszym poziomie szczegółowości symulacji (rys. 7.3), tylko metodą BES, będą zastosowane do symulacji typowe warunki jak dla biura, jako "warunki bazowe". Poza tym będą rozpatrzone dwa przypadki w ramach analizy wrażliwości:

- Parametry strumieni objętości powietrza. Dla warunków bazowych infiltracja jest zakładana na poziomie 0,3 ACH. W rzeczywistości może się wahać gdzieś pomiędzy 0,05 – 0,5 ACH, i te dwie wartości będą przyjęte jako minimalne i maksymalne w analizie wrażliwości.
- Współczynnik konwekcji. W warunkach bazowych do symulacji wykorzystano współczynnik konwekcji wyznaczony metodą Alamdari-Hammonda, która może być stosowana dla konwekcji naturalnej. Przepływ w pomieszczeniu może być innego typu, ze współczynnikami konwekcji rzędu 1-6. Te wartości są przyjmowane w analizie wrażliwości jako odpowiednio wartość minimalna i maksymalna.

Do symulacji wykorzystano program ESP-r. Strategia klimatyzacji dla wszystkich symulacji polega na utrzymywaniu PPD na poziomie mniejszym niż 10 % w czasie godzin pracy. Osiąga się to ustalając temperaturę operacyjną w pomieszczeniu (tj. temperaturę w środku strefy) na poziomie 23 °C w zimie i 26 °C w lecie. Poprzez utrzymanie stałego poziomu PPD we wszystkich symulacjach można wykazać konsekwencje energetyczne utrzymywania wysokiego poziomu komfortu w rozpatrywanej przestrzeni. Dalszy opis symulacji i wyników nie jest przedstawiony w tym rozdziale, ponieważ zamierzeniem autorów było jedynie pokazanie metodologii CPDM.

Tab. 7.2 Warianty projektowe

WIDOK	OSZKLENIE	UWAGI
	Podwójne, bez osłon	Konfiguracja 1 = przypadek podstawowy
	Podwójne, bez osłon	Konfiguracja 2 taka jak Konfiguracja 1, pow. oszklona zmniejszona do 2mX4m
	Podwójne, wewnętrzna przesłona	Konfiguracja 3 taka jak Konfiguracja 1, z dodatkową przesłoną w wewn. części pokoju
	Podwójne, przesłona w środku	Konfiguracja 4 taka jak Konfiguracja 1, z dodatkową przesłoną między szybami
	Podwójne, bez osłon	Konfiguracja 5 taka jak Konfiguracja 1, z kurtyną 0,5m od ściany, 2m od podłogi

Wyniki

W tabeli 7.3 przedstawiono wyniki dla badanych współczynników zachowania. Zastosowano oznaczenie "af" dla wrażliwości parametrów dotyczących strumieni przepływu objętości powietrza oraz "hc" dla współczynnika konwekcji. Wyniki analizy wrażliwości przedstawiono w postaci największej odchyłki od wartości bazowej. Odchyłki te wyrażono w procentach (S_{af} i S_{hc}). Wszystkie przypadki w cytowanym przykładzie mają podobną wagę, jednak 20 % odchyłka maksymalnej temperatury w strefie jest mniej znacząca, niż 15 % odchyłka energii pierwotnej. Widać więc, że w praktyce projektanci będą stosować współczynniki wagowe do indywidualnych przypadków i podejmować decyzje w oparciu o te współczynniki wagowe i analizę wrażliwości. W tabeli przedstawiono również poziom PPD w pomieszczeniu w czasie godzin pracy, w ciągu

typowego tygodnia zimowego i letniego. Jak można zauważyć, wartości PPD są znacznie poniżej oczekiwanych 10 %, przyjętych w założeniach do symulacji. Jednocześnie trzeba zwrócić uwagę na to, że wartości PPD przedstawione w wynikach nie dotyczą tego samego położenia, co lokalizacja kontrolna. Strategia prowadzenia symulacji polega na ustaleniu temperatury operacyjnej w środku strefy i dla tej lokalizacji ustala się 10 % wartość PPD. W konsekwencji wartość PPD używana do podejmowania decyzji (w procedurze CPDM) dotyczy innej lokalizacji w strefie (1 m nad podłogą, z trzech punktów wzdłuż dłuższej osi pomieszczenia).

Tab. 7.3. Wyniki analizy wrażliwości dla różnych wariantów projektu (tylko BES)

WSKAŹNIKI ZACHOWANIA	KONFIGURACJA 1			KONFIGURACJA 2			KONFIGURACJA 3		
	WART. PODST	S _{AF}	S _{HC}	WART. PODST	S _{AF}	S _{HC}	WART. PODST	S _{AF}	S _{HC}
Energia na ogrzewanie	4891	38%	20%	3570	60%	10%	6883	33%	16%
Energia na chłodzenie	3734	29%	4%	1462	76%	7%	719	58%	6%
Max nakłady na ogrzew.	17	17%	66%	14	25%	61%	18	16%	64%
Max nakłady na chłodz.	14	5%	25%	6	13%	11%	7	7%	25%
Zużycie gazu	611	38%	20%	446	60%	10%	860	33%	16%
Zużycie en. el.(wentylator)	3714	0%	0%	3714	0%	0%	3714	0%	0%
Energia pierwotna	12339	7%	7%	8745	15%	3%	11316	17%	10%
PPD zima	8	0%	6%	8	1%	4%	8	0%	6%
PPD lato	6	1%	8%	6	0%	3%	7	2%	3%
Max temp. w strefie	36	9%	4%	33	6%	8%	36	4%	11%
Min temp. w strefie	9	22%	9%	11	24%	13%	9	22%	10%
Przeprzanie	522	103%	123%	80	681%	199%	169	22%	193%

(a)

(b)

(c)

WSKAŹNIKI ZACHOWANIA	KONFIGURACJA 4			KONFIGURACJA 5		
	WART. PODST	S _{AF}	S _{HC}	WART. PODST	S _{AF}	S _{HC}
Energia na ogrzewanie	4798	45%	11%	4207	47%	14%
Energia na chłodzenie	1448	55%	4%	2168	48%	7%
Max nakłady na ogrzew.	16	20%	62%	15	21%	57%
Max nakłady na chłodz.	7	7%	21%	8	10%	13%
Zużycie gazu	600	45%	11%	526	47%	14%
Zużycie en. el.(wentylator)	3714	0%	0%	3714	0%	0%
Energia pierwotna	9959	14%	5%	10089	11%	4%
PPD zima	8	0%	5%	7	1%	4%
PPD lato	7	0%	5%	6	0%	2%
Max temp. w strefie	34	3%	9%	33	3%	7%
Min temp. w strefie	10	23%	12%	11	21%	11%
Przeprzanie	150	157%	126%	262	275%	129%

(d)

(e)

Wartości PPD przedstawione w rozdziale dotyczą tylko jednego położenia, w pobliżu oszklonej ściany, jako miejsca najbardziej krytycznego z uwagi na możliwy dyskomfort. Wartość PPD dla tego położenia powinna być oczywiście inna niż dla środka strefy, gdzie temperatura jest kontrolowana. Zapotrzebowanie na energię do ogrzewania okazuje się największe dla konfiguracji 3, a najmniejsze dla konfiguracji 2. Wszystkie konfiguracje cechuje wysoka wrażliwość na parametry dotyczące strumieni przepływu powietrza. Wrażliwość na konwekcyjny współczynnik wymiany ciepła jest niewielka. Podobną

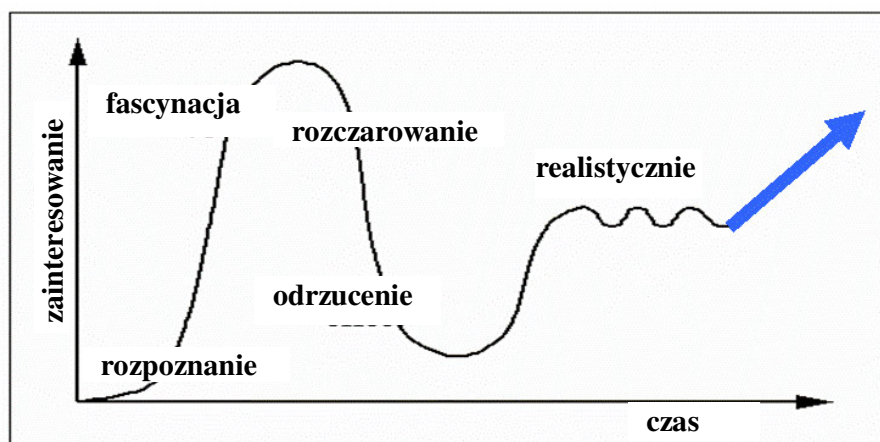
analizę można przeprowadzić w odniesieniu do zapotrzebowania na energię do chłodzenia, maksymalne obciążenia cieplne i maksymalne obciążenia chłodnicze. Uzyskane wyniki pozwalają dokonać oceny zużycia gazu, energii elektrycznej i zużycia energii pierwotnej przy założeniu np. sprawności kotła czy wentylatora. Końcowym wynikiem jest ustalenie maksymalnej i minimalnej temperatury w strefie oraz wskazanie okresu przegrzania.

Użycie CPDM dla ustalenia właściwego poziomu szczegółowości

Przedstawiona powyżej analiza wrażliwości jest używana w metodzie CPDM do wyboru odpowiedniego poziomu szczegółowości symulacji. Największe odchylenie od warunków bazowych wskazuje poziom wrażliwości każdego wskaźnika działania, zarówno parametru strumieni przepływu powietrza jak i współczynnika konwekcji. W rozpatrywanym przykładzie przyjęto arbitralnie wartość 20 % jako granicę, poniżej której wskaźnik działania nie jest brany pod uwagę przy ocenie wrażliwości na przepływy powietrza (S_{af}) czy też współczynnika konwekcji (S_{hc}). W tabeli 7.3 wrażliwość wyższa niż 20 % jest zaciemniona, dla tych przypadków symulacja powinna być przeprowadzona na wyższym poziomie szczegółowości.

Użycie CPDM celem wyboru lepszego wariantu projektu

Zanim zastosuje się wyższy poziom szczegółowości symulacji, należy przeprowadzić procedurę selekcji. Wybór powinien być dokonany w porozumieniu z zespołem projektowym. W rozpatrywanym przykładzie o zasadach symulacji decydują wartości PPD. Stąd ważnymi parametrami w procesie wyboru są wskaźniki działania dotyczące energii, a szczególnie energii pierwotnej. Z punktu widzenia zapotrzebowania na energię pierwotną, konfiguracja 1 jest niekorzystna, bowiem cechuje ją najwyższa wartość zużycia energii pierwotnej. Jeżeli można pominąć kwestie architektoniczne i wprowadzić zmiany konstrukcyjne, to najkorzystniejszą opcją projektową będzie konfiguracja 2. W przypadku konieczności zachowania ustaleń architektonicznych, należy wybrać do symulacji na wyższym poziomie szczegółowości konfigurację 4 i 5. Podobna procedura decyzyjna może być przeprowadzona dla innych punktów procesu wyboru (znaki zapytania na rys. 7.3).



Rys. 7.6.

Zainteresowanie symulacjami budynku

Wnioski

W rozdziale przedyskutowano możliwości rozwiązania najbardziej palącej kwestii utrudniającej efektywne zastosowanie symulacji zachowania budynku w procesie projektowania. Jak pokazano schematycznie na rysunku 7.6, jednym z głównych celów jest zwiększenie zainteresowania symulacjami poprzez prawidłowe i sensowne aplikacje praktyczne. W odniesieniu do nowych metod (takich jak CFD) należy unikać nadmiernego hałasu wokół nich oraz efektu pozbywania się złudzeń, poprzez realistyczne podejście, uwzględniające zarówno możliwości nowych metod jak i ich ograniczenia.

W kontekście symulacji przepływów powietrza w budynku celowe jest przestrzeganie 10 zasad Banksa i Gibsona (1997) sugerujących kiedy nie wykonywać symulacji:

1. Problem może być rozwiązany za pomocą "zwykłej analizy".
2. Problem może być rozwiązany analitycznie.
3. Łatwiej można przeprowadzić bezpośredni eksperyment.
4. Koszt symulacji przewyższa możliwe oszczędności.
5. Nie ma odpowiednich środków dla realizacji projektu.
6. Brak czasu na wykorzystanie wyników modelowania.
7. Brak jakichkolwiek danych – nawet oszacowań.
8. Model nie może być zweryfikowany.
9. Nie można osiągnąć wymagań stawianych projektowi.
10. Zachowanie systemu jest zbyt złożone lub nie może być zdefiniowane.

7.2. WYKORZYSTANIE SYMULACJI KOMPUTEROWEJ DO OCENY NISKOENERGETYCZNYCH SYSTEMÓW CHŁODZENIA W CZECHACH*

W krajach europejskich zużycie energii w budynkach stanowi ok.40-50% całkowitej krajowej konsumpcji energii pierwotnej. Zużycie energii na chłodzenie stanowi natomiast ok. 10% całkowitego zużycia energii budynków biurowych. Procent pomieszczeń biurowych z pełną klimatyzacją rośnie w krajach europejskich, zwłaszcza w Czechach, gdzie pełna klimatyzacja jest aktualnym standardem w nowobudowanych i modernizowanych budynkach biurowych. Rozwój informacji technologicznej prowadzi do wzrostu wymagań dla systemów chłodzenia w budynkach. Tak więc, chłodzenie liczy się w całkowitym zużyciu energii w budynkach, a także wpływa na emisję gazów do środowiska ponieważ systemy chłodzące są zwykle zasilane energią elektryczną, która w Czechach wytwarzana jest głównie z węgla (Santamouris 1996, Heap 2001).

Wiele budynków jest wciąż budowanych lub modernizowanych bez uwzględnienia możliwości oszczędzania energii. Ma to poważny wpływ na wzrost zużycia energii i poziom komfortu. Aby zmniejszyć zużycie ciepła i zwiększyć poziom komfortu, przy optymalizacji, budynki należy traktować całość, a nie jako sumę oddzielnych zoptymalizowanych elementów.

*autorzy: Miloš Lain¹, Martin Barták¹, František Drkal¹, Jan Hensen²

¹Department of Environmental Engineering, Czech Technical University in Prague

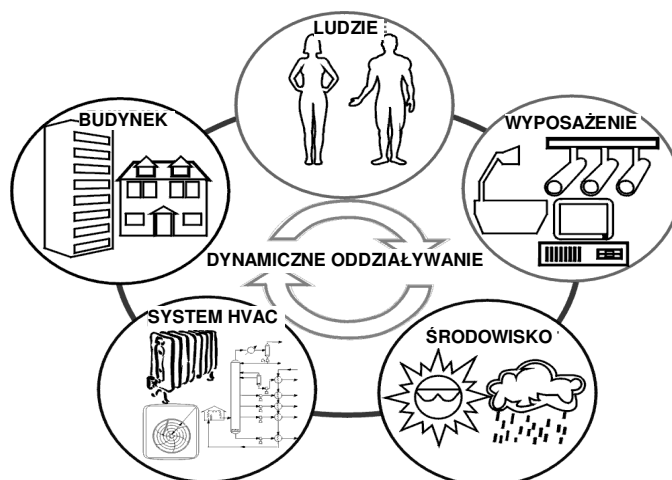
²Center for Buildings & Systems TNO – TU/e, Technische Universiteit Eindhoven

tytuł oryginału: *Use of computer simulation for the evaluation of low energy cooling in the Czech Republic,*

tłumaczenie: Joanna Ferdyn-Grygierek

redakcja: Andrzej Baranowski

W takim przypadku idealna jest symulacja ponieważ nie jest ograniczona jedynie do konstrukcji samego budynku ale obejmuje również środowisko wewnętrzne, z równoczesnym uwzględnieniem środowiska zewnętrznego, mechaniczne, elektryczne lub strukturalne systemy oraz tradycyjne i odnawialne systemy dostarczania energii. Przez ocenę wyposażenia budynku oraz idei zintegrowanych systemów symulacja może być pomocna w projektowaniu i analizie budynku dla osiągnięcia w sposób zrównoważony dobrego środowiska wewnętrznego.



Rys. 7.7.

Budynek jako zintegrowany system energetyczny

Wykorzystanie modelowania komputerowego i symulacji do projektowaniu i/lub oceny budynków oraz systemów HVAC umożliwia szybkie przejście od badań do codziennej praktyki inżynierskiej.

W przeciwieństwie do uproszczonych metod obliczeniowych (nie rozpatrujących systemów dynamicznych), komputerowe modelowanie staje się coraz powszechniejsze. Symulacja komputerowa wymaga większej ilości informacji wejściowych i przetwarzanych danych niż zwykła praca projektowa. Z drugiej strony pozwala na szybkie i szczegółowe analizy różnych rozwiązań zarówno geometrii i konstrukcji budynku, jak i projektowania i sterowania systemów HVAC.

Celem modelowania komputerowego jest optymalizacja budynku i jego systemu obsługi, zgodnie z wymaganiami dotyczącymi jakości powietrza wewnętrznego przy utrzymaniu minimalnego zużycia energii.

Zaprezentowane wyniki analiz przedstawiają zarówno aktualny poziom wiedzy w Czechach, jak i różne opcje oszczędzania energii, zwłaszcza w niskoenergetycznych systemach chłodzenia.

Niskoenergetyczne i pasywne systemy chłodzenia

Niskoenergetyczne systemy chłodzenia dostarczając chłód w efektywny sposób, pozwalają na redukcję zużycia energii, a także zmniejszają szczytowe zapotrzebowanie na energię elektryczną. Systemy te wykorzystują tanie źródła chłodu; np. jest to wykorzystanie powietrza otaczającego, czy też wykorzystanie temperatury gruntu lub zastosowanie wyższej temperatury wody chłodniczej. Takie technologie mogą być brane pod uwagę przy pasywnych lub hybrydowych systemach chłodzenia (termin pasywne chłodzenie nie powinien być mylony z projektowaniem pasywnie chłodzonego budynku).

Niskoenergetyczne systemy chłodzenia można podzielić na dwie grupy: te obejmujące główne źródła chłodu i te nastawione wyłącznie na dostawę chłodu na dany obszar. (IEA 1995, Liddament 2000).

Pierwsza grupa systemów opiera się na naturalnych źródłach chłodu, ale większość z nich wymaga wentylatorów lub pomp. Przykładami takich systemów są:

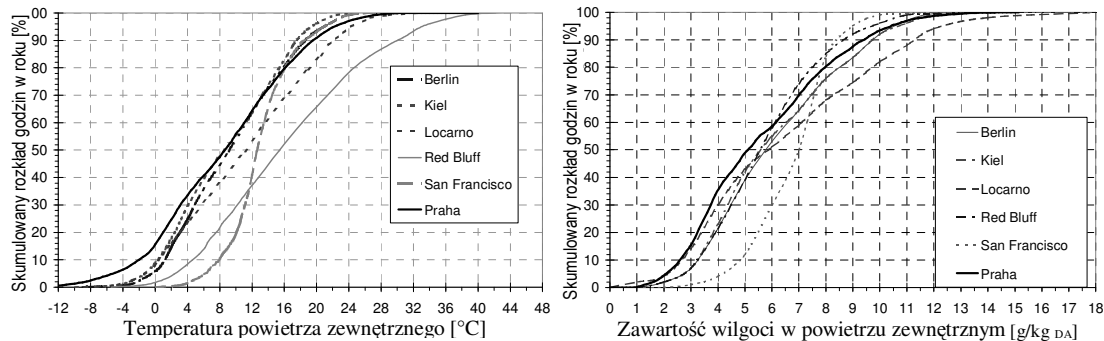
- wentylacja nocna,
- chłodzenie wyparne,
- chłodzenie gruntowe.

Druga grupa technologii nastawiona jest na dostarczanie chłodu w zadane miejsce w efektywny sposób; te systemy zwykle pracują dobrze z wykorzystaniem źródeł chłodu o niższej temperaturze.

Klimat w Czechach

Czechy są krajem śródlądowym zlokalizowanym w środkowej Europie. Stolicą i zarazem największym miastem jest Praga. Zlokalizowanych jest tu większość państwowych i prywatnych biur. Klimat czeski można opisać jako ciepły (maksymalna temperatura w lecie wynosi 32 °C) i umiarkowanie wilgotny (normowa zawartość wilgoci wynosi w lecie 10 g/kg).

Porównanie klimatu Pragi do innych miast, w których stosowane są niskoenergetyczne systemy chłodzenia, pokazuje, że letni klimat Pragi jest bardzo podobny na przykład do klimatu Berlina (rys. 7.8). a więc rezultaty badań okresu letniego dla Berlina mogą być wykorzystane do wstępnych badań dla Pragi.



Rys. 7.8.

Porównanie skumulowanego rozkładu temperatury (po lewej) i zawartości wilgoci (po prawej) dla Pragi i pięciu innych miast (Bene 1997)

Dla oceny systemów chłodzenia wyparnego, entalpio-godziny są definiowane przy uwzględnieniu wilgotności powietrza (IEA 1995). Stopniogodziny chłodzenia (CDH) i entalpio-godziny (CDH) obliczono dwa razy, z uwzględnieniem dwóch różnych temperatur referencyjnych, mianowicie 18 °C (indeks 18) i 25 °C (indeks 25). Referencyjna wilgotność względna dla obliczanych godzin entalpii wynosiła 40 %. W tabeli 7.4 przedstawiono godziny entalpii i stopniogodziny chłodzenia dla Pragi oraz dla kilku innych miast.

Budynki historyczne wybudowane do lat '50 charakteryzuje masywna konstrukcja (cegła, beton), a pole powierzchni okien sięga 30 % powierzchni elewacji. Budynki te nie są zwykle ani klimatyzowane, ani mechanicznie wentylowane. Modernizacja takich budynków jest zazwyczaj traktowana indywidualnie. Większość ciężkich historycznych budynków może być obsługiwana bez klimatyzacji. Duża pojemność cieplna pomaga

utrzymać komfort cieplny tak długo, jak reguły pasywnego chłodzenia (niskie zyski wewnętrzne, zacienienie) są stosowane podczas modernizacji. Pojemność cieplna budynku może gwarantować wymagany komfort.

Tab. 7.4. Stopniogodziny chłodzenia i entalpio-godziny

Miasto	CDH ₂₅	EH _{25/40} (kJ/kg _{DA})	CDH ₁₈	EH _{18/40} (kJ/kg _{DA})
Praga	361	3 047	4 581	25 198
Drezno	527	3 040	5 154	28 068
Sztokholm	150	1 350	1 000	16 425
Zurich	426	1 658	4 757	16 380
Nowy Jork	2 570	25 698	15 942	68 783
Toronto	837	12 294	7 643	40 831

Galeria sztuki w Sovovych Młynach

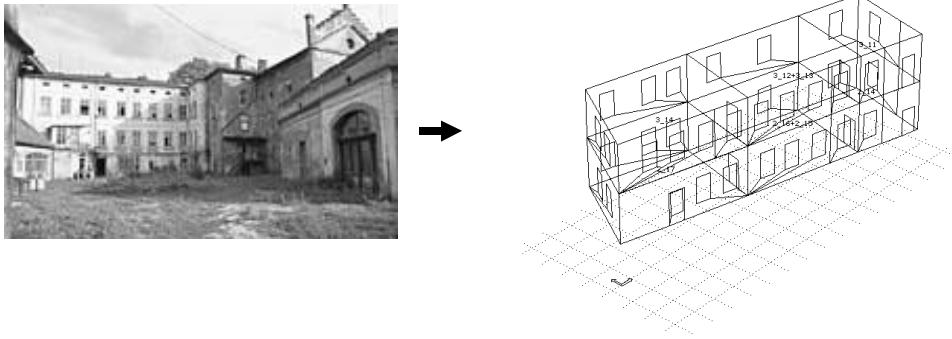
Jedną z głównych wad tradycyjnego inżynierskiego projektowania systemów HVAC jest niedocenianie wpływu akumulacji ciepła w budynku. Ani okresowe zmiany temperatury powietrza zewnętrznego, ani wpływ struktury budynku nie mogą być w pełni rozważane w tradycyjnym podejściu. Powoduje to częste przewymiarowywanie urządzeń w systemach ogrzewania i chłodzenia, szczególnie w przypadku budynków historycznych zwykle o bardzo ciężkiej konstrukcji.

W procesie wspomagania projektowania nowej galerii sztuki ulokowanej w historycznym budynku Sovovych Młynów w Pradze, do określenia wymaganej ilości chłodu do klimatyzacji wykorzystano symulację komputerową. Wykorzystując standardowe metody obliczeniowe oszacowano wydajność chłodniczą wynoszącą 100 kW. Na taką wartość dobrano urządzenia chłodzące oraz zaprojektowano kanały wentylacyjne. Dozwolone były tylko minimalne zmiany w konstrukcji budynku i wygładzie wnętrza; np. nie zezwolono na rozległe przewody.

W przyszłości galeria sztuki będzie znajdować się na pierwszej i drugiej kondygnacji w północnym skrzydle budynku. Ta część oparta jest na ciężkich murowanych ścianach zewnętrznych (80 cm grubości), a okna wyposażone są w wewnętrzne drewniane okiennice, a zatem wnętrze jest dobrze chronione od zysków od promieniowania słonecznego a konstrukcja budynku jest zdolna do znaczącej akumulacji ciepła.

Wygenerowano model 3D, składający się z sześciu stref i reprezentujący omawianą część budynku (rys. 7.9).

Obliczenia, w warunkach dynamicznych, przeprowadzono przy użyciu programu symulacyjnego ESP-r. Uwzględniono konstrukcję budynku, zacienienie przez sąsiadujące budynki, zmienność zysków wewnętrznych (zyski od ludzi i oświetlenia) i ekstremalne letnie warunki w Pradze reprezentowane przez jeden tydzień rzeczywistych danych pogodowych z sierpnia 1997 r. Model był kalibrowany w oparciu o temperaturę powietrza zmierzoną w istniejącym budynku.

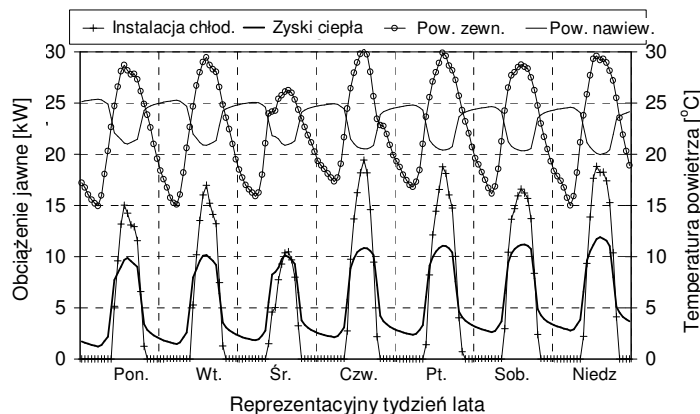


Rys. 7.9.

Zewnętrzny widok budynku i model (z programu ESP-r)

Wewnętrzne środowisko termiczne było analizowane dla przypadku kiedy budynek jest wentylowany powietrzem zewnętrznym z opcją chłodzenia. Wyniki pokazały znaczący wpływ wewnętrznych zysków ciepła od ludzi i oświetlenia. Klimatyzacja okazała się konieczna, a całkowita wydajność chłodnicza wynosząca tylko 25 kW pokrywa zarówno zyski od słońca, jak i wewnętrzne zyski ciepła przy temperaturze powietrza wewnętrznego 26 °C lub niższej. Całkowita wymiana powietrza nie przekroczyła 6000 m³/h i pozwoliła na zmniejszenie przewodów wentylacyjnych

Na rysunku 7.10 przedstawiono zoptymalizowany tryb pracy systemu klimatyzacji.



Rys. 7.10.

Zoptymalizowane sterowanie systemem klimatyzacji (nastawa temp. 26°C)

Galeria jest wentylowana w sposób ciągły powietrzem zewnętrznym; urządzenia chłodnicze działają jedynie wtedy gdy temperatura powietrza zewnętrznego przewyższa wymaganą temperaturę nawiewu (obliczona w oparciu o całkowite zyski ciepła w galerii).

Badania pomogły nie tylko znacząco zmniejszyć koszty inwestycyjne, ale także zminimalizować zmiany w konstrukcji i wystroju wnętrza w cennym budynku historycznym.

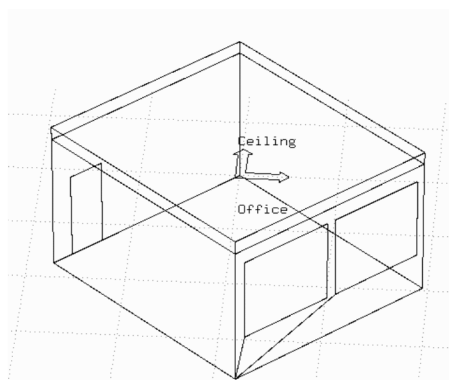
Modernizacja budynków biurowych wybudowanych w latach 1950-1980

Te budynki wybudowano w okresie socjalizmu w związku z czym typowa dla nich jest ciężka żelbetowa obudowa, kondygnacje wykonane są z prefabrykowanych elementów, bez klimatyzacji ani wentylacji mechanicznej.

Do tej kategorii należy bardzo duży procent czeskich budynków biurowych. Modernizacja tego typu budynków jest aktualnym problemem. Jest to temat obszernych badań z wykorzystaniem symulacji komputerowej (Lain 2004). W badaniach tych oceniane jest zastosowanie wentylacji nocnej i stropów chłodzących.

Opis modelu

Symulacje wykonano dla typowego pomieszczenia biurowego o wymiarach 4,92 x 5,5 x 3,2 m. W pomieszczeniu znajdują się dwa okna o orientacji południowo-wschodniej i obejmują 55% ściany zewnętrznej. Model pomieszczenia przedstawiono na rysunku 7.11.



Rys. 7.11.
Model biura w programie ESP-r

Model składa się z dwóch stref (o jednorodnej temperaturze powietrza) reprezentujących „strefę biura” i „chłodzącą strefę sufitu”. W modelu uwzględniono wewnętrzne zyski ciepła od ludzi (3 x 62 W), komputerów (3 x 40 W) i monitorów (3 x 58 W).

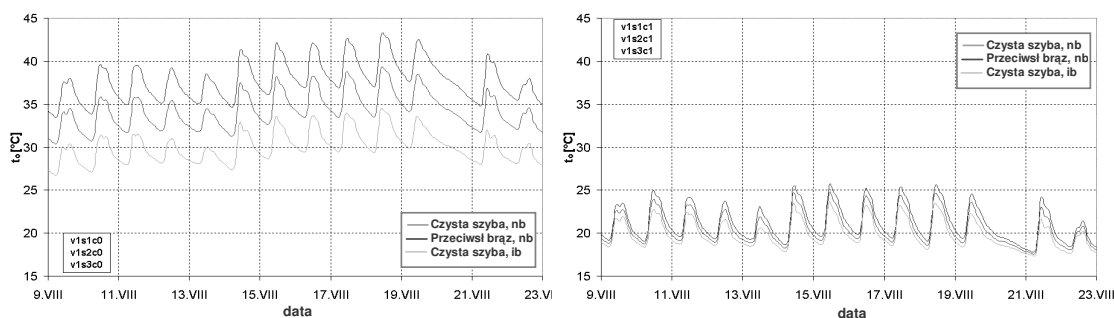
Symulacje i wyniki

Analizowano dwie metody pasywnego chłodzenia polepszające komfort cieplny w lecie w nieklimatyzowanym biurze: zmniejszenie zysków ciepła od słońca przez stosowanie zasłon lub odbicie promieniowania oraz wentylację naturalną. Symulacje wykonano dla trzech sposobów wentylacji:

- V1 tylko infiltracja – wymiana powietrza 0,5 h-1; 24 godziny na dobę,
- V2 wentylacja nocna – wymiana powietrza 5 h-1; od 18:00 do 7:00,
- V3 dzienna wentylacja – wymiana powietrza 10 h-1; od 7:00 do 18:00,

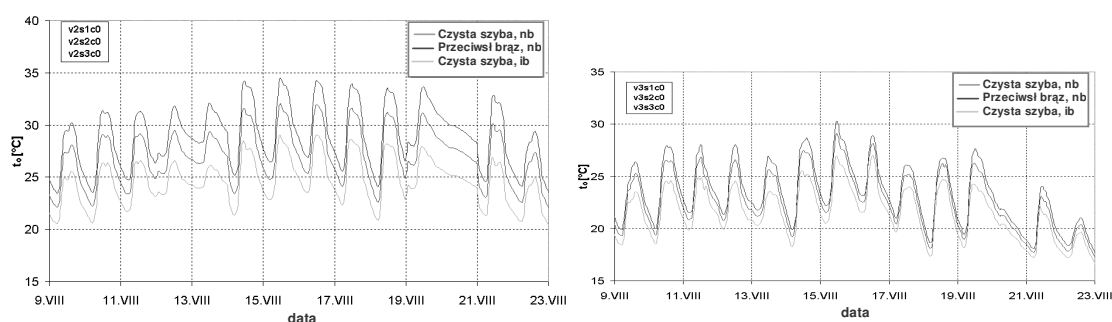
Symulowano trzy rodzaje oszklenia okien:

- S1 Standardowe podwójne oszklenie o współczynniku przepuszczalności promieniowania słonecznego 0,71,
- S2 Przeciwsłoneczne brązowe oszklenie o współczynniku przepuszczalności promieniowania słonecznego 0,48,
- S3 Oszklenie z wewnętrzną zasłoną o współczynniku przepuszczalności promieniowania słonecznego 0,2.



Rys. 7.12.

Temperatura operacyjna dla dwóch tygodni lata dla wariantu tylko z infiltracją, przy różnych typach oszklenia, bez (po lewej) oraz z sufitem chłodzącym



Rys. 7.13.

Temperatura operacyjna dla dwóch tygodni lata dla wariantu z nocną wentylacją oraz z dzienną wentylacją (po prawej) przy różnych typach oszklenia, bez sufitu chłodzącego

Wszystkie warianty symulowano z chłodzeniem (C0) i bez chłodzenia (C1). Temperatura chodzenia ustawiona była na 17°C przez 24 godziny na dobę, 7 dni w tygodniu. Dało to 18 kombinacji obliczeń. Symulacje były wykonywane dla trzech letnich miesięcy z wykorzystaniem klimatu referencyjnego dla Pragi (dane godzinowe). Przykładowe wyniki dla wybranych dwóch tygodni przedstawiono na rysunkach 7.12 i 7.13. Wyniki dla 3 miesięcy zestawiono w tabeli 7.5.

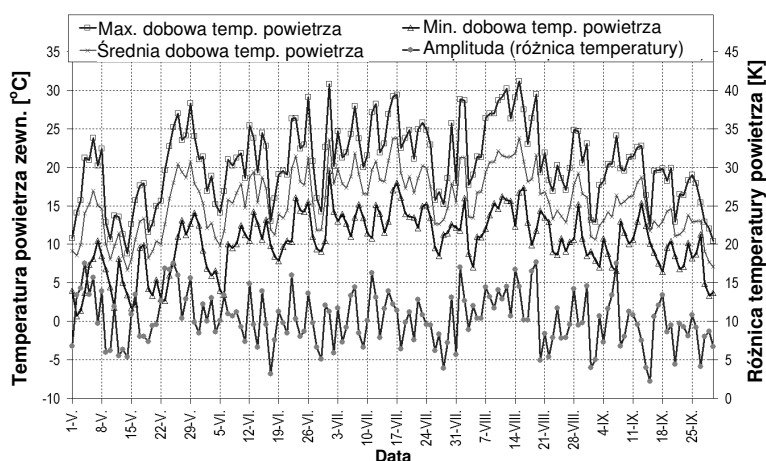
Tab. 7.5. Liczba godzin pracy dla trzech miesięcy lata przy określonym przedziale temperatur operacyjnych

Temperatura operacyjna	od		18	24	28	32
	do	18	24	28	32	
Wentylacja	Oszklenie	Bez sufitu chłodzącego				
Infiltracja	Std.	0	0	0	143	583
Infiltracja	Przeciwni.	0	0	74	346	306
Infiltracja	Zasłony	0	48	370	271	37
Nocna went.	Std.	0	104	367	218	37
Nocna went.	Przeciwni.	0	270	337	119	0
Nocna went.	Zasłony	5	487	218	16	0
Dzien. went.	Std.	133	415	172	6	0
Dzien. went.	Przeciwni.	165	434	126	1	0
Dzien. went.	Zasłony	227	464	35	0	0

Wyniki symulacji wykazały, że wszystkie trzy niskoenergetyczne strategie chłodzenia pomagają w polepszaniu komfortu cieplnego w pomieszczeniu biurowym. Zaleca się stosowanie okien z szybami przeciwsłonecznymi i z zasłonami, zwłaszcza jeżeli w pomieszczeniu nie ma systemu chłodzenia. Temperatura operacyjna spadła o blisko 10 K kiedy stosowano infiltrację (rys. 7.12, po lewej) i o blisko 5 K przy wentylacji nocnej (rys. 7.13, po lewej). Wentylacja naturalna ma jeszcze większy wpływ na temperaturę wewnętrzną. Jest to spowodowane faktem, iż do symulacji założono bardzo dużą wymianę powietrza. W rzeczywistości trudno jest osiągnąć takie wartości oraz pojawiają się problemy związane z tak intensywną wentylacją naturalną (bezpieczeństwo, przeciąg, itp.). Chłodzenie sufitowe zaaprobowano jako system, który jako jedyny w pełni gwarantuje komfort cieplny w biurze. Efekt stropu chłodzącego był dużo silniejszy niż inne rozpatrywane technologie. Wyniki symulacji pokazały nawet chwilowe przechładzanie pomieszczenia. Zagadnienia optymalnej temperatury chłodzenia (wody chłodzącej) i sterowanie systemem będzie analizowane w przyszłości.

Wentylacja nocna

W Czechach są duże możliwości dla wentylacji nocnej. Tak jak pokazano na rysunku 7.14, różnica między maksymalną temperaturą w ciągu dnia i minimalną temperaturą w nocy jest zwykle większa niż 10 K, (średnia dzienna temperatura waha się w przedziale 11,6 K). Także minimalna temperatura powietrza w nocy wynosi mniej niż 18°C.



Rys. 7.14.

Zmienność temperatury powietrza w Pradze w sezonie chłodniczym

W Czechach nie tylko nocna wentylacja, ale także wentylacja dzienna może być wykorzystana dla celów chłodzenia. Podczas 93 % sezonu chłodniczego temperatura powietrza zewnętrznego wynosi mniej niż 24 °C, co stanowi 94 % czasu pracy.

Budynek biurowy z chłodzeniem szczytowym

Ten przypadek przeanalizowano z użyciem komputerowej symulacji zarówno przy projektowaniu nowego budynku i jego systemów ogrzewania, wentylacji i klimatyzacji (HVAC) oraz przy optymalizacji sterowania systemem HVAC już podczas pracy w zrealizowanym budynku.

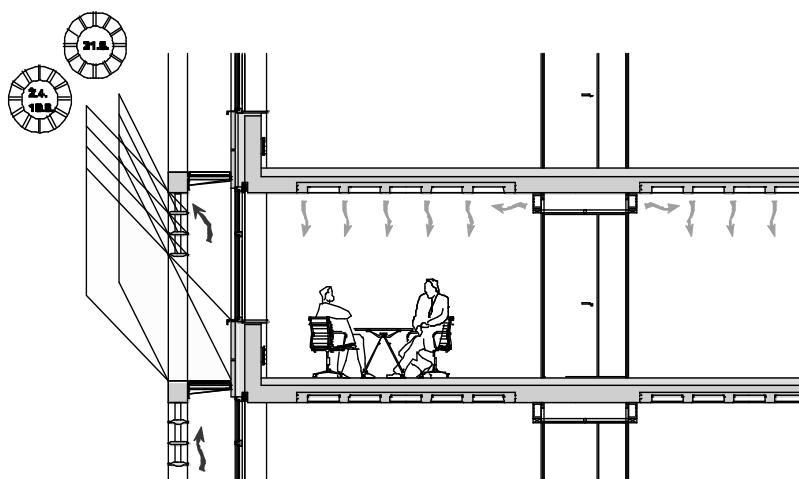
We wczesnej fazie projektowania nowych komercyjnych budynków w Pradze, wykonywano symulacje komputerowe dla sprawdzenia efektów wentylacji z nocnym

chłodzeniem. Przewidywano jakość środowiska wewnętrznego i zużycie energii dla różnych wydajności chłodniczych i różnej wymiany powietrza w projektowanym systemie HVAC, który obejmował dzienne szczytowe chłodzenie i nocną wentylację z wykorzystaniem powietrza zewnętrznego w połączeniu z akumulacją chłodu w konstrukcji budynku.

Po wykonaniu budynku, zebraniu skarg i reklamacji użytkowników i przeprowadzeniu pomiarów ustalono niektóre problemy związane z systemem HVAC, które zostały następnie rozwiązane. W celu optymalizacji strategii sterowania systemem szczytowego chłodzenia przeprowadzono długoterminowy monitoring oraz symulacje komputerowe.

Nowa siedziba Czeskiego Zakładu Energetycznego CEZ (jeden z dziesięciu największych europejskich przedsiębiorstw energetycznych i najsilniejsza biznesowa jednostka na czeskim rynku energii elektrycznej) w Pradze jest pierwszym obiektem w Czechach stosującym nocne chłodzenie i chłodzenie szczytowe w prawie całej przestrzeni biurowej. Budynek użytkowany jest od kwietnia 2002 i został zwycięzcą konkursu „Czeski budynek roku 2002” przeprowadzonego przez czeski fundusz ABF (Dvorak 2002).

Budynek podzielony jest na trzy części. Ma dwa skrzydła (sześć kondygnacji powyżej gruntu, 600 m² każda) z otwartymi biurami, wszystkie z systemem szczytowego chłodzenia i wentylacją nocną. W centralnej części budynku na parterze mieści się recepcja i indywidualnie klimatyzowane biura na wyższych kondygnacjach. Dla nocnego chłodzenia, pojemność cieplna budynku jest bardzo ważna. Budynek cechują odkryte betonowe stropy z żebrami, betonowe podłogi bez żadnych dywanów. Ponad 50 % powierzchni zewnętrznej budynku jest przezroczysta. Wszystkie południowe okna są latem całkowicie zasłonięte zewnętrznymi elementami (rys. 7.15).



Rys. 7.15.

Zasada przystaniania okien i zasada działania wentylacji nocnej

System centralnego dostarczania powietrza dla dwóch skrzydeł jest kontrolowany temperaturą powietrza powrotnego. Jest to system szczytowego chłodzenia, a jego wydajność jest mniejsza od wartości obliczeniowej. Wydajność chłodniczą wyznaczono w oparciu o symulacje we wczesnej fazie projektowania. System nie posiada żadnego indywidualnego sterowania, ani w pomieszczeniach, ani na poszczególnych kondygnacjach. System pracuje 24 godziny na dobę i utrzymuje stałą temperaturę powietrza 24 °C. Dozwolona odchyłka w normalnych warunkach to 2 K, natomiast w ekstremalnych warunkach letnich 4 K.

Symulacje we wczesnej fazie projektowania

W fazie wczesnego projektowania budynku symulacje komputerowe były wykonywane po to, aby sprawdzić koncepcję systemu wentylacji z nocnym chłodzeniem i przeanalizować dodatkowe związane z tym efekty. W programie ESP-r zamodelowano fragment (2,5x15, 5x2,7 m) otwartej powierzchni biurowej. Symulacje wykonano dwuetapowo. Celem pierwszego kroku było sprawdzenie, czy nocna wentylacja bez mechanicznego chłodzenia będzie w stanie zagwarantować komfort cieplny. Jeżeli nie, w następnym kroku ustalono wysokość niezbędnej wydajności chłodniczej z uwzględnieniem pojemności ciepłej budynku oraz efektów nocnej wentylacji.

Analizy pokazują, że jeżeli nie stosowano mechanicznego chłodzenia, temperatura powietrza wewnętrznego bardzo często (202 godziny) przekraczała limity komfortu cieplnego. Wyniki symulacji, na tym etapie, wykazały, że aby zagwarantować akceptowalny komfort cieplny, wydajność mechanicznego chłodzenia powinna wynosić 0,9 kW (23 W/m²). Symulacje w początkowym etapie projektowania sugerują, że duża pojemność cieplna i wentylacja nocna zmniejszają zużycie energii (chłodu). Jednak, aby utrzymać zadowalający komfort cieplny potrzebne jest dodatkowe chłodzenie. Dlatego zastosowano dodatkowo tzw. system „szczytowego chłodzenia”.

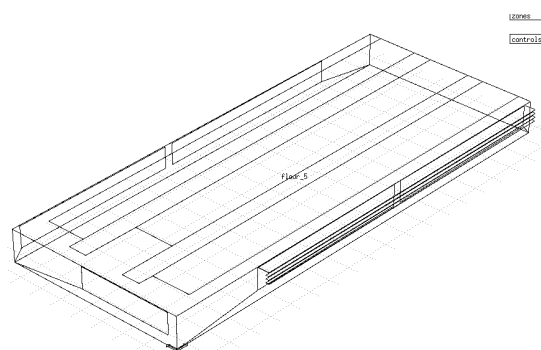
Monitoring budynku

W pierwszym roku użytkownicy otwartych biur składali wiele skarg; głównie dotyczących zbyt wysokiej temperatury powietrza wewnętrznego podczas gorących okresów w maju 2002 r. W związku z czym wykonano pomiary i przeanalizowano działanie systemu. Ostatecznie stwierdzono, że powodem nie był źle zaprojektowany system HVAC, a jego realizacja. System nie był testowany w trybie chłodzenia podczas rozruchu i niektóre urządzenia nie działały właściwie. Zawór wymiennika ciepła był nieszczelny, a zatem cały czas efektywnie działało ogrzewanie. Wentylatory pracowały na połowie wydajności ponieważ skarżono się na hałas w niektórych biurach. Nocna wentylacja nie była używana w ogóle. Kiedy główne problemy zostały zdefiniowane i ustalono warunki pracy nocnego chłodzenia, późniejszy monitoring udowodnił, że system pracuje zadowalająco.

Kalibracja modelu symulacyjnego

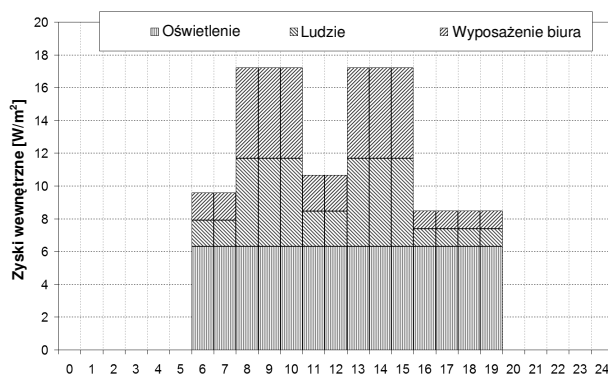
Drugim etapem badań było wykonanie bardziej złożonego modelu do optymalizacji systemu. Do kalibracji modelu wykorzystano trzy rodzaje dostępnych danych pomiarowych. Pierwsze dane to energetyczne koszty systemu. Kolejne to dane uzyskane z długoterminowego monitoringu temperatury powietrza wewnętrznego i wilgotności i z krótkoterminowych szczegółowych pomiarów temperatury powietrza i rozkładu prędkości w okolicach nawiewników. Po trzecie dane pogodowe z meteorologicznego laboratorium CTU.

W programie ESP-r zamodelowano jako jedną strefę piąte piętro skrzydła C (37,9 x 15,7 x 2,7 m). Model obejmował szczegóły konstrukcyjne, właściwości zasłon i wewnętrzne zyski ciepła. Otwarty strop i niezabezpieczona podłoga jest z betonu. Elewacja jest docieplona zgodnie z czeską normą ($U=0,36$ W/m²K), okno podwójne ($U = 1,3$ W/m²K; $g=0,5$). (rys.7.16).



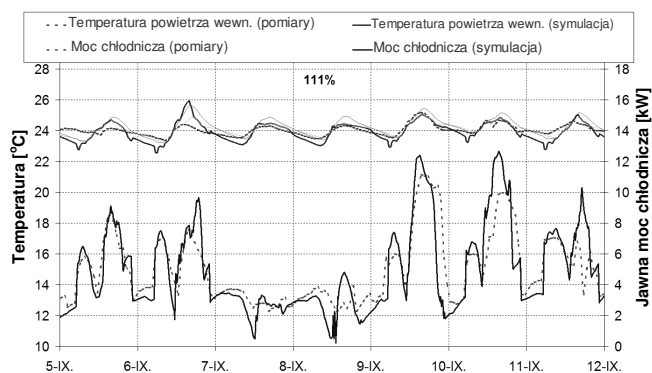
Rys. 7.16.
Model 5. piętra budynku

Rezultatem kalibracji modelu budynku, opartej na danych pomiarowych jest profil zysków wewnętrznych w ciągu dnia (rys. 7.17). Rzeczywiste zyski od wyposażenia stanowią 34 % nominalnej wartości.



Rys. 7.17.
Profil zysków wewnętrznych dla 1 dnia

Następnie model budynku został rozszerzony o model instalacji. Model ten obejmował przewody, urządzenie odzysku ciepła, wentylator i chłodnicę. Model instalacji został również wykalibrowany. Rezultaty kalibracji (rys. 7.18) pokazują podobny do wyników pomiarów przebieg temperatury powietrza wewnętrznego i przepływ chłodu do strefy.



Rys. 7.18.
Budynek z systemem urządzeń; rezultaty kalibracji modelu

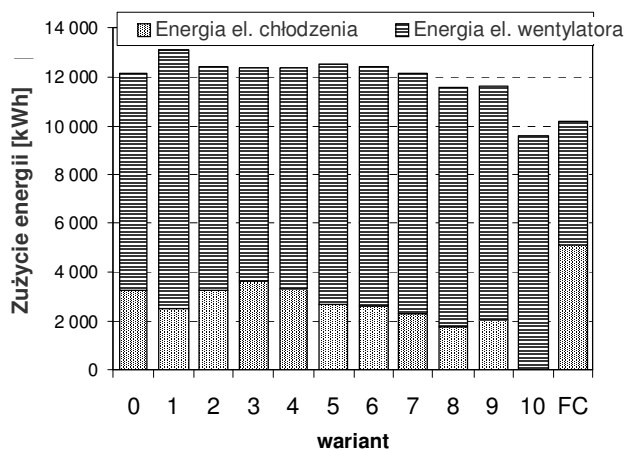
Kiedy porównujemy rezultaty symulacji z pomiarami w rzeczywistym budynku nie powinniśmy oczekiwać doskonałego dopasowania. Przy symulacji występuje zbyt dużo niepewnych parametrów (np. właściwości materiałów) i nieznanymi zmiennymi ponieważ nie były one monitorowane (np. otwieranie okien). Również rzeczywisty system czujników nie był bardzo dokładny. Dodatkowo w rzeczywistości, biuro nie jest dobrze wymieszaną strefą; w różnych punktach pomieszczenia mogą wystąpić różnice temperatury powietrza sięgające nawet 1,5 K.

Modelowanie strategii sterowania

W celu znalezienia planu sterowania, dającego najmniejsze całkowite zużycie energii, w wykalibrowanym modelu przeprowadzono symulacje, wykorzystując dane pogodowe roku referencyjnego dla Pragi. Ważne jest aby uwzględnić zużycie energii elektrycznej do napędu wentylatora i chłodnicy. Dla całego systemu chłodnicy założono wartość COP wynoszącą 2,5. Zużycie energii elektrycznej do napędu wentylatora rośnie wykładniczo z wielkością przepływu, zatem porównywanie zużycia chłodu nie reprezentuje dobrze systemu. Zużycie energii do napędu wentylatora obliczono jako funkcję przepływu.

Sumarycznie, symulowano 10 scenariuszy sterowania. W sześciu pierwszych symulacjach testowano różne kombinacje przepływów i czasów pracy instalacji. W następnych pięciu wariantach zredukowano wydajność chłodniczą. Wariant 10 reprezentuje sterowanie budynku bez chłodzenia. Dla porównania wariant FC reprezentuje zachowanie budynku bez cieplnie aktywnego sufitu (dodatkowa izolacja na wewnętrznej powierzchni) i podłogi (dywan), do pomieszczenia w ciągu godzin pracy dostarczana jest zaledwie minimalna ilość powietrza świeżego a chłód dostarczany jest przez system klimatyzatorów.

Zmiana przepływu powietrza w ciągu dnia i nocy nie wpływa znacząco na całkowite zużycie energii, przypadki 0-5 na rysunku 7.19.



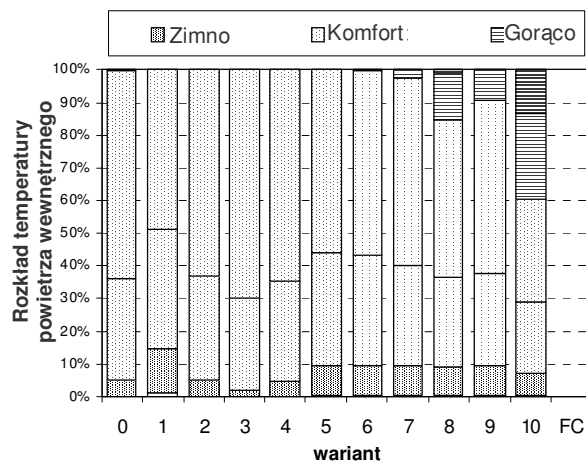
Rys. 7.19.

Porównanie zużycia energii el. dla całego lata i wszystkich testowanych wariantów

Chociaż zużycie energii chłodnicy znacznie maleje ze wzrostem przepływu powietrza, to z drugiej strony większe zużycie energii wentylatora w rezultacie doprowadza do małych różnic w całkowitym zużyciu energii. W wariantach, w których limitowano wydajność chłodniczą (warianty 6-10), całkowite zużycie energii maleje. W przypadkach, kiedy wydajność chłodnicza była ograniczona do 5 kW lub była 0 (warianty 8 i 10)

temperatura powietrza wewnętrznego była powyżej granicy komfortu cieplnego podczas dużej części okresu letniego, co jest nie do przyjęcia (rys. 7.20).

Ostatecznie jako najlepszy wybrano wariant 9, w którym zredukowana wartość przepływu do 1,06 kg/s jest stosowana przez 24 godziny w ciągu dnia, a wydajność chłodnicza jest ograniczona do 7 kW. Dla zadanych danych pogodowych oszacowano całkowite zużycie energii na poziomie 11,6 MWh. W stosunku do wariantu 1 zużycie energii zostało w tym przypadku zredukowane o 12 %. Temperatura powietrza wewnętrznego w żadnej chwili nie przekroczyła 28 °C. Wyniki dla wariantu FC (klimatyzatory i budynek bez znaczącego przepływu ciepła) pokazują, że zużycie energii chłodniczej będzie znacznie wyższe przy systemie klimatyzatorów, ale całkowite zużycie energii elektrycznej będzie najmniejsze z wszystkich wariantów. Wydajność chłodnicy w systemie klimatyzatorów wynosi 27 kW i jest prawie 3 razy większa niż w systemie zoptymalizowanego chłodzenia szczytowego. Zatem koszty inwestycyjne i koszty obsługi dla chłodnicy będą znacznie większe.



Rys. 7.20.

Rozkład temperatury powietrza wewnętrznego

W projektowaniu niskoenergetycznych systemów chłodzenia wykorzystujących nocną wentylację, symulacja komputerowa jest bardzo ważnym narzędziem dla przewidywania komfortu w pomieszczeniach bez systemu mechanicznego chłodzenia i/lub przewidywania wymaganej wydajności chłodniczej do systemów hybrydowych.

Zyski wewnętrzne od wyposażenia biura odgrywają znaczną rolę w bilansie cieplnym budynków biurowych. W rzeczywistości zysk ciepła od biurowych komputerów jest znacznie mniejszy niż nominalna moc podawana na tabliczce znamionowej.

Projektowanie i rozruch niskoenergetycznych systemów są zwykle bardziej skomplikowane niż standardowe systemy HVAC. Wymagają lepszej współpracy wszystkich projektantów, konstruktorów i obsługi budynku. Niekorzystne doświadczenia z niektórymi zrealizowanymi systemami przeważnie mają źródło w braku wymiany informacji. Czasami podczas montażu system zostaje uproszczony w takim stopniu, że nie jest w stanie właściwie pracować. Systemy są również często obsługiwane bez znajomości ich zasady działania.

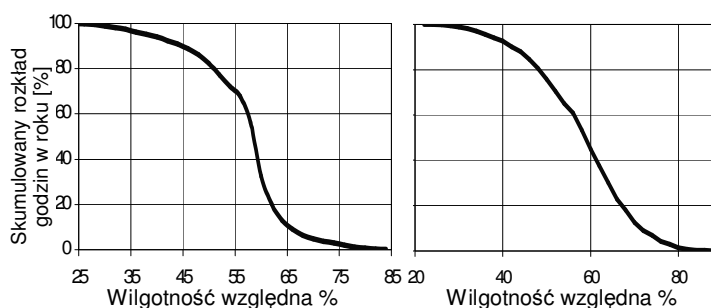
W systemach szczytowego chłodzenia i systemach nocnej wentylacji nie bez znaczenia jest zużycie energii elektrycznej do napędu wentylatorów. Z powodu względnie wysokiego COP systemów mechanicznego chłodzenia, nawet duże oszczędności energii chłodniczej w systemach nocnej wentylacji mogą być zrównoważone przez zużycie energii

elektrycznej do napędu wentylatorów. W celu zredukowania zużycia energii wentylatorów system powinien być zaprojektowany tak, aby występowały w nim małe straty ciśnienia.

Chłodzenie wyparne

Stosowanie bezpośredniego chłodzenia wyparnego w biurowych i mieszkalnych budynkach jest ograniczone z uwagi na komfort cieplny. Jeżeli maksymalna temperatura powietrza wewnętrznego wynosi 26 °C, a wilgotność względna 60%, entalpia powietrza zewnętrznego nie powinna przekraczać 52 kJ/kg. Analiza danych klimatycznych wskazuje, że przez 180 godzin w dni robocze entalpia powietrza zewnętrznego przekracza 52 kJ/kg. oraz przez 82 godziny jego temperatura przekracza 26 °C. Jest to duża część okresu chłodzenia. Dlatego, aby utrzymać komfort przez cały rok chłodzenie wyparne jest zwykle łączone z innym systemem chłodzenia. Maksymalna wydajność chłodnicy nie zmniejszy się znacząco, jeżeli system hybrydowy składać się będzie z urządzenia chłodzenia wyparnego i standardowej chłodnicy. Jednak ilość godzin pracy systemu i zużycie energii wyraźnie spadnie (Lain 2003).

Dla obszarów o wymaganej wyższej wilgotności (niektóre przemysłowe i rolnicze zastosowania) odpowiedniejsze jest chłodzenie wyparne. Przy pośrednim chłodzeniu wyparnym sytuacja jest podobna, jedynie dla nielicznych godzin w roku entalpia powietrza zewnętrznego jest tak wysoka, że system nie może pracować. Chociaż klimat czeski jest średniowilgotny, w budynkach nieprzemysłowych osuszanie nie jest potrzebne. Większość systemów klimatyzacji prowadzi osuszanie za pomocą kondensacji w urządzeniu chłodniczym. Jeżeli w systemie nie występuje kondensacja (lub osuszanie) wilgotność względna przekracza zalecane maksimum (rys. 7.21), (Lain 2003).



Rys. 7.21.

Skumulowany rozkład wilgotności względnej powietrza wewnętrznego dla wszystkich systemów powietrznych (po prawej) i pośredniego chłodzenia wyparnego (po lewej)

Praskie ZOO pawilon "Indonezyjskiej dżungli"

Pawilon „Indonezyjskiej dżungli” jest nową osobliwością praskiego ZOO. Środowisko wewnętrzne, rośliny i zwierzęta reprezentują klimat oraz małą część flory i fauny typowej dla tropikalnej indonezyjskiej dżungli.

Symulacje wykonywane były na etapie projektu koncepcyjnego budynku, tj. przed szczegółowym projektem budynku i systemu ogrzewania, wentylacji i klimatyzacji (HVAC). Celem badań symulacyjnych było wsparcie projektantów systemu HVAC, głównie przez kalkulację wymagań energetycznych i przewidywanie maksymalnego obciążenia przy wymiarowaniu systemu HVAC i jego głównych elementów. Model wykonano dla 0, 100 i 200 osób. Jedna osoba była źródłem ciepła 77 W. Bezpośrednie wyparne chłodzenie przez zraszanie wodą w wewnętrznym pawilonie było rozpatrywane

w celu przeanalizowania adiabaticznego chłodzenia powietrza, a w ten sposób możliwości redukcji zużycia energii chłodniczej w okresie letnim i obniżenia maksymalnego obciążenia chłodniczego. Rozważono to jako interesującą opcję w związku z tym, iż Czechy mają względnie suchy, letni klimat natomiast pawilon dżungli wymaga wysokiego poziomu wilgotności względnej, tj. w zakresie od 70 % do 90 %.

Wyniki symulacji wskazują, że zastosowanie wyparnego chłodzenia pozwala zredukować maksymalne obciążenie chłodnicze ok. około 50 kW tj. o 25 %. Czas w którym system chłodzenia nie jest używany może zostać zredukowany z 2000 h do 1000 h w ciągu roku. Liczba godzin operacyjnych z wysokim obciążeniem chłodniczym, np. ponad 120 kW, wyniesie jedynie 80 w ciągu roku.

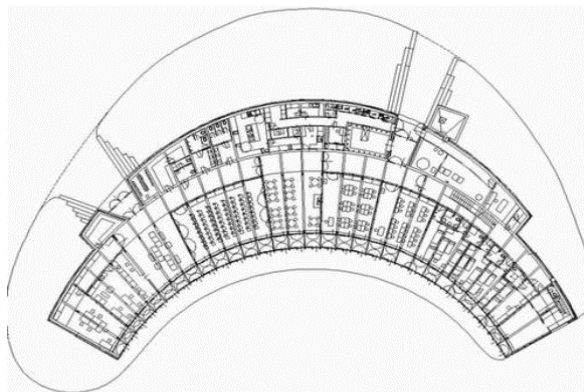
W okresach zapotrzebowania na energię chłodniczą różnice są nawet większe. Bez bezpośredniego chłodzenia wyparnego zapotrzebowanie na energię chłodniczą w ciągu typowego lata wynosi 89 MWh. Przy zastosowaniu bezpośredniego chłodzenia wyparnego i maksymalnej wilgotności względnej powietrza wewnętrznego 70 % zapotrzebowanie na energię chłodniczą spada do 41 MWh (redukcja o 54 %). Przy maksymalnej wilgotności względnej 90 % zapotrzebowanie na energię chłodniczą spada do 13 MWh (redukcja o 85 %).

Chłodzenie gruntowe

Czechy są krajem o niejednorodnym krajobrazie na względnie małej powierzchni. Znajdują się tam regiony o wysokim poziomie wód podziemnych i sztucznych jezior (południowa Bohemia), jak również suche równiny, góry i doliny rzeczne. Gleba jest mocno zróżnicowana w związku z czym, aby znaleźć dobre właściwości gruntu dla stosowania systemów podziemnych, konieczne są badania geologiczne.

Główną barierą do szerokiego wykorzystywania wód gruntowych nie jest tylko ich potencjał ale również czeskie ustawodawstwo. Każdy przypadek wykorzystania termalnych wód gruntowych musi zostać zatwierdzony przez Ministra Środowiska. Jeżeli występuje różnica między wodą wydobywaną a powrotną, nakładana jest opłata za każdy litr wody.

Małe systemy powietrzne z chłodzeniem gruntowym są obecnie popularne w niskoenergetycznych domkach jednorodzinnych z centralnymi systemami powietrznymi, co pozwala na zmniejszenie maksymalnej temperatury w lecie. W Czechach jest tylko jeden większy budynek, w którym wykorzystano chłodzenie gruntowe. Jest to ekologiczne Centrum Edukacyjne Slunakov (SEV) zaprojektowane dla miasta Olomouc (por. rys. 7.22).



Rys. 7.22
Plan budynku Slunakov

W biernych i niskoenergetycznych technologiach chłodzenia bardzo ważne jest dynamiczne zachowanie i oddziaływanie budynku, systemów, użytkowników i środowiska. W projektowaniu i weryfikacji działania takich systemów standardowe metody oparte na szczytowych zyskach nie są właściwe. W przeciwieństwie do tradycyjnych uproszczonych metod obliczeniowych (nie uwzględniających dynamiki systemu), bliższe rzeczywistości jest modelowanie komputerowe. Wykorzystanie modelowania komputerowego i symulacji w projektowaniu i wycenianiu budynków i systemów HVAC jest szybkim przejściem od etapu badań i rozwoju do codziennej praktyki inżynierskiej.

Potencjalne korzyści ze stosowania niskoenergetycznych i pasywnych technologii są bardzo duże w Czechach. Pomimo, że nie ma istotnych technicznych barier, technologie te nie są wprowadzane z powodów ekonomicznych.

Tylko w kilku nowo wybudowanych biurach podczas projektowania była rozważana koncepcja pasywnego chłodzenia. Nie ma żadnego dużego budynku biurowego, w którym zaprojektowano jedynie chłodzenie pasywne. Obecnie uważa się, że dobrym rozwiązaniem pozwalającym na zmniejszenie obciążenia chłodniczego jest projektowanie budynków biurowych o efektywnej masie cieplnej i dobrej jakości zacienienia.

Projektowanie i rozruch niskoenergetycznych systemów są zwykle bardziej skomplikowane, niż standardowe systemy klimatyzacyjne. Wymagają one lepszej koordynacji wszystkich projektantów, konstruktorów i obsługi budynku. Niekorzystne doświadczenia z niektórymi zrealizowanymi systemami przeważnie mają źródło w braku wymiany informacji.

Na koniec, chcieliśmy zaznaczyć, że dla wsparcia projektowania takiego, jak w tym przypadku niezbędny jest duży zakres wiedzy. Banks i Gibson (1997) słusznie podkreślają, że *„Symulacja jest dyscypliną, a nie pakietem oprogramowania; wymaga szczegółowego opisu problemu, ostrożnego przetłumaczenia lub kodowania logiki systemu na symulacyjny język postępowania (niezależnie od typu interfejsu) i dokładnego testowania modelu i wyników. Aby z powodzeniem przeprowadzić symulację wymagane są co najmniej dwie umiejętności. Pierwsza wymaga zdolności rozumienia skomplikowanego systemu i jego wewnętrznych współzależności. Druga wymaga zdolności jego przełożenia na odpowiedni język rozpoznawalny przez program symulacyjny”*. Tak więc w tym przypadku programy nie powinny być tworzone dla każdego, kto chciałby z nich korzystać, ale raczej tak, aby oprogramowanie symulacyjne było efektywniejsze i łatwiejsze dla ekspertów z danej dziedziny. Wydaje się, że takie podejście jest zdecydowanie inne, niż często prezentowane i zalecane w publikacjach dotyczących tematyki "symulacja dla projektowania".

7.3. TERMOMODERNIZACJA SZKÓŁ – WPŁYW NA SEZONOWE ZUŻYCIE CIEPŁA I JAKOŚĆ POWIETRZA WEWNĘTRZNEGO*

Dążenie do racjonalizacji wydatków z budżetu centralnego oraz wydatków z budżetów władz samorządowych spowodowało w ostatnich latach wzrost zainteresowania obniżaniem kosztów energii w budynkach stanowiących własność państwową lub samorządową, wśród których dużą grupę stanowią budynki szkolne.

Energetyczną jakość budynków w UE reguluje dyrektywa nr 2002/91/EC Parlamentu Europejskiego i Rady Unii z 16 grudnia 2002 r. Poszczególne kraje wydają własne ustawy i rozporządzenia szczegółowe w sprawie norm zużycia ciepła, jakości budynków i sieci grzewczych, wentylacyjnych i ciepłej wody. Na przykład niemiecki standard „Niedrigenergiehaus” (dom niskoenergetyczny) ogranicza zużycie energii do poziomu 65 kWh/m²a (Foit i in. 2004).

W Polsce przeważająca liczba szkół to budynki z lat sześćdziesiątych i siedemdziesiątych, które charakteryzuje stosunkowo wysoka energochłonność, a wzrost kosztów ogrzewania, który nastąpił w latach 90-tych, uświadomił jak bardzo kosztowne jest utrzymanie tego typu budownictwa. Z tego powodu w ostatnich latach budynki te poddane zostały różnego rodzaju remontom. W ich ramach podejmowano działania zmierzające do ograniczenia zużycia energii poprzez modernizację instalacji centralnego ogrzewania i węzłów ciepłych, ocieplanie przegród budowlanych i wymianę stolarki budowlanej, zapominając przy tym, niestety, o modernizacji systemu wentylacji, który i tak najczęściej występował w formie słabej wentylacji grawitacyjnej. Wraz ze zmianami w technologii budowlanej i w wyposażeniu pomieszczeń nabrał znaczenia problem jakości powietrza wewnątrz budynków. Szczelne okna, z jednej strony bardzo pożądane ze względów energooszczędnych, ale z drugiej ograniczające napływ powietrza zewnętrznego, często poniżej ilości minimum higienicznego, przyczyniają się do powstania problemu zwanego syndromem chorego budynku SBS. Obserwuje się redukcję wymiany powietrza nawet do poziomu 0,5 dm³/s na osobę (Thompson 1998).

Oszczędzanie energii nie może odbywać się kosztem komfortu i zdrowia, szczególnie w takich budynkach jakimi są szkoły, gdzie przeważająca liczba użytkowników to dzieci. Dlatego przy projektowaniu i analizie systemów wentylacji raczej nie należy nastawiać się na zmniejszanie ilości powietrza wentylacyjnego, a raczej zwrócić uwagę na takie zorganizowanie systemu, aby jego energochłonność była jak najmniejsza.

Najpopularniejszym wskaźnikiem jakości powietrza jest stężenie metabolicznie generowanego dwutlenku węgla. W większości standardów określających niezbędny strumień objętości powietrza wentylacyjnego stosuje się limit stężenia CO₂ wynoszący 1000 ppm (Sowa i Bartkiewicz 1997). Publikowane dotychczas analizy zanieczyszczeń powietrza w szkołach wykazują, że jakość powietrza w salach lekcyjnych nie jest w stanie zapewnić właściwych warunków do zdobywania wiedzy. W większości analizowanych przypadków w salach szkolnych stężenie dwutlenku węgla znacznie przekraczało 1000 ppm osiągając nawet poziom 4000 ppm (Prill i in. 2002, Weindlader i in. 2000).

Ponieważ niektóre z działań modernizacyjnych kojarzone są z pogarszaniem jakości powietrza w pomieszczeniach, postanowiono przeanalizować jaka jest energochłonność i jednocześnie jakość powietrza w budynkach szkolnych zarówno przed, jak i po modernizacji oraz porównać go z obowiązującymi wymaganiami i tendencjami światowymi w tym zakresie. Celem rozdziału było znalezienie takiego rozwiązania, które pozwoliłoby zmniejszyć zużycie ciepła w szkołach i zapewnić wysoką jakość powietrza w salach lekcyjnych.

*autor: **Joanna Ferdyn-Grygierek**

Katedra Ogrzewnictwa, Wentylacji Techniki Odpylania, Politechnika Śląska w Gliwicach
redakcja: Andrzej Baranowski

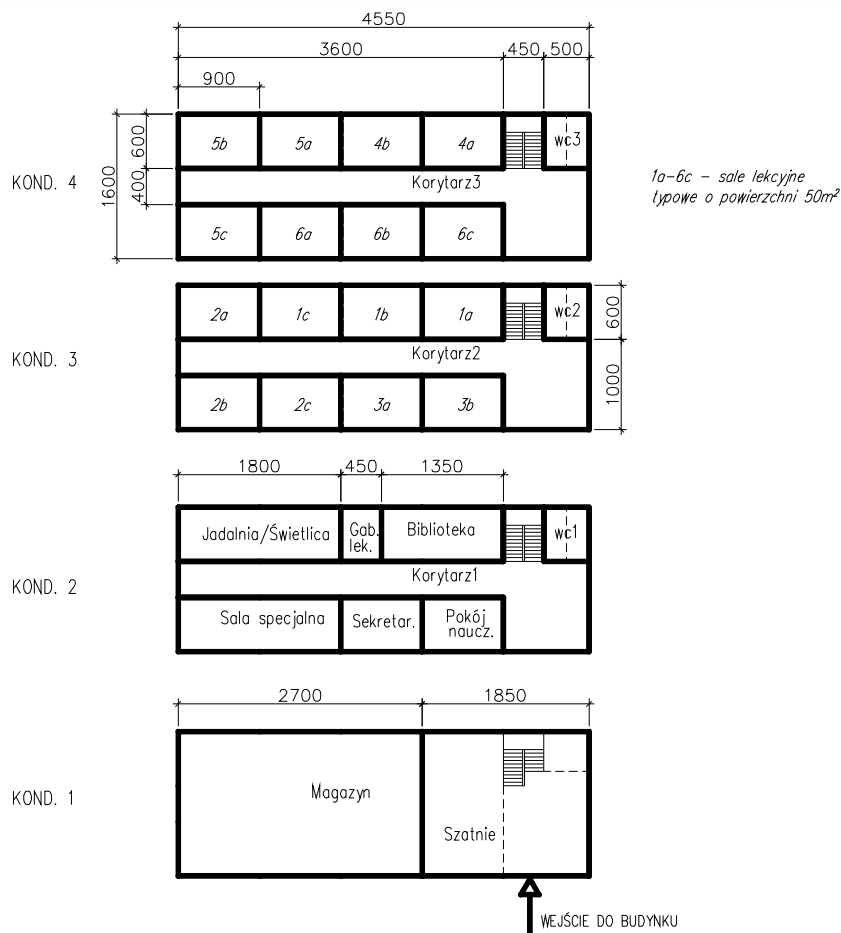
Opis analiz

Do analiz wybrano wolnostojący budynek 4-ro kondygnacyjny o łącznej kubaturze 9464 m³ i powierzchni ogrzewanej 2277 m², posiadający cechy szkół budowanych na przełomie lat '60-tych i '70-tych. Jest to budynek zwarty, prostopadłościenny, o wysokości kondygnacji 3,5 m, za wyjątkiem pierwszej wynoszącej 2,5 m. Wejście główne znajduje się od strony wschodniej budynku (rys.7.23).

Budynek obejmuje 17 sal lekcyjnych i 12 pomieszczeń dodatkowych. Dane techniczne budynku przed termomodernizacją podano w tabeli 7.6.

Tab. 7.6. Dane techniczne budynku przed modernizacją

Przegrody budynku	Ściana zewnętrzna	cegła pełna 38 cm, obustronnie otynkowana; $U=1,5 \text{ W/m}^2\text{K}$
	okno	okno zespolone, podwójne $U=3,0 \text{ W/m}^2\text{K}$ współczynnik szczelności $a=1,0 \text{ m}^3/(\text{mhPa}^{0,67})$
	stropodach	strop AKERMANA 22 cm izolowany żużlem 20 cm; $U=0,8 \text{ W/m}^2\text{K}$
Ogrzewanie	system centralnego ogrzewania grzejnikowego, ogrzewane są wszystkie pomieszczenia za wyjątkiem magazynu; kotłownia indywidualna, gazowa	
Wentylacja	wszystkie pomieszczenia, oprócz korytarzy, wyposażone są w kanały wentylacji grawitacyjnej – jeden lub dwa kanały wentylacyjne 27×14 cm w pomieszczeniu	



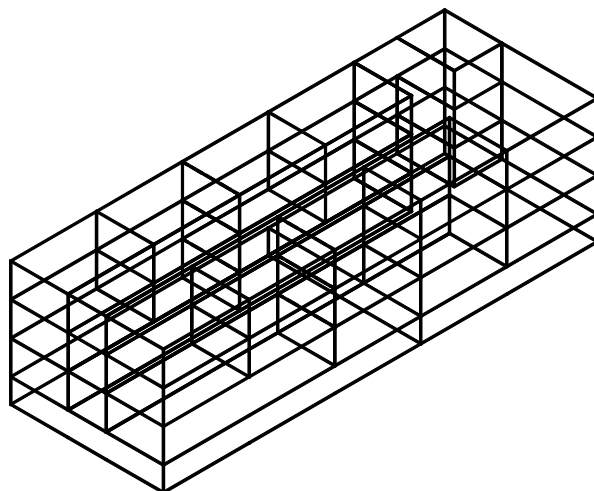
Rys. 7.23.

Rozmieszczenie pomieszczeń analizowanej szkoły

W salach lekcyjnych uczy się 25 lub 30 uczniów. Zajęcia szkolne odbywają się od poniedziałku do piątku zgodnie z rozkładem zajęć w godzinach 8⁰⁰-16³⁰ (Ferdyn-Grygierek 2004). Lekcje trwają 45 min. i przedzielane są 10 minutowymi przerwami za wyjątkiem długich 20 minutowych przerw obiadowych.

Analizy przeprowadzono przy użyciu dwóch programów komputerowych: CONTAMW, służącym do wielostrefowej analizy wentylacji i jakości powietrza w budynku (Dols i Walton 2002) i ESP-r, który pozwala wykonać zintegrowane obliczenia wymiany ciepła i przepływu powietrza w budynku z uwzględnieniem systemów i instalacji grzewczych (ESRU 1997). Budynek podzielono na 21 stref (rys. 7.24).

Obliczenia przeprowadzono dla całego sezonu grzewczego (od października do kwietnia) z uwzględnieniem przerw w nauce oraz dobowej zmienności obciążeń pomieszczeń. Przyjęto, że każda osoba jest źródłem emisji 13 dm³/h dwutlenku węgla oraz źródłem ciepła jawnego w zależności od wykonywanej pracy: uczniowie w czasie lekcji: 63 W, uczniowie w czasie przerwy: 75 W, nauczyciele 100 W i pozostali pracownicy 95 W. W pomieszczeniach ogrzewanych w godzinach od 6⁰⁰ do 17⁰⁰ utrzymywana jest temperatura 20°C w pozostałych godzinach oraz w weekendy temperatura wewnętrzna obniżana jest do 15°C.



Rys. 7.24.
Wielostrefowy model

Przeanalizowano 6 wariantów modernizacji budynku:

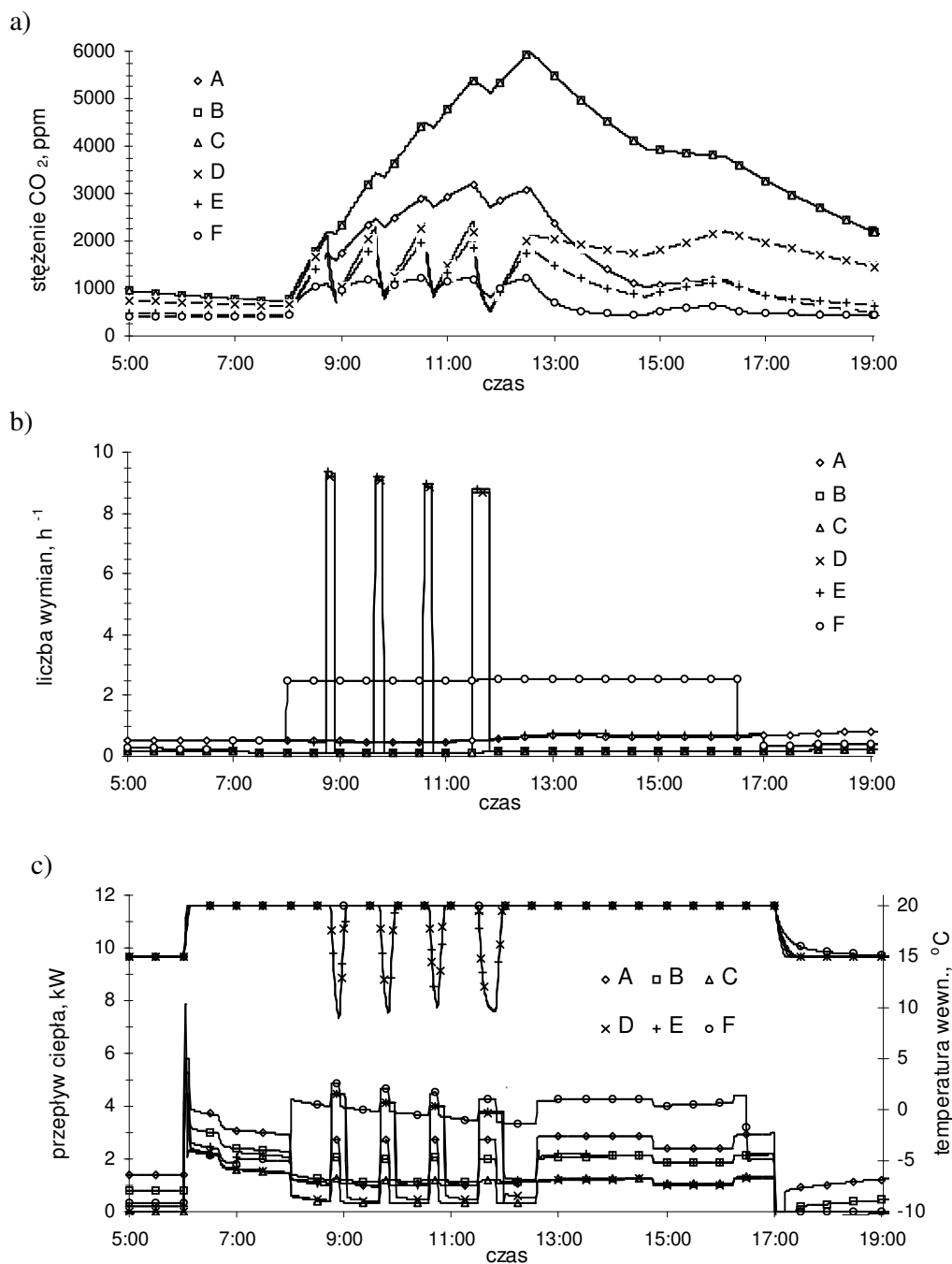
- A:** budynek przed termomodernizacją; system wentylacji grawitacyjnej, we wszystkich pomieszczeniach okna są zamknięte cały czas;
- B:** I etap termomodernizacji: budynek po wymianie okien na okna o współczynniku przenikania ciepła $U_{ok}=1,1 \text{ W/m}^2\text{K}$ i współczynniku szczelności $a=0,2 \text{ m}^3/(\text{mhPa}^{0,67})$; system wentylacji grawitacyjnej, we wszystkich pomieszczeniach okna są zamknięte cały czas;
- C:** II etap termomodernizacji: budynek po wymianie okien jak w wariantcie **B** i po dociepleniu przegród zewnętrznych: ściany styropianem grubości 8 cm ($U_{śc}=0,4 \text{ W/m}^2\text{K}$), stropodach styropianem grubości 10 cm ($U_{std}=0,3 \text{ W/m}^2\text{K}$); system wentylacji grawitacyjnej, we wszystkich pomieszczeniach okna są zamknięte cały czas;
- D:** szkoła po termomodernizacji jak w wariantcie **C**; system wentylacji grawitacyjnej, sale lekcyjne są dodatkowo wietrzone w czasie przerw, w pozostałych pomieszczeniach okna są zamknięte;

- E:** szkoła po termomodernizacji jak w wariantcie **C**; system wentylacji grawitacyjnej, okna wszystkich pomieszczeń wyposażone są w nawietrzaki powietrza, sale są wietrzone w czasie przerw, w pozostałych pomieszczeniach okna są zamknięte; w godzinach 17⁰⁰-7⁰⁰ oraz w dni wolne od pracy nawietrzaki są przymknięte do 20% wydajności;
- F:** szkoła po termomodernizacji jak w wariantcie **C**; system wentylacji mechanicznej wywiewnej; okna wyposażone są w nawietrzaki powietrza, które działają jak w wariantcie **E**, kanały wentylacji grawitacyjnej w salach lekcyjnych oraz w toaletach wyposażone są w wentylatory dachowe o stałej wydajności: sale 470 m³/h, toalety 360 m³/h. Pozostałe pomieszczenia jak w wariantcie **E**. Wentylatory działają w dni robocze w godzinach 8⁰⁰-16³⁰, w pozostałym czasie działa wentylacja grawitacyjna, okna wszystkich pomieszczeń są zamknięte cały czas.

Do symulacji warunków zewnętrznych wykorzystano typowy rok meteorologiczny dla Warszawy (Gawin i Kossecka 2002). Symulacje przeprowadzono z krokiem czasowym 1 min.

Wyniki

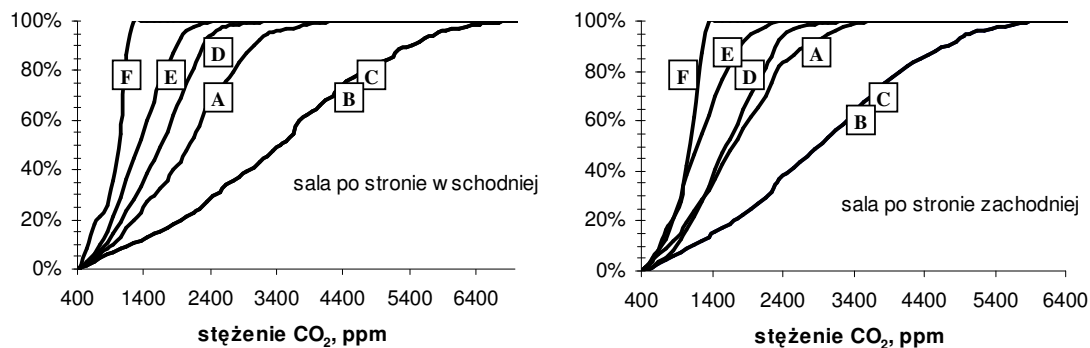
W rezultacie przeprowadzonych obliczeń uzyskano zbiory wyników zawierające wartości strumieni objętości powietrza wentylacyjnego w każdej ze stref, rozkład stężenia dwutlenku węgla w salach lekcyjnych, chwilowe zapotrzebowanie na ciepło do ogrzania powietrza wentylacyjnego oraz chwilowe całkowite potrzeby cieplne budynku. Wyniki dla przykładowej sali lekcyjnej przedstawiono na rys. 7.25.



Rys. 7.25.

Przebieg zmienności stężenia dwutlenku węgla (a), liczby wymian powietrza (b) oraz chwilowego zapotrzebowania na ciepło i temperatury powietrza wewnętrznego (c) w sali lekcyjnej 4b (por. rys. 7.23) w jednym dniu stycznia

Jako wskaźnik efektywności energetycznej przyjęto sezonowe zapotrzebowanie na ciepło całego budynku odniesione do jednostki powierzchni ogrzewanej, natomiast jako wskaźnik jakości powietrza przyjęto liczbę wymian powietrza w pomieszczeniach szkoły oraz stężenie dwutlenku węgla w salach lekcyjnych. Dla każdej sali lekcyjnej rozpatrywano skumulowany rozkład stężenia dwutlenku węgla (por. rys. 7.25).



Rys. 7.26.

Dystrybuanty stężenia CO_2 w 6. wariantach obliczeniowych dla sal lekcyjnych usytuowanych po stronie wschodniej i zachodniej budynku (sale 6b i 4b, rys. 7.23)

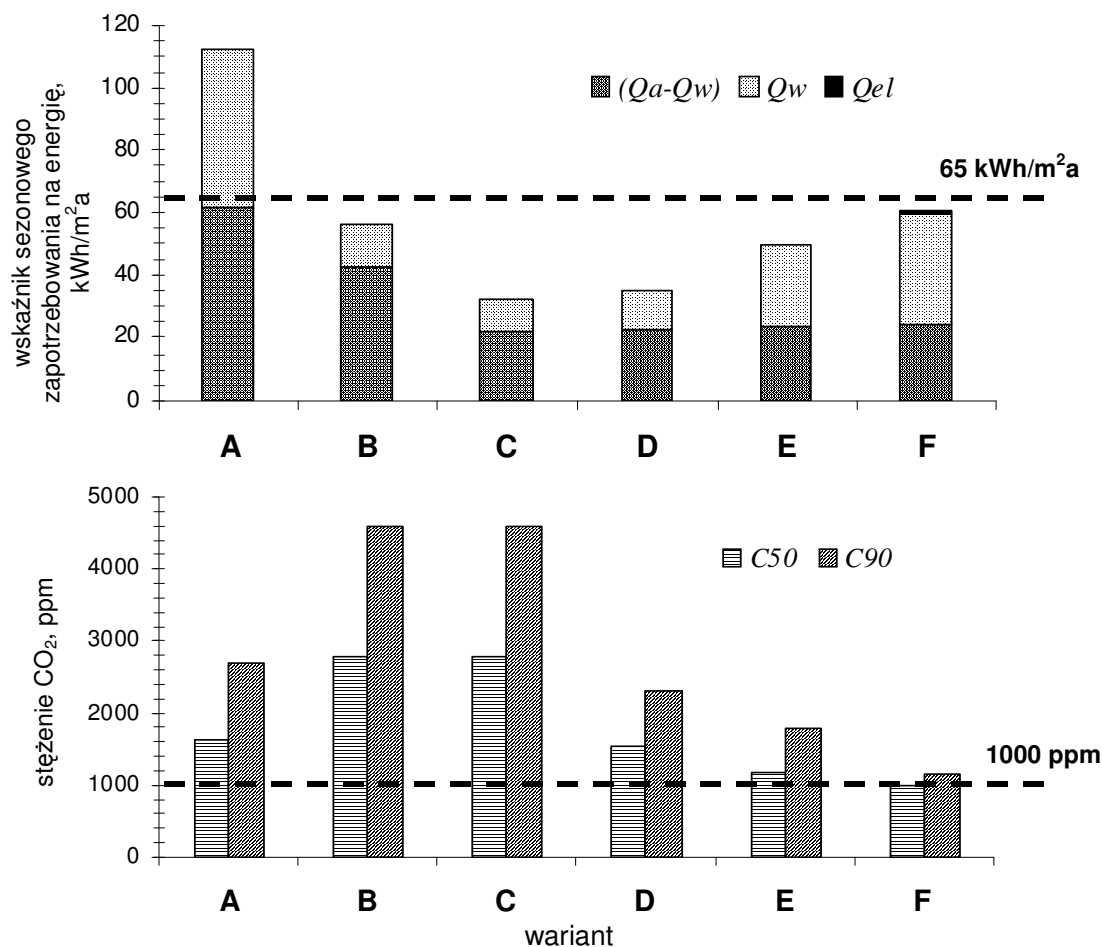
W tabeli 7.7 przedstawiono uzyskaną, średnią w sezonie grzewczym (od października do kwietnia), wymianę powietrza w budynku dla rozpatrywanych wariantów.

Tab. 7.7. Liczba wymian powietrza wentylacyjnego w szkole

		A	B	C	D	E	F	
Liczba wymian N, h^{-1}	dni robocze od 8 ⁰⁰ do 16 ³⁰	sale lekcyjne	1,0	0,3	0,3	0,8	1,6	2,6
		WC	1,1	0,2	0,2	0,2	2,0	3,1
		pozostałe pomieszczenia	0,8	0,3	0,3	0,3	0,5	0,6
		średnia w całym budynku	1,0	0,3	0,3	0,4	1,4	2,1
	Dni robocze od 16 ³⁰ do 8 ⁰⁰ dni wolne od 0 ⁰⁰ do 24 ⁰⁰	sale lekcyjne	0,9	0,3	0,3	0,3	0,5	0,5
		WC	1,0	0,2	0,2	0,2	0,6	0,6
		pozostałe pomieszczenia	0,8	0,2	0,2	0,2	0,3	0,3
		średnia w całym budynku	0,9	0,2	0,2	0,2	0,5	0,5

Jednostkowe zużycie ciepła budynku (w rozbiciu na infiltrację Q_w i energię elektryczną Q_{el}) oraz średni rozkład stężenia dwutlenku węgla (dla dystrybuanty C50 i C90) w salach lekcyjnych na wszystkich omówionych etapach modernizacji budynku przy różnych systemach wentylacji przedstawiono na rysunku 7.27 oraz w tabeli 7.8.

Kolejne etapy modernizacji zmieniają udział ciepła na infiltrację w całkowitym zapotrzebowaniu na ciepło. Modernizacja systemu wentylacji przez wprowadzenie systemu wentylacji mechanicznej powoduje zmniejszenie rocznego zapotrzebowania na ciepło do podgrzania powietrza wentylacyjnego przy znacznej poprawie jakości powietrza. Wynika to stąd, iż w porównaniu do stanu z nieszczelną stolarką okienną po modernizacji można obniżyć zużycie ciepła na potrzeby wentylacji przez ograniczenie wymiany powietrza w okresach gdy pomieszczenia nie są użytkowane.



Rys. 7.27.

Sezonowe zapotrzebowanie na ciepło całego budynku oraz stężenie dwutlenku węgla na wszystkich etapach modernizacji budynku

Przypadek A obrazuje stan w szkole przed termomodernizacją, w której nie podjęto żadnych prac związanych z modernizacją systemu wentylacji. Sezonowe zapotrzebowanie na ciepło budynku wynosi 257 MWh/a. Daje to wskaźnik zapotrzebowania na energię do ogrzania budynku wynoszący 113 kWh/m²a. Wymiana powietrza na poziomie 1,0 h⁻¹ zapewnia słabą jakość powietrza, przy której stężenie dwutlenku węgla przekracza 3000 ppm (przy średniej wartości 1640 ppm).

Wymiana stolarki okiennej poprawia energochłonność budynku (wariant B). Przeszło trzykrotne zmniejszenie infiltracji oraz zmniejszenie współczynnika U okien powoduje zmniejszenie sezonowego zużycia ciepła na ogrzanie budynku o 50%. Z drugiej jednak strony zmniejszenie pięciokrotnie współczynnika szczelności okien spowodowało znaczne pogorszenie jakości powietrza w salach szkolnych. Stężenie CO₂ średnio sięga 2800 ppm, osiągając w szczycie nawet 6000 ppm (rys 7.25a). Taki wzrost stężenia CO₂ spowodowany jest bardzo małą wymianą powietrza w pomieszczeniach o oknach wprawdzie o dużo lepszym współczynniku przenikania ciepła, ale niestety przy tym szczelnych.

Tab. 7.8. Średnie stężenie CO₂ w salach lekcyjnych i sezonowe zapotrzebowanie na ciepło budynku

	wariant					
	A	B	C	D	E	F
Zapotrzebowanie ciepła na infiltrację Q_w , kWh/m ² a	51,0	13,2	10,1	11,8	25,5	34,6
Zużycie energii elektrycznej na potrzeby wentylacji Q_{el} , kWh/m ² a	-	-	-	-	-	1,2
Całkowite zapotrzebowanie na ciepło Q_a , kWh/m ² a	113,0	56,0	32,1	34,7	49,5	59,3
Proporcja Q_a do stanu sprzed modernizacji (wariant 1A), %	100	50	28	31	44	53
Średnie stężenie CO ₂ w salach lekcyjnych, S_{CO_2} ppm	1640	2790	2790	1540	1170	990
Proporcja stężenia CO ₂ do stanu sprzed modernizacji (wariant 1A), %	100	170	170	94	72	61

Drugi etap termomodernizacji skorupy zewnętrznej budynku - to docieplenie ścian zewnętrznych i stropodachu (wariant C). Nie wpływa on na zmianę jakości powietrza w pomieszczeniach. Daje natomiast dodatkowe 20 % oszczędności sezonowego zużycia ciepła do ogrzania budynku w stosunku do stanu początkowego. W sumie po termomodernizacji szkoła oszczędza 70 % ciepła rocznie.

Niestety tak niska energochłonność spowodowana jest w dużym stopniu rażąco niską wymianą powietrza w budynku. Wymiana 0,3 h⁻¹ w salach szkolnych daje niecałe 2 m³/h powietrza świeżego na jednego ucznia i jest 10 razy mniejsza od wartości normowej (PN-83/B-03430). Sytuację poprawia nieco wietrzenie sal lekcyjnych w czasie przerw (wariant D), przeciętna wymiana powietrza zewnętrznego w salach szkolnych wzrasta wtedy z 0,3 do 0,8 h⁻¹. Należy jednak pamiętać, iż stosowanie wietrzenia wymaga dużej dyscypliny, i w praktyce, niestety, wykonywane jest bardzo nieregularnie. Strumień powietrza zewnętrznego sięgający w czasie wietrzenia ok. 10 h⁻¹ powoduje w okresach niskich temperatur zewnętrznych znaczne obniżenia temperatury wewnętrznej, nawet poniżej 10 °C (rys. 7.25c), co może być źródłem dużego dyskomfortu w początkowych okresach lekcji.

Zastosowanie okiennych ciśnieniowych nawietrzaków powietrza (wariant E) poprawia wymianę powietrza prawie 4-krotnie w stosunku do stanu z oknami szczelnymi, jest jednak ciągle niewystarczający. Stan jakości powietrza jest porównywalny ze stanem sprzed modernizacji szkoły.

Zadawalającą jakość powietrza uzyskujemy dopiero przy zastosowaniu systemów wentylacji mechanicznej (wariant F), poprzez zapewnienie od kilku do kilkunastokrotnie większej wymiany powietrza. Średnie stężenie dwutlenku węgla w salach lekcyjnych nie przekracza wtedy 1000 ppm (rys. 7.27).

Zastosowanie dodatkowych urządzeń zapewniających prawidłową wentylację ogranicza oszczędzanie energii potrzebnej na ogrzanie budynku. Zastosowanie nawiewników zmniejsza oszczędności energii średnio o 16 %, a zastosowanie wentylatorów o 25 %. Przeprowadzenie pełnej modernizacji budynku pozwala jednak zaoszczędzić 47 % ciepła (tab. 7.8) przy jednoczesnym zapewnieniu dobrej jakości powietrza w salach lekcyjnych. Wprowadzenie uzyskanie podwyższonej stabilizacji działania wentylacji uzyskuje się dzięki doprowadzeniu dodatkowej energii do napędu wentylatorów, jest to jednak ilość niewielka w porównaniu z całkowitym kosztem ciepła do ogrzania budynku (maksymalnie 2 %).

W tabeli 7.9 przedstawiono koszty inwestycyjne i eksploatacyjne związane z przeprowadzeniem omawianych prac modernizacyjnych oraz prosty czas zwrotu inwestycji (*SPBT*).

Tab. 7.9. Koszty inwestycyjne, eksploatacyjne i prosty czas zwrotu nakładów

variant	Zużycie ciepła	Zużycie energii elektrycznej	Koszt ogrzania budynku	Koszt energii elektrycznej	Koszt obsługi i konserwacji	Całkowity koszt	Efekt roczny	Koszt inwestycyjny	<i>SPBT</i>
	MWh		tys. zł						
A	260,0	-	33,7	-	-	33,7	-	-	-
B	261,9	-	17,0	-	-	17,0	16,7	142,0	8
C	73,2	-	9,5	-	-	9,5	24,2	268,1	11
D	78,9	-	10,2	-	-	10,2	23,5	268,1	11
E	110,8	-	14,4	-	0,3	14,9	18,9	293,6	16
F	135,1	2,7	17,5	1,0	2,0	20,6	13,2	386,0	29

Wstępne szacowanie rentowności inwestycji wskaźnikiem *SPBT* pokazuje, że inwestycja jest opłacalna jedynie dla termomodernizacji budynku bez modernizacji systemu wentylacji. W pozostałych przypadkach średni czas zwrotu nakładów inwestycyjnych przekracza 15 lat.

Z przeprowadzonych analiz wynika, że modernizacja cieplna budynku szkolnego polegająca na wymianie okien i dociepleniu ścian może spowodować zmniejszenie zużycia ciepła aż o 70 %. Jednak zamontowanie szczelnych okien powoduje, że wymiana powietrza staje się rażąco niska ($N=0,3 \text{ h}^{-1}$). Wentylacja naturalna nie jest w stanie zapewnić właściwej wymiany powietrza. Zastosowanie nawietrzaków nie poprawia sytuacji w wystarczającym stopniu. Regularne wietrzenie sal lekcyjnych w czasie przerw może zmniejszyć stężenie dwutlenku węgla do 2500 ppm, występują wówczas jednak znaczne obniżenia temperatury wewnętrznej sal lekcyjnych (nawet poniżej $10 \text{ }^{\circ}\text{C}$). Zastosowanie wentylacji wywiewnej z wentylatorami dachowymi o stałej wydajności pozwala utrzymać stężenie dwutlenku węgla na średnim poziomie 1000 ppm. Zapotrzebowanie na ciepło tak zmodernizowanego budynku szkolnego jest prawie o 50 % mniejsze. Uzyskano budynek o energochłonności $59,3 \text{ kWh/m}^2\text{a}$, który można zakwalifikować do grupy budynków energooszczędnych nawet wg rygorystycznej niemieckiej normy. Efekt roczny nie pozwoli traktować całej inwestycji jako opłacalnej z punktu widzenia czasu zwrotu kosztów (przy obecnych wysokich cenach urządzeń wentylacji mechanicznej). Inwestycję pozwalającą na utrzymanie wysokiej jakości powietrza w istniejących budynkach szkolnych należy raczej traktować jako konieczną dla zdrowia i dobrego samopoczucia uczniów.

7.4. NUMERYCZNE MODELOWANIE WSPÓŁCZYNNIKA PRZENIKANIA CIEPŁA I STRUMIENIA OBJĘTOŚCI PRZEPIYWU STRUG TERMICZNYCH W POMIESZCZENIU Z SYSTEMEM WENTYLACJI WYPOROWEJ*

Numeryczna mechanika płynów (CFD) staje się coraz ważniejszym narzędziem dla prognozowania przepływu, temperatury i jakości powietrza w pomieszczeniach.

Choć jest możliwe obliczenie czynników dominujących w wentylacji wyporowej – konwekcji naturalnej i mieszanej, przepływów w przyściennych obszarach strugi swobodnej – z różnymi opcjami dwu-równaniowych modeli turbulencji, wciąż trudno jest przewidzieć działanie systemu wentylacji wyporowej z tylko jednym zestawem parametrów dla standardowego modelu dwu-równaniowego.

Symulacja warstwy przyściennej dla dwu-równaniowego modelu turbulencji k-ε

Standardowa symulacja warstwy przyściennej dla przepływu ciepła w wyniku konwekcji swobodnej i mieszanej przeprowadzona została komercyjnym programem CFD FLUENT 6.0.

Standardowy model k-ε jest jednym z pierwszych dwu-równaniowych modeli które wykazały duże możliwości w modelowaniu wielu przepływów technicznych. Standardowy model k, ε został rozwinięty dla przepływów całkowicie turbulentnych, w których lepkość molekularna ν jest bardzo mała w porównaniu do lepkości turbulentnej ν_t . Punktem wyjścia dla nowego modelu symulacji warstwy przyściennej jest standardowy model Laundera i Spaldinga (Launder i Spalding 1974) z dobrze znanym warunkiem rozszerzającym G_b dla efektu wyporu.

$$\frac{\partial k}{\partial t} + u_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \cdot \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + P_k + G_b - \varepsilon \quad (7.1)$$

$$\frac{\varepsilon}{t} \frac{\partial}{\partial x_j} + u_j \frac{\varepsilon}{x \partial_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\nu_t}{\sigma_k} \cdot \frac{\varepsilon}{x \partial_j} \right) - G_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} \cdot P_k - G_{3\varepsilon} G_b - G_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k^2} \quad (7.2)$$

$$P_k = \nu_t \left(\frac{u \partial_j}{x \partial_j} + \frac{u \partial_j}{x \partial_j} \right) \frac{u \partial_j}{x \partial_j} \quad (7.3)$$

$$G_b = \beta \cdot g_i \frac{\nu_t}{Pr_t} \cdot \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (7.4)$$

W pobliżu ścian stałych, gdzie efekty lepkości zaczynają dominować nad turbulentnymi, funkcje przyścienne mogą być użyte do zmniejszenia gęstości siatki. FLUENT 6.0 oferuje “Standard Wall Function” (SWF) (Standardowa Funkcja Przyścienna) i “Enhanced-Wall-Treatment” (EWT) (Rozszerzona Funkcja Przyścienna) aby domknąć obszar pomiędzy całkowicie rozwiniętym przepływem turbulentnym i obszarem przyściennym. EWT dzieli strefę przyścienną na 3 obszary: całkowicie turbulentny, warstwy przejściowej oraz

* autorzy: **Martin Kriegel, Dirk Müller**

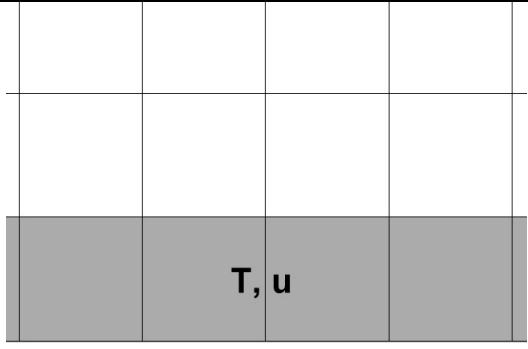
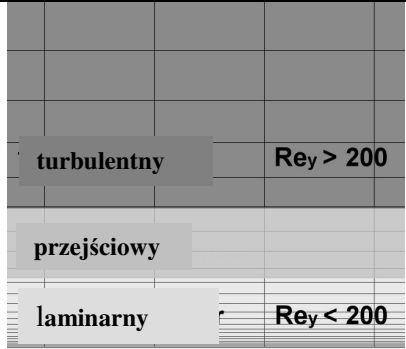
Technical University of Berlin, Hermann-Rietschel-Institute

tytuł oryginału: *CFD predictions for local heat transfer values and volume flow rate of thermal plumes in room with a displacement ventilation system*

tłumaczenie: Anna Skorek

redakcja: Andrzej Baranowski

warstwy dominujących sił lepkości. Dodatkowo obliczana jest lepkość turbulentna ν_t i dyssypacja energii ϵ w podwarstwie dominujących sił lepkości. Rysunek 7.28 pokazuje różne przepływy i zagęszczenie siatki dla tych 2 metod.

SWF	EWT
Tylko przepływ całkowicie turbulentny	Przepływ laminarny i przejściowy
	

Rys. 7.28.

Siatka i rodzaje przepływów dla modeli SWF i EWT

EWT oblicza lepkość turbulentną ν_t w obszarze całkowicie turbulentnym ze wzoru (7.5), tak jak zazwyczaj dla modelu standardowego k, ϵ . Wewnątrz podwarstwy dominujących sił lepkości, EWT włącza równanie (7.6) aby oszacować zachowanie skali długości turbulentnej w warstwie przyściennej. To oszacowanie skali długości zastępuje pełne równanie dla przepływu przy małych liczbach Reynoldsa dla turbulentnej dyssypacji ϵ . Funkcja dyssypacji energii ϵ ma wyraźne maksimum w pobliżu powierzchni ścian. Maksimum to może być obliczone jedynie przy pomocy siatki zagęszczonej w kierunku normalnym do powierzchni ściany. Aby uprościć obliczenia rozkład skali długości l_μ bazujący na jedno-równaniowym modelu Wolfsteina (1969), zastępuje turbulentną dyssypację w pobliżu warstwy przyściennej.

$$\epsilon_t = \nu_t \frac{k^2}{l_\mu^3} \quad (7.5)$$

$$l_{\mu, 2Layer} = \nu_t \frac{k \sqrt{y}}{u_*} \quad (7.6)$$

$$l_\mu = c_l \nu_t \left(1 + e^{-\frac{Re_y}{A_\nu}} \right) \quad (7.7)$$

Warunek przełączający dla różnych równań jest powiązany z bazującą na odległości od ścianki turbulentną liczbą Reynoldsa Re_y równaniem (7.8). Wartość turbulentnej liczby Reynoldsa jest zazwyczaj duża w obszarze silnych naprężeń stycznych. Równanie (7.6) może być stosowane jedynie w obszarach małych wartości naprężeń ścinających ($Re_y < 0$). Jeśli wartość turbulentnej liczby Reynoldsa przekracza 200, do obliczenia lepkości turbulentnej zaleca się równanie (7.5).

$$Re_y = \frac{y}{\nu_t} \frac{k \sqrt{y}}{u_*} \quad (7.8)$$

Dwa różne równania na lepkość turbulentną ν_t są połączone poprzez funkcję wygładzającą λ_{Re} , równanie (7.9). Wartości pomiędzy zerem i jedynką charakteryzują obszar przejściowy, jak pokazano na rysunku 7.28.

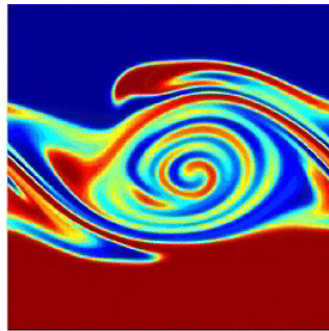
$$\lambda_{Re} = \frac{1}{2} \left[1 + \tanh \left(\frac{Re_y - Re_y^{\delta}}{A} \right) \right] \quad (7.9)$$

$$t_{,enh} = Re \cdot t + \left(-Re \right) \cdot t_{,2layer} \quad (7.10)$$

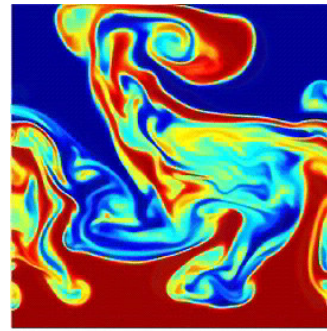
Podobna procedura może być wyprowadzona dla obliczenia turbulენტnej dysypacji ϵ w warstwie przejściowej i podwarstwie laminarnej.

Nowa metoda symulacji warstwy przyściennej dla konwekcji swobodnej i mieszanej

Mieszanie płynu może powstawać w wyniku turbulencji na skutek dwóch efektów, ścinania i wyporu poprzez niestabilność termiczną. Na rysunku 7.29 pokazane są dwie charakterystyczne formy powstawania turbulencji. Niebieski obszar charakteryzuje niższą, a czerwony obszar wyższą temperaturę. W początkowym stanie powstawania turbulencji poprzez ścinanie powstają charakterystyczne, prawie dwuwymiarowe wiry. Jeśli mieszanina powstaje w wyniku niestabilności termicznej, tworzą się struktury wyraźnie bardziej niestabilne i mniej zorganizowane.



ścinanie



wypór

Rys. 7.29.

Powstawanie turbulencji w wyniku ścinania i niestabilności termicznej (Fringer 1999)

Turbulencje powstałe w wyniku efektu wyporu w termicznie niestabilnym uwarstwieniu są zamodelowane poprzez równanie (7.4), przy użyciu modelu k, ϵ . Czynniki wyporu G_b jest wprowadzony do równania energii kinetycznej turbulencji k i dysypacji energii kinetycznej turbulencji ϵ . Implementacja do k -równania odpowiada warunkowi powstawania ścinania P_k . Wprowadzenie członu wyporu G_b do ϵ -równania wykorzystuje współczynnik skali ϵ/k i wprowadza współczynnik C_{3z} .

Rozważając symulację warstwy przyściennej w programie FLUENT 6.0, model EWT nie bierze pod uwagę powstawania turbulencji w wyniku sił wyporu. Warunek przełączający (*The switching condition*) dla różnych równań jest związany równaniem (7.7) tylko z bazującą na odległości od ścianki (*wall distance based*) turbulენტną liczbą Reynoldsa Re_y . Różnica między podwarstwą laminarną a całkowicie turbulენტną powinna być oceniona na podstawie poziomu sił ścinających i turbulencji wprowadzonej przez siły wyporu. Sytuacja niestabilna termicznie (podgrzewana podłoga, chłodzony strop) spowoduje dramatyczny wzrost turbulencji. Sytuacja termicznej stabilności powoduje wzrost grubości podwarstwy laminarnej. Nowa rozszerzona symulacja warstwy przyściennej będzie się odnosić jedynie do sytuacji niestabilnej termicznie ze względu na duże znaczenie dla systemów wentylacji wyporowej. Charakterystyka stabilności termicznie niestabilnych przepływów może być opisana za pomocą liczby Richardsona, Ri

(7.11). Ta bezwymiarowa liczba opisuje stosunek wyporu do ścinania i decyduje czy przepływ jest zdominowany przez wypór czy przez ścinanie.

$$Ri = \frac{g_i \cdot \Delta x_i}{(\omega \cdot \Delta x_i)^2} \quad (7.11)$$

Konieczne jest określenie nowej funkcji $\lambda_{Re,Ri}$ do obliczenia turbulencji powstałych w pobliżu ścian stałych, w wyniku sił ścinających i niestabilnej stratyfikacji termicznej. Niestabilność termiczna jest wyrażona poprzez odrębną funkcję λ_{Ri} , (równanie 7.13).

$$\lambda_{Re,Ri} = \alpha \cdot (Re, Ri) \quad (7.12)$$

$$\lambda_{Ri} = \frac{1}{2} \left[1 - \tanh \left(\frac{Ri - 0.009}{0.005} \right) \right] \quad (7.13)$$

$$\lambda_{t,enh} = \lambda_{Re,Ri} \cdot \lambda_t + (1 - \lambda_{Re,Ri}) \cdot \lambda_{t,2layer} \quad (7.14)$$

Opisana symulacja warstwy przyściennej bazuje na modelu EWT programu FLUENT 6.0 i będzie nazywana „Zmodyfikowane Rozszerzone Funkcje Ścianki” (“Modified Enhanced-Wall-Treatment” - MEWT).

Wyznaczanie powstawania turbulencji w wyniku sił wyporu dla 2-równaniowego modelu turbulencji k-ε

Człon wyporu G_b jest wprowadzony do równania na energię kinetyczną turbulencji k i dyssypację energii kinetycznej turbulencji ε . Literatura nie wskazuje ogólnie oczekiwanych wartości dla współczynnika $C_{3\varepsilon}$ dla członu wyporu G_b w równaniu na ε . Wartość współczynnika C_3 powinna być pomiędzy 0 i 1 (Rodi 1987, Murakami i in. 1992). Bardziej wyszukany model biorący częściowo pod uwagę anizotropowy efekt sił wyporu w polu przepływu został zaproponowany przez Henkesa i in. (1991). Jego model określa wartość C_3 z orientacyjnej prędkości lokalnej i z wektora grawitacji (7.15).

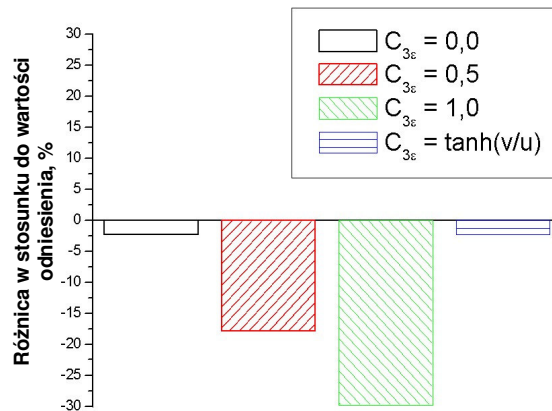
$$C_{3\varepsilon} = \tanh \left(\frac{\sqrt{\left| \frac{g}{g} \right|}}{\alpha} \right) \quad (7.15)$$

Wybór współczynnika $C_{3\varepsilon}$ dla systemów wentylacji wyporowej

Pierwsze badania nad współczynnikiem $C_{3\varepsilon}$ analizującego współczynnik wymiany ciepła nad podgrzewaną płaską płytą, są pokazane na rysunku 7.31. Obliczony współczynnik wymiany ciepła silnie zależy od współczynnika $C_{3\varepsilon}$. Wartość odniesienia dla tych badań bazuje na odpowiedniej korelacji utworzonej na podstawie wyników eksperymentalnych (Baehr i Stephan 1996).

Współczynnik $C_{3\varepsilon}$ równy 0.0 prowadzi do wyniku obliczonego numerycznie zbliżonego do wartości odniesienia. Ani współczynnik $C_{3\varepsilon}$ równy 0.5 ani równy 1.0 nie prowadzi do obliczenia akceptowalnych wartości współczynnika wymiany ciepła. Zastosowanie równania (7.15) daje ten sam wynik co w przypadku gdy $C_{3\varepsilon}$ równe jest 0.0, ze względu na orientację wektora grawitacji i wektora prędkości. Człon wyporu w równaniu na ε znika w przypadku współczynnika C_{3x} równym 0.0. Bardziej szczegółowe badania nad typową wentylacją wyporową pokazują, że człon wyporu w

równaniu na ε jest pomijalny w przypadku warunków niestabilnych termicznie, przy ogrzewanej podłodze lub chłodzonym suficie.



Rys. 7.30

Wartości współczynnika $C_{3\varepsilon}$ w relacji do współczynnika przenikania ciepła nad ogrzewaną płaską powierzchnią

Dla termicznie niestabilnej stratyfikacji Venayagamoorthy (Venayagamoorthy i in. 2003) stwierdza, że człon wyporu odgrywa podrzędną rolę. Jednakże Venayagamoorthy sugeruje wartość 1 dla współczynnika $C_{3\varepsilon}$ w przypadku stabilności termicznej. Rodi (1987) dla takich warunków także zaleca wartość $C_{3\varepsilon}=1$. Pierwsze badania nad współczynnikiem $C_{3\varepsilon}$ analizujące gradient temperatury w wentylacji wyporowej pokazują tylko delikatną zależność. Dobra zgodność z pomiarami była odnotowana dla $C_{3\varepsilon}=0$. Wyniki te są w znacznym stopniu niezależne od symulacji warstwy przyściennej (SWT, EWT i MEWT).

Skorygowana funkcja C_{3z} dla członu wyporu G_b w równaniu na k w przypadku stratyfikacji stabilnej termicznie

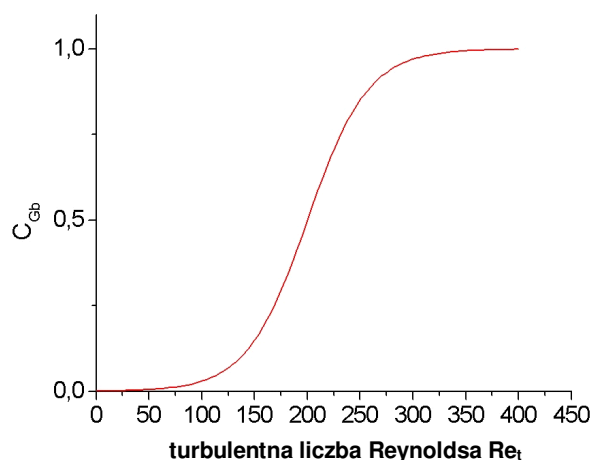
System wentylacji wyporowej charakteryzuje się wzrostem temperatury w pomieszczeniu wraz z wysokością. Ta termicznie stabilna stratyfikacja ma dodatni gradient gęstości w kierunku wektora grawitacji. Obszar swobodnego pola wentylacji wyporowej generuje tylko bardzo słabe warstwy ścinające i jego stopień turbulencji jest zdominowany głównie przez transport energii kinetycznej i proces dyssypacji energii kinetycznej. Gęstość stratyfikacji powoduje wzrost dyssypacji turbulencji, ponieważ wszystkie wiry z osią obrotu nierównoległą do wektora grawitacji transportują masę z regionu od wyższej do niższej gęstości. Proces mieszania czerpie energię ze struktur wirowych. Efekt tłumienia zależy od kierunku wektora grawitacji. Izotropowy model turbulencji nie może w sposób naturalny odzwierciedlić tej zależności kierunkowej. Standardowy człon wyporu G_b (równ. 7.4) zapewnia zmniejszanie się energii kinetycznej turbulencji w warunkach stabilności termicznej w równaniu na k w standardowym modelu k, ε . Obliczanie systemu wentylacji wyporowej przy użyciu standardowego członu wyporu G_b i współczynnika C_{z3} równego 0,0 prowadzi do warunków przepływu laminarnego w znacznych partiach obszaru obliczeniowego. Obliczony pionowy gradient temperatury

jest zbyt wysoki w porównaniu do pomiarów. Efekt tłumienia standardowego członu wyporu G_b jest sprowadzony do nowej funkcji poprawkowej C_{Gb} , równanie (7.16), liczonej dla przepływu laminarnego.

$$C_{Gb} = \frac{1}{2} - 1 \left[\tanh \left(\frac{Re_t - Re_{t,krit}}{D} \right) \right] \quad (7.16)$$

$$Re_t = \frac{k^2}{\nu} \quad (7.17)$$

Ta funkcja nie jest wyprowadzona analitycznie z danych DNS. Rozumowanie fizyczne dla poprawkowej funkcji C_{Gb} może być porównane do turbulentnej lepkości wirowej ν_t i dyfuzji termicznej. Dla bardzo niskich wartości liczb Reynoldsa Re_t spadek turbulencji w wyniku efektu wyporu powinien zmniejszyć się z powodu dyfuzji termicznej małoskalowych wirów zmniejszających efektywność mieszania termicznego. Równanie (7.16) bazuje na krytycznej wartości liczby Reynoldsa $Re_{t,krit} = 200$ w którym oczekuje się przejścia od struktur przepływu turbulentnego do struktur przepływu laminarnego.



Rys.7.31.

Zmienność współczynnika C_{Gb} wg równania (7.16)

Rysunek 7.31 pokazuje poprawkową funkcję C_{Gb} jako funkcję turbulentnej liczby Reynoldsa Re_t . Człon wyporu pełni podrzędną rolę w przepływie turbulentnym gdyż człon P_k dominuje w równaniu na k dla rosnących turbulentnych liczb Reynoldsa. Jednakże poprawkowa funkcja C_{Gb} zaleca wartość 1,0 dla dużych turbulentnych liczb Reynoldsa w całkowicie rozwiniętych przepływach turbulentnych.

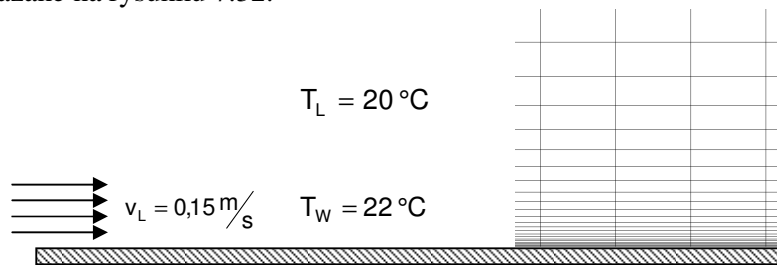
Lokalny współczynnik przepływu ciepła i strumienia objętości wyporowego dla systemów wentylacji wyporowej

Uproszczony system wentylacji wyporowej może być zbudowany z poziomych i pionowych ścian i cylindrycznych źródeł ciepła. Sufit jest ogrzewany przez powietrze w wyniku wzrastającej temperatury powietrza na wysokości pomieszczenia. Podłoga jest ogrzewana w wyniku radiacyjnego przepływu ciepła, które powoduje wyższą temperaturę podłogi i niższą temperaturę sufitu w odniesieniu do średniej lokalnej temperatury płynu

w pobliżu powierzchni. Pionowa powierzchnia cylindryczna przekazuje energię poprzez konwekcję swobodną i promieniowanie. Znajomość strumienia objętości w wyniku konwekcji jest jednym z najważniejszych elementów wymiarowania systemów wentylacji wyporowej. Badanie różnych modeli obejmuje zarówno niestabilną stratyfikację na przegrodach poziomych jak i strumienia objętości przepływu od pionowych ścian i ogrzewanych cylindrów.

Przenikanie ciepła na powierzchniach poziomych

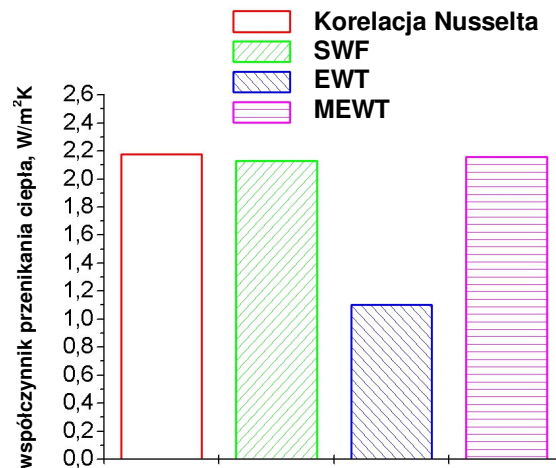
System wentylacji wyporowej powoduje nawiew nieco ochłodzonego powietrza w pobliżu podłogi. Warunki brzegowe zamodelowane w pierwszej analizie numerycznej CFD są pokazane na rysunku 7.32.



Rys.7.32.

Warunki graniczne dla numerycznej symulacji konwekcji mieszanej

Jakość obliczeń CFD będzie sprawdzona poprzez porównanie średniego współczynnika przenikania ciepła z danymi eksperymentalnymi przy użyciu odpowiedniej korelacji Nusselta. Wykres na rys. 7.33 pokazuje rezultaty różnych symulacji warstwy przyściennej.

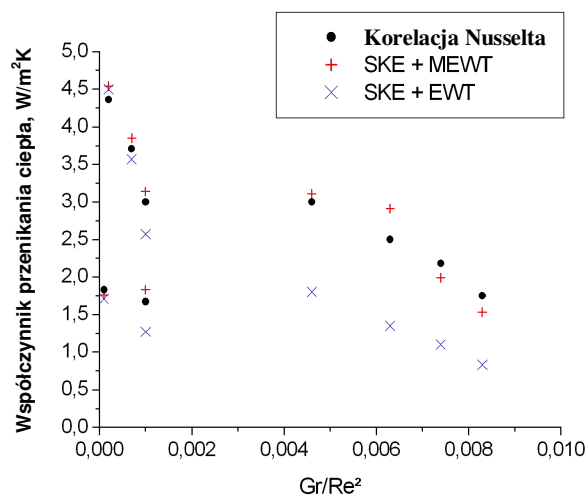


Rys. 7.33.

Konwekcja mieszana dla różnych współczynników przenikania ciepła

Model SWF bardzo dobrze przewiduje średnią wartość współczynnika przenikania ciepła. Model EWT powoduje błąd rzędu 40%. Bardzo niska średnia wartość tego współczynnika wskazuje na przepływ laminarny w pobliżu ścian gdy zastosowany jest model EWT. Nowy model MEWT przewiduje wyższą turbulencję ze względu na lokalną

liczbę Richardsona i daje poprawne wartości dla średniego współczynnika przenikania ciepła. MEWT jest oceniana dla różnych kombinacji prędkości od 0,05 m/s do 1 m/s i różnicy temperatury od 0 K do 5 K. Rysunek 7.34 pokazuje porównanie rezultatów z EWT, MEWT i korelacji Nusselta dla różnych stosunków Gr/Re^2 .

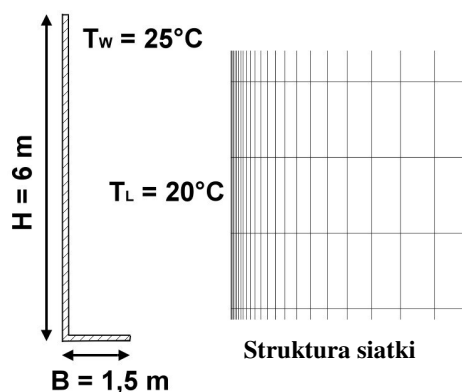


Rys. 7.34.

Rezultaty obliczeń współczynnika przenikania ciepła dla różnych wartości stosunku Gr/Re^2

Przenikanie ciepła i strumienia objętości przepływu na pionowej powierzchni

Poniżej przedstawiono przepływy w wyniku konwekcji swobodnej na pionowej powierzchni. Geometria i warunki brzegowe są pokazane na rysunku 7.35.

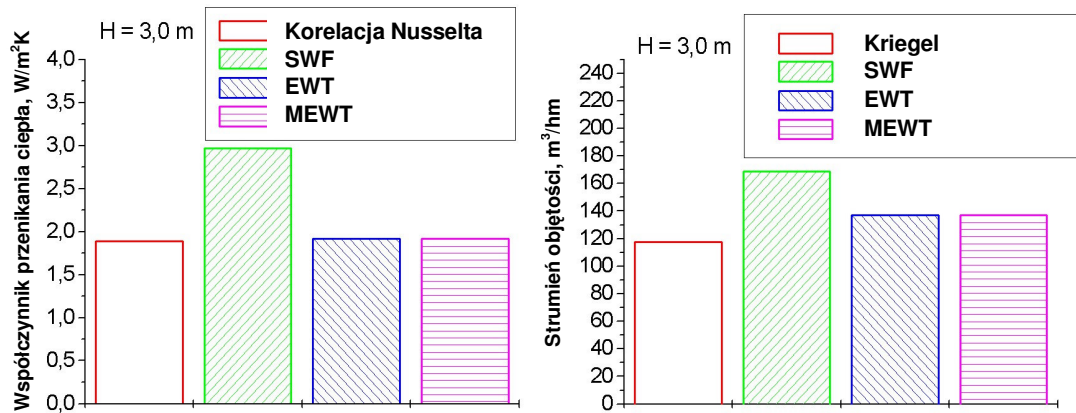


Rys. 7.35.

Geometria i warunki brzegowe symulacji konwekcji swobodnej na pionowej powierzchni

Ocena rezultatów obliczeń dotyczących zarówno przenikania ciepła jak i objętościowego natężenia przepływu na skutek wyporu, na wysokości 3 m, jest pokazana na rysunku 7.36. Korelacja dla liczby Nusselta dostarcza danych eksperymentalnych dla współczynnika przenikania ciepła. Przenikanie ciepła na skutek wyporu hydrostatycznego nad pionową powierzchnią może być obliczone na podstawie eksperymentalnych danych dopasowanych do Kriegela (1973) (równanie 7.18).

$$\dot{V}_{\text{auf}} = 1929,6 \cdot v \cdot B \cdot Gr^{0,35} \quad (7.18)$$



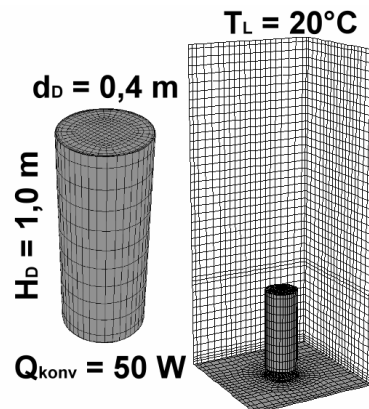
Rys. 7.36.

Wypór termiczny nad pionową powierzchnią w odniesieniu do współczynnika przenikania ciepła i objętościowego natężenia przepływu

Model SWF nie może przewidywać przepływu na skutek konwekcji swobodnej dla zadanej gęstości siatki. Błąd średniego współczynnika przenikania ciepła i przepływu na skutek sił wyporu jest większy niż 40 %. Przy użyciu modelu EWT błąd wynosi 10 % dla obu wartości. Obliczenia przy pomocy modelu MEWT dają takie same wartości jak dla EWT, ponieważ generalnie nad pionową powierzchnią nie powstają żadne termicznie niestabilne stratyfikacje.

Przenikanie ciepła i wydajność strugi termicznej

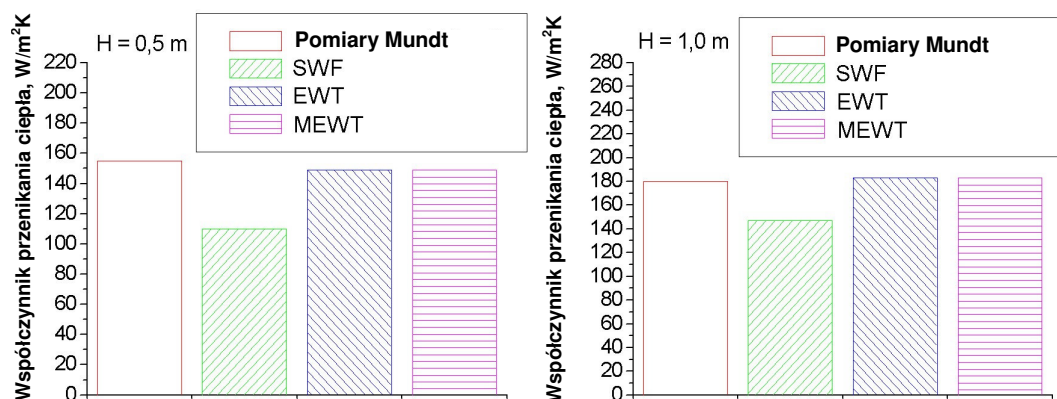
Ogrzewane cylindry są często używane w eksperymentach do symulowania ludzi. Dane eksperymentalne dla objętościowego natężenia przepływu spowodowanego wyporem nad ogrzewanym cylindrem można znaleźć u Mundt (1996). Dane dotyczące geometrii źródła ciepła i wszystkie przyścienne warunki graniczne są pokazane na rys. 7.37.



Rys. 7.37.

Geometria i warunki brzegowe numerycznej symulacji wyporu termicznego nad ogrzewanym cylindrem

Na rysunku 7.38 pokazane jest porównanie różnych symulacji warstwy przyściennej i pomiarów wykonanych przez Mundta dotyczących strumienia objętości przepływu naskutek sił wyporu na 2 wysokościach ponad cylindrem w pomieszczeniu ($H=0,5$ m i $1,0$ m).

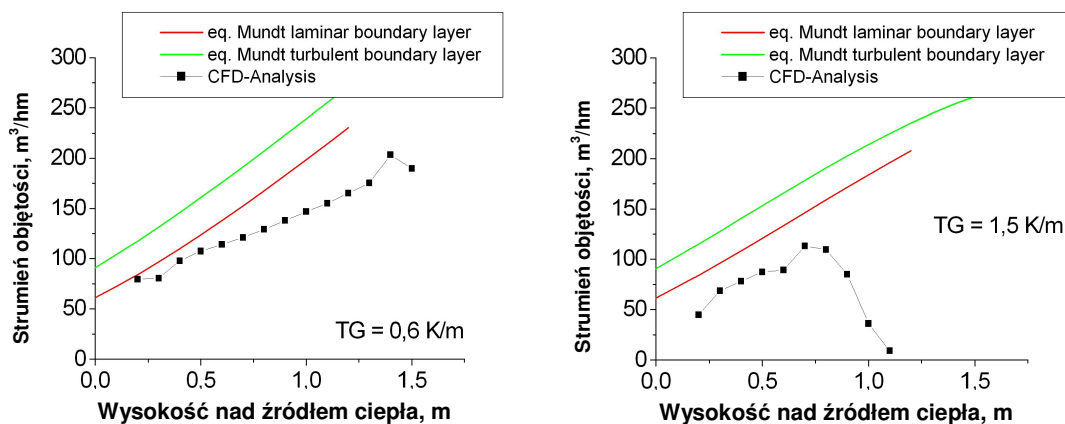


Rys. 7.38.

Natężenia przepływu w wyniku wyporu w strudze nad cylindrem na wysokości $0,5$ m i $1,0$ m nad cylindrem

Model SWT nie może odtworzyć pomiarów. Rezultaty uzyskane przy użyciu EWT i MEWT są w dobrej zgodności z pomiarami Mundt.

Na rysunku 7.39 pokazane jest porównanie równania zaproponowanego przez Mundta i rezultatów analizy CFD dla wyporu termicznego nad cylindrem w warunkach stabilnego termicznie otoczenia. Zaobserwowano gradient temperatury na poziomie $TG = 0,6$ K/m i $TG = 1,5$ K/m



Rys. 7.39.

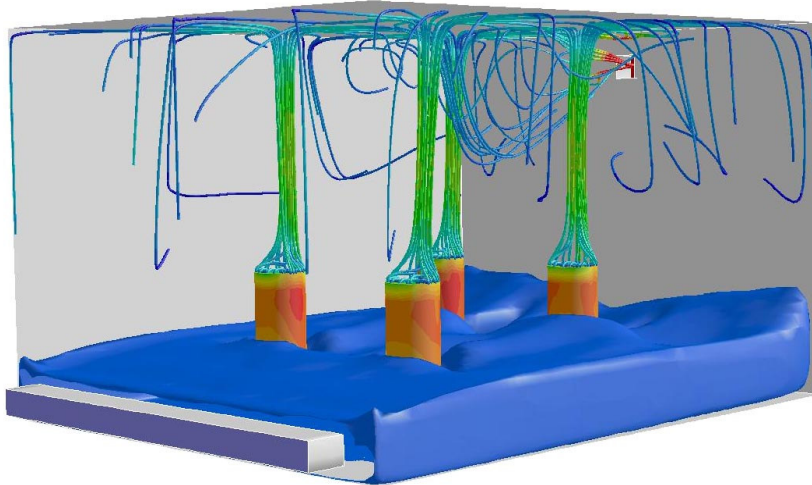
Objętościowe natężenie przepływu w wyniku wyporu cieplnego nad cylindrem w termicznie stabilnym środowisku

W przeciwieństwie do pomiarów, rezultaty analizy numerycznej nie pozostają w dobrej korelacji z równaniem zaproponowanym przez Mundta ani dla założenia laminarnej, ani turbulentnej warstwy granicznej. Rezultaty obliczeń numerycznych

przewidują silny związek pomiędzy gradientem temperatury i objętościowym natężeniem przepływu.

Symulacja numeryczna systemu wentylacji wyporowej

W końcowym teście rozszerzonego modelu turbulencji porównane są dane eksperymentalne dla systemu wentylacji wyporowej z obliczeniami numerycznymi. Porównanie koncentruje się na pionowym profilu temperatury. Warunki geometryczne i linie prądu symulacji numerycznej są pokazane na rysunku 7.40. Strumień objętości powietrza nawiewanego wynosi $380 \text{ m}^3/\text{h}$ a temperatura $18,5 \text{ }^\circ\text{C}$. Całkowite zyski ciepła od ogrzewanych cylindrów wynoszą 720 W .



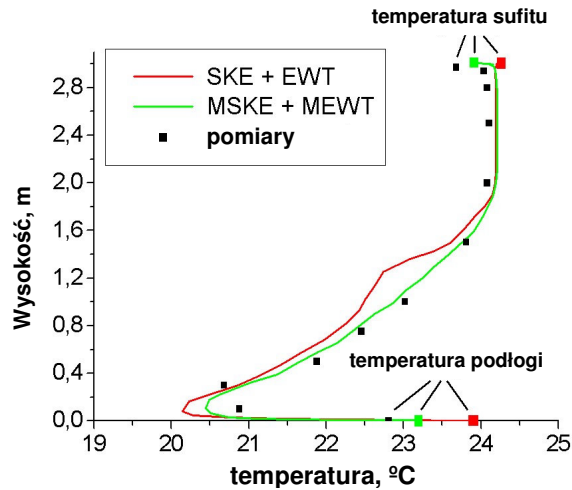
Rys. 7.40.

Geometria i symulacja numeryczna systemu wentylacji wyporowej

Rysunek 7.41 pokazuje porównanie pionowego gradientu temperatury w środku pomieszczenia pomiędzy pomiarami i obliczeniami numerycznymi. Pokazane są tu dwa różne wyniki obliczeń przy zastosowaniu standardowego modelu k,ϵ (SKE) w połączeniu z modelem EWT oraz zmodyfikowanym standardowym modelem k,ϵ (MSKE) dla termicznie stabilnych przepływów, przy użyciu funkcji poprawkowej C_{Gb} w połączeniu z MEWT dla niestabilnej stratyfikacji.

Znaczne odchylenie od wartości mierzonego profilu temperatury pojawia się przy modelu standardowym przy użyciu kombinacji modelu SKE i EWT. Duże różnice pomiędzy temperaturą podłogi i temperaturą powietrza w pobliżu powierzchni wskazuje na zbyt niski współczynnik przenikania. Wysoka temperatura sufitu jest spowodowana wyższą temperaturą podłogi w wyniku niższej wymiany ciepła przez promieniowanie. Obliczenia przy użyciu MEWT dla termicznie niestabilnej stratyfikacji na podłodze prowadzą do dobrej zgodności pomiędzy pomiarami i symulacją.

Poprawka członu wyporu dla stratyfikacji stabilnej termicznie poprzez korektę funkcji C_{Gb} chroni przed całkowitym rozpadem energii kinetycznej turbulencji w pomieszczeniu na wysokości około $1,20 \text{ m}$. Ten efekt wskazuje na znaczną poprawę rezultatów obliczeń.



Rys. 7.41.

Pionowy gradient temperatury: porównanie pomiarów i obliczeń

We wszystkich obliczeniach CFD użyto metod 2-go rzędu dla wszystkich strumieni. Czterokrotne zagęszczenie siatki nie ma większego jakościowego lub ilościowego wpływu na rezultat obliczeń. Bezwymiarowa odległość od ścianki y^+ jest najważniejszym parametrem siatki dla symulacji warstwy przyściennej. Jego wartość zależy od odległości y od ścianki i prędkości ścinającej u_τ .

$$y^+ = \frac{y u_\tau}{\nu} \quad (7.19)$$

Model SWF może być stosowany dla zakresu wartości y^+ od 30 do 200. Zarówno w modelu EWT jak i MEWT potrzebne są wartości y^+ mniejszych niż 4. Wartość y^+ dla wszystkich obliczeń wynosi 2. Spełnienie tego kryterium dla standardowej funkcji ścianki spowoduje bardzo duży dystans pomiędzy pierwszym punktem a ścianką. Taka zgrubna siatka nie jest w stanie stworzyć i/lub właściwie obliczyć wszystkich parametrów przepływu. Jeśli wartość y^+ jest mniejsza niż 11, FLUENT 6.0 wykorzystuje liniową zamiast logarytmicznej zależność temperatury i prędkości od bezwymiarowej odległości y^+ . Pomijając fakt, że dokładna siatka nie jest w zakresie modelu SWF, rezultaty nie pokazują większej zależności od zastosowanego zagęszczenia siatki.

Zmodyfikowana symulacja warstwy przyściennej i rozszerzenie wyporu o standardowy 2-równaniowy model turbulencji może przewidywać przepływy powietrza w systemie wentylacji wyporowej. Nowy model obliczeniowy bierze pod uwagę zarówno lokalny współczynnik przenikania ciepła na poziomych i pionowych powierzchniach jak i strumień objętości przepływu w wyniku sił wyporu nad ogrzewanymi cylindrami. Wpływ pionowego gradientu temperatury na objętościowe natężenie przepływu w wyniku sił wyporu nad źródłami ciepła nadal wydaje się być zawyżone w obliczeniach numerycznych CFD.

7.5. ZASTOSOWANIE MODELI SYMULACYJNYCH ORAZ TESTÓW FUNKCJONALNEGO DZIAŁANIA DO OCENY DZIAŁANIA SYSTEMÓW OGRZEWANIA, WENTYLACJI I KLIMATYZACJI*

Rozwiązania i narzędzia omawiane w tym rozdziale były opracowywane w ramach projektu Międzynarodowej Agencji Energii (IEA) pt. „Aneks 40: Ocena działania systemów grzewczych, wentylacyjnych i klimatyzacyjnych”.

Ocena działania systemów (ang. *Commissioning*) jest to ukierunkowany na jakość proces dochodzenia, weryfikacji i dokumentacji wyników działania systemu przy określonych celach i kryteriach. Stanowi swego rodzaju pomost łączący 4 różne punkty widzenia – oczekiwania inwestora, projekt projektanta, wykonawcy oraz eksploatację systemu przez właściciela.

Typowe przykłady tego działania to:

- wyjaśnianie oczekiwań inwestora (właściciela) projektantowi tak, by poprzez wzajemne zrozumienie spełnić wymagania właściciela,
- wyjaśnienie zamierzeń projektanta wykonawcy, by poprawnie zrealizować obiekt,
- zastosować odpowiednie narzędzia do oceny działania systemu, czy spełnia on oczekiwania inwestora,
- opracowanie instrukcji obsługi systemu dla inwestora, by w pełni wykorzystać możliwości systemu zaprojektowanego przez projektanta i zrealizowanego przez wykonawcę,
- cykliczne opracowywanie raportów z działania systemu, które umożliwią właścicielowi czy inwestorowi sprawdzić, czy system ciągle działa poprawnie i zgodnie z wymogami.

Ocena poprawności działania systemu powinna rozpocząć się już podczas wstępnej fazy projektu i trwać do końca użytkowania budynku (ang. *Building life cycle*)

Obecnie można wyróżnić 4 rodzaje oceny działania systemu:

- „początkowy”, mający zastosowanie przy nowowznoszonych budynkach lub projektowanych systemach grzewczych, wentylacyjnych czy klimatyzacji,
- „retro”, stosowany w budynkach już istniejących, które nie zostały poddane ocenie działania systemu,
- „ponowna ocena działania”, stosowane w celu ponownej weryfikacji działania systemu w obiektach istniejących,
- „ciągła ocena działania”, czyli jak sama nazwa wskazuje stałe monitorowanie i kontrolowanie poprawności działania systemu w celu jego poprawiania czy optymalizacji.

Rozwój narzędzi symulacyjnych oraz metod oceny działania systemów

W systemie np. ogrzewania każdy element ma swoją funkcję, a jego niepoprawne działanie może powodować wadliwe działanie całego systemu. Wadliwe działanie może być spowodowane następującymi czynnikami:

- błędy w projektowaniu,

* autorzy: **Christophe Adams¹, Philippe André¹, Cleide Aparecida², Cristian Cuevas², Jules Hannay², Patrick Lacote¹, Jean Lebrun²**

¹Environment Sciences and Management Department, University of Liège

²PROMETHE Department, Thermodynamics Laboratory, University of Liège

tytuł oryginału: *About the use of simulation models and of functional performance tests in the commissioning of HVAC systems,*

tłumaczenie: Piotr Lubina

redakcja: Andrzej Baranowski

- błędy przewymiarowania lub przy doborze elementów,
- wady fabryczne elementów,
- błędy wykonawstwa,
- niepoprawne nastawy poszczególnych elementów,
- błędy systemu kontroli,
- niepoprawne warunki użytkowania.

Testy wydajności służą do oceny poprawności działania systemu oraz wykrywania i diagnozy możliwych błędów. Testy takie mogą być „aktywne” lub „pasywne” zależnie od sposobu działania danego elementu. Testy aktywne stosuje się przy wstępnej ocenie działania systemu, np. w końcowej fazie projektowania budynku. W okresie późniejszym, podczas eksploatacji budynku, stosowane są najczęściej pasywne testy wydajności działania systemu w celu zachowania odpowiednich warunków cieplnych i zdrowotnych wewnątrz budynku.

Modele symulacyjne są dużym udogodnieniem przy przeprowadzaniu testów oceny poprawności działania systemu; mogą być one używane np. podczas projektowania, przy analizie uzyskiwanych wyników czy przy pomiarach.

Opracowane podczas trwania Aneksu 40 wytyczne są adresowane do następujących grup osób:

- projektanci, którzy zalecenia, uzasadnienia i opis wymaganych testów powinni umieścić w dokumentacji projektowej (powinni, bo dziś często projektanci ograniczają się jedynie do stwierdzenia, że testy takie należy wykonać);
- producenci, którzy znając charakterystykę swoich produktów powinni usprawnić proces przeprowadzania testów wydajności, np. poprzez wbudowanie do swych produktów odpowiednich czujników;
- wykonawcy oraz audytorzy, którzy muszą wykonać testy;
- nadzorcy (opiekunowie systemu), którzy muszą sprawować nadzór nad systemem;
- inwestorzy czy właściciele obiektu, którzy powinni być przekonani o użyteczności tego rodzaju testów.

Ogólna charakterystyka testów wydajności. Wybór poziomu dokładności

Testy wydajności można przeprowadzać na kilku poziomach szczegółowości oceny działania systemu

- cały system,
- jeden z podsystemów składający się z kilku elementów,
- jeden z elementów, którego działanie jest decydujące dla systemu.

Pierwsze podejście do analizowanego problemu polega na przejściu w głąb systemu z poziomu ogólnego poprzez poszczególne podsystemy do poziomu elementów składowych. Cały system jest w ten sposób poddany weryfikacji, której stopień dokładności jest zależny od zaobserwowanych nieprawidłowości i pytań na które musimy odpowiedzieć. Celem nie jest tutaj sprawdzenie czy dany element funkcjonuje dobrze lub źle, ale czy jego działanie jest prawidłowe z punktu widzenia całego systemu.

Podejście „od dołu” polega na tym, że analizę zaczynamy od jakiegoś elementu, a następnie obejmujemy rozważaniem coraz to szersze fragmenty systemu kończąc na analizie funkcjonowania całości. Sposób ten wydaje się być odpowiedni dla początkowej oceny działania systemu, pozwala na wychwycenie miejscowych błędów, ale jednocześnie może prowadzić do mylnej oceny działalności całego systemu przy braku oglądu całości.

Kiedy zaobserwujemy niepoprawne działanie systemu, dobrym rozwiązaniem jest droga wstecz, od zaobserwowanej nieprawidłowości (np. zbyt wysoka temperatura w danej

strefie) do „źródła” (np. system klimatyzacji) poprzez pośrednie podsystemy i elementy (np. przewody rozdzielcze instalacji). Takie rozwiązanie pozwala zidentyfikować wszelkie elementy kluczowe w systemie, których poprawne działanie jest niezbędne dla odpowiedniego działania całości.

Priorytety

Z punktu widzenia systemu gospodarki energią w budynku (ang. BEMS) pierwsze testy wydajności oceny działania systemu muszą być przeprowadzone ze szczególną starannością. Uwagę należy zwrócić na wielkości mierzone przez czujniki, przetworniki i sposób przechowywania danych. Szczególną uwagę należy poświęcić urządzeniom pomiarowym (bez względu na sposób ich kalibracji), zaworom, pompom, wentylatorom, sprężarkom, itp.

Testy wydajności w procesie oceny działania systemu

Testy wydajności są tylko jednym z elementów procesu oceny działania danego systemu. Muszą one być wykonane zgodnie z zaleceniami podanymi w dokumentacji projektowej. Kontrola działania systemu ma ogromne znaczenie przy rozruchu całego systemu by mógł on działać prawidłowo.

Typowe przykłady tego typu kontroli obejmują:

- kontrolę czy zainstalowane elementy są zgodne z dokumentacją projektową,
- badanie przewodów i połączeń elementów instalacji,
- kontrolę lokalizacji i kalibracji czujników,
- kontrolę elementów zabezpieczających,
- testy ciśnieniowe na szczelność przewodów,
- sprawdzenie wytrzymałości mechanicznej,
- kontrolę parametrów instalacji elektrycznej (napięcie i natężenie),
- kontrolę ciśnienia i przepływów czynnika.

Absolutnie pierwszym krokiem kontroli powinno być upewnienie się czy wszystkie elementy instalacji są zainstalowane zgodnie z dokumentacją projektową. Początkowe testy oceny działania systemu obejmują więc wszystkie dane dotyczące zgodności stanu rzeczywistego z projektem.

Koncepcja systemu

Procedury testowania muszą być przeprowadzane w odniesieniu do całego systemu, a nie tylko poszczególnych jego elementów. Badanie systemu zależy więc od wzajemnego oddziaływania czterech obszarów obejmujących:

- poszczególne elementy systemu,
- działanie poszczególnych elementów wspólnie (podsystem),
- współdziałanie podsystemów w budynku,
- oddziaływanie budynku na środowisko.

Jednym z rezultatów Aneksu 40 jest ogólny format specyfikacji, który może być zastosowany do całego systemu (albo do jakiegokolwiek jego części, np. samego budynku czy poszczególnych instalacji). W wykazie tym muszą być uwzględnione następujące pozycje:

Analiza dostępnych danych oraz oczekiwanych wyników

Testy wydajności oceny działania systemu mogą być wykonywane kiedykolwiek w trakcie użytkowania i istnienia budynku. Punktem wyjściowym jest zebranie wszystkich informacji i danych dostępnych w danym czasie.

Kryteria badania budynku muszą być ustalone zgodnie z dostępnymi danymi, gdyż złudnym byłoby weryfikowanie jakiegokolwiek działania systemu przy braku możliwości ich predykcji.

Analiza obejmuje:

- pomiar i kontrolę elementów już zainstalowanych, które mogłyby być użyte podczas testów,
- badanie elementów nastawczych,
- projektowanie i sposób przeprowadzenia pomiarów,
- zawartość dokumentacji projektowej (cele i istotne parametry, które muszą być podane w fazie budowy),
- dokumenty dostarczone przez kontrahentów (z kosztorysem włącznie),
- wyniki testów laboratoryjnych (jeśli są dostępne),
- wstępne wyniki z weryfikacji,
- poprzednie raporty w przeprowadzanych ocen działania (jeśli takowe były).

Metodyka przeprowadzania testów

Opis taki powinien zawierać:

- warunki i czas przeprowadzenia testu,
- wymagania odnośnie sposobu pomiaru i urządzeń pomiarowych,
- inne oprzyrządowanie potrzebne przy przeprowadzaniu testów w budynku i systemach ogrzewania, wentylacji i klimatyzacji,
- dane zebrane przed rozpoczęciem testów (przydatne mogą być proste modele przepływu masy i energii w budynku, potrzebne będą dane odnośnie strumieni, ciśnienia, masy, pędu oraz bilans energii a także podstawowe równania opisujące przepływ masy i energii w warunkach stacjonarnych oraz nieustalonych). Testy obejmują również obserwacje zmian w czasie i przestrzeni badanych wielkości. Na zakończenie istotne zmienne muszą też być obliczone na podstawie zgromadzonych danych.
- dane uzyskane po testach oceny działania systemu oraz ich analiza.

Każde sprawozdanie z testów wydajności oceny działania systemu powinno zawierać powyższe elementy, tak by ułatwić możliwość przeprowadzenia kolejnych testów. Sprawozdanie takie powinno być też dołączone do dokumentacji technicznej systemu.

Dodatkowe możliwości

Kalibrowanie modelu i użycie niektórych elementów jako „mierników”

Dużo elementów składowych instalacji grzewczych, wentylacyjnych czy klimatyzacyjnych posiada dostatecznie znane charakterystyki i mogą być używane jako swego rodzaju mierniki. Wytwórcy sami często wyposażają swoje urządzenia w odpowiednie czujniki lub, w najgorszym przypadku, są one przystosowane do wyposażenia w wymagane czujniki. Dotyczy to zwłaszcza zaworów regulacyjnych, zaworów rozprężających, sprężarek, pomp czy wentylatorów. Urządzenia te posiadają zwykle króćce do pomiaru strumienia objętości czynnika przepływającego. Jeżeli np. charakterystyka przepływowa pompy lub wentylatora jest zbyt „płaska”, można wtedy zastąpić dane urządzenie innym, o mniejszym zużyciu mocy elektrycznej. Wszystkie elementy i urządzenia rozważanych instalacji były już poprzednio testowane, wielokrotnie symulowane i są „dobrymi kandydatami” na mierniki (urządzenia mierzące). Wzorcowanie

poszczególnych urządzeń in situ rzadko kiedy daje satysfakcjonujące rezultaty. Pomiary tego typu wymagane są jednak jeśli lokalizacja czujników nie jest w pełni zadowalająca.

Bardzo obiecującym zagadnieniem jest automatyzacja przeprowadzania testów wydajności systemu. Dziś istnieją już rozwiązania, które umożliwiają zarówno aktywne, jak i bierne wykonywanie testów w sposób pół lub całkowicie automatyczny. Jest to dużym ułatwieniem w przypadku ciągłej oceny działania systemu. Badania typu aktywnego powinny być jednak wykonywane podczas nieobecności ludzi w pracy (ryzyko niedotrzymania warunków komfortu cieplnego w pomieszczeniach).

Testy „bierne” mogą natomiast być wykonywane kiedykolwiek. System zarządzania energią (BEMS) powinien przeanalizować poprzednie i/lub bieżące dane oraz zdiagnozować wszystkie możliwe błędy i niepoprawne działania.

Specyfikacje testów wydajności wprowadzone w Aneksie

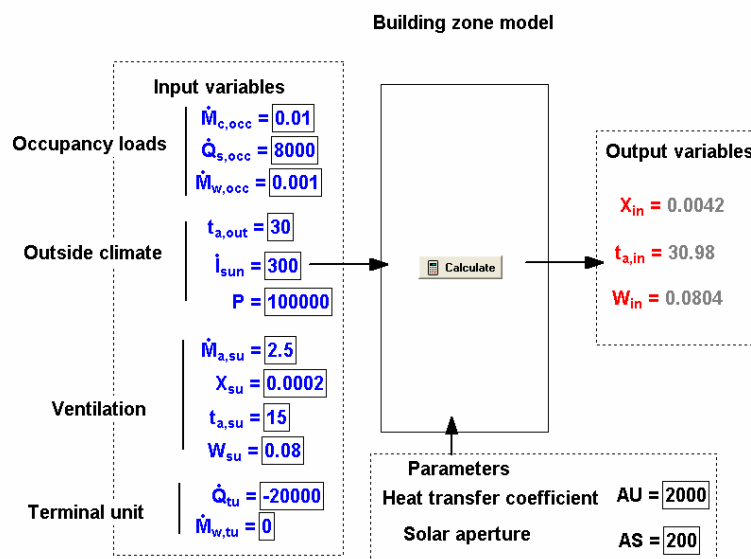
Pewna ilość specyfikacji powiązanych z modelami symulacyjnymi została wypracowana w ramach Aneksu 40. Ale żadna z nich nie może być uważana za ostateczną (przedstawione pomysły powinny w dalszym ciągu być obiektem dalszych badań w tym zakresie). Szczególną uwagę należy zwrócić na przygotowanie testów wydajności oraz użycie modeli symulacyjnych (co do których istnieją duże oczekiwania).

Należy rozważyć następujące poziomy uszczegółowienia testów:

- cały budynek,
- system ogrzewania, wentylacji i klimatyzacji,
- podsystemy – np. sieć przewodów rozdzielczych wody i powietrza,
- elementy instalacji grzewczych, wentylacyjnych i klimatyzacyjnych,
- czujniki, urządzenia nastawcze oraz kontrolne.

Budynek

Generalnie budynek posiada dobre właściwości akumulacji ciepła i wymaga zastosowania złożonych modeli symulacyjnych (Masy 2004, Adam i in. 2004). Przykład bardzo uproszczonego modelu budynku został przedstawiony na rysunku 7.42.



Rys. 7.42.

Uproszczony model strefy budynku (ekran programu EES)

Tego typu model bazuje na przyjęciu równań bilansowych: ilości zanieczyszczeń, energii oraz wody, co ukazują następujące równania:

Steady state contaminant mass balance:

$$\dot{M}_{c,occ} + \dot{M}_{a,su} \cdot (X_{su} - X_{ex}) = 0$$

Perfect mixing hypothesis:

$$X_{ex} = X_{in}$$

Steady state sensible heat balance:

$$\dot{Q}_{s,occ} + \dot{Q}_{sun} + \dot{Q}_{fabric} + \dot{Q}_{tu} + \dot{M}_{a,su} \cdot c_{p,a} \cdot (t_{a,su} - t_{a,ex}) = 0$$

$$\dot{Q}_{sun} = AS \cdot \dot{I}_{sun}$$

$$\dot{Q}_{fabric} = AU \cdot (t_{a,out} - t_{a,in})$$

$$c_{p,a} = Cp('AirH2O', T_{a,su}, P=P, w=W_{su})$$

Perfect mixing hypothesis:

$$t_{a,ex} = t_{a,in}$$

Steady state water mass balance:

$$\dot{M}_{w,occ} + \dot{M}_{w,tu} + \dot{M}_{a,su} \cdot (W_{su} - W_{ex}) = 0$$

Perfect mixing hypothesis:

$$W_{ex} = W_{in}$$

Rys.7.43.

Równania bilansowe dla budynku (ekran programu EES)

Nawet jeżeli sam budynek nie jest obiektem poddanym analizie oceny poprawności działania systemu, zawsze warto zweryfikować działanie wentylacji, ogrzewania lub chłodzenia i osuszania (nawilżania) powietrza.

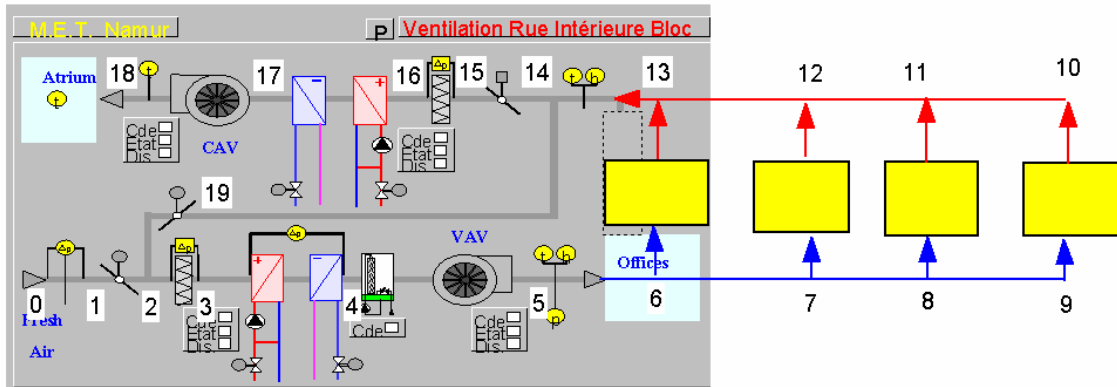
Przewody rozpraszające powietrze

Szczególne uwagi, zwłaszcza w budynkach niemieszkalnych, powinna być zwrócona na sieć przewodów rozdzielczych – to ona może generować sporą część zużycia energii.

System ten obejmuje:

- centralę powietrza wraz z wyrzutnią,
- przewody,
- wentylatory wywiewne,
- inne urządzenia jak filtry, nawilżacze, wentylatory nawiewne.

Przykład uproszczonego schematu ze zmienną ilością powietrza wentylacyjnego (VAV) przedstawiono na rysunku 7.44. Na schemacie tym oznaczono liczbami miejsca, w których ciśnienie musi być obliczone lub/i zmierzone.



Rys. 7.44.

Uproszczony schemat systemu ze zmienną ilością powietrza wentylacyjnego

Straty ciśnienia systemu oraz ilości powietrza możemy obliczyć za pomocą poniższych równań

Fresh air measurement:

$$\Delta p_{0,1} = p_0 - p_1$$

$$\Delta p_{0,1} = R_{0,1} \cdot \dot{M}_{0,1}^n$$

Fresh air damper:

$$\Delta p_{1,2} = p_1 - p_2$$

$$\Delta p_{1,2} = R_{1,2} \cdot \dot{M}_{1,2}^n$$

$$\dot{M}_{1,2} = \dot{M}_{0,1}$$

Filter:

$$\Delta p_{2,3} = p_2 - p_3$$

$$\Delta p_{2,3} = R_{2,3} \cdot \dot{M}_{2,3}^n$$

Rys. 7.45.

Równania pozwalające obliczyć straty ciśnienia w systemie (ekran programu EES)

Pozostałe elementy czy urządzenia instalacji mogą być rozpatrywane zarówno jako podsystem (Vaezi-Nejad, 2004), jak i bardziej szczegółowo (każdy z osobna).

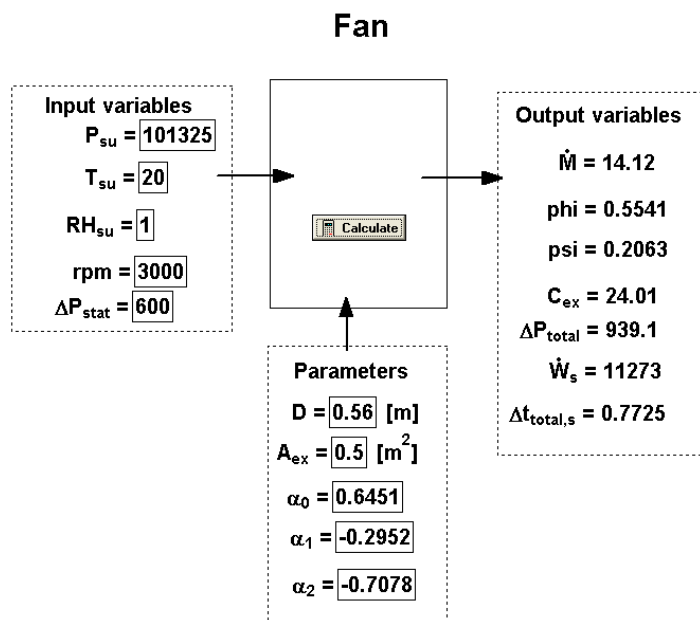
Wentylatory

Wentylatory są „sercem” instalacji wentylacyjnej, a jednocześnie jednymi z największych źródeł zużycia energii w budynku. Badania poprawności działania wentylatorów są więc kluczowym zagadnieniem w ocenie zużycia energii w budynku.

Pomiary ilości powietrza wentylacyjnego sprawiają w praktyce wiele trudności ze względu na dużą liczbę wymaganych pomiarów oraz częsty brak dostatecznej dokładności otrzymanych wyników. Dlatego bardziej efektywnym jest badanie wentylatora za pomocą standardowego modelu „ Φ - Ψ ”, jeżeli posiadamy odpowiednie charakterystyki opracowane przez producenta. Ilość przepływającego powietrza może w tym przypadku być określona

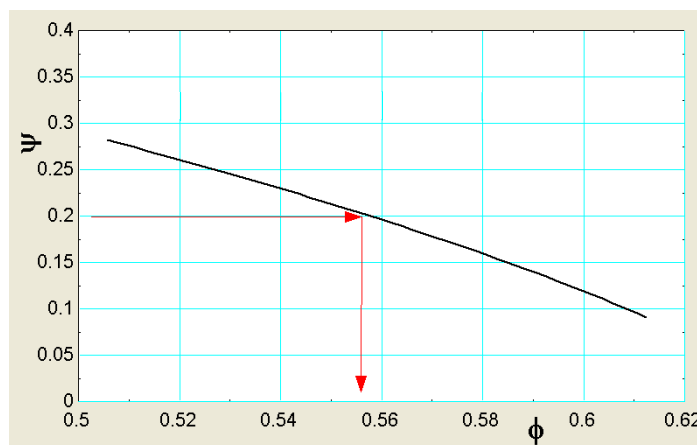
z zależności pomiędzy prędkością obrotową wirnika wentylatora a zmierzoną różnicą ciśnienia statycznego pomiędzy nawiewem a wywiewem.

Model „ Φ - Ψ ” bazuje na równaniach opisujących zależność (funkcja wielomianowa) pomiędzy ilością przepływającego powietrza a stratami ciśnienia oraz jego sprawnością. Należy w tym przypadku zwrócić szczególną uwagę na rozróżnienie ciśnienia całkowitego od statycznego – dostarczone przez producenta charakterystyki dotyczą ciśnienia całkowitego, podczas gdy w pomiarach najczęściej mierzone jest ciśnienie statyczne. Należy wziąć pod uwagę również panujące ciśnienie atmosferyczne oraz wilgotność powietrza (strumień masy powietrza musi być zdefiniowany bardzo dokładnie – np. poprzez ilość suchego powietrza wyrażoną w kg na sekundę). Ważne jest również określenie izentropowej mocy oraz izentropowego ogrzewania strumienia powietrza. Zagadnienie to ilustrują rysunki 7.46 i 7.47.



Rys. 7.46.

Schemat modelu „ Φ - Ψ ” wentylatora (ekran programu EES)



Rys. 7.47.

Przykładowy przebieg charakterystyki „ Φ - Ψ ” wentylatora

Metoda ta jest wystarczająco dokładna w analizie pracy wentylatorów z łopatkami wygiętymi przeciwnie do przepływu powietrza. W tego typu przypadkach dokładność wynosi ok. 5 %. W przypadku wentylatorów o łopatkach wyprofilowanych zgodnie z kierunkiem przepływającego powietrza, ilość przepływającego powietrza nie zależy zbyt od różnicy ciśnienia – właściwym parametrem w tym przypadku jest zużycie energii elektrycznej przez wentylator.

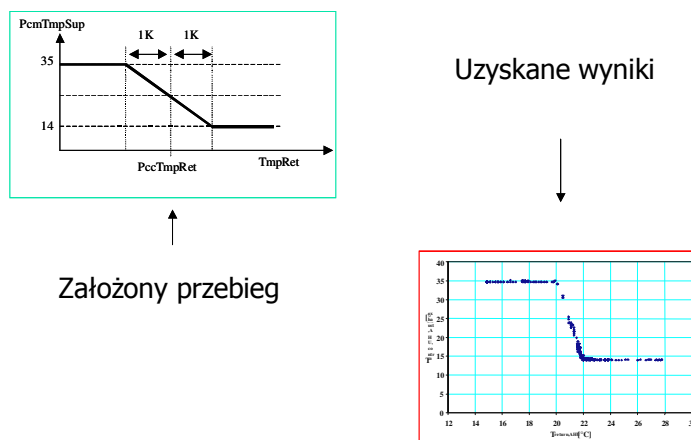
Nawilżacze powietrza

Na pierwszy rzut oka urządzenia te mogą wydawać się jako nieskomplikowane i nieistwarzające problemu, ale i one wymagają zwrócenia uwagi na:

- całkowitą sprawność systemu związaną ze zużyciem wody (w przypadku nawilżaczy wodnych),
- ryzyko wystąpienia kondensacji na wewnętrznych powierzchniach urządzenia (nawilżacze parowe).

Kontrola działania centrali klimatyzacyjnej

Specyficzne metody kontroli zostały też opracowane w przypadku oceny działania central klimatyzacyjnych. W przykładzie przedstawionym na rysunku 7.48 sprawdzenie poprawności działania wiąże się z kontrolą temperatury powietrza usuwanego.



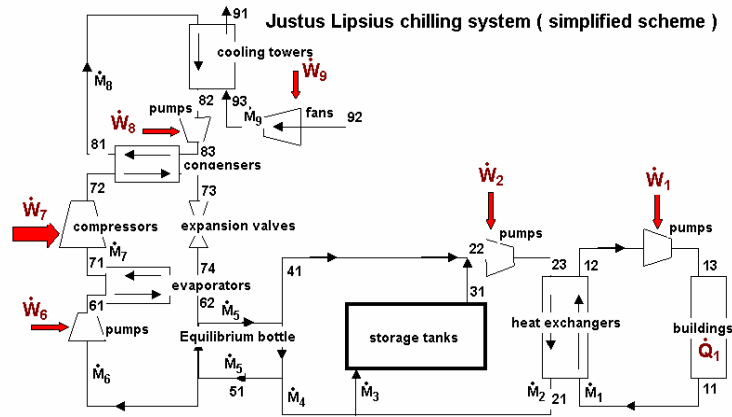
Rys. 7.48.

Weryfikacja poprawności działania centrali klimatyzacyjnej

Systemy ogrzewania i chłodzenia

Złe funkcjonowanie systemu (brak dostatecznej mocy grzewczej czy chłodzącej lub niedotrzymanie nastawionej wartości temperatury) może być przyczyną baczniejszego przyjrzenia się instalacjom grzewczym lub chłodzącym.

W pierwszym podejściu instalacja taka może być traktowana jako całość, a przykład tego typu analiz ilustruje rysunek 7.49.



Rys. 7.49.

Uproszczony schemat instalacji chłodniczej

Model ten obejmuje 9 obiegów łączących sieć przewodów rozprowadzających czynnik chłodniczy z środowiskiem zewnętrznym, a mianowicie:

- obieg czynnika chłodzącego związany z budynkiem,
- obieg solanki łączący system magazynowania lodu z wymiennikami ciepła,
- powrót z poprzedniego obiegu,
- obieg solanki łączący system magazynowania lodu z rozdzielaczem hydraulicznym,
- obieg solanki wewnątrz rozdzielacza hydraulicznego,
- obieg solanki łączący chłodziarkę z rozdzielaczem hydraulicznym,
- obieg czynnika chłodniczego,
- obieg ciepłej wody łączący kondensator chłodziarki z wieżą chłodniczą,
- obieg powietrza zewnętrznego w wieży chłodniczej.

W taki sam sposób możemy podzielić instalację grzewczą czy chłodniczą. Uwagę możemy wtedy skupić na jednym z elementów instalacji w zależności od potrzeb.

Podobnie jak z innymi urządzeniami, część z tych elementów może posłużyć jako wzorzec. Przykładowo:

- moc użytkowa kotła może być wyznaczona na podstawie zużycia paliwa,
- moc użytkowa chłodziarki może być wyznaczona na podstawie zużycia energii elektrycznej przez sprężarkę związanego z ciśnieniami parownika i kondensora (podawane najczęściej na panelu sterowania). Sprężarka służy nam wtedy jako miernik przepływającego czynnika chłodniczego, a bilans parownika pozwala określić moc użytkową.

Jednym z bardziej wrażliwych elementów instalacji chłodniczej jest wieża chłodnicza. Otrzymywane wyniki mocno zależą w tym przypadku od strumienia masy wody oraz zamulenia.

Końcowe elementy wyposażenia

Końcowe wyposażenie instalacji grzewczych, wentylacyjnych i klimatyzacyjnych stanowi pomost pomiędzy instalacją a użytkownikiem budynku. Aby użytkownicy byli zadowoleni z warunków panujących w pomieszczeniach urządzenia te muszą spełniać swoją funkcję. W przeciwnym przypadku nie tylko występuje niedotrzymanie odpowiednich warunków, ale i dochodzi do znacznego marnotrawstwa energii.

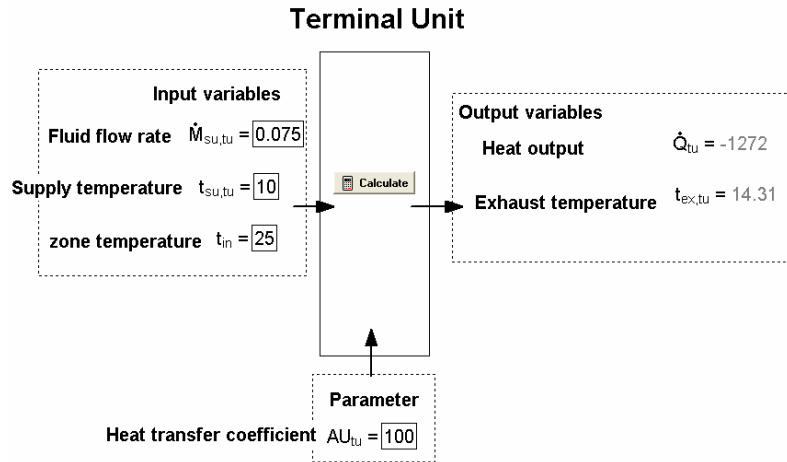
Charakterystyki tego typu urządzeń powinny być znane jeszcze przed ich zainstalowaniem (testy laboratoryjne są dużo łatwiejsze do przeprowadzenia niż badania

na miejscu). Z doświadczenia jednak wiadomo, że często dochodzi do różnego rodzaju błędów podczas ich instalacji.

Typowe przykłady to:

- zły projekt i zainstalowanie obudowy klimakonwektora,
- złe połączenie i/lub dostosowanie układu sterowania z centralą VAV.

Przykład uproszczonego schematu końcowego wyposażenia pokazuje rysunek 7.50.



Rys. 7.50.

Przykład schematu końcowego wyposażenia (ekran programu EES)

Powyższy przykład może być opisany równaniami:

$$\dot{Q}_{tu} = \varepsilon_{tu} \cdot \dot{C}_{tu} \cdot (t_{su,tu} - t_{in})$$

$$\varepsilon_{tu} = 1 - \exp(-NTU_{tu})$$

$$NTU_{tu} = \frac{AU_{tu}}{\dot{C}_{tu}}$$

$$\dot{C}_{tu} = \dot{M}_{su,tu} \cdot c_{tu}$$

$$t_{ex,tu} = t_{su,tu} - \frac{\dot{Q}_{tu}}{\dot{C}_{tu}}$$

Rys. 7.51.

Równania użyte w przykładzie (ekran programu EES)

Czujniki, urządzenia nastawcze oraz kontrolne

Specjalne zalecenia zostały również opracowane dla wszelkiego typu czujników oraz elementów nastawczych czy kontrolnych. Dla tego „podsystemu” zalecenia obejmują:

- sprawdzanie czujników oraz, jeśli jest to konieczne, ponowne ich wzorcowanie,
- sprawdzanie poprawnego działania urządzeń nastawczych,
- zidentyfikowanie typu konwersji sygnału i dostosowanie go do aktualnych potrzeb (jeśli jest taka potrzeba),
- zidentyfikowanie zasad kontroli wbudowanych w systemie (dla wszystkich potrzebnych parametrów).

7.6. ENERGETYCZNA OCENA SYSTEMÓW KLIMATYZACJI*

W Niemczech ogrzewanie i domowe systemy ciepłej wody ocenia się powszechnie w celu zatwierdzenia projektu. Istnieją oficjalnie ustalone maksymalne wartości zapotrzebowania energii pierwotnej dla całego systemu, tj. uwzględniające budynek, jego przeznaczenie, pogodę oraz systemy ogrzewania i ciepłej wody. Wartości te są uzależnione od powierzchni podłogi bądź od kubatury danej przestrzeni. Została oficjalnie ustalona procedura obliczania wymaganej energii w celu sprawdzenia czy dopuszczalne wartości zapotrzebowania energii pierwotnej nie zostały przekroczone.

Najbardziej odpowiednie byłoby wprowadzenie analogicznych procedur dla systemów klimatyzacji, co wymagałoby z jednej strony ustalenia maksymalnego zapotrzebowania na energię pierwotną, a z drugiej strony opracowania procedury obliczeniowej.

Zaobserwowano wiele dodatkowych warunków:

- Nie wystarczy dowieść określonych cech energetycznych poszczególnych części systemu, ponieważ połączenie najlepszych elementów w nieprawidłowy system może prowadzić do ekstremalnie dużego zużycia energii. Z tego względu procedura musi odnosić się globalnie do całego systemu.
- Cała procedura powinna być szybka i łatwa by nie obciążała ona zbyt mocno projektanta.
- Procedura powinna być zastosowana na etapie projektowania, kiedy budynek i systemy są projektowane ogólnie, a nie w detalach i kiedy wszystkie części, elementy itp. są neutralne jeśli chodzi o producenta.

Artykuł dotyczy przypadku maksymalnego zapotrzebowania na energię pierwotną. Procedurę obliczeniową niezbędnego zapotrzebowania na energię pierwotną przedstawiono w (Reichert 2000). Dodatkowe warunki do obliczenia maksymalnego zużycia energii są następujące:

- Powinny istnieć silne naukowe podstawy.
- Powinno być możliwe zastosowanie procedury w przyszłości nawet w przypadku systemów, które obecnie nie są jeszcze znane.

Istnieje jednak znacząca różnica pomiędzy oceną sporządzoną dla systemu ogrzewania i dla systemu VAC. W przypadku ogrzewania rozpatrujemy kwestię przestrzeni ogrzewanej. Dla klimatyzacji istnieje wiele różnych przypadków zależnych od charakteru przestrzeni, a każdy z nich zależy od ilości obciążeń, ilości powietrza i możliwości zastosowania różnych rozwiązań systemów.

Procesy idealne

Proces cieplny

Większość przypadków dla systemów klimatyzacyjnych może być opisana za pomocą ich obciążeń cieplnych, obciążeń wentylacyjnych, obciążeń wilgotnościowych oraz ustalonych wartości temperatury wewnętrznej i wilgotności. Uważa się, że projektowana objętość powietrza zależy od obciążeń wentylacyjnych i analogiczne założenie przyjmuje się w odniesieniu do wydajności chłodzącej i grzewczej projektowanego systemu.

Dla każdego przypadku opisanego w ten sposób definiowany jest jeden teoretyczny proces dla systemu VAC. Proces ten charakteryzuje się minimalnym zapotrzebowaniem energii i nazywany jest procesem idealnym. Rysunek 7.52 przedstawia wykres psychrometryczny

* autorzy: **Michael Schmidt, Jinchang Ni, Thomas Schlosser**

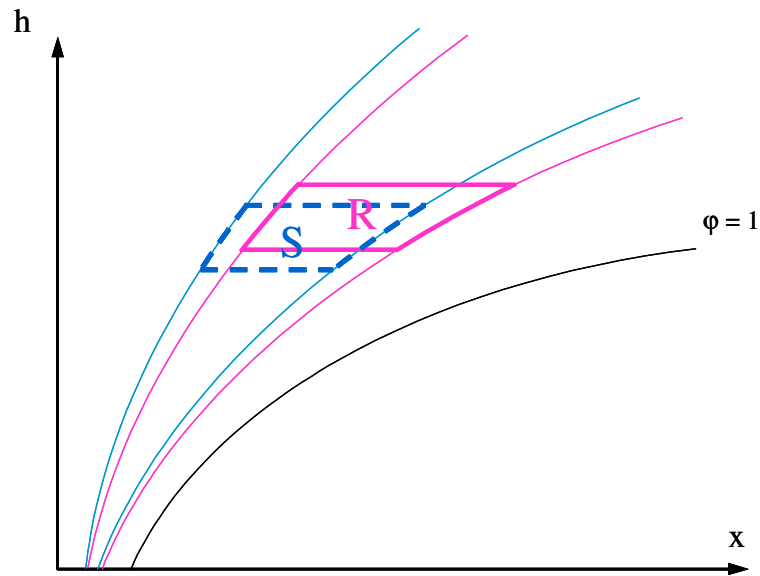
Stuttgart, Germany

tytuł oryginału: *Energetic evaluation of air conditioning systems*

tłumaczenie: Daria Żukowska

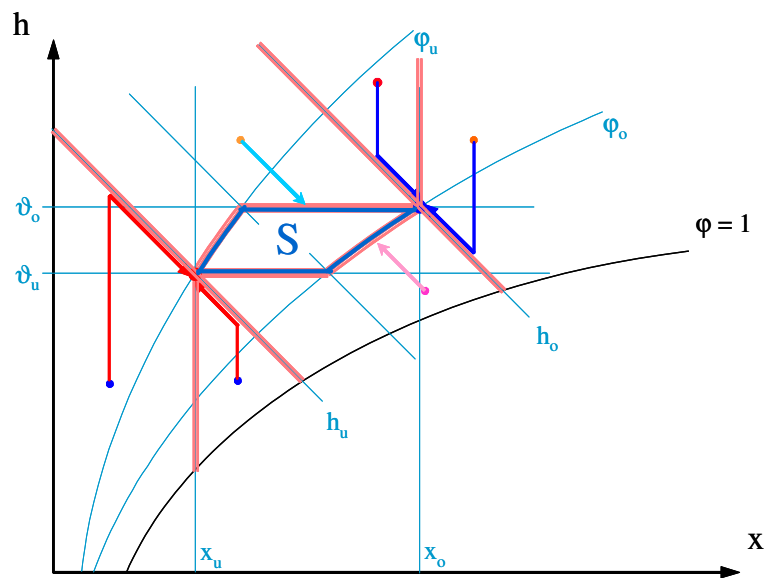
redakcja: Andrzej Baranowski

z zaznaczonym, wymaganym obszarem temperatury i wilgotności powietrza w pomieszczeniu. Następnie owe ustalone obszary są przenoszone na jeden obszar odpowiadający warunkom nawiewu, biorąc pod uwagę obciążenia.



Rys. 7.52.

Wykres psychrometryczny z obszarami ustalonymi



Rys. 7.53.

Idealny proces cieplny

Dla każdego warunku powietrza zewnętrznego istnieje tylko jeden sposób osiągnięcia obszaru ustalonego przy minimalnym zapotrzebowaniu energii, pomijając fakt czy obecnie jest to technicznie możliwe do zrealizowania.

W odniesieniu do procesu idealnego możliwe są następujące procesy termodynamiczne:

- ogrzewanie przy stałej wilgotności bezwzględnej,
- chłodzenie przy stałej wilgotności bezwzględnej,
- izentalpowe nawilżanie,
- izentalpowe osuszanie.

Zastosowanie jednego z powyższych procesów lub ich kombinacji umożliwia znalezienie granic ustalonego obszaru przy minimalnej różnicy entalpii. Rozwiązania te przedstawiono na rysunku 7.53. Każdy z warunków został opisany za pomocą:

- temperatury powietrza ϑ
- wilgotności względnej φ
- entalpii h
- wilgotności bezwzględnej x

gdzie indeks u oznacza dolną krawędź obszaru ustalonego a o krawędź górną.

Indywidualny proces termodynamiczny musi być określony za pomocą poniższych warunków:

- $\vartheta_u < \vartheta \leq \vartheta_o \wedge \varphi_u < \varphi \leq \varphi_o$: brak uzdatniania
- $h < h_u \wedge x < x_u$: ogrzewanie z izentalpowym nawilżaniem
- $(h_u \leq h < h_o \wedge \varphi < \varphi_u) \vee$
 $(h_u \leq h < h_o \wedge \vartheta > \vartheta_o)$: izentalpowe nawilżanie
- $h > h_o \wedge x < x_o$: chłodzenie z izentalpowym nawilżaniem
- $h > h_o \wedge x \geq x_o$: chłodzenie z izentalpowym osuszaniem
- $(h_u \leq h < h_o \wedge \varphi > \varphi_o)$
 $\vee (h_u \leq h < h_o \wedge \vartheta < \vartheta_u)$: izentalpowe osuszanie
- $x_u < x \leq x_o \wedge h < h_u$: ogrzewanie

Dla powyższych warunków możliwe jest obliczenie różnicy entalpii dla każdego warunku zewnętrznego. Całka z tych różnic dla jednego roku da roczną akumulację różnic entalpii H_H i H_K dla ogrzewania i chłodzenia:

$$H_{H,ideal} = \int_a (h_u - h) dt \quad \forall h < h_u \quad (7.20)$$

$$H_{K,ideal} = \int_a (h - h_o) dt \quad \forall h > h_o \quad (7.20)$$

Iloczyn z odpowiednim współczynnikiem energii pierwotnej f i strumieniem masowym powietrza \dot{m} da roczne zapotrzebowanie na energię pierwotną:

$$Q_{a,th,ideal} = \dot{m}(H_{H,ideal} \times f_H + H_{K,ideal} \times f_K) \quad (7.22)$$

a w odniesieniu do powierzchni podłogi A_F :

$$q_{a,th,ideal} = \frac{Q_{a,th,ideal}}{A_F} \quad (7.23)$$

Transport powietrza

Nie jest możliwe zdefiniowanie teoretycznego minimum dla transportu powietrza w sposób analogiczny jak dla procesu cieplnego. Pokazane to zostało w tabeli 7.10. Założono, że występuje minimalny spadek ciśnienia w niezbędnych elementach za wyjątkiem przewodów, wynikiem czego jest ogólny spadek ciśnienia Δp . Dodatkowo założono, że sprawność wentylatora η wynosi 1. W rezultacie roczne zapotrzebowanie na energię pierwotną wynosi:

$$Q_{a,el,ideal} = \frac{f_{el}}{\rho_a} \int_a (\frac{\dot{m} \times \Delta p}{\eta}) dt \quad (7.24)$$

a w odniesieniu do powierzchni podłogi A_F :

$$q_{a,el,ideal} = \frac{Q_{a,el,ideal}}{A_F} \quad (7.25)$$

Tab. 7.10. Idealny transport powietrza

elementy	spadek ciśnienia w Pa	
	powietrze dostarczane	powietrze usuwane
filtr	120	120
nagrzewnica	10	-
chłodnica	20	-
nawilżacz	2	-
tłumik	12	10
wymiennik ciepła	80	80
suma dla centrali	244	210
przewody	0	0
suma dla systemu	244	210

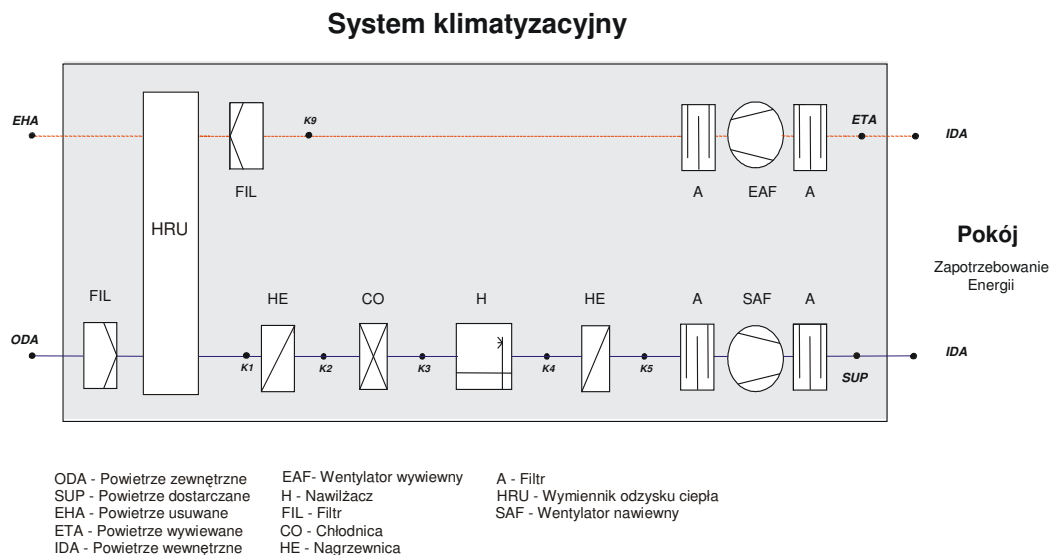
Zapotrzebowanie na energię pierwotną dla procesu idealnego

Całkowite zapotrzebowanie na energię pierwotną dla procesu idealnego w odniesieniu do powierzchni podłogi wynosi:

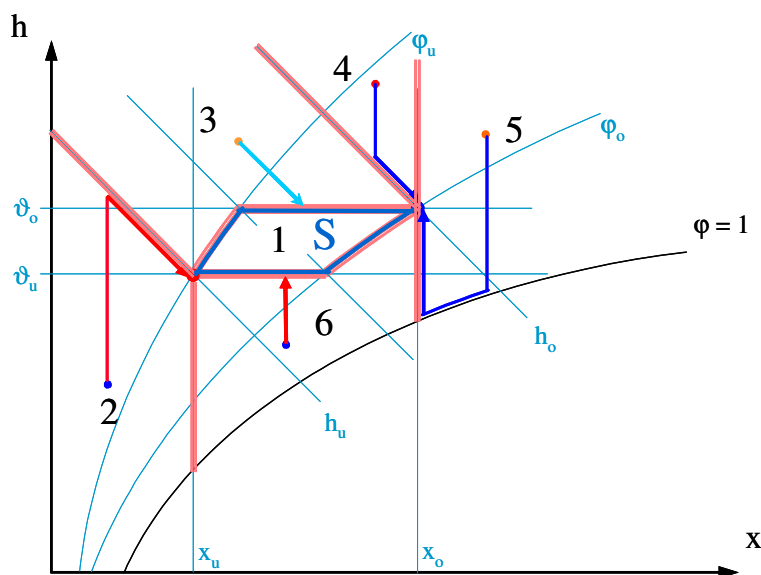
$$q_{a,ideal} = q_{a,th,ideal} + q_{a,el,ideal} \quad (7.26)$$

Procesy rzeczywiste*Proces cieplny*

Każdy przypadek systemu klimatyzacji może być obsługiwany przez różne typy systemów, np. dla systemu pokazanego na rysunku 7.54 można zastosować różne sposoby odzysku ciepła, różne sposoby nawilżania, różne systemy kontroli itp. Rysunek 7.55 przedstawia przykład rzeczywistego procesu cieplnego uwzględniającego charakterystykę entalpia-wilgotność założonych urządzeń rzeczywistych, z których każde zamodelowano dla przypadku pracy idealnej. W przedstawionym przypadku założono zastosowanie rekuperatora, komory zraszania i bezpośredniej kontroli nawilżania.



Rys. 7.54.
Rzeczywisty system klimatyzacyjny



Rys. 7.55.
Rzeczywisty proces cieplny

Analogicznie do obliczeń dla procesu idealnego, obliczone mogą zostać zakumulowane różnice entalpii oraz całkowite i względne zapotrzebowanie na energię pierwotną.

Transport powietrza

Tabela 7.11 przedstawia zakresy rzeczywistego spadku ciśnienia dla elementów i przewodów typowego systemu VAC stosowanego w Niemczech, które są podstawą do obliczenia zapotrzebowania na energię pierwotną dla transportu powietrza w systemach rzeczywistych.

Tab. 7.11. Rzeczywisty transport powietrza

elementy	spadek ciśnienia w Pa					
	powietrze dostarczane			powietrze usuwane		
	min.	stosowana	max.	min.	stosowana	max.
filtr	120	149	200	120	149	200
nagrzewnica	10	77	160	-	-	-
chłodnica	40	186	400	-	-	-
nawilżacz	15	134	300	-	-	-
tłumik	40	61	100	40	61	100
wymiennik ciepła	80	192	370	80	192	370
suma dla centrali	305	799	1530	240	402	670
przewody	250	643	1800	200	607	1500
suma dla systemu	555	1442	3330	440	1009	2170

Zapotrzebowanie na energię pierwotną dla procesu rzeczywistego

Całkowite zapotrzebowanie na energię pierwotną dla procesu rzeczywistego stanowi sumę zapotrzebowania dla procesu ciepłego i zapotrzebowania na transport powietrza.

Maksymalne wartości zapotrzebowania na energię pierwotną

Obliczanie zapotrzebowania energii dla różnych systemów rzeczywistych daje pogląd na zakres zapotrzebowania energii w zależności od sposobu wykorzystania przestrzeni. Współczynnik jakości g wprowadza energetyczną ocenę dla każdego systemu rzeczywistego w odniesieniu do procesu idealnego:

$$g = \frac{q_{a,real}}{q_{a,ideal}} \quad (7.27)$$

Obliczenia współczynnika jakości nie uwzględniają jednak odzysku ciepła w przypadku zapotrzebowania na energię pierwotną dla procesu idealnego. W Niemczech powszechnie stosuje się odzysk ciepła. Dlatego też praktycznym stało się obliczanie współczynnika jakości g^* w oparciu o idealne zapotrzebowanie na energię pierwotną po uwzględnieniu kontrolowanego systemu odzysku ciepła z rekuperatorem o maksymalnej sprawności odzysku wynoszącej 0,85.

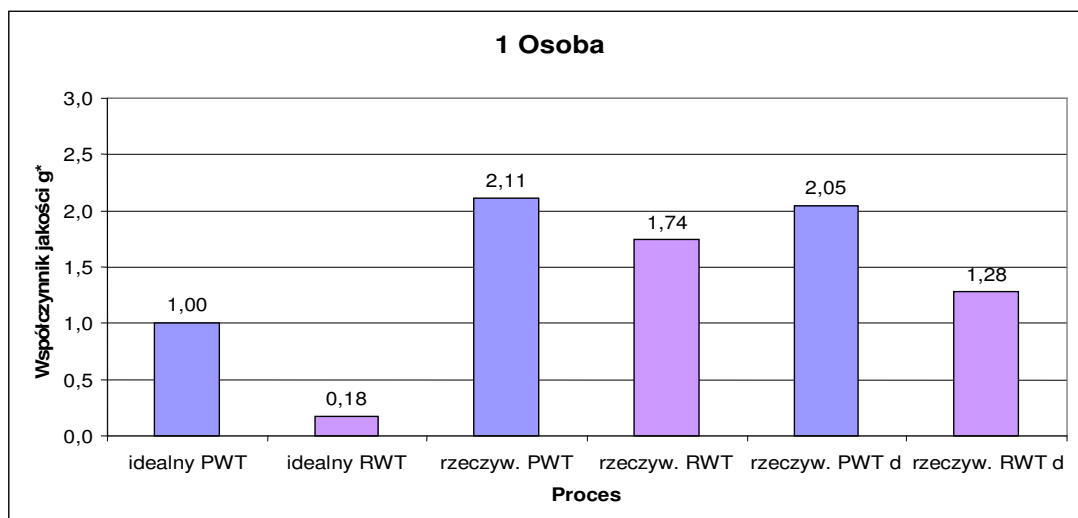
$$g^* = \frac{q_{a,real}}{q_{a,ideal}^*} \quad (7.28)$$

Rysunek 7.56 przedstawia obliczony współczynnik jakości g^* dla biura z założonymi parametrami zgodnie z tabelą 7.12.

Na podstawie obliczeń można powiedzieć, że systemy rzeczywiste charakteryzują się współczynnikiem jakości w zakresie 1,3...2,1. Przykłady pokazały, że są to dobre typy systemów, ponieważ wykorzystują one nowoczesny sposób odzysku energii oraz kontrolę bezpośrednią. W związku z tym, może zostać podjęta decyzja ograniczenia przyszłych systemów do tych, dla których współczynnik jakości będzie miał wartość np. dochodzącą do 2,3.

Tabela 7.12. Przykład: biuro

Przeznaczenie	Standardowe biuro z VDI 2067-11, konstrukcja średniociężka			
Rozmiar	L x W x H = 5m x 3,5m x 3m, $A_{okno}=7m^2$			
Orientacja	Południe, współcz. zachmurzenia $b=0,5$			
Dane pogodowe	Rok referencyjny: TRY05			
Czas użytkowania	Pn. – Pt.: 7:00 – 17:00	$t_{util} = 2607$ h		
Czas działania	Pn. – Pt.: 6:00 – 18:00	$t_{op} = 3129$ h		
Wymagania	Okres letni:	$\vartheta_{Ra,o} \leq 26$ °C	$\phi_{Ra,o} \leq 65\%$	
	Okres zimowy:	$\vartheta_{Ra,u} \geq 22$ °C	$\phi_{Ra,u} \geq 45\%$	
Źródła wewn.		Źródła ciepła		Źródła wilgoci
		Konwekcja [W]	Radiacja [W]	Wilgotność [g/h]
	1 Osoba	50	25	60
	1 Komputer	117	23	0
	Oświetlenie (10 W/m ²)	70	105	0
	2 Rośliny	0	0	30
Infiltracja	$n = 0,2$ 1/h	jest równoważne		$m_{inf} = 52,5$ m ³ x 0,2 1/h = 10,5 m ³ /h



PWT: odzysk energii tylko poprzez wymianę ciepła

RWT: odzysk energii poprzez wymianę ciepła i wilgoci

d: nawilżanie parowe

Rys. 7.56.
Współczynnik jakości

często odgrywają większą rolę niż kryteria techniczne czy użytkownika.

Niskie zapotrzebowanie na energię oraz niskie koszty eksploatacji są ze sobą związane. Często jednak nie jest to kryterium nadrzędne ze względu na relatywnie niską cenę energii. W dalszym ciągu największym źródłem energii pozostają paliwa kopalne (olej, gaz, itp.), których zasoby jednak są ograniczone. Dodatkowo pozyskiwanie z nich energii przyczynia się do powstawania tzw. efektu cieplarnianego powodowanego przez emisję CO₂ do atmosfery. Dlatego też minimalizacja zużycia energii powoli zaczyna być powszechnie akceptowanym kryterium podstawowym (wola polityków i działalność decydentów w tej dziedzinie to jednak zupełnie inna sprawa).

Główne parametry wpływające na końcowe rozwiązanie, które należy zoptymalizować zgodnie z powyżej opisanymi kryteriami to:

- zewnętrzna powłoka budynku (izolacja, fasada, zewnętrzne potrzeby cieplne),
- masywność budynku,
- użytkowanie,
- zapotrzebowanie na chłód (wewnętrzne źródła ciepła),
- koncept lub techniczne rozwiązanie instalacji grzewczej, klimatyzacyjnej, itp.

Obok tych wszystkich czynników na końcowy wybór mocno wpływają także wymagania użytkownika oraz obciążenia wewnętrzne (zyski ciepła). Przykładowo, dla budynku mieszkalnego o niskim zużyciu energii najlepszym rozwiązaniem jest dobór odpowiedniej grubości izolacji oraz zastosowanie okien o dużej wartości współczynnika transmisji g (zwłaszcza dla okresu zimowego). Dla budynków biurowych natomiast, gdzie występują duże zyski ciepła od źródeł wewnętrznych, lepsze wyniki daje zastosowanie okien o niskich wartościach współczynnika g, a sprawą drugorzędną jest grubość izolacji (całkowite roczne zużycie energii jest niższe z powodu mniejszych nakładów na klimatyzację latem).

Porównanie różnych sposobów rozwiązania jest możliwe tylko dzięki odpowiednim narzędziom symulacyjnym.

Kiedy minimalizujemy zużycie energii (z zachowaniem wymaganych warunków wewnętrznych) ważny jest nie tylko proces projektowania budynku, ale również sam budynek musi być odpowiednio użytkowany. Wymaga to zastosowania odpowiednich strategii kontroli eksploatacji budynku, np.:

- wentylacja kontrolowana z możliwością indywidualnego sterowania przepływów powietrza,
- wentylacja naturalna (lub hybrydowa),
- zarządzanie magazynowania energii w masie budynku,
- oświetlenie sterowane obecnością użytkowników w pomieszczeniu.

Statyczne i techniczne instalacje mogą czasami być z grubsza wymiarowane w oparciu o proste narzędzia obliczeniowe, dokładne i energooszczędne wymiarowanie wymaga natomiast już użycia symulacji.

Metody symulacji

Najważniejszym narzędziem symulacji z punktu widzenia komfortu cieplnego i zużycia energii są dynamiczne symulacje budynku oraz tzw. CFD (Computational Fluid Dynamics) w przypadku przepływów powietrza.

W programach do dynamicznej symulacji budynków równania bilansowe dla przepływu energii i masy bazują na skończonej ilości stref (np. 1-100, jedna strefa to jedno pomieszczenie), bez uwzględniania zmienności parametrów w obrębie poszczególnych stref.

W metodach CFD równania masy, pędu czy energii są rozwiązywane za pomocą przyjęcia setek tysięcy czy milionów oczek siatki dyskretyzacji dla każdego pomieszczenia, co pozwala na badanie zmian poszczególnych parametrów w pomieszczeniu (np. rozkład temperatury powietrza czy możliwość wystąpienia przeciągu w danej strefie przebywania ludzi). Zagadnienia tego typu mogą być jedynie rozwiązane przez użycie programów symulacyjnych z wykorzystaniem CFD.

Metoda ta w ostatniej dekadzie stała się już podstawą do symulacji wentylacji w pomieszczeniach, gdzie wymagana jest duża szczegółowość opisu procesu, która z kolei rzutuje na otrzymane wyniki.

Należy zdawać sobie sprawę, że przepływy powietrza mogą być obliczone dokładnie tylko jeżeli znane są warunki brzegowe dla temperatury. Te z kolei mogą być wyznaczone jedynie za pomocą modeli dynamicznych, gdzie przewodzenie i akumulacja w przegrodach budynku odgrywają bardzo dużą rolę w przepływie energii.

Z powyższego wynika wniosek, że potrzebne nam są oba te narzędzia - i do dynamicznej symulacji i do symulacji typu CFD. I tylko stopień szczegółowości pytania decyduje o wyborze danego narzędzia.

Z punktu widzenia niskiego zużycia energii najważniejszymi zagadnieniami w optymalizacji są:

1. Ogrzewanie i wentylacja, na które wpływa:
 - zewnętrzna powłoka budynku (izolacja, fasada, straty ciepła),
 - masa budynku,
 - wewnętrzne zyski ciepła.
2. Cel wentylacji:
 - Ogrzewanie i chłodzenie,
 - Dostarczanie świeżego powietrza,
 - Usuwanie zanieczyszczeń.

Przykłady

Poniżej przedstawiono różne przykłady dotyczące tych zagadnień wraz z problemem ich optymalizacji.

Ogrzewanie i chłodzenie

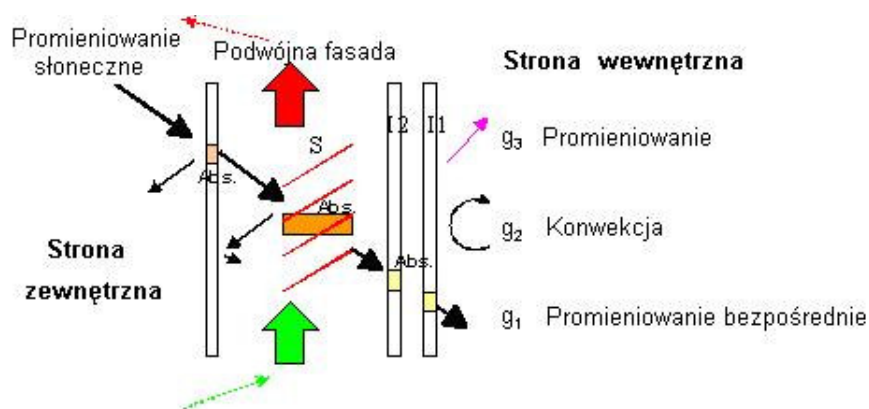
Potrzeby ciepłe czy potrzeby chłodu są w wielkiej mierze określone przez właściwości cieplne powłoki budynku (izolacja, stopień przeszklenia) oraz masę przegród. Przykładowo dobra izolacyjność powoduje zmniejszenie potrzeb cieplnych w okresie zimowym, a duża akumulacyjność przegród zapobiega silnemu przegrzewaniu latem.

Szklane fasady ostatnio stały się bardzo popularne dla wszystkich rodzajów budynków, głównie z powodów architektonicznych. Rzadko jednak tego typu budynki są lepsze od „tradycyjnych” z punktu widzenia oszczędności zużycia energii. Dlatego też jeśli taki budynek został wzniesiony z innych powodów niż kryterium energooszczędności, tym większą rolę odgrywa zaprojektowanie go od strony niskiego zużycia energii. Największymi wyzwaniem są w tym przypadku zapobieganie przegrzewania latem i problemy z utrzymaniem wymaganych warunków zimą.

Optymalizacja przeszklenia fasady

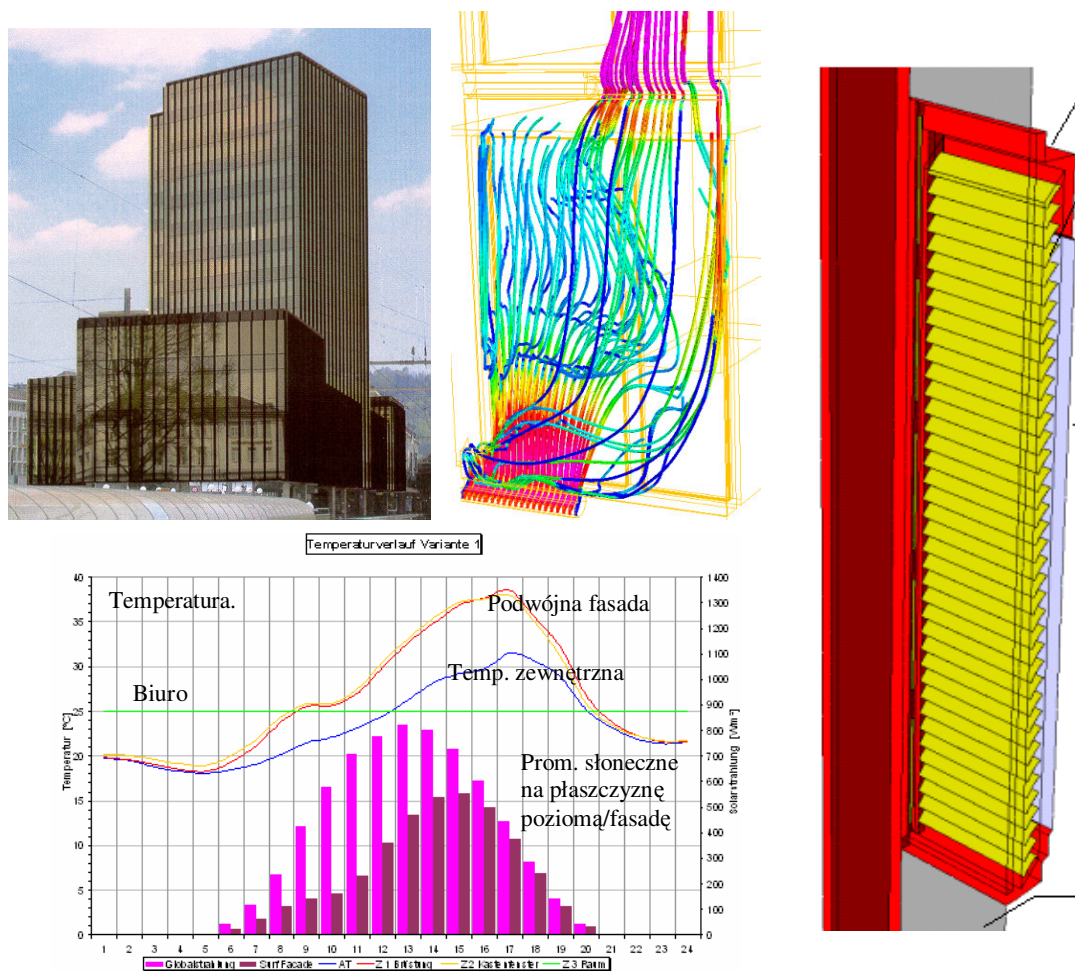
Latem najlepszą ochroną przed nadmiernym promieniowaniem słonecznym są żaluzje zewnętrzne. Przy dużych prędkościach wiatru żaluzje te powinny być rolowane by zapobiec ewentualnym szkodom. Nie dotyczy to budynków z podwójną fasadą, gdzie żaluzje są zabezpieczone przed wpływem wiatru.

Na rysunku 7.57 pokazano strumienie energii pochodzącej od słońca przepływające przez podwójną fasadę, a na rysunku 7.58 kilka przykładów budowy i wyników dla tego typu fasad.



Rys. 7.57.

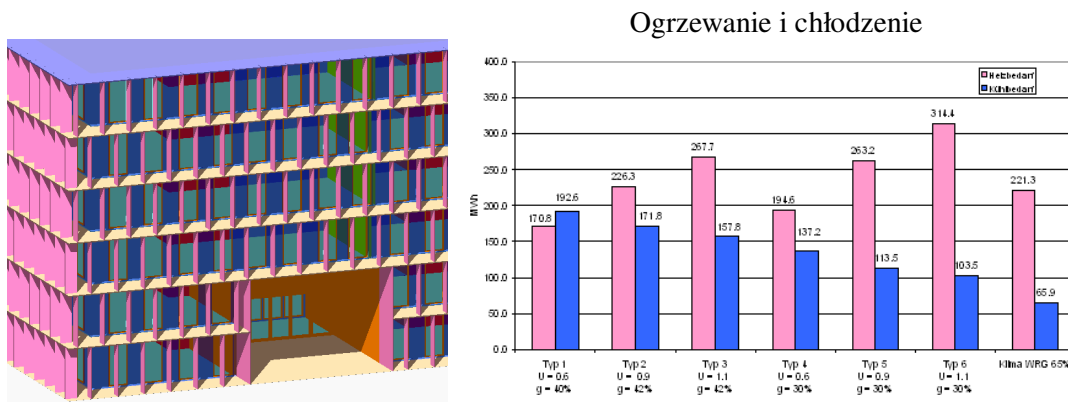
Schemat przepływu energii słonecznej przez podwójną fasadę



Rys. 7.58.

Przykłady konstrukcji i wyniki dla budynków z podwójnymi fasadami

Rysunek 7.59 pokazuje nowy budynek w Zurychu ze specjalnie zaprojektowaną fasadą oraz zapotrzebowanie na energię dla różnych typów oszklenia i żaluzji przeciwsłonecznych.



Rys. 7.59.

Budynek ze specjalnie zaprojektowaną fasadą oraz zapotrzebowanie na energię dla różnych typów oszklenia i żaluzji przeciwsłonecznych

Całoroczne zużycie energii może zostać zmniejszone przez zastosowanie szyb o niskich wartościach współczynnika g oraz nie najlepszej wartości współczynnika U (na skutek obniżenia ilości energii potrzebnej do chłodzenia latem). Ten przykład pokazuje, że zmniejszanie zapotrzebowania na energię jest skomplikowane i może zostać dokonane tylko za pomocą szczegółowych symulacji.

Innym ważnym zagadnieniem jest akumulacja ciepła w przegrodach budynku. Duża masa pozwala na obniżenie dziennej amplitudy temperatury, co ma znaczenie przy nocnym schładzaniu budynku (zwłaszcza, gdy do schładzania stosujemy wentylację naturalną). Do nocnego schładzania możemy również użyć wodę.

Problemy z komfortem w pobliżu przeszklonych fasad

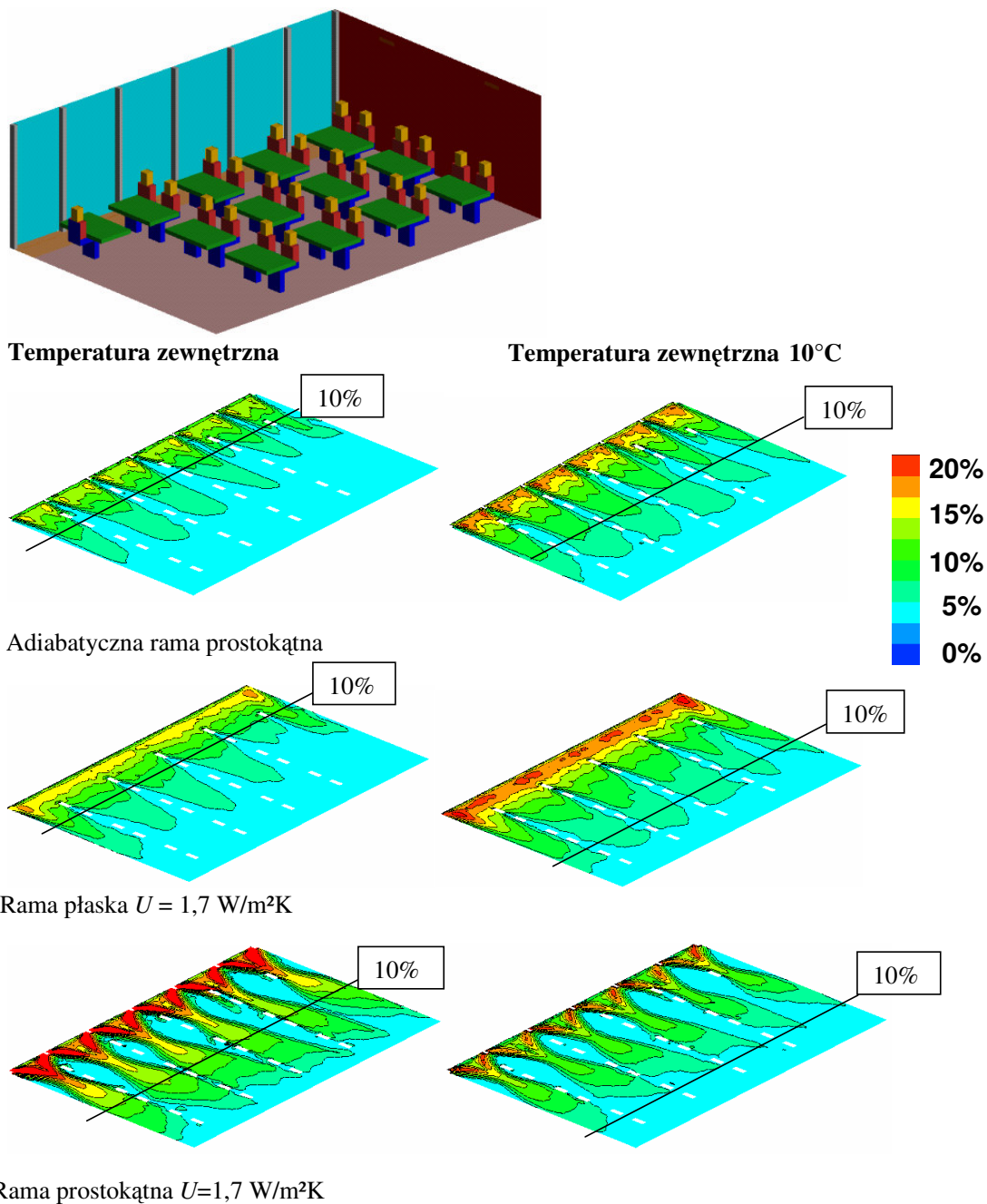
Ogromne przeszklone fasady w budynkach szkolnych stały się również popularne w Szwajcarii, ale poważne problemy z przegrzewaniem w niektórych przypadkach spowodowały nie najlepszą opinię o tego typu obiektach. W Zurychu, w ostatnim roku, problemy związane z komfortem były przedmiotem badań, tak eksperymentalnych, jak i symulacji.

Głównym problemem związanym z komfortem cieplnym jest w tym przypadku konwekcyjna struga zimnego powietrza opadająca wzdłuż przeszklonej fasady. Prędkości powietrza są większe, obniża się temperatura przegrody, a w konsekwencji zmniejsza współczynnik U fasady.

Problem może być zminimalizowany jeżeli użyjemy szkła o niskiej wartości współczynnika U . Podwójne oszklenie posiada wartość U około $1 \text{ W/m}^2\text{K}$, natomiast znacznie droższe szyby potrójne rzędu $0,5-0,6 \text{ W/m}^2\text{K}$.

To wskazuje, że korzystniejsze byłoby zastosowanie tańszych okien dwuwarstwowych gdyby nie fakt, że powodują one większe straty ciepła w okresie zimowym. Wiąże się to też z niską izolacją ramy okiennej (typowe wartości współczynnika U to $2 \text{ W/m}^2\text{K}$), ale także z geometrią samej ramy. Konstrukcje ramy z dużymi wewnętrznymi przestrzeniami powodują zintensyfikowanie strugi powietrza opadającej wzdłuż okna. Preferowane więc są okna o ramach z niewielkimi wewnętrznymi

powierzchniami. Ogrzewanie miejscowe nie jest rozwiązaniem tego problemu z powodu dużych wewnętrznych obciążeń i wysokiej temperatury powietrza w pomieszczeniu co powoduje, że grzejnik często jest wyłączony, także podczas zimy.



Rys. 7.60.

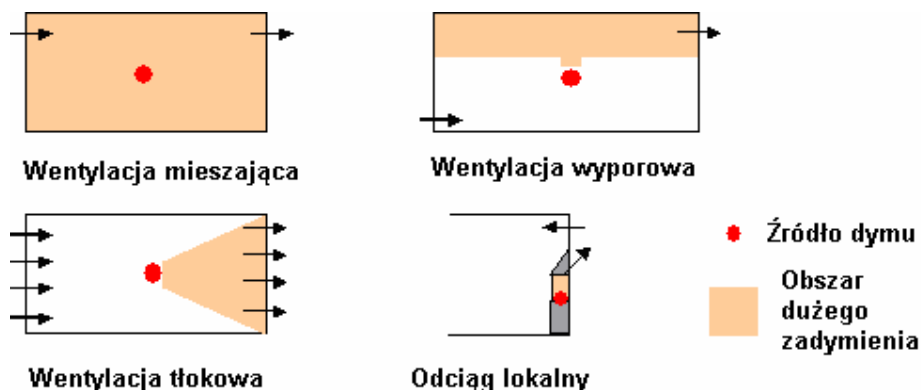
Procent niezadowolonych ludzi z powodu zimnego konwekcyjnego strumienia opadającego wzdłuż okien dla różnych konstrukcji ram okiennych. Współczynnik U dla szyb $1,0 \text{ W/m}^2\text{K}$. Temperatura wewnętrzna 20°C

Wentylacja

Najważniejszymi zadaniami stawianymi wentylacji są odświeżanie powietrza oraz usuwanie nadmiaru ciepła i zanieczyszczeń. Najważniejsze cechy podstawowych systemów wentylacji zostały krótko opisane poniżej. Przy opisie zwrócono uwagę na kontrolę zanieczyszczeń.

Podstawowe systemy wentylacji

Rysunek 7.61 przedstawia wpływ czterech podstawowych systemów wentylacji na rozprzestrzenianie się zanieczyszczeń (np. dym, pył) w typowym pomieszczeniu.



Rys. 7.61.

Cztery podstawowe systemy wentylacji w pomieszczeniu i ich wpływ na rozprzestrzenianie się zanieczyszczeń.

W **wentylacji mieszającej** stężenie zanieczyszczenia może być zmniejszone tylko poprzez jego rozrzedzenie, co wymaga dużej wymiany powietrza by uzyskać odpowiedni efekt w poszczególnych pomieszczeniach.

W przypadku **wentylacji wyporowej** świeże powietrze bez zanieczyszczeń jest nawiewane do pomieszczenia tuż nad podłogą i rozprowadzane wzdłuż pomieszczenia. Przepływając wzdłuż źródeł ciepła ogrzewa się i przemieszcza w górne rejony pomieszczenia, gdzie zlokalizowane są wywiewniki. Prowadzi to do powstania dwóch stref w pomieszczeniu – dolnej pozbawionej zanieczyszczeń i górnej, gdzie powietrze jest zanieczyszczone. System taki pozwala na utrzymanie odpowiednich warunków przy niższej liczbie wymian powietrza, co prowadzi teoretycznie do zmniejszenia zużycia energii.

Przy wentylacji mieszającej typowe liczby wymian powietrza w Europie mieszczą się w granicach od 2 do 5, natomiast w przypadku wentylacji wyporowej 1-2 (w USA nawet powyżej 2).

Jednakże ww. opisane schematy dotyczą przypadków idealnych – pomieszczeń gdzie znajduje się niewiele źródeł ciepła. W pomieszczeniach z dużą liczbą osób w nich przebywających (bary, restauracje, itp.) będziemy mieli zawsze wentylację mieszaną.

W systemie **wentylacji tłokowej** stosuje się duże liczby wymian powietrza (200-600) nawiewanego z prędkością 0,2-0,4 m/s. System ten jest efektywny, jeśli źródło zanieczyszczeń znajduje się blisko wywiewnika, w innych przypadkach spora część pomieszczenia zawiera powietrze zanieczyszczone. Kierunek przepływu powietrza może być również zorganizowany w pionie (górną-dół), jak w przypadku czystych pomieszczeń, gdzie cząstki pyłu mogą się przemieszczać zarówno w dół (pod wpływem grawitacji), jak

i w górę na skutek konwekcji. System ten jest jednak bardzo drogi i powoduje duże zużycie energii, dlatego znajduje wykorzystanie tylko w przypadkach, kiedy nie możemy efektywnie zastosować innego rozwiązania.

Jeżeli źródło jest dobrze zlokalizowane w przestrzeni powinniśmy rozważyć zastosowanie wentylacji z odciąganiem miejscowym. W takich przypadkach możliwe jest nawet 100 % usunięcie zanieczyszczeń z pomieszczenia. Podstawy tego typu rozwiązania zilustrowano na rysunku 7.61.

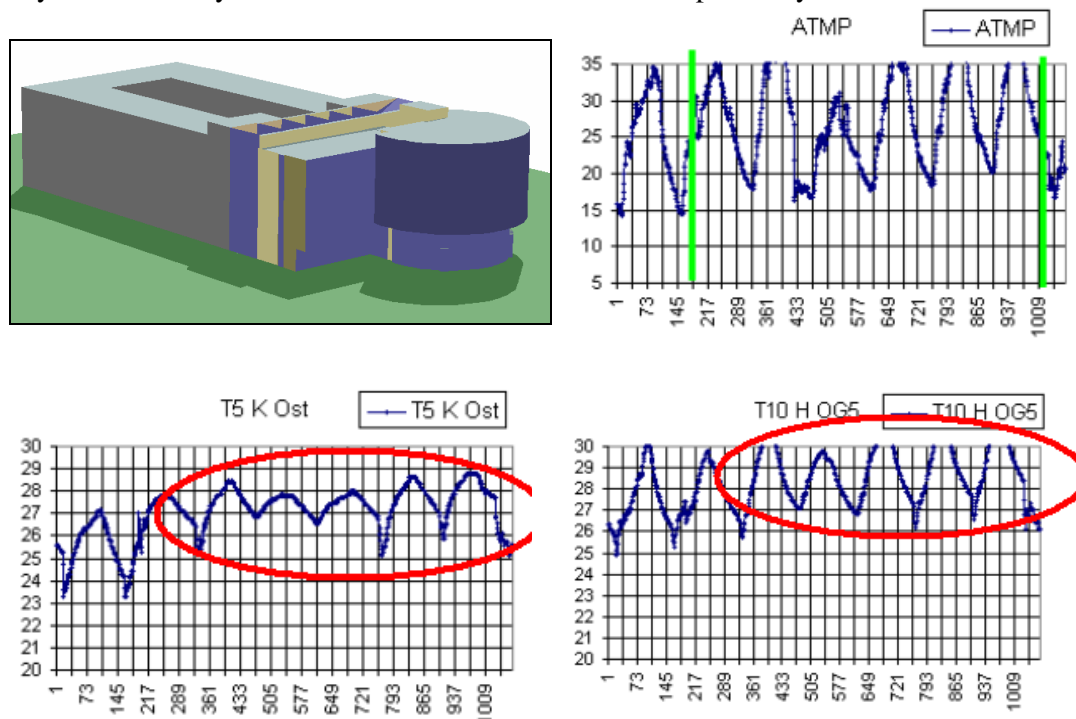
Wentylacja naturalna

W określonych przypadkach zadania wentylacji mogą być zrealizowane przy pomocy wentylacji naturalnej, która nie zużywa praktycznie żadnej energii i przez to jest bardzo atrakcyjna. Rozwiązanie to posiada jednak kilka wad.

Jednym z podstawowych mankamentów jest fakt, iż wentylacja naturalna działa najlepiej przy dużych różnicach temperatury – a więc w okresie zimowym, kiedy rzadziej jest potrzebna. Dodatkowo zależąc mocno od wiatru powoduje duże wahania ilości wymian powietrza w pomieszczeniu. Konieczny więc byłby w tym przypadku jakiś mechanizm kontroli wentylacji.

Wentylacja taka sprawdza się bardzo dobrze w atriach – zapotrzebowanie ciepła w takim przypadku jest bliskie zeru (poza oczywiście ogrzewaniem zimą oraz chłodzeniem latem, które to jednak jest rzadko realizowane).

W przypadku atrium przedstawionego na rysunku 7.62 przy pomocy symulacji CFD oraz symulacji dynamicznych otrzymano zadowalające wyniki, natomiast podczas użytkowania budynku latem zauważono dwa zasadnicze problemy.



Rys. 7.62.

Atrium z niedostatecznym nocnym chłodzeniem

W okresach bardzo wysokich temperatur powietrza zewnętrznego (32 °C), pomimo zastosowania wielu elementów zacieniających temperatura w atrium dochodziła do 30 °C. Przyczyną tego były wysokie temperatury rano rzędu 27 °C, co uniemożliwiało schłodzenie budynku nocą. W pozostałych okresach (temperatury zewnętrzne poniżej 30°C) problem ten nie ujawnił się, ale w gorących okresach dawał się mocno odczuć.

Innym problemem były warunki cieplne panujące w foyer. Wysokie temperatury panujące wewnątrz powodowały otwarcie dodatkowych otworów wentylacyjnych. Niskie temperatury powietrza zewnętrznego w godzinach porannych powodowały więc szybkie schładzanie powietrza wewnątrz pomieszczenia, na co często skarżyli się użytkownicy. Przyczyną tego jest powolna reakcja czujników temperatury na szybkie zmiany jej wartości.

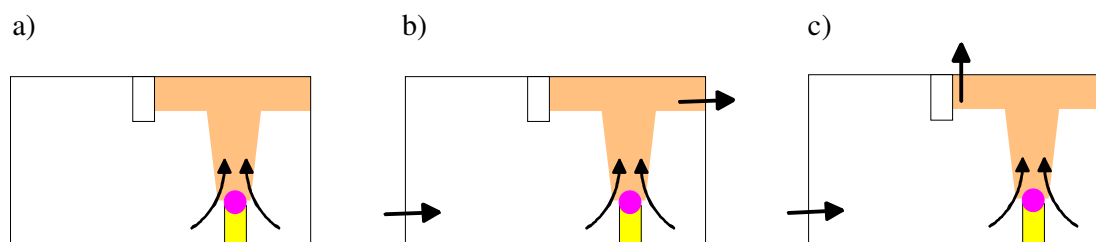
Z powyższego wynika, że należy nie tylko opracować odpowiednią i inteligentną strategię kontroli, ale też należy się upewnić, czy projektowane rozwiązanie będzie zdawać egzamin także w praktyce, a nie tylko w teorii.

Usuwanie zanieczyszczeń

Wirtualny podział pomieszczenia na dwie strefy, jedną dla palących, drugą dla osób niepalących, stanowi ciągle duży i ważny problem projektowy w Szwajcarii (w innych krajach palenie wewnątrz budynków jest zakazane). Dotychczasowe systemy projektowania opierały się na pewnych idealnych nierealistycznych założeniach dlatego potrzebne są dodatkowe założenia by rozdzielić obie te strefy o jakże różnym poziomie koncentracji zanieczyszczeń.

Powietrze zawierające dym papierosowy jest cieplejsze i dlatego gromadzi się pod sufitem. W przypadku gdy stężenie dymu jest duże zaczyna on przenikać do strefy przebywania ludzi mieszając się z powietrzem tam zalegającym. Dlatego należy skupić się na rozwiązaniach, które nie doprowadzają do rozprzestrzeniania się dymu poza strefę bezpośrednio przy suficie (np. szklane progi pod sufitem).

Korzyści z takiego rozwiązania to nie tylko oddzielenie obu stref przez tzw. bufor, ale i umożliwiają lepsze usuwanie zanieczyszczeń (rys. 7.63a). Takie rozwiązanie jest warunkiem koniecznym, choć nie wystarczającym by osiągnąć cel. Często musimy zastosować system wyrównywania ciśnienia (dodatkowy nawiew powietrza) by wymusić przepływ powietrza z jednej strony pokoju do drugiej lub z jednego pomieszczenia do drugiego (rys. 7.63b).

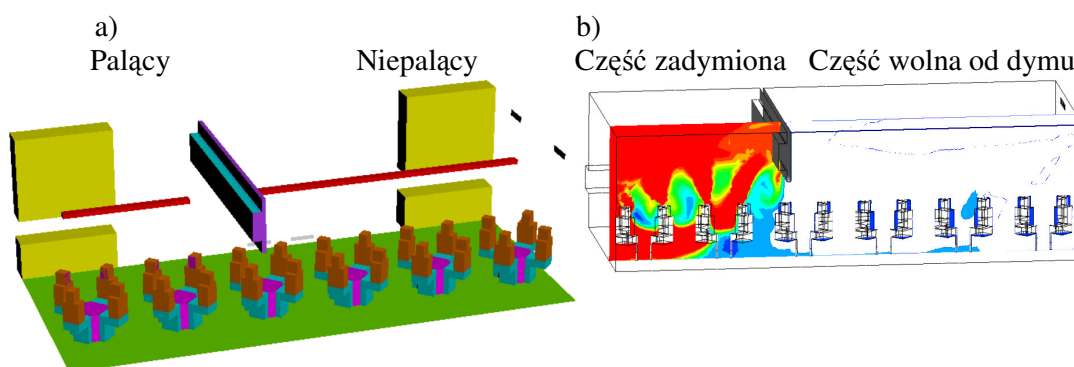


Rys. 7.63

Pomieszczenie z progiem u sufitu: a) rozwiązanie standardowe (po lewej); b) z dodatkowym nawiewem powietrza (pośrodku); c) jak poprzednio, lecz z inaczej ulokowanym wywiewem (z prawej).

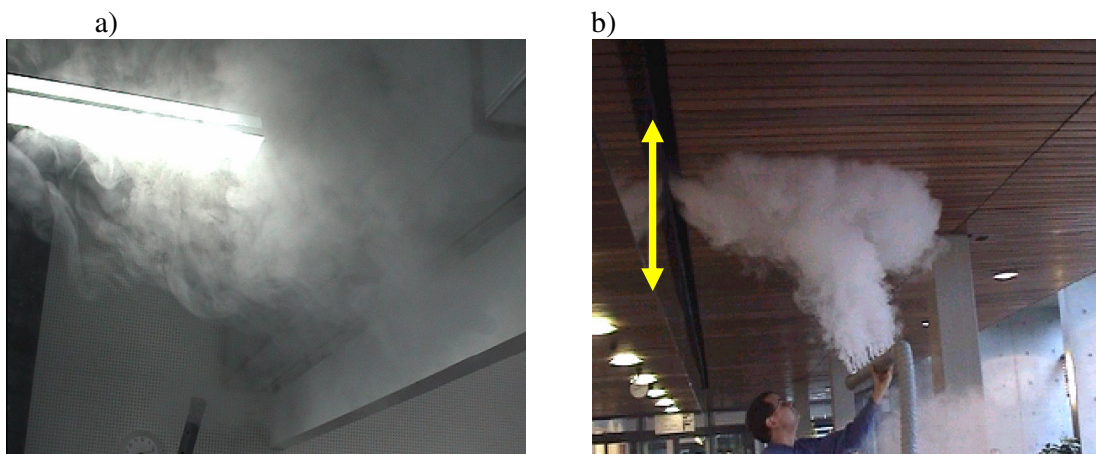
Jeszcze lepsze rezultaty daje rozwiązanie przedstawione na rysunku 7.63c, gdzie wywiew jest umiejscowiony na suficie, a więc zgodnie z kierunkiem rozprzestrzeniania się dymu papierosowego.

To ostatnie rozwiązanie ilustruje również rysunku 7.64, gdzie jak widać udało się rozdzielić obie strefy w sposób prawie doskonały. Idealne rozdzielenie obu stref wymagałoby zwiększenia ilości usuwanego powietrza powyżej wartości $1000 \text{ m}^3/\text{h}$, która była wartością maksymalną przewidzianą przez system. Otrzymane wyniki symulacji zostały potwierdzone przez badania modelowe (rys.7.65).



Rys. 7.64.

Bar: a) Model przyjęty w symulacji (po lewej); b) symulacja rozprzestrzeniania się dymu tytoniowego w analizowanym przypadku (po prawej)



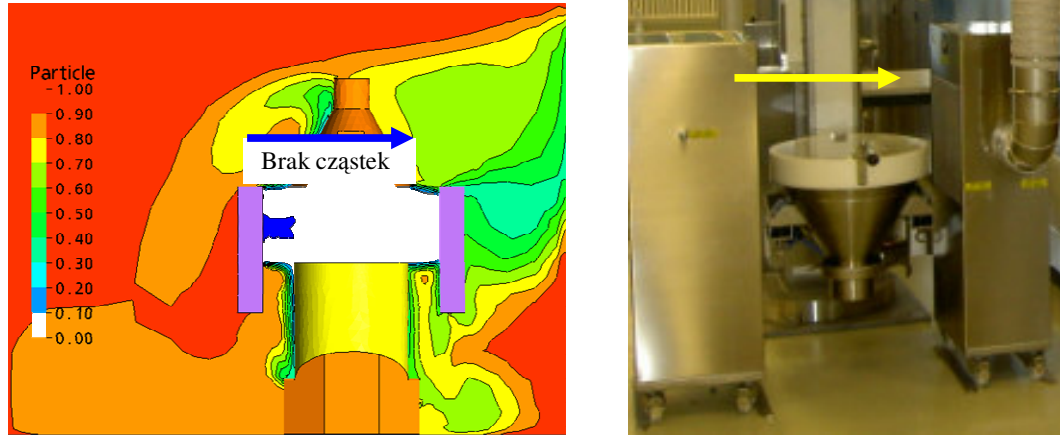
Rys. 7.65.

Wizualizacja rozprzestrzeniania się dymu w barze: a) z przegrodą nieprzezroczystą, b) z przegrodą szklaną

Czyste pomieszczenia

W tego typu pomieszczeniach stosuje się bardzo duże ilości powietrza wentylacyjnego by zapewnić w nich środowisko wolne od zanieczyszczeń. W celu zmniejszenia kosztów eksploatacyjnych (a co za tym idzie zmniejszenia zużycia energii) wydziela się w nich strefy odpowiadające stężeniu emitowanych zanieczyszczeń. W strefie A, gdzie stężenie

jest mniejsze, ilość wymian powietrza nie przekracza 20, natomiast w strefie dużego stężenia (strefa B) ilość wymian powietrza dochodzi go 600 (rys. 7.66).



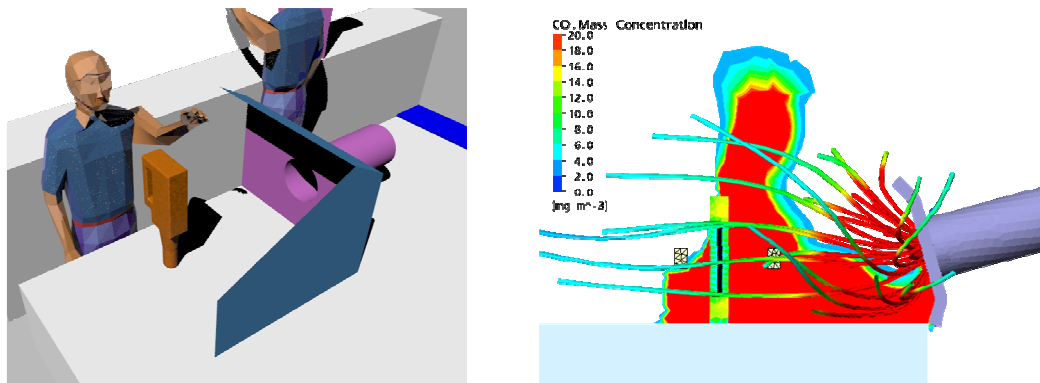
Rys. 7.66.

Czyste pomieszczenie z opisanym wyżej systemem.

Miejscowe usuwanie zanieczyszczeń

W miejscu pracy przedstawionym na rysunku 7.67 pierwotnie był zastosowany system wentylacji mieszającej mającej na celu niedopuszczenie do przekroczenia progowych wartości stężenia CO. W celu uzyskania lepszej skuteczności usuwania zanieczyszczeń zastosowano system odciągów miejscowych dostosowanych do warunków pracy na tym stanowisku.

Pracownik obsługujący urządzenie emitujące CO powinien być chroniony przed nadmierną dawką stężenia tlenku węgla. Uwzględniając jego pozycję przy obsłudze urządzenia zaprojektowano taki system odciągu miejscowego, który nie tylko spełnia swe podstawowe zadanie (usuwanie zanieczyszczeń), ale i jest ergonomiczny w obsłudze (łatwość ustawienia).



Rys. 7.67.

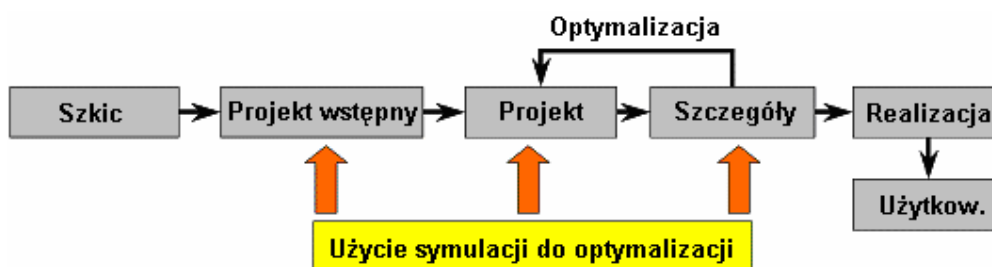
Odciąg miejscowy na stanowisku pracy dostosowany do ruchów obsługującego urządzenie emitujące CO

Idealny czas symulacji w planowaniu procesów i kosztów

Projektowany budynek może przejść kilka faz od momentu koncepcji ogólnej po szczegółowy projekt ostateczny. We wszystkich tych fazach projektowania można i należy korzystać z narzędzi symulacyjnych, które znacznie ułatwiają i przyspieszają proces projektowania.

Korzyści wynikające z zastosowania symulacji to:

- błędne koncepcje są odrzucane we wstępnej fazie,
- unikamy przewymiarowania,
- poprawianie przyjętych rozwiązań wiąże się z dodatkowymi kosztami,
- w nierozesznanych wcześniej przypadkach, uzyskujemy dodatkowe informacje, które pozwalają nam uniknąć niespodziewanych sytuacji powodujących dodatkowe problemy związane z realizacją projektu.

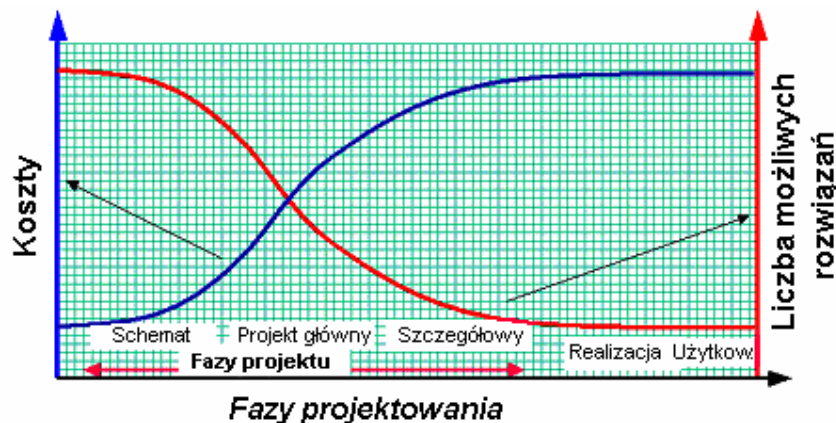


Rys. 7.68.

Schemat zastosowania symulacji w procesie projektowania

W fazie koncepcji projektu możliwe jest zastosowanie wielu rozwiązań, także błędnych, w przypadku których koszty „ulepszenia” mogą okazać się bardzo drogie. Dlatego rola symulacji na tym etapie pozwala zaoszczędzić czas i pieniądze, zwłaszcza gdy nie znamy zbyt wielu szczegółów (niewielki stopień uszczegółowienia projektu).

Wszelkie późniejsze zmiany przyjętych koncepcji mogą okazać się bardzo drogie w skutkach, a wstępne odrzucenie błędnych koncepcji, nawet przy większym uszczegółowieniu, pozwala na przyjęcie trafniejszego pożądanego rozwiązania.



Rys. 7.69.

Schemat przedstawiający zależność pomiędzy liczbą możliwych rozwiązań a późniejszymi kosztami w procesie projektowania

Warto zauważyć, że koszt symulacji jest bardzo niski w porównaniu z rzeczywistymi kosztami. Koszt symulacji rzędu 5-50 tys. euro może zaoszczędzić nawet setki tysięcy czy miliony euro (przy inwestycji w granicach 10-100 milionów euro).

Oczywistą rzeczą jest, że powyższe warunki mogą być spełnione jeżeli symulacje zostały przeprowadzone poprawnie. Obecnie do dyspozycji mamy wiele programów użytkowych oferujących różne udogodnienia – typu „plug&play” czy „click&go”. Niezbędne jest jednak pewne doświadczenie w odpowiednim wykorzystywaniu symulacji.

Największym problemem jest poprawne przyjęcie ilości napływającego powietrza oraz warunków brzegowych. Wychodząc naprzeciw tym trudnościom, firma AFC opracowała wytyczne dotyczące symulacji przepływów powietrza w budynkach (wraz z przykładami zastosowań) oraz przeprowadza cykliczne szkolenia podczas licznych konferencji (np. Roomvent). Opracowania tego typu stale są doskonalone a z najnowszymi wynikami można się zapoznać na stronach internetowych <http://cfdqquality.afc.ch>.

Budynki o niskim zużyciu energii powinny być projektowane ze szczególną starannością, a naczelnym kryterium pozostają warunki komfortu cieplnego użytkownika. Innymi kryteriami są koszty inwestycyjne i eksploatacyjne, a także ekologiczne. Największym wyzwaniem w tym zakresie są architektoniczne warunki brzegowe.

Symulacje komputerowe są bezcennym narzędziem pozwalającym na poprawne zaprojektowanie budynku, tak pod względem ogólnym, jak i z punktu widzenia oszczędności energii. Dostarczają one dodatkowych informacji na temat różnych rozwiązań na różnych etapach projektowania konkretnego budynku.

Użycie odpowiednich narzędzi symulacyjnych zależy od postawionych pytań oraz oczekiwanych odpowiedzi w zależności od stopnia szczegółowości – symulacje dynamiczne dla całkowitych potrzeb cieplnych budynków czy też bardziej dokładne symulacje w celu zapewnienia komfortu cieplnego użytkowników (przepływy powietrza, itp.) lub skutecznego usuwania generowanych w pomieszczeniu zanieczyszczeń.

Przykłady zaprezentowane w tekście ilustrują możliwość zastosowania odpowiednich narzędzi symulacyjnych w procesie projektowania budynku.

LITERATURA DO ROZDZIAŁU 7

- Adam Ch., André Ph., Aparecida Silva Cl., Hannay J., Lebrun J. 2004: Commissioning-orientated building loads calculations. Application to the CA-MET building in Namur (Belgium). Proceedings International Conference for enhanced building operations (ICEBO'04), Paris
- André Ph., Aparecida Silva C., Fonseca N., Hannay J., Lacôte P. and Lebrun J., 2004: Recommissioning of a VAV air distribution system. Proceedings International Conference for enhanced building operations, ICEBO, Paris
- André Ph., Cuevas Ch., Lacôte P. and Lebrun J. 2003: Re-commissioning of the CA-MET HVAC system: a successful case study? Proceedings International Conference for enhanced building operations (ICEBO'03), Berkeley
- André Ph., Lacôte P., Aparecida Silva C., Hannay J. and Lebrun J. 2004: A Functional Test Procedure for the improved commissioning of a VAV system. Proceedings International Conference for enhanced building operations, ICEBO'04, Paris
- André Ph., Lacôte, P., Adam Ch., Collard L., Cuevas Ch., Delarge, O., Georges B., Lebrun J. 2002: Use of simulation in the commissioning of an office building. Proceedings, SSB'Congress, Liège
- Augenbroe G., Eastman C. 1998: Product modeling strategies for today and the future, The Life-Cycle of Construction Innovations: CIB Working Conference, June 3-5, Stockholm Sweden
- Augenbroe G.L.M., Hensen J.L.M. 2004: Simulation for better building design, *Building and Environment*, 38
- Baehr H. D., Stephan K. 1996: Wärme- und Stoffübertragung. Springer Lehrbuch, 2. Auflage
- Banks J., Gibson R. R. 1997: Simulation modelling – some programming required. IIE Solutions

- Banks, J., Gibson, R.R. 1997: Don't simulate when...10 Rules for determining when simulation is not appropriate, in IIE Solutions
- Barnard N., Jaunzens D. 2001: Low Energy Cooling – Technology Selection and Early Design Guidance. Building Research Establishment Ltd, London
- Barták M., Drkal F., Hensen J., Lain M. et al. 2001: Simulation for (Sustainable) Building Design: Czech Experiences, Clima 2000 – Napoli, Milan, p. 354-363
- Bartak M., Drkal F., Hensen J., Lain M., 2001: Design Support Simulations For The Prague Zoo "Indonesian Jungle" Pavilion, BS 2001, IBPSA, p.841-845
- Bazjanac, V., Crawley, D., 1999: Industry foundation classes and interoperable commercial software in support of design of energy-efficient buildings. In: Nakahara, Yoshida, Udagawa and Hensen, ed. Building Simulation '99, 6th International IBPSA Conference, Kyoto, Japan., September 13-15 1999, 661-667
- Beausoleil-Morrison I. 2001: The adaptive coupling of heat and air flow modeling within dynamic whole-building simulation. PhD thesis. University of Strathclyde, Glasgow UK
- Behne M. 1997: Alternatives to Compressive Cooling in Non-Residential Buildings to Reduce Primary Energy Consumption. Final report, Lawrence Berkeley National Laboratory, Berkeley, California
- BLIS 2002: Building Lifecycle Interoperable Software website [online]. Available from <http://www.blisproject.org/>
- Bloor M.S., Owen J. 1995: Product data exchange, UCL Press, London.
- Bunn R 2001: Specifying on the net. *Building Services Journal*, 2,49-50, Chartered Institute of Building Services Engineers (CIBSE), London
- Crawley, D.B., Lawrie, L.K., 1997: What next for building energy simulation – a glimpse of the future. In: Spilner and Hensen, ed. Building Simulation '97, 5th International IBPSA Conference, Prague, Czech Republic, September 8-10 1997, volume II, 395-402
- Cuevas Ch., Lebrun J., Lacôte P., André Ph. 2002: Re-commissioning of an Air handling Unit. Proceedings ABT'2002 Congress, Hong-Kong
- Djunaedy, E. 2005: External coupling between building energy simulation and computational fluid dynamics, Doctoral dissertation Technische Universiteit Eindhoven.
- Dols W. S., Walton G. N. 2002: CONTAM 2.0 User Manual: Multizone Airflow and Contaminant Transport Analysis Software, National Institute of Standards and Technology, NISTIR 6921 Gaithersburg, USA
- Duška M., Drkal F. and Lain M., 2004: Tepelné zisky z vnitřních vybavení administrativních budov. *Vytápění, Větrání, Instalace magazin*, 198-201
- Dvorak J. 2002: Hlavní sprava CEZ: nocni chlazení. Proc. Simulace budov a techniky prostředí 2002, IBPSA-CZ, 15 – 17
- Eastman, C.M., 1999: Building product models: computer environments supporting design and construction. Boca Raton, Florida, USA, CRC Press
- Elkhuizen P.A., Peitsman H.C., Wienk W.J. 2003: A new design guideline for the heating and cooling curve in AHU of HVAC systems. *Building Services Engineering Research and Technology*, 24: 3, 191-202
- Elkhuizen P.A., Scholten J.E., Peitsman H.C., Kooijman A. 2004: The effect of optimal tuning of the Heating-/cooling curve in AHU of HVAC system in real practise. Proceedings, ICEBO, Paris
- ESP-r (Environmental Systems Performance – research) software www.esru.strath.ac.uk
- ESRU 1997: The ESP-r System for Building Energy Simulation, User Guide Version 9 Series. ESRU Publication, University of Strathclyde, Glasgow
- Ferdyn-Grygierek J. 2004: Efektywność energetyczna ogrzewania i wentylacji budynków edukacyjnych. Rozprawa doktorska. Politechnika Śląska, Gliwice
- FLUENT-Manual (Version 6.0)
- Foít H., Król M., Lubina P. 2004: Zaopatrzenie w ciepło pasywnych budynków mieszkalnych., *Zeszyt Inżynierski nr 2, ENER-INDOOR*, Gliwice
- Fringer O. B. 1999: Numerical simulation of breaking interfacial waves. Dissertation. <http://fluid.stanford.edu/~fringer/>
- Fuhrbringer JM, Roulet CA. 1999: Confidence of simulation results: put a sensitivity analysis module in your MODEL – The IEA – ECBCS Annex 23 experience of model evaluation. *Energy and Buildings*; 30: 61 – 71.
- Gawin D., Kossecka E. 2002: Typowy rok meteorologiczny do symulacji wymiany ciepła i masy w budynkach. Wydawnictwo Politechniki Łódzkiej, Łódź
- Heap R.D. 2001. Refrigeration and air conditioning – the response to climate change. *Bulletin of the IIR*-2001-5
- Henkes R.A.W.M., Van Der Vlugt F. F., Hoogendoorn C.J. 1991: Natural Convection Flow in a Square Cavity Calculated with Low-Reynolds-Number Turbulence Models. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 34, 377-388

- Hensen JLM, Hamelinck MJH, Loomans, MGLC. 1996: Modelling approaches for displacement ventilation in offices. Roomvent '96 Proceedings of the 5th International Conference on Air Distribution in Rooms, Yokohama.
- Hensen, J. L. M. 2004: Towards more effective use of building performance simulation in design", in Proc. 7th International Conference on Design & Decision Support Systems in Architecture and Urban Planning, 2-5 July, Technische Universiteit Eindhoven.
- Hensen, J.L.M. 1991: On the thermal interaction of building structure and heating and ventilating system. Doctoral dissertation Technische Universiteit Eindhoven.
- Hensen, J.L.M. 1993: Design support via simulation of building and plant thermal interaction, Design and Decision Support Systems in Architecture, ed. H. Timmermans, pp. 227-238, Kluwer Academic Publishers, Dordrecht (NL).
- Hensen, J.L.M., Clarke J.A. 2000: Building systems and indoor environment: simulation for design decision support. Proc. International Conference on Design and Decision Support Systems in Architecture & Urban Planning, Nijkerk, August 22-25, Vol. Architecture, pp. 177-189, Eindhoven University of Technology.
- Hensen, J.L.M., Nakahara N. 2001: Building and environmental performance simulation: current state and future issues, *Building and Environment*, **36: 6**, 671-672.
- Hofmeister O., Kopecký P., Tywoniak, J. 2004: SLUNAKOV Ecological Education Center – Basic information. Internal report, Prague
- Hong, T.; Chou, S.K.; Bong, T.Y., 2000: Building simulation: an overview of developments and information sources. *Building and Environment*, **35:4**, 347-361
- IEA, 1995. Review of Low Energy Cooling Technologies. Natural resources Canada. Ottawa, Canada, 88 p.
- Judkoff, R. Neymark J. 1995: International Energy Agency Building Energy Simulation Test (BESTEST) and Diagnostic Method. National Renewable Energy Laboratory.
- Kleijnen JPC. 1997: Sensitivity analysis and related analyses: A review of some statistical techniques, *Journal of Statistical Computation and Simulation*; **57**: 111 – 142.
- Kriegel B. 1973: Fallströmungen vor Abkühlungsflächen in Gebäuden und mögliche Schutzmaßnahmen, Dissertation an der TU-Berlin
- Kusuda, T. 2001: Early history and future prospects of building system simulation, Proc. Building Simulation '99 in Kyoto, 3-15, International Building Performance Simulation Association – IBPSA.
- Lain M., Drkal F., Hensen J., Zmrhal V. 2004: Low Energy Cooling Techniques for Retrofitted Office Buildings in Central Europe. Ventilation and Retrofitting Prague, AIVC Brussels, p. 79-84
- Lain M., Duška M., Matějček K. 2003: Applicability of Evaporative Cooling Techniques in the Czech Republic. Proceedings 21st International Congress of Refrigeration, Washington DC, IIR Paris
- Lauder B. E.; Spalding D. B. 1974: Numerical computation of turbulent flows, *Computer Methods in Applied Mechanics and Energy* **3**, 269 - 289
- Lebrun J., Aparecida Silva C. 2002: Cooling tower – model and experimental validation. ASHRAE Symposium, Atlantic City
- Liddament M.W., 2000: Low energy cooling, ESSU, Coventry, U.K.
- Lomas K J, Eppel H. 1992: Sensitivity Analysis Techniques for Building Thermal Simulation Programs, *Energy and Buildings*; **19**: 21 – 44.
- Masy G. 2004: Modelling of residential building and heating systems. Proceedings, ICEBO, Paris
- Mundt E. 1996: The Performance of Displacement Ventilation Systems. Ph.D. Thesis, Royal Institute of Stockholm
- Murakami S., Kato S., Chikamoto T. 1992: Numerical Simulation of Velocity and Temperature Fields within Atrium based on Modified k-ε Model Incorporating Damping Effects due to Thermal Stratification. NST Research Group Institute of Industrial Science, Univ. of Tokyo
- Negrao COR. 1995: Conflation of Computational Fluid Dynamics and Building Thermal Simulation, PhD Thesis. Glasgow: University of Strathclyde
- Neymark, J., R. Judkoff, G. Knabe, H.-T. Le, M. Durig, A. Glass, Zweifel G. 2001: HVAC BESTEST: A procedure for testing the ability of whole-building energy simulation programs to model space conditioning equipment. 7th International IBPSA Conference, 369-376.. Brazil, International Building Performance Simulation Association.
- PN-83/B-03430 (wraz ze zmianą Az3:2000) – Wentylacja w budynkach mieszkalnych, zamieszkania zbiorowego i użyteczności publicznej
- Prill R., Blake D., Hales D. 2002. School indoor air quality assessment and program implementation, Proceedings of the 9th International Conference on Indoor Air Quality and Climate, Monterey: Indoor Air 2002

- Radosevic, M., Hensen, J. L. M., & Wijsman, A. J. T. M. 2005: Implementation strategies for distributed modeling and simulation of building systems, in Proc. 9th Int. IBPSA Conference, 15 - 18 August, International Building Performance Simulation Association, Montreal
- Reichert E. 2000: Ein Verfahren zur Bestimmung des Energie - und Stoffaufwands zur Luftbehandlung bei raumlufhtechnischen Anlagen. Universität Stuttgart, Stuttgart
- Rodi, W. 1987: Turbulence models and their application in Hydraulics – A state of the art review. Int. Assoc. Hydr. Res., Rotterdam
- Santamouris M., Asimakopoulos D. 1996: Passive Cooling of Buildings. James&James Ltd., London, U.K., 472 p.
- Schaelin A. 2003: Zone Separation by Ventilation Design for Contaminant Control in Rooms with Strong Disturbances. Ventilation 2003, August 5-8, Sapporo, Japan
- Schaelin A. 2004: Complex Air Flow Behavior in Complex Spaces – Design Optimization by CFD, Realization and Visualization. ROOMVENT 2004, 9th International Conference, Sept 5-8, Coimbra, Portugal
- Schaelin A. 2005: Virtual Separation of Smoker and Non-Smoker Zones by Proper Ventilation Design. Clima 2005, Lausanne, Switzerland
- Slater S, Cartmell B. 2003: Hard working software. *Building Services Journal*; February: 37 – 40.
- Sowa J., Bartkiewicz P. 1997: Stężenie dwutlenku węgla jako źródło informacji o jakości powietrza w pomieszczeniach. 6. Konferencja naukowo-techniczna Fizyka Budowli w Teorii i Praktyce, Łódź' 1997, 336-345
- Thompson, B. 1998: Engineers, IAQ, and schools. *ASHRAE Journal*, June, 22-26
- Vaezi-Nejad H. 2004: Retro-commissioning the Aria building using Cite-AHU: an Annex 40 collaboration. Proceedings, ICEBO, Paris
- Venayagamoorthy S. K.; Koseff J. R.; Ferziger J. H.; Shih L. H. 2003: Testing of RANS turbulence models for stratified flows based on DNS data. Center of Turbulence Research, Annual Research Briefs
- Visier J-Chr et al 2005: IEA ECBCS Annex 40 Commissioning HVAC systems for improving energy performance. Final report
- Wang S. 2004: Health monitoring and continuous commissioning of centrifugal chiller plant. Proceedings, ICEBO, Paris
- Weinläder H., Beck A., Fricke J. 2000: Demand Controlled Ventilation in Schools– Energetic and Hygienic Aspects, Proceedings 21st AIVC Annual Conference, Innovations in Ventilation Technology, paper 6
- Wilde, P. de, 2004: Computational Support for the Selection of Energy Saving Building Components. PhD-thesis. Delft University of Technology, Faculty of Architecture, Building Physics Group, Delft, the Netherlands
- Wolfstein, M. 1969: The Velocity and Temperature Distribution of One-Dimensional Flow with Turbulence Augmentation and Pressure Gradient. *Int. J. Heat Mass Transfer*
- Yahiaoui, A., Hensen, J., Soethout, L., & Paassen, A. H. C. v. 2005: Applying advanced control strategies in building performance simulation by using run-time coupling, Proc. 8th REHVA World Congress, Clima 2005, 9 - 12 October, REHVA - Federation of European Heating, Ventilating and Air-conditioning Associations, Lausanne

8. WPLYW ŚRODOWISKA WEWNĘTRZNEGO NA KOMFORT, ZDROWIE I WYDAJNOŚĆ PRACY

Wpływ środowiska wewnętrznego na komfort i zdrowie ludzi od wielu lat skupiał uwagę naukowców. Wyniki badań i analiz prowadzonych w laboratoriach i w rzeczywistych obiektach stały się podstawą do opracowania norm i wytycznych projektowania środowiska w pomieszczeniach. W oparciu o zaobserwowane zależności sformułowano również modele matematyczne, które w pewnych określonych warunkach, pozwalają przewidywać odpowiedź ludzi na zmianę niektórych parametrów środowiska. W ostatnich latach zwrócono również uwagę na kolejny ważny aspekt związany z oddziaływaniem jakości środowiska na ludzi w pomieszczeniach, a mianowicie wpływem na wydajność pracy. Obecnie podejmowane są kolejne próby wykazania interakcji pomiędzy poszczególnymi elementami środowiska w pomieszczeniach i ich wpływu na ludzi.

Tematyka środowiska wewnętrznego została szeroko przedstawiona w opracowaniu *Środowisko wewnętrzne. Wpływ na zdrowie, komfort i wydajność pracy* 2003. Niniejszy rozdział stanowi uzupełnienie tej tematyki. Zamieszczone tutaj prace zostały przedstawione na warsztatach oraz na konferencji zorganizowanej przez Centrum Energetyczne Efektywnych Technik i Systemów w Inżynierii Środowiska Wewnętrznego ENER-INDOOR działającego w Politechnice Śląskiej w Gliwicach.

W rozdziale 8.1 omówione zostały wymagania zawarte w międzynarodowych standardach i wytycznych projektowania wobec parametrów środowiska wewnętrznego w pomieszczeniach używanych przez ludzi. Przedstawiono podobieństwa, ale wskazano też na istniejące różnice pomiędzy powszechnie używanymi normami i wytycznymi. Ponadto przybliżono metody pomiarów parametrów środowiska oraz metody badań odczuć ludzi wywołanych jakością środowiska wewnętrznego, prowadzonych w warunkach laboratoryjnych, jak i badań in situ.

Metody pomiarowe służące do oceny jakości powietrza przedstawiono w rozdziale 8.2. Zaprezentowano w nim kompleksowe pomiary składu chemicznego powietrza, jak również metody do bezpośredniej oceny powietrza przy użyciu panelu ludzi, które zastosowano w badaniach wpływu fotokatalitycznego oczyszczacza powietrza na jakość powietrza wewnętrznego.

Problem związany z jakością powietrza został poruszony również w kolejnym rozdziale (8.3). Sprawdzano potencjalne korzyści wynikające z czyszczenia przewodów wentylacyjnych i polepszonych rozdziału powietrza w budynkach biurowych. Badania przeprowadzone zostały w dwóch budynkach biurowych w Finlandii. Przedstawiono wpływ przeprowadzonych interwencji na komfort i wydajność pracy ludzi. Oszacowano również wynikające z tego zyski ekonomiczne.

Jakość powietrza i odczucia ludzi badane były również w kabinie samolotu. W rozdziale 8.4 przedstawiono wyniki symulacji 7-godzinnego lotu w warunkach laboratoryjnych. Obok badań subiektywnych odczuć ludzi nacisk położono również na obiektywne pomiary (testy medyczne) wpływu trzech różnych temperatur na organizm człowieka.

W rozdziale 8.5 przeanalizowano wpływ środowiska cieplnego na odczucia ludzi na podstawie badań opisanych w literaturze naukowej. Szczególną uwagę poświęcono wpływowi zmian temperatury w pomieszczeniu na odczucia ciepłe, komfort i wydajność pracy.

8.1. WYMAGANIA STAWIANE ŚRODOWISKU WEWNĘTRZNEMU I JEGO OCENA*

Wymagania stawiane środowisku wewnętrznemu

Na jakość środowiska wewnętrznego składa się szereg czynników, takich jak: ciepłe, olfaktoryczne (czynniki związane ze zmysłem powonienia), wizualne i akustyczne. Rozdział opisuje środowisko ciepłe i jakość powietrza głównie w budynkach biurowych.

Szereg międzynarodowych standardów i wiele norm krajowych definiuje wymagania wobec warunków cieplnych i jakości powietrza w budynkach. Środowisko ciepłe najczęściej projektuje się w oparciu o wymagania zawarte w ISO Standard 7730 1994 i ASHRAE Standard 55 2004. Amerykańskie Stowarzyszenie Inżynierów Ciepłownictwa, Chłodnictwa i Klimatyzacji (ASHRAE) opracowało również normę zawierającą wymagania i procedury projektowania jakości powietrza w budynkach biurowych (ASHRAE Standard 62-1 2004). Ważnym dokumentem stworzonym w Europie jest EN CR 1752 *Wentylacja w budynkach – kryteria projektowania środowiska wewnętrznego* 1998. W dokumencie zdefiniowano wymagania wobec komfortu cieplnego, jakości powietrza i hałasu (opracowanie nie obejmuje jednak zagadnień związanych z hałasem). Większość zawartych w nim wymagań odpowiada wymaganiom norm ISO i ASHRAE. Istotną różnicą jest to, że CR 1752 dzieli środowisko wewnętrzne na trzy kategorie A (najwyższa), B (średnia) i C (najniższa) oraz podaje wymagania dla każdej z kategorii.

Zamieszczone w normach wymagania wobec komfortu cieplnego dla dwóch okresów: letniego i zimowego dotyczą temperatur, wskaźników *PMV* i *PPD*, asymetrii promieniowania w kierunkach poziomym (ciepła/zimna ściana) i pionowym (ciepły/zimny sufit), pionowych różnic temperatury, temperatur powierzchni podłogi i odsetka ludzi odczuwających przeciąg. Wymagania podane są w stopniach °C, liczbach (wskaźnik *PMV*) albo dopuszczalnych maksymalnych odsetkach ludzi niezadowolonych. CR 1752 podaje zakresy wymienionych parametrów dla każdej z trzech kategorii: najszersze zakresy dla kategorii C i najwęższe dla najwyższej kategorii A. Wymagania norm ISO Standard 7730 1994 i ASHRAE Standard 55 2004 są zbliżone do wymagań dla kategorii B z CR 1752.

Normy i wskazówki do projektowania dotyczące jakości powietrza (ASHRAE 62-1 2004, CR 1752 1998) uwzględniają również inne niż zanieczyszczenia emitowane przez ludzi źródła zanieczyszczeń w pomieszczeniach. Źródłami zanieczyszczeń mogą być powietrze zewnętrzne, materiały budowlane, meble, sprzęt elektroniczny i inne. Dokumenty te zawierają wymagania zdefiniowane ze względu na wpływ na zdrowie i komfort użytkowników pomieszczeń. Ze względu na wpływ na zdrowie podano maksymalne stężenia szeregu substancji chemicznych dla krótkich i długich czasów ekspozycji. Zawarte w CR 1752 wymagania ze względu na komfort oparte są na wyrażeniu mocy źródeł zanieczyszczeń w jednostce olf oraz odczuwanej jakości powietrza w decypolach. Jeden olf jest równy zanieczyszczeniom emitowanym przez typową osobę biorącą kąpiel 0,7 raza dziennie. Decypol równy jest odczuwanemu przez ludzi stężeniu zanieczyszczeń równemu 1 olfowi wentylowanemu przez 10 dm³/s powietrza. Normy jakości powietrza zawierają procedury wyznaczania wydatku wentylacji, tj. ilości nawiewanego do pomieszczenia powietrza zewnętrznego (w dm³/s-osobę, dm³/s·m² powierzchni podłogi) w zależności od typu obiektu (biura, szkoły, sklepy, itp.) lub w oparciu o subiektywną ocenę jakości powietrza w decypolach. Podane zostały tabele

* autor: **Arsen Melikov**

International Centre for Indoor Environment and Energy, Mechanical Department, Technical University of Denmark in Lyngby, Dania

tytuł oryginału: *Indoor Environment Requirements and Assessment*

tłumaczenie i redakcja: Jan Kaczmarczyk

z wymogami wobec jakości powietrza zewnętrznego i sugerowanymi dopuszczalnymi wartościami stężeń zanieczyszczeń związkami chemicznymi. CR 1752 przedstawia odsetek ludzi niezadowolonych w zależności od stężenia CO₂ (powyżej stężenia w powietrzu zewnętrznym), jak również od wydatku wentylacji dla trzech kategorii. Wymagania sprecyzowano także dla różnej ilości osób palących (wyrażonej w procentach populacji), typu pomieszczenia, poziomu aktywności i wieku (dorośli albo dzieci – 3-6-latki i 14-16-latki).

Normy dotyczące jakości powietrza wewnętrznego nie uwzględniają jeszcze temperatury i wilgotności powietrza, chociaż oba te parametry mają wpływ na jakość powietrza wdychanego. Chłodne i suche powietrze jest odczuwane jako powietrze o wyższej jakości (Fang i in. 1998 a,b).

Ocena środowiska wewnętrznego

Ocena środowiska wewnętrznego jest konieczna do określenia wpływu środowiska na użytkowników (zdrowie, komfort i wydajność pracy) i do porównania różnych rozwiązań projektowych, jak np. różny sposób rozdziału powietrza w pomieszczeniu. Ocena może być dokonana w warunkach laboratoryjnych, jak również w obiektach rzeczywistych (in situ). Ocena w warunkach laboratoryjnych posiada szereg zalet: pozwala na dokładną kontrolę środowiska i na badanie wpływu poszczególnych jego parametrów. W warunkach laboratoryjnych zwykle możliwe jest przeprowadzenie bardziej dokładnych i wiarygodnych pomiarów fizycznych i fizjologicznych. Wadą pomiarów w laboratorium jest to, że ocena dokonywana jest w zaprojektowanych warunkach, które często odbiegają od tych w obiektach rzeczywistych, gdzie na człowieka oddziałują jednocześnie czynniki związane ze środowiskiem wewnętrznym, jak i czynniki niezwiązane z nim. Kolejną wadą jest to, że wpływ na zdrowie jest trudny albo nawet niemożliwy do zbadania w laboratorium. Spowodowane jest to tym, że wpływ środowiska zazwyczaj objawia się po długotrwałej ekspozycji, np. do badania oddziaływania środowiska na występowanie alergii czy astmy potrzebnych jest kilka lat. Ocena środowiska w rzeczywistych obiektach ma tę przewagę, że badania przeprowadzane są w realnych warunkach. Następną zaletą jest możliwość bezpośredniej poprawy istniejących warunków. Wadami tej metody są: trudne albo niemożliwe powtórzenie pomiarów w identycznych warunkach, prawie niemożliwa jest kontrola parametrów środowiska przez stosunkowo długi okres czasu, niemożliwe jest badanie wpływu poszczególnych czynników środowiska wewnętrznego, czasochłonność, ograniczony dostęp do badanych stanowisk pracy, itp.

Ocena w warunkach laboratoryjnych

Ocena w warunkach laboratoryjnych obejmuje pomiary parametrów fizycznych i analizę odpowiedzi ludzi. Na pomiary parametrów fizycznych składają się pomiary temperatury powietrza, prędkości powietrza i intensywności turbulencji (zdefiniowana jako iloraz odchylenia standardowego prędkości i uśrednionej prędkości powietrza), wilgotności względnej, pomiary stężenia CO₂ i gazów znacznikowych, pomiary cząstek stałych, itp. Zazwyczaj dokonuje się pomiaru punktowego (z wyjątkiem niektórych parametrów, takich jak np. wydatek wentylacji). Rozmieszczenie punktów pomiarowych większości parametrów do oceny komfortu cieplnego i jakości powietrza zawarto w normach (ISO Standard 7726 1998, ASHRAE Standard 55 2004, ASHRAE Standard 113 2005, ASHRAE Standard 621 2004, itp.). Na przykład dla oceny komfortu cieplnego osoby siedzącej zalecanymi wysokościami do pomiarów temperatury, średniej wartości prędkości powietrza i intensywności turbulencji są 0,1, 0,6 i 1,1 m nad podłogą. Zalecaną

wysokością pomiaru temperatury operacyjnej, temperatury promieniowania, wilgotności względnej i *PMV-PPD* jest 0,6m nad podłogą (również dla osoby siedzącej).

Ocenę rozdziału powietrza często dokonuje się w warunkach laboratoryjnych, zazwyczaj w naturalnej wielkości modelach pomieszczeń lub w komorach klimatycznych. Rozdział powietrza w pomieszczeniu jest istotny w projektowaniu środowiska wewnętrznego, gdyż bezpośrednio wpływa na środowisko cieplne i rozkład zanieczyszczeń. Ma zatem kluczowy wpływ na jakość powietrza wdychanego i komfort cieplny użytkowników. W literaturze związanej z problematyką wentylacji i ogrzewnictwa, szczególnie w publikacjach z Ameryki Północnej, do oceny rozdziału powietrza często stosuje się wskaźnik dyfuzji powietrza, *ADPI* (z ang. Air Diffusion Performance Index). Wskaźnik *ADPI* zdefiniowano jako odsetek punktów pomiarowych, w których efektywna temperatura przeciągu θ i uśredniona prędkość powietrza w , spełniają warunek:

$$\begin{aligned} -1,7 \text{ }^\circ\text{C} < \theta < 1,1 \text{ }^\circ\text{C} \\ w < 0,35 \text{ m/s} \end{aligned} \quad (8.1)$$

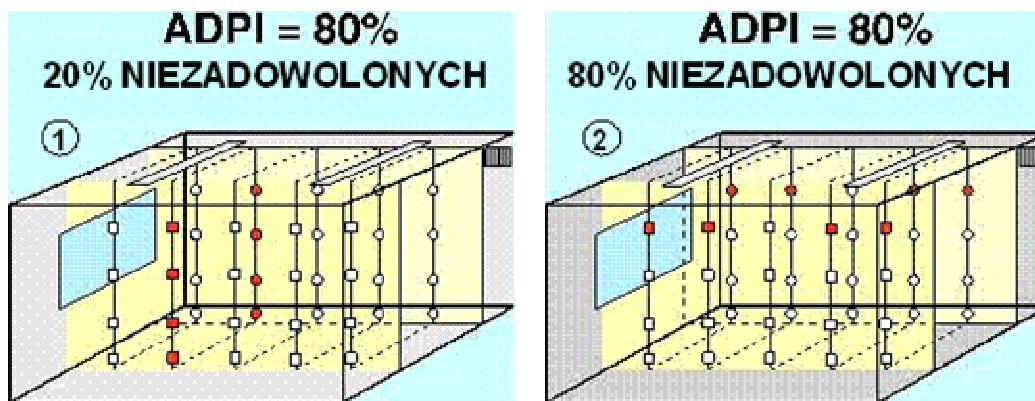
Efektywna temperatura przeciągu obliczana jest na podstawie temperatury t i uśrednionych prędkości powietrza w mierzonych w szeregu punktów pomiarowych, oraz dla średniej temperatury powietrza w pomieszczeniu t_{ar} :

$$\theta = t - t_{ar} - 8(w - 0,15) \quad (8.2)$$

W powyższym równaniu temperaturę wyrażono w $^\circ\text{C}$, a prędkość w m/s. Zalecaną ilość i rozmieszczenie punktów pomiarowych podaje ASHRAE Standard 113 2005.

Zakłada się, że wartość *ADPI* powyżej 80% wyznacza zadowalający rozdział powietrza dla zapewnienia komfortu cieplnego użytkowników, tj. brak przeciągu. Wartości poniżej 80% są niezadowalające. Wskaźnik *ADPI* zdefiniowano do oceny rozdziału powietrza w pomieszczeniach z wentylacją mieszającą, gdzie rozkład prędkości i temperatur powietrza jest zazwyczaj jednorodny. *ADPI* nie może być zastosowany w pomieszczeniach z wentylacją wporową i wentylacją z rozdziałem powietrza pod podłogą. Jakkolwiek nawet w pomieszczeniach z wentylacją mieszającą wskaźnik *ADPI* może nie być właściwy do oceny komfortu cieplnego, co zademonstrowano na rys. 8.1. Pomiary prędkości i temperatury przeprowadzono w pięciu pionowych płaszczyznach, dwóch położeniach w każdej płaszczyźnie i na czterech wysokościach w każdym położeniu. W dwóch pomieszczeniach zamontowano te same nawiewniki szczelinowe dostarczające identyczną ilość powietrza, ale o różnym rozplywie powietrza z nawiewnika. W pomieszczeniu 1 większa część powietrza nawiewana była z jednej (bliższej okna) strony nawiewnika, co spowodowało, że prędkości powietrza zmierzone na wszystkich czterech wysokościach w dwóch położeniach (w sumie osiem punktów pomiarowych) były wyższe niż wyznaczone wartości graniczne 0,35 m/s. To oznacza, że indeks *ADPI* wyniesie 80%, gdyż całkowita liczba punktów pomiarowych wynosi 40. Wynika stąd, że rozdział powietrza w pomieszczeniu 1 jest zadowalający w odniesieniu do komfortu cieplnego użytkowników. W przypadku pomieszczenia 2 nawiewnik wyregulowano tak, żeby dostarczał powietrze symetrycznie i dlatego na wysokościach najbliższych sufitu w ośmiu położeniach w czterech z pięciu płaszczyzn zmierzono prędkości wyższe niż 0,35 m/s, tj. w ośmiu punktach zmierzono prędkości wyższe od 0,35 m/s, co także daje indeks *ADPI* równy 80%. Wynikałoby więc, że rozdział powietrza, z uwagi na komfort cieplny użytkowników, będzie jednakowy w obu pomieszczeniach. W rzeczywistości jednak jest inaczej. Jeżeli założymy, że w każdym z dziesięciu wyznaczonych położen w pomieszczeniu będzie znajdował się użytkownik, to w pomieszczeniu 1 tylko dwóch

z dziesięciu ludzi, tj. 20%, będzie narażonych na wyższe prędkości powietrza, zaś w pomieszczeniu 2 aż osiem osób będzie narażonych i dlatego więcej osób może odczuwać przeciąg.



Rys. 8.1.

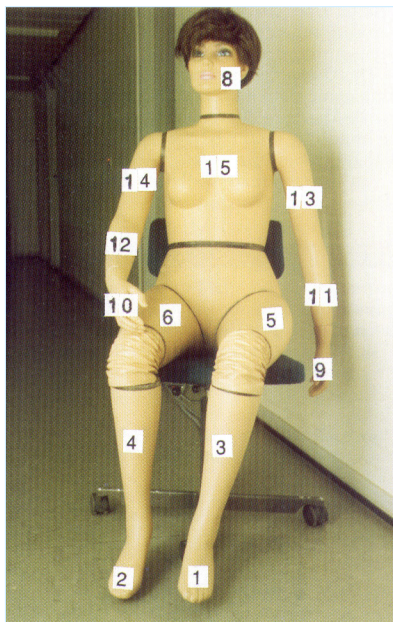
Przykład wyznaczenia wskaźnika ADPI (Wskaźnik Dyfuzji Powietrza) ze wskazaniem na niedogodność jego stosowania do oceny komfortu cieplnego użytkowników. Przyjęto pomieszczenie z jednym użytkownikiem w każdym z 10 położań (tj. 10 użytkowników). Zacienione punkty odpowiadają średnim wartościom powietrza powyżej 0,35 m/s. W przypadku 1 tylko dwóch użytkowników (tj. 20%) będzie odczuwać przeciąg, podczas gdy w przypadku 2 aż osiem (tj. 80%) będzie niezadowolonych. W obu przypadkach ADPI wynosi 80%, co wskazywałoby na 20% niezadowolonych.

Z powodu przedstawionych powyżej problemów wskaźnik ADPI został wyłączony z głównego tekstu najnowszej wersji ASHRAE Standard 113 2005, zaleca się go jednak do porównania rozdziału powietrza w pomieszczeniach z wentylacją mieszającą, a także do oceny działania różnych nawiewników do wentylacji mieszającej. Wskaźnik został zamieszczony również w podręcznikach dla inżynierów (ASHRAE Handbook Fundamentals 2005). Do oceny rozdziału powietrza z uwzględnieniem wystąpienia ryzyka przeciągu normy (ISO 7730 1994, ASHRAE 55 2004, ASHRAE 113 2005) zalecają stosowanie wskaźnika przeciągu, DR (z ang. Draught Rating). Wskaźnik DR przewiduje odsetek niezadowolonych z powodu przeciągu w zależności temperatury powietrza w pomieszczeniu, uśrednionej prędkości powietrza i intensywności turbulencji.

Obecnie znanych jest wiele wskaźników do oceny jakości powietrza. Szeroko rozpowszechniona jest efektywność wentylacji, VE (z ang. Ventilation Effectiveness). Wskaźnik VE jest miarą szybkości usuwania zanieczyszczeń z pomieszczenia i może być przedstawiony jako średnia wartość dla całej strefy przebywania, lokalna wartość w danym punkcie pomieszczenia, jak również może być wyznaczona dla powietrza wdychanego (wartość tę nazwano VE ekspozycji). Efektywność wentylacji została szczegółowo opisana w książce *Ventilation Effectiveness* (REHVA Guidebook 2004).

Obecne normy (ISO Standard 7726, ASHRAE Standard 55 2004, ASHRAE Standard 113 2005, ASHRAE 62-1 2004) definiują wymagania wobec przyrządów używanych do pomiaru parametrów środowiska wewnętrznego. Ocena środowiska wewnętrznego ma na celu przewidywanie ogólnego i lokalnego komfortu cieplnego, jakości wdychanego powietrza i przenoszenia pomiędzy użytkownikami przez powietrze bakterii i wirusów. Najlepszym urządzeniem do kompleksowej oceny środowiska jest cieplny manekin z funkcją oddychania. Rys.8.2 przedstawia manekina cieplnego. Do symulowania procesu oddychania używa się sztucznych płuc. Płuca umożliwiają kontrolę częstotliwości

oddychania, ilości powietrza wdychanego i wydychanego, kombinacji oddychania (wdech przez nos, wydech przez usta i inne), temperatury, wilgotności i stężenia gazu w powietrzu wydychanym. Płuca dają też możliwość pomiaru stężenia gazu, temperatury i wilgotności w powietrzu wdychanym.



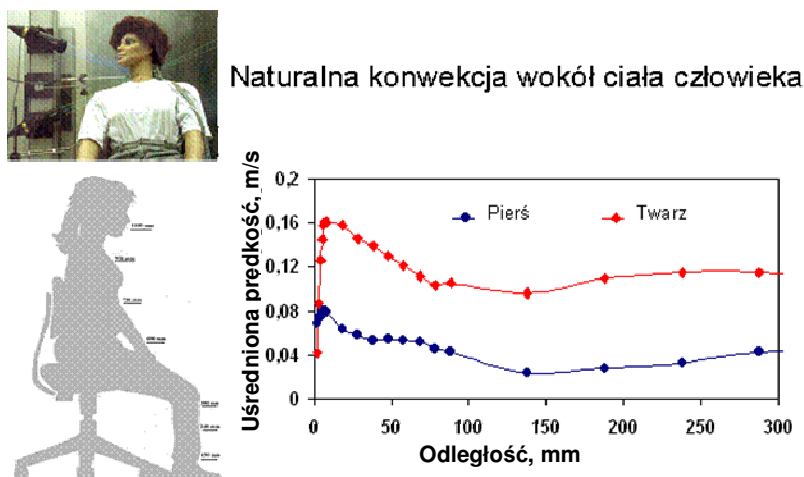
- użyty manekin wystawowy
- 3mm powłoka z poliestru pokryta włóknem szklanym
- 0.3mm drut niklowy owinięty na poliestrowej powłoce
- druty pokryte 0,1 do 1,0 mm powłoką ochronną
- ciało manekina podzielone na części indywidualnie kontrolowane (w tym przypadku 16 części)
- system kontroli utrzymuje temperaturę powierzchni ciała manekina równą temperaturze skóry człowieka, który przy danej aktywności odczuwa komfort cieplny

Rys. 8.2.

Manekin cieplny wykorzystywany do oceny jakości środowiska wewnętrznego

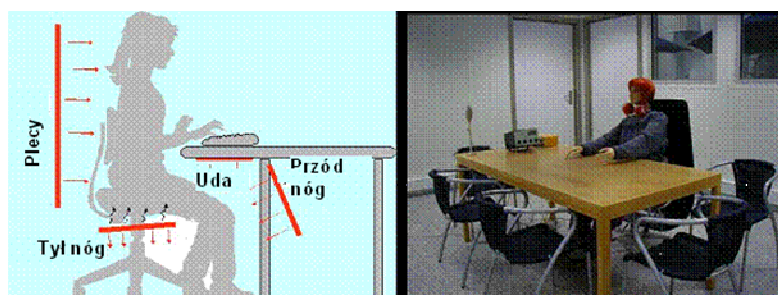
Cieplny manekin z funkcją oddychania, o realistycznym kształcie i wielkości człowieka, z rzeczywistym rozkładem temperatury powierzchni ciała umieszczony w pomieszczeniu stanowi przeszkodę dla ruchu powietrza w pomieszczeniu, jest źródłem ciepła i sam generuje ruch powietrza (oddychanie, struga konwekcyjna). Ciepłe manekiny znajdują zastosowanie w eksploracji wielu zagadnień, takich jak: izolacja cieplna ubrań, przepływ ciepła pomiędzy człowiekiem a środowiskiem, przepływ powietrza wokół ciała człowieka, jakość powietrza wdychanego, rozprzestrzenianie się zanieczyszczeń w pomieszczeniu, a w szczególności transport drogą powietrzną czynników chorobotwórczych pomiędzy użytkownikami. Oddychające manekiny cieplne są też używane do przewidywania komfortu cieplnego użytkowników (Nielson i Holmer 2003) i jakości powietrza (Melikov i in. 2000). Przykłady zastosowań cieplnych manekinów z funkcją oddychania przedstawiono na szeregu rysunków.

Rys.8.3. przedstawia pomiar warstwy przyściennej naturalnej konwekcji wokół ciała manekina (na przykładzie łydki) przy zastosowaniu Dopplerowskiego anemometru laserowego LDA (z ang. Laser Doppler Anemometry). Pomiary prędkości z użyciem lasera przeprowadza się także w oparciu o rejestrowane obrazy cząstek w powietrzu metodą PIV (z ang. Particle Image Velocimeter). Dzięki pomiarom możliwe jest poznanie współdziałania przepływów wokół ciała człowieka oraz lepsze zrozumienie wpływu ruchu powietrza na komfort cieplny, a szczególnie na odczucia dyskomfortu spowodowanego przeciągiem. Rys.8.4 przedstawia stanowisko do badań lokalnego wpływu promiennika na odczucia cieplne ludzi. W pomiarach z użyciem cieplnego manekina wyznacza się temperaturę ekwiwalentną dla całego ciała, jak i dla poszczególnych jego części, co pokazano na rys.8.5.



Rys. 8.3.

Badania warstwy przyściennej wokół ciała manekina z użyciem cieplnego manekina i LDA

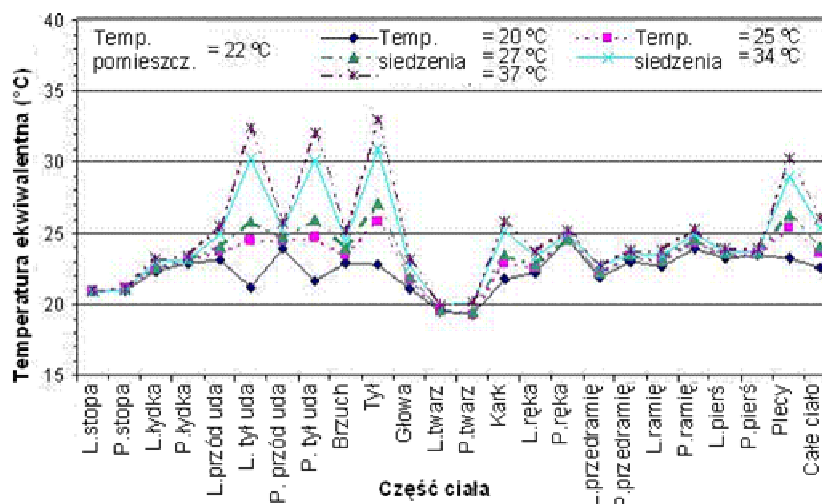


Rys. 8.4.

Ocena działania lokalnych systemów grzewczych (promienników). Manekin cieplny użyty jest do wyznaczenia temperatury ekwiwalentnej dla całego ciała oraz dla poszczególnych jego części. Komfort cieplny użytkowników dla różnych kombinacji promienników może być przewidywany na podstawie temperatury ekwiwalentnej i odczuć cieplnych otrzymanych podczas eksperymentów z udziałem ludzi.

Temperaturę ekwiwalentną można skorelować z ogólnymi i lokalnymi odczuciami cieplnymi typowego użytkownika. Zagadnienie temperatury ekwiwalentnej przedstawione zostało przez Nielsona i in. 1999. Ciepły manekin z funkcją oddychania używany jest także do badań jakości wdychanego i rozprzestrzeniania się czynników chorobotwórczych przenoszonych przez powietrze pomiędzy użytkownikami (z powietrza wydychanego przez zainfekowanego użytkownika). Rys.8.6 przedstawia dwa manekiny podczas badań jakości wdychanego powietrza w pomieszczeniach z różnym rozdziałem powietrza, tj. osobistą wentylacją w połączeniu z wentylacją mieszającą i wporową. W badaniach użyto gazy znacznikowe symulujące różne zanieczyszczenia: CO₂ reprezentował zanieczyszczenia emitowane przez materiał podłogi (np. dywan), SF₆ zanieczyszczenia produkowane przez człowieka, a N₂O dodane do powietrza wydychanego przez jednego z manekinów (manekin „zainfekowany”) reprezentowało obecność czynników chorobotwórczych. W oparciu o zmierzony rozkład zanieczyszczeń pochodzących z powietrza wydychanego oraz o istniejące matematyczne modele można przewidzieć przenoszenie chorób pomiędzy użytkownikami. Rys.8.7 przedstawia liczbę zachorowań zdefiniowaną przez Rudnika i Milniona 2003 w przypadku zarazków grypy

i odry. Przedstawione wyniki wyraźnie ukazują zdolność osobistej wentylacji do ochrony użytkowników przed zachorowaniem na choroby przenoszone przez powietrze. Szczegółowy opis badań można znaleźć w artykułach Cermaka i in. 2004, Forejta i in. 2004 i Cermaka i Melikova 2004.



Rys. 8.5.

Temperatura ekwiwalentna dla poszczególnych części ciała i dla całego ciała wyznaczona w eksperymentach z siedzącym manekinem cieplnym.

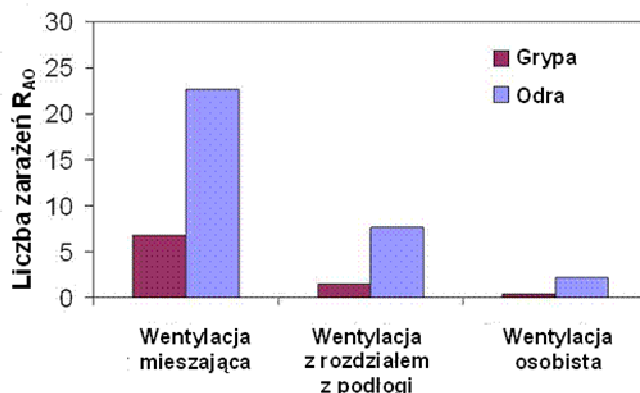


Rys. 8.6.

Badanie jakości powietrza wdychanego oraz transportu zanieczyszczeń i czynników chorobotwórczych pomiędzy użytkownikami przy użyciu dwóch ciepłych manekinów z funkcją oddychania.

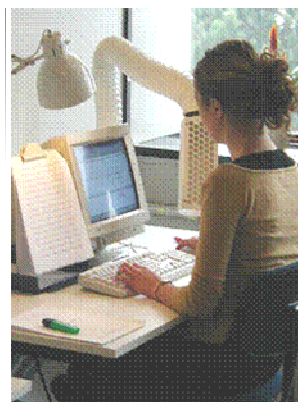
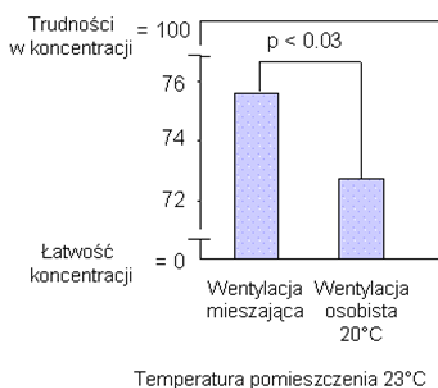
Ocena środowiska wewnętrznego, oparta na reakcjach ludzi, zawiera subiektywne oceny i obiektywne pomiary. Subiektywna ocena oparta jest na badaniach kwestionariuszowych, które używane są do określenia ogólnego komfortu cieplnego, lokalnego dyskomfortu, itp., jak również do oceny jakości powietrza. Skale akceptowalności o zakresie od „w pełni akceptowalna” do „zaledwie akceptowalna” i od „zaledwie nieakceptowalna” do „w pełni nieakceptowalna” używane są zarówno do oceny jakości powietrza wdychanego, jak i środowiska cieplnego. Ocena dokonywana jest bezpośrednio po wejściu do komory klimatycznej lub badanego pomieszczenia, jak również później w czasie trwania eksperymentu. W dłuższych badaniach, tj. 4 i więcej godzin, możliwe jest badanie wpływu środowiska wewnętrznego na występowanie symptomów syndromu chorego budynku, SBS (z ang. Sick Building Syndrome). Ludzie biorący udział w eksperymencie w określonych odstępach czasu oceniają intensywność odczuwanych symptomów, takich jak np. silny ból głowy/brak bólu głowy, usta suche/usta nie suche, trudności w myśleniu/brak trudności w myśleniu, itp. W trakcie długotrwałych eksperymentów uczestnicy wykonują określone prace biurowe, np. pisanie tekstu, korekta

tekstu, obliczenia arytmetyczne i in. Analiza wyników służy do określenia wydajności pracy. Także sami uczestnicy oceniają wydajność własnej pracy. Rys.8.8 przedstawia przykładowe wyniki ocenianych przez ludzi symptomów SBS w eksperymentach z osobistą wentylacją i bez niej. Wykazano, że dzięki osobistej wentylacji, dostarczającej więcej czystego powietrza niż w przypadku działającej wentylacji mieszającej, można poprawić zdolność do koncentracji. Wyniki te są szczegółowo przedyskutowane przez Kaczmarczyka i in. 2004.



Rys. 8.7.

Porównanie działania różnych systemów wentylacji pod względem ich możliwości do ochrony użytkowników przed chorobami przenoszonymi drogą przez powietrze na podstawie pomiarów z manekinami cieplnymi z funkcją oddychania. R_{AO} – liczba zachorowań która wystąpi po wprowadzeniu do danej populacji jednej zarażonej osoby (Rudnick and Milton 2003).



Rys. 8.8.

Poprawa zdolności koncentracji w eksperymentach z osobistą wentylacją w porównaniu z wentylacją mieszającą

Na obiektywne metody składają się pomiary fizjologiczne i testy medyczne. Wpływ środowiska na ludzi wykazano na podstawie pomiarów temperatury skóry, temperatury organów wewnętrznych, pulsu, wilgotności i koloru skóry, wydzielanie potu i inne.

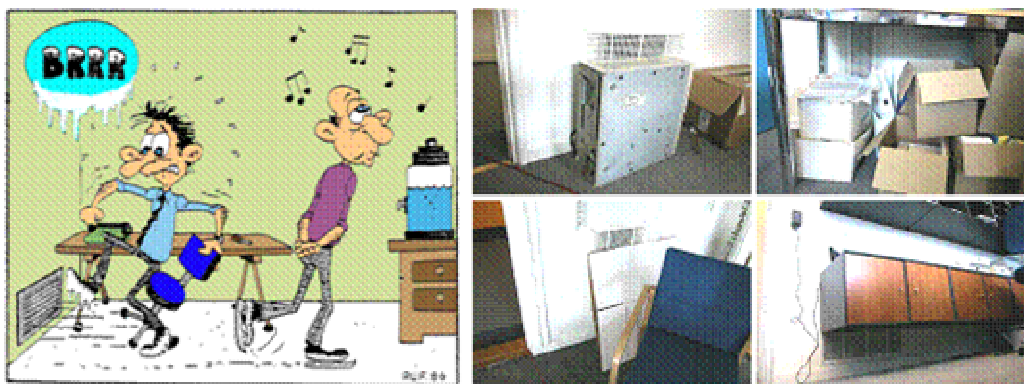
Ocena in situ

Ocena środowiska w rzeczywistych obiektach, podobnie jak dla warunków laboratoryjnych, polega na pomiarach parametrów fizycznych i subiektywnych ocenach ludzi w badaniach kwestionariuszowych. Metody pomiarowe (z wyjątkiem LDA i PIV) i badania kwestionariuszowe są zazwyczaj takie same jak w przypadku badań w laboratorium. Aby poprawić wydajność pomiarów instrumenty pomiarowe zebrane są na specjalnie zaprojektowanym wózku, jak ten na rys.8.9.



Rys. 8.9.

Ocena środowiska wewnętrznego przy pomocy pomiarów parametrów fizycznych oraz kwestionariuszy w badaniach in situ.



Rys. 8.10.

Wyniki oceny środowiska wewnętrznego w pomieszczeniach z wentylacją waporową. Badania przeprowadzono w 10 budynkach, pomiary wykonano w 119 biurach, badaniami kwestionariuszowymi objęto 227 użytkowników. Wykazano że 24% osób skarży się na przeciąg, a 49% jest niezadowolonych z jakości powietrza. Zablockowane przez użytkowników nawiewniki zakłócają działanie wentylacji (zdjęcia).

Badania w obiektach rzeczywistych mogą być przeprowadzone w formie pasywnej oceny lub też w formie zamierzonych interwencji. Pasywna ocena polega na zbieraniu

danych dotyczących środowiska wewnętrznego i odpowiedzi ludzi z kilku budynków/pomieszczeń o podobnych albo różnych warunkach bez ingerowania w środowisko wewnętrzne. Otrzymane wyniki poddawane są analizom w celu wykazania zależności pomiędzy warunkami środowiska a odpowiedziami ludzi. Badania interwencyjne polegają na analizowaniu wpływu celowo wprowadzonych zmian (interwencji) w środowisku wewnętrznym, takich jak: zmiana temperatury, ilości powietrza wentylacyjnego, wymiana filtrów wentylacyjnych, itp. W badaniach tych uczestnicy eksperymentów nie są informowani o przeprowadzonych zmianach. Z różnych powodów badania interwencyjne nie zawsze są możliwe do przeprowadzenia. Powodem mogą być np. trudności z przekonaniem administratora budynku do przeprowadzenia planowanych zmian.

Jak już wcześniej wspomniano z powodu jednoczesnego oddziaływania wielu czynników w rzeczywistych budynkach bardzo trudne jest zidentyfikowanie wpływu poszczególnych czynników środowiska na ludzi. Można jednak oczekiwać, że wyznaczone w ten sposób zależności będą miały większe znaczenie w praktyce niż zależności otrzymane w badaniach w warunkach laboratoryjnych. W przeciwieństwie do badań laboratoryjnych badania in situ pozwalają na obserwację i ocenę, czy efekty spowodowane czynnikami środowiskowymi mają większy wpływ niż efekty spowodowane innymi czynnikami, takimi jak np. ergonomia, organizacja i urządzenie wnętrza, stosunki panujące pomiędzy pracownikami, itp. Badania w budynkach umożliwiają też identyfikację zachowań ludzi, szczególnie w powiązaniu z używaniem systemów HVAC. Nowe zasady rozdziału powietrza, takie jak wentylacja wporowa, wentylacja z rozdziałem powietrza pod podłogą czy wentylacja osobista, wymagają aktywnego zaangażowania użytkowników w tworzenie środowiska lokalnego. Rys.8.10 przedstawia niektóre wyniki badań w pomieszczeniach z wentylacją wporową. Zamieszczone zdjęcia przedstawiają jak użytkownicy (i administratorzy budynków) celowo lub też nieświadomie zablokowali nawiewniki, co spowodowało zmianę w działaniu całego systemu i zmiany w środowisku wewnętrznym we wszystkich biurach w budynku.

8.2. PORÓWNANIE RÓŻNYCH METOD OCENY JAKOŚCI POWIETRZA WEWNĘTRZNEGO NA PODSTAWIE BADAŃ WPLYWU FOTOKATALITYCZNEGO OCZYSZCZACZA POWIETRZA NA JAKOŚĆ POWIETRZA W POMIESZCZENIU BIUROWYM ZANIECZYSZCZONYM TYPOWYMI MATERIAŁAMI BUDOWLANYMI*

Jakość powietrza wewnętrznego (IAQ) była przedmiotem wielu ostatnich badań. Jednakże trudno jest znaleźć jednoznaczną definicję i łatwy sposób oceny jakości powietrza. W literaturze można znaleźć kilka metod. Zgodnie z wieloma normami (ASHRAE 62-2003, CEN 1752, PN-83/B-03430) może być do tego celu użyta ilość wymian powietrza. Jednakże taka definicja nie bierze pod uwagę wewnętrznych źródeł zanieczyszczeń. Akceptowane powietrze wewnętrzne można znaleźć w pomieszczeniach z niską wymianą powietrza, w których emisja zanieczyszczeń jest niska i przeciwnie, niska

* autorzy: **Anna Skorek^{1,2}, Paweł Wargocki¹, Barbara Famuła^{1,2}**

¹International Centre for Indoor Environment and Energy, Mechanical Department, Technical University of Denmark in Lyngby, Dania

²Politechnika Śląska, Wydział Inżynierii Środowiska I Energetyki, Gliwice, Polska

tytuł oryginału: *Comparison of different methods for quantifying indoor air quality based on the study on the influence of the photocatalytic air cleaning on the air quality in the office polluted by typical building materials*; tłumaczenie: Anna Skorek

redakcja: Jan Kaczmarczyk

jakość powietrza może być znaleziona w pomieszczeniach bardzo dobrze wentylowanych. Taka definicja nie bierze również pod uwagę wpływu takich parametrów jak temperatura i wilgotność względna, które także mają istotny wpływ na jakość powietrza wewnętrznego (Fang i in. 1999, 1998a,b). Dotychczasowe badania udowodniły, że gorące i wilgotne powietrze jest odczuwane jako mniej akceptowalne niż zimne i suche, bez względu na wentylację.

Powietrze wewnętrzne może być rozpatrywane pod względem chemicznym. Wiadome jest, że związki chemiczne emitowane przez ludzi, materiały, sprzęt, itp., wpływają negatywnie na jakość powietrza wewnętrznego (Bako-Biro i in. 2004, Wargocki i in. 2002b). W normach i wytycznych (ASHRAE 62-2003, www.osha-slc.gov, www.who.int) możliwe jest znalezienie dla pewnych związków wartości progowych stężeń, czyli stężeń, które nie mogą być przekroczone. Jednakże wartości te są wiarygodne tylko wówczas, gdy związki występują samodzielnie. W rzeczywistych budynkach związki chemiczne występują zazwyczaj w stężeniach zgodnych z wytycznymi, ale jakość powietrza jest nadal niezadowolająca. Faktem jest, że chemia powietrza wewnętrznego jest bardzo kompleksowa i wpływają na nią liczne czynniki takie jak emisja, sorpcja, zachodzące reakcje (Weschler 2003).

Innym sposobem definiowania jakości powietrza wewnętrznego jest to jak jest ono odczuwane przez ludzi. Zatem powietrze o wysokiej jakości będzie to takie, które jest odczuwane jako przyjemne przez wszystkich przebywających w danym pomieszczeniu i które nie ma negatywnego wpływu na zdrowie i jakość pracy (Fanger 2004). Ludzie są obecnie często wykorzystywani w pomiarach IAQ, ponieważ okazali się być wrażliwym, wiarygodnym i dokładnym narzędziem do oceny jakości powietrza (Bako-Biro i in. 2004, Wargocki i in. 2002b, Fanger i in. 1988).

W konsekwencji wyżej wymienionych definicji, jakość powietrza wewnętrznego jest mierzona za pomocą różnych technik, włączając sensoryczną ocenę powietrza przez ludzi, pomiary chemiczne i fizyczne.

Celem prezentowanego artykułu jest ocena różnych technik pomiaru, które były użyte w badaniach wpływu fotokatalitycznego oczyszczania powietrza na jakość powietrza w pomieszczeniu biurowym zanieczyszczonym przez typowe materiały budowlane.

Metody

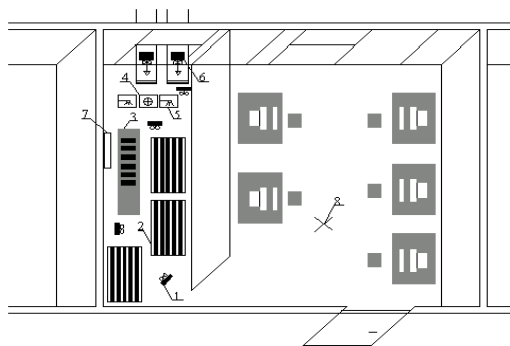
Pomiary były wykonywane w niskoemisyjnym pomieszczeniu laboratoryjnym zaprojektowanym tak, aby wyglądało na typowe pomieszczenie biurowe. W czasie eksperymentu w pomieszczeniu nie przebywali ludzie. Eksperyment składał się z oceny jakości powietrza przez ludzi, pomiarów fizycznych (włączając pomiary wilgotności względnej, temperatury, stężenia ozonu i stężenia cząstek ultradrobnych) oraz pomiarów chemicznych wykonanych za pomocą dwóch technik: GC/MS (chromatografia gazowa/spektrometria masowa) oraz PTR-MS (Reakcja przekazywania protonu - spektrometria masowa).

Pomieszczenie eksperymentalne

Pomieszczenie biurowe o objętości 108m³ było podzielone za pomocą przegrody na dwie części. Oceny sensoryczne, pomiary fizyczne i chemiczne były robione po jednej stronie przegrody, podczas gdy urządzenia dostarczające powietrze zewnętrzne i klimatyzujące powietrze w pomieszczeniu oraz fotokatalityczny oczyszczacz powietrza i dodatkowe źródła zanieczyszczeń były ukryte po drugiej stronie przegrody (rys.8.11). Nawiew powietrza zewnętrznego odbywał się przy pomocy 2 wentylatorów osiowych zamontowanych w oknie, a ilość wymian powietrza była utrzymywana na poziomie 0,6 h⁻¹

(18 dm³/s). Wilgotność względna i temperatura były utrzymywane na poziomie 40% i 22°C. Gdy zachodziła potrzeba, dodatkowo używane były: grzejnik elektryczny, klimatyzator typu split lub ultradźwiękowy nawilżacz powietrza.

- 1 – wentylatory mieszające;
- 2 – stojaki ze źródłami zanieczyszczeń;
- 3 – oczyszczacz powietrza;
- 4 – grzejnik elektryczny;
- 5 – ultradźwiękowy nawilżacz powietrza;
- 6 – wentylatory nawiewne z przepustnicami;
- 7 – klimatyzator typu Split;
- 8 – punkt pomiarowy;



Rys. 8.11.

Schemat pomieszczenia badawczego

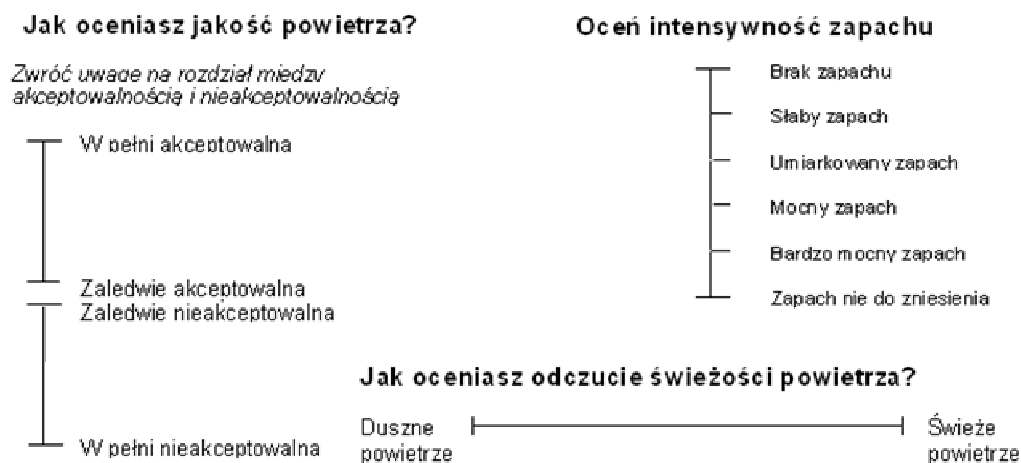
Fotokatalityczny oczyszczacz powietrza posiadał tytanowy katalizator typu „plastra miodu”. Składał się z 7 sekcji katalizatorów, 6 sekcji lamp z 4 ultrafioletowymi żarówkami w każdej sekcji i wentylatora, który mógł zapewnić przepływ przez oczyszczacz do 250 dm³/s. Podczas pomiarów przepływ powietrza utrzymywany był na maksymalnym poziomie. Dodatkowe informacje dotyczące pomieszczenia i oczyszczacza powietrza można znaleźć w (Skorek i in. 2004).

Warunki eksperymentu

Wszystkie pomiary były wykonane dla wymiany 0,6 h⁻¹, dla 4 warunków stworzonych w pomieszczeniu: 1) z wyłączonym oczyszczaczem powietrza i źródłami zanieczyszczeń obecnymi w pomieszczeniu, 2) z włączonym oczyszczaczem powietrza i bez źródeł zanieczyszczeń, 3) z włączonym oczyszczaczem powietrza i źródłami zanieczyszczeń obecnymi w pomieszczeniu, 4) z wyłączonym oczyszczaczem powietrza i bez źródeł zanieczyszczeń. Jako źródła zanieczyszczeń zostały użyte 3 typowe materiały budowlane: 50 m² 20-letniej wykładziny dywanowej, 12,5 m² 7-letniego linoleum i 5 m² 5-letnich płyt wiórowych.

Subiektywne oceny jakości powietrza

Subiektywne oceny jakości powietrza wykonywane były przez grupę 38 niewytrenowanych, „ślepych” na warunki eksperymentu ludzi. Oceniali oni jakość powietrza, intensywność zapachu i odczucie świeżości powietrza przy użyciu skal jak na rys.8.12. Oceny były wykonywane natychmiast po wejściu do pomieszczenia. Ludzie wchodzili do pomieszcza pojedynczo utrzymując przynajmniej jednonominutową przerwę pomiędzy każdym wejściem.



Rys. 8.12.

Skale akceptowalności powietrza, intensywności zapachu i odczucia świeżości powietrza

Na podstawie poniższych wzorów oraz używając średniej oceny jakości powietrza obliczono procent niezadowolonych (PD) i odczuwalną jakość powietrza w decybach (PAQ) (Fanger 1988).

$$PD = \frac{\exp(-0,18 - 5,28ACC)}{1 + \exp(-0,18 - 5,28ACC)} \quad (8.3)$$

$$PAQ = 112[\ln(PD) - 5,98]^{-4} \quad (8.4)$$

gdzie:

PD – odsetek niezadowolonych z jakości powietrza, %;

ACC – średnia ocena akceptowalności powietrza;

PAQ – odczuwalna jakość powietrza, decybol.

Pomiary fizyczne

Pomiary wewnętrznego i zewnętrznego stężenia ozonu oraz stężenia cząstek ultradrobnych zostały wykonane odpowiednio przy pomocy ozonometru typu OZ 2000 i licznika cząstek ultradrobnych P-Trak. Pomiary były wykonywane okresowo w każdym z warunków stworzonych w pomieszczeniu.

Pomiary chemiczne

Do pomiaru przy użyciu metody GS/MS wybrano 50 związków reprezentujących lotne związki organiczne (VOCs) i aldehydy, w oparciu o wcześniejsze pomiary ze źródłami zanieczyszczeń stosownymi w prezentowanym eksperymencie (Wargocki i in. 2000). W każdym z warunków próbki powietrza były pobierane przy użyciu rurek Tenax TA dla lotnych związków organicznych i chromosorbowych DNPH dla aldehydów przez około 2 godziny ze strumieniem objętości $6 \text{ dm}^3/\text{h}$. Równocześnie były wykonywane pomiary tych samych związków w powietrzu zewnętrznym. Dalsze analizy zostały przeprowadzone w komercyjnym laboratorium. Analiza związków była ilościowa i jakościowa: zostały określone zarówno rodzaj, jak i stężenie badanych związków.

Innego typu pomiary chemiczne były wykonane za pomocą instrumentu działającego na zasadzie PTR-MS (Ionicon GmbH Innsbruck, Austria), rys.8.13. Był on użyty do pomiarów związków organicznych w pomieszczeniu eksperymentalnym. Pomiary związków o masach cząsteczkowych od 20 do 200 były wykonywane w czasie rzeczywistym, w 4 warunkach stworzonych w pomieszczeniu, aż do czasu, kiedy został osiągnięty stan równowagi. Pomiary były wykonane z dokładnością 10% dla: metanolu, acetaldehydu, etanolu, acetonu, izoprenu, metyletylketonu, benzenu, toluenu, o- i m-ksylenu oraz α -pinenu. Szacowana dokładność dla pozostałych związków wyniosła 30%. Dokładniejszy opis zasady działania instrumentu można znaleźć w (Skorek i in. 2005, Lindinger i in. 1998).



Rys. 8.13.
Instrument PTR-MS oraz próbkowanie powietrza wewnętrznego

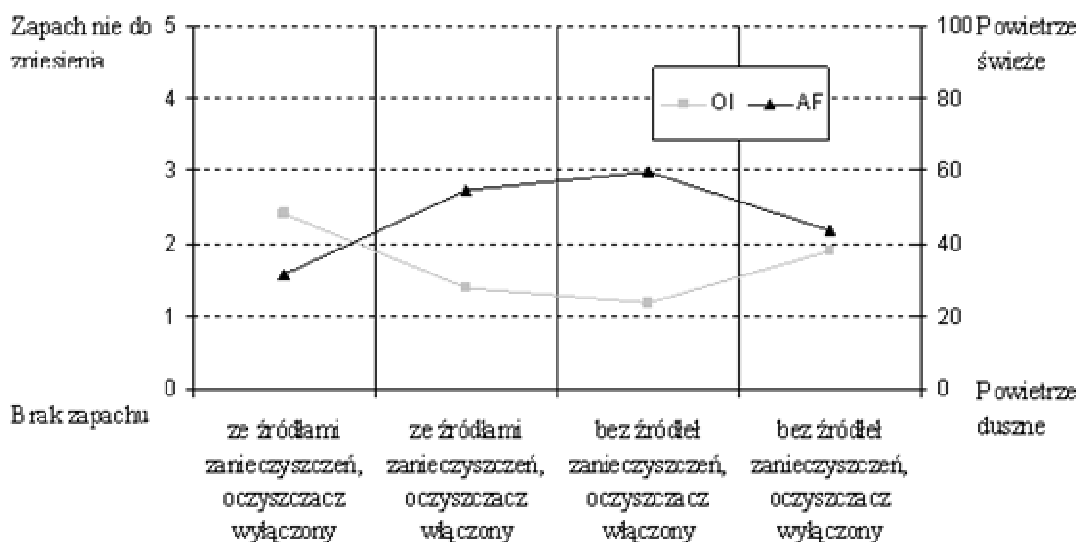
Rezultaty

Na podstawie średniej akceptowalności zostały obliczone odsetek niezadowolonych i odczuwalna jakość powietrza (tab.8.1). Niezależnie od obecności lub nieobecności źródeł zanieczyszczeń, ludzie oceniali powietrze jako bardziej akceptowalne wówczas, kiedy fotokatalityczny oczyszczacz powietrza był włączony.

Tab. 8.1. *Średnia akceptowalność powietrza, odsetek niezadowolonych i odczuwalna jakość powietrza*

Warunek	ACC	PD, %	PAQ, decypol
ze źródłami zanieczyszczeń, oczyszczacz wyłączony	-0,27	77,71	15,98
ze źródłami zanieczyszczeń, oczyszczacz włączony	0,22	21,03	1,51
bez źródeł zanieczyszczeń, oczyszczacz włączony	0,44	7,47	0,45
bez źródeł zanieczyszczeń, oczyszczacz wyłączony	0,19	23,45	1,76

Kiedy oczyszczacz powietrza był włączony powietrze było odczuwane jako bardziej świeże a zapach był oceniany jako mniej intensywny w porównaniu do warunków, gdy oczyszczacz nie był włączony (rys.8.14).



Rys. 8.14.

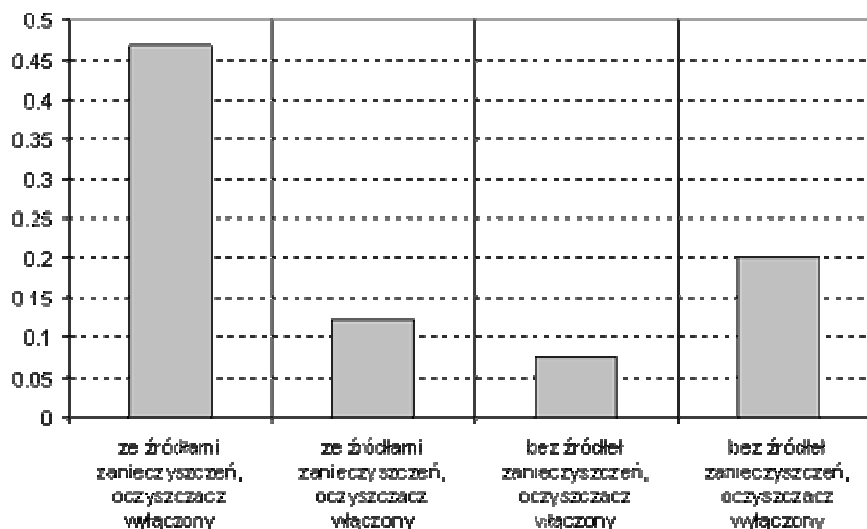
Średnia intensywność zapachu (OI) i odczucie świeżości powietrza (AF) w pomieszczeniu

Siedemnaście związków (z 50 analizowanych) przekroczyło próg wykrywalności w przynajmniej jednym z warunków stworzonych w pomieszczeniu biurowym. Rezultaty pomiarów są pokazane w Tab.8.2.

Tab. 8.2. Stężenia związków, które przekroczyły próg wykrywalności w przynajmniej jednym ze stworzonych w pomieszczeniu warunków (ppb). PS=źródła zanieczyszczeń, PCO=oczyszczacz powietrza włączony, IN=stężenia w pomieszczeniu, OUT=stężenia na zewnątrz, '<'=związek poniżej granicy detekcji.

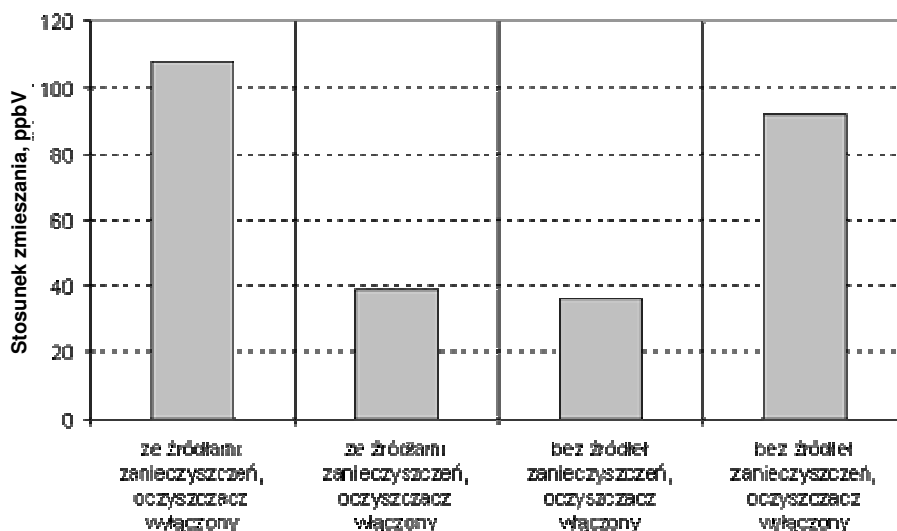
Wymiana powietrza w pomieszczeniu: $0,6h^{-1}$									
Związek	Warunek	Puste		PS		PS+PCO		PCO	
		IN	OUT	IN	OUT	IN	OUT	IN	OUT
Formic acid		8,50	2,76	<2,6	5,84	10,09	9,56	5,31	5,31
Acetone		7,58	<0,04	<0,04	2,53	2,65	1,98	2,74	<0,04
2-Butanone		<0,03	0,15	<0,03	<0,03	0,44	0,68	0,18	0,16
Alfa-pinene		<0,02	<0,02	0,34	<0,02	<0,02	<0,02	<0,02	<0,02
Limonene		1,01	<0,02	<0,02	<0,02	<0,02	<0,02	<0,02	<0,02
Butanol		3,63	<0,03	<0,03	<0,03	<0,03	<0,03	<0,03	<0,03
2-(2-Butoxyethoxy)ethanol		<0,02	<0,02	46,72	<0,02	<0,02	<0,02	<0,02	<0,02
Styrene		<0,02	<0,02	0,35	<0,02	<0,02	<0,02	<0,02	1,43
M.P-xylene		<0,01	<0,01	0,24	0,32	<0,01	0,06	<0,01	0,04
O-xylene		<0,01	<0,01	0,09	0,12	<0,01	0,02	<0,01	<0,01
Toluene		0,61	0,34	1,59	1,72	<0,03	0,45	<0,03	0,42
Undecane		<0,02	<0,02	0,20	0,15	<0,02	<0,02	<0,02	<0,02
Benzene		<0,03	<0,03	0,41	<0,03	<0,03	<0,03	<0,03	<0,03
Trimetylobenzene		<0,02	<0,02	0,20	0,18	<0,02	<0,02	<0,02	<0,02
Etylobenzene		0,08	<0,02	0,35	0,10	<0,02	<0,02	<0,02	<0,02
Butoxyethyl acetate		0,17	<0,02	<0,02	<0,02	<0,02	<0,02	<0,02	<0,02
Formaldehyde		<0,01	<0,01	0,01	<0,01	<0,01	<0,01	<0,01	<0,01

Na podstawie pomiarów stężenia związków policzono Stosunki Zmieszania (Mixing Ratios, MR). MR opisuje stężenie danej substancji wyrażone w ppb na jednostkę objętości (ppbV). Zsumowane MR dla wszystkich związków wykrytych przy pomocy GS/MS są pokazane na rys.8.14, a zmierzone w pomiarach PTR-MS na rys.8.15.



Rys. 8.14.

Zsumowane stosunki mieszania (MRs) dla związków wykrytych w pomiarach GC/MS



Rys. 8.15.

Zsumowane stosunki mieszania (MRs) dla związków wykrytych w pomiarach PTR-MS

Na podstawie równań zaproponowanych w (Skorek i in. 2004, 2005) obliczono efektywność oczyszczania i CADR czyli Ilość Dostarczanego Czystego Powietrza (Clean Air Delivery Rate). CADR jest definiowana jako objętość czystego, niezanieczyszczonego powietrza dostarczonego do pomieszczenia przez oczyszczacz powietrza. Obliczenia zostały wykonane dla pomiarów sensorycznych i chemicznych (zarówno za pomocą GS/MS jak i PTR-MS) i są pokazane w tab.8.3.

Tab. 8.3. *Efektywność oczyszczania i CADR dla pomiarów sensorycznych oraz chemicznych GC/MS i PTR-MS*

	Efektywność oczyszczania	CADR, h ⁻¹
Ocena sensoryczna	0,41	3,4
GC/MS	0,74	1,7
PTR-MS	0,65	1,1

Głównym celem niniejszego opracowania była ocena różnych metod pomiarów oceny jakości powietrza wewnętrznego, które były użyte w badaniach nad wpływem fotokatalitycznego oczyszczacza powietrza na jakość powietrza w pomieszczeniu zanieczyszczonym przez typowe materiały budowlane.

Efekt pracy oczyszczacza powietrza został oceniony poprzez obliczenie wartości CADR na podstawie rezultatów z pomiarów sensorycznych i chemicznych. Okazało się, że gdy oczyszczacz powietrza pracował ludzie oceniali powietrze jako lepsze niż można się było spodziewać na podstawie wyników pomiarów chemicznych. CADR obliczone na podstawie pomiarów sensorycznych było na poziomie około 3,4 h⁻¹, podczas gdy obliczone na podstawie pomiarów chemicznych wyniosło mniej niż 1,8 h⁻¹. Sugeruje to, że wpływ na złą jakość powietrza wewnętrznego mają nie tylko związki chemiczne działające oddzielnie, ale także inne, trudne do określenia czynniki.

Różnica w wartościach CADR obliczonych na podstawie pomiarów GC/MS i PTR-MS wynika najprawdopodobniej z faktu, że w pomiarach GC/MS zmierzono tylko 17 związków, podczas gdy w przypadku PTR-MS zmierzono szeroki zakres mas cząsteczkowych.

Pomiary chemiczne okazały się być bardzo przydatne, między innymi do zidentyfikowania źródła specyficznego zapachu, który pojawił się podczas dodatkowego eksperymentu. Zapach mógł być wyczuwany przez ludzi, ale tylko dzięki pomiarom chemicznym znaleziono jego źródło i było możliwe zaobserwowanie, że fotokatalityczny oczyszczacz powietrza ma problem z rozkładaniem alkoholi. To odkrycie może mieć istotny wpływ na przyszłe stosowanie oczyszczacza do poprawy jakości powietrza wewnętrznego w pomieszczeniach, w których znajdują się ludzie, ale jednocześnie potwierdza celowość używania pomiarów chemicznych w badaniach nad jakością powietrza wewnętrznego. Pomiary PTR-MS dowiodły, że są szczególnie użytecznym narzędziem. Główną zaletą tego instrumentu jest pomiar w czasie rzeczywistym szerokiej grupy związków. Więcej rezultatów z pomiarów PTR-MS jest opisanych w (Skorek i in. 2005).

Stosowanie w prezentowanych badaniach pomiarów przy pomocy GC/MS mogłoby być rozważone. Jest to technika, w której wymagane jest zdefiniowanie związków, które będą mierzone, co w wielu eksperymentach może być trudne do sprecyzowania. W prezentowanych badaniach tylko 17 z 50 wybranych związków przekroczyło granice wykrywalności. Co więcej, żadna z wartości mierzonych stężeń nie przekroczyła minimalnego stężenia odczuwalności zapachu nawet w najgorszych warunkach (oczyszczacz powietrza nie pracuje a źródła zanieczyszczeń są obecne), podczas gdy prawie 80% osób było niezadowolonych. Może to być spowodowane faktem, że ludzie są bardziej wrażliwi na zapach związków chemicznych niż wskazują na to wartości progów wyczuwalności (wrażliwi na niższe stężenia) lub wrażliwi na niższe stężenia niż mogą być zmierzone za pomocą pomiarów chemicznych. Sugeruje to również, że zła jakość powietrza wewnętrznego jest rezultatem złożonego efektu wpływu związków chemicznych i innych czynników takich jak emisje, sorpcje i zachodzące reakcje. Potwierdza to także, że stosowanie panelu ludzkiego powinno być zawsze rozważone w planowaniu pomiarów

jakości powietrza wewnętrznego, zwłaszcza, że dla pewnych pomiarów, takich jak odczucie świeżości powietrza i intensywności zapachów, ocena wykonana przez ludzi jest niezbędna.

Łączenie rezultatów pomiarów chemicznych i sensorycznych może być bardzo silnym i efektywnym narzędziem do oceny jakości powietrza wewnętrznego. Rezultaty są bardziej wiarygodne i obiektywne, kiedy pochodzą z różnych typów pomiarów.

8.3. POTENCJALNE KORZYŚCI WYNIKAJĄCE Z CZYSZCZENIA PRZEWODÓW WENTYLACYJNYCH I POPRAWY ROZDZIAŁU POWIETRZA W BUDYNKACH BIUROWYCH*

W ostatnich latach zaobserwowano wzrost zainteresowania związkiem pomiędzy zdrowiem ludzi a wydajnością ich pracy, szczególnie w budynkach biurowych. Badania przeprowadzone w warunkach laboratoryjnych, jak i w rzeczywistych budynkach wykazały, że środowisko pracy może mieć znaczący wpływ na wydajność pracy. Wzrost wydajności wiąże się ze wzrostem ilości oraz jakości produktów i świadczonych usług. Poprawa warunków środowiska wpłynie korzystnie na komfort i zdrowie pracowników, obniża absencję w pracy i zmniejsza wydatki na leczenie.

Badania *in situ* wykazały wzrost narzekań na jakość środowiska wewnętrznego w przeludnionych biurach. Odczuwany dyskomfort i występujące symptomy syndromu chorego budynku mogą prowadzić do pogorszenia wyników pracy i spadku wydajności (Leyten 2002, Niemelä i in. 2002). Dlatego też szczególnie ważne jest poznanie efektów, jakie niesie ze sobą poprawa warunków w miejscu pracy. Celem badań była ocena wpływu systemu HVAC na wydajność pracy w biurach. Przeanalizowano wpływ następujących czynników:

- czyszczenie systemu wentylacyjnego
- poprawa rozdziału powietrza.

W ramach wykonanych badań przeprowadzono dwie zmiany (interwencje) w działaniu systemu wentylacyjnego. Pierwsza interwencja polegała na oczyszczeniu przewodów wentylacyjnych i hydraulicznym zrównoważeniu przepływów powietrza w wielokondygnacyjnym budynku biurowym (budynek I). W drugim budynku (budynek II) przeprowadzono interwencję polegającą na poprawie rozdziału powietrza w otwartym biurze. Oba budynki były wyposażone w nawiewno-wywiewny mechaniczny system wentylacyjny.

Procedura badań

Do badań wpływu czyszczenia systemu wentylacyjnego wybrano duży budynek biurowy (budynek I) usytuowany w centrum Helsinek. System mechanicznej wentylacji składał się z instalacji wywiewnej i nawiewnej. Budynek wzniesiono w 1978. System wentylacyjny nigdy nie był czyszczony. System wentylacyjny obsługujący północną i wschodnią stronę budynku (piętra 3-7) oczyszczono jesienią 2002 r. System obsługujący południową i zachodnią stronę budynku (piętra 3-7) oraz system obsługujący piętra 1-2 nie

* autorzy: **Raimo Niemelä¹, M. Tuomainen², K. Reijula¹ i Olli Seppänen²**

¹ Finnish Institute of Occupational Health

² Helsinki University of Technology

tytuł oryginału: *Potential benefits of ducts and cleaning and improved air distribution in office buildings,*

tłumaczenie i redakcja: Jan Kaczmarczyk

zostały oczyszczone. Czyszczenie obejmowało centralę wentylacyjną, przewody nawiewne i wywiewne oraz kratki wywiewne zamontowane we wszystkich biurach. Zamiast czyszczenia starych nawiewników wymieniono je na nowe, które zapewniają lepszy rozdział powietrza w pomieszczeniach. Po oczyszczeniu przewodów wentylacyjnych przeprowadzono bilansowanie systemu. Ludzie znajdujący się w pomieszczeniach, w których system wentylacyjny był czyszczony, stanowili badaną grupę w obszarze interwencji (n=240), a ludzie w pomieszczeniach, w których nie przeprowadzono interwencji, stanowili grupę w obszarze kontrolnym. Pracownicy nie byli poinformowani, do której grupy należą. Wyniki równoważenia systemu zostały przedstawione przez Tuomainena i in. 2004.

Tab. 8.4. Ogólna charakterystyka badanych budynków

Budynek	Interwencja	Typ biura	Powierzchnia podłogi, m ²	Ilość osób w obszarze objętym interwencją	Ilość osób w obszarze kontrolnym
I	Oczyszczenie przewodów wentylacyjnych	Pojedyncze	6500	240	205
II	Poprawa rozdziału powietrza	Otwarte	1780	166	-

Badania związane z polepszeniem rozdziału powietrza przeprowadzono w firmie zatrudniającej 166 pracowników, pracujących w otwartych biurach znajdujących się na dwóch kondygnacjach. Pracownicy telefonicznie świadczyli usługi w zakresie ubezpieczeń samochodów. Badania zainicjowano z powodu otrzymanych przez zakładową jednostkę zdrowia skarg na przeciągi oraz z powodu podwyższonej ilości zachorowań wśród pracowników. W biurach było zbyt wielu pracowników. Na jednego pracownika przypadało 10,7m² powierzchni biurowej. Powietrze nawiewano z nawiewników w chłodzonym suficie. W badanym przypadku powietrze dostarczane przez nawiewniki indukowało powietrze z pomieszczenia, które przepływało przez wymiennik ciepła w suficie. Budynek był wyposażony w dwie centrale wentylacyjne i w system automatycznej regulacji. Aby zmniejszyć prędkość powietrza w strefie przebywania ludzi, poprawiono efektywność dyfuzji przez zamontowanie odcinków przewodu wentylacyjnego wyposażonych w nawiewnik wirowy (razem 56 nawiewników wirowych). Przepływy powietrza zostały zrównoważone.

Metoda pomiarowa

Oceny wpływu przeprowadzonych interwencji na parametry klimatu wewnętrznego, wydajność pracy oraz odczuwalność środowiska wewnętrznego przez ludzi, polegała na pomiarze tych parametrów przed prowadzeniem zmian i po ich dokonaniu. Kwestionariusz dotyczący jakości powietrza, jak również dodatkowe pytania o czynniki psychosocjologiczne oraz o subiektywną ocenę własnej wydajności był dostarczony pracownikom przez internet. Do analizy danych zawartych w kwestionariuszu użyto statystyki opisowej. W badaniu wykorzystano metody do subiektywnej i obiektywnej oceny wydajności pracy (Kempilä i Lönnqvist 2003). Dane dotyczące subiektywnej oceny wydajności otrzymano poprzez zamieszczenie odpowiedniego pytania w komputerowym kwestionariuszu. Ze względu na brak odpowiednich mierzalnych efektów pracy obiektywne pomiary wydajności, zdefiniowanej jako efekt na godzinę pracy, nie były możliwe do przeprowadzenia dla wszystkich pracowników. Były jednak możliwe do uzyskania dla wybranych grup ludzi.

Czyszczenie systemu wentylacyjnego (Budynek I)

Nagromadzenie pyłu i wyniki pomiarów parametrów klimatu wewnętrznego przedstawiono w tab.8.5. Zamieszczono wartości średnie i odchylenia standardowe (SD).

Tab. 8.5. Nagromadzenie pyłu, parametry klimatu cieplnego oraz jakości powietrza uzyskane w pomiarze początkowym i w pomiarze po interwencji w budynku I

	Pomiar początkowy				Pomiar po interwencji			
	Obszar interwencji		Obszar kontrolny		Obszar interwencji		Obszar kontrolny	
	średnia	SD	średnia	SD	średnia	SD	średnia	SD
Nagromadzony pył, g/m ²	5,4	4,8	7,6	6,7	0,3	0,2	n.a	n.a.
Temperatura, °C	24,9	1,4	25,0	1,3	21,9	1,2	22,6	1,4
Wilgotność względna, %	47,6	6,7	47,9	6,7	13,2	3,9	13,5	4,4
CO ₂	475	67	460	51	499	70	474	44
PM10, µg/m ³	30	25	35	36	10	12	5	6
TVOC, µg/dm ³	149	77	146	67	41	39	30	9

Pomiary klimatu cieplnego oraz jakości powietrza w obszarze objętym interwencją i w obszarze kontrolnym nie wykazały statystycznie znaczących różnic. Wpływ czyszczenia systemu wentylacyjnego na intensywność symptomów przedstawiono w tab.8.6. Dodatkowo wartości oznaczają mniej intensywne symptomy (tj. lepsze samopoczucie), a ujemne wartości oznaczają nasilenie się symptomów po oczyszczeniu przewodów. Jedyną statystycznie znaczącą różnicą było obniżenie poczucia znużenia w grupie, gdzie przeprowadzono interwencję. Wyniki wykazały tendencję do obniżenia się intensywności innych ogólnych symptomów (kłopoty z myśleniem, ból głowy, kłopoty z koncentracją), chociaż nie jest ona statystycznie znacząca.

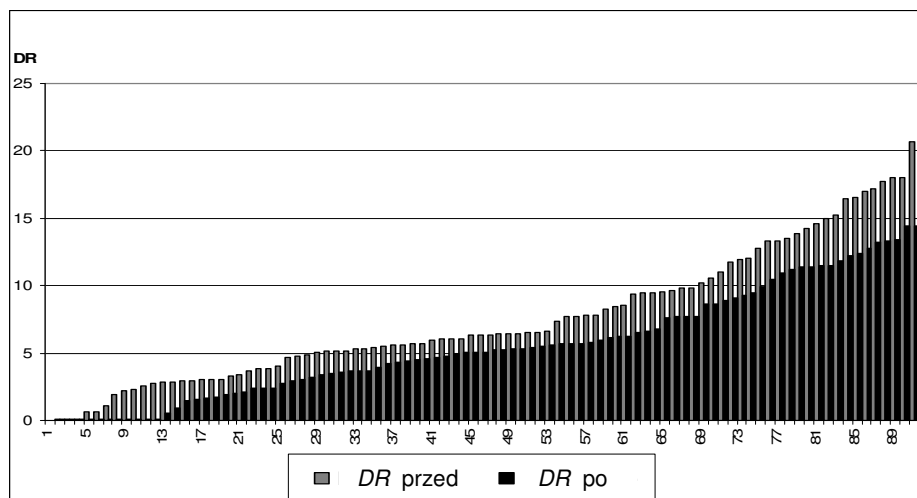
Tab. 8.6. Zmiana w intensywności symptomów

Symptom	Średnia ocena				Zmiana, %	
	Grupa objęta interwencją		Grupa kontrolna		Grupa objęta interwencją	Grupa kontrolna
	Przed	Przed	Po	Przed		
Zmęczenie	2,4806	2,1524	2,3667	2,1471	+13,2**	-9,3
Kłopoty z myśleniem	1,9538	1,7282	1,8222	1,7879	+11,5	+1,9
Ból głowy	1,7231	1,4466	1,3448	1,4227	+16,0	-6,0
Kłopoty z koncentracją	1,8626	1,6436	1,8989	1,8500	+11,8	+2,9
Oczy podrażnione, piekące	2,0153	2,0865	1,9022	1,8283	-3,5	+3,9
Nos podrażniony, zablokowany	2,2422	2,3774	2,0215	2,2200	-6,0	+9,8
Gardło suche albo podrażnione	2,3053	2,2381	1,8791	2,0297	+2,9	-8,0
Kaszel	1,9845	1,8654	1,5714	1,5960	+6,0	-1,6
Skóra sucha lub piekąca	2,4063	2,4854	2,0000	2,2900	-3,3	-14,5

**p<0.05

Poprawa rozdziału powietrza (Budynek II)

Po zainstalowaniu nawiewników wirowych prędkości powietrza w strefie przebywania ludzi zostały nieznacznie obniżone. Przed wprowadzeniem poprawy prędkości powietrza mieściły się w przedziale od 0,05 do 0,22 m/s (średnia 0,10 m/s), natomiast po interwencji od 0,02 do 0,17 m/s (średnia 0,09 m/s). Średnia wartość temperatury przed interwencją wynosiła 22,4°C, a po 23,0°C. Prędkości powietrza na wysokości głowy siedzących osób, gdzie wrażliwość na odczucie przeciągu jest wyższa, zostały znacząco zredukowane.



Rys. 8.16.

Ryzyko wystąpienia odczucia przeciągu

Wyniki pomiarów przeprowadzonych w warunkach przed interwencją wykazały, że stężenie TVOC było niskie (30-60 mg/m³) oraz, że ilość włókien mineralnych na powierzchniach była poniżej poziomu mierzalności (<0,1 włókna/cm²). Ze względu na tak niskie zmierzone wartości nie powtórzono pomiarów po interwencji. Stężenie CO₂ było w obu warunkach na tym samym poziomie około 500ppm.

Po instalacji dodatkowych nawiewników poziom odczuwanych przeciągów został obniżony z 34% do 17%, a poziom przeciągu spowodowany zbyt niską temperaturą z 22% do 13%. Odczucia zbyt wysokiej temperatury, dusznego i suchego powietrza pozostały niezmienione. Występowanie symptomów syndromu chorego budynku było takie samo w warunkach przed interwencją. Podobne wyniki (wartości podane w nawiasach poniżej) uzyskano w badaniach Reijula i Sundman-Digerta 2004. Większość pracowników skarżyła się głównie na podrażniony, zapchany nos 23 % (20 %), podrażnienie oczu 17 % (17 %) i zmęczenie 18 % (16 %). Po zainstalowaniu dodatkowych nawiewników symptomy dotyczące podrażnienia, jak również symptomy związane z centralnym systemem nerwowym, wyłączając ból głowy, zostały zredukowane.

Obiektywne pomiary wydajności pracy wykazały, że po oczyszczeniu systemu wentylacyjnego wydajność pracy wzrosła o 0,2%. W analizowanym przypadku dla budynku II wzrost wydajności pracy oszacowano na podstawie zależności pomiędzy intensywnością odczuwanych symptomów i wydajnością pracy (Niemelä i in. 2005). Oszacowanie wskazało również jej 0,2% wzrost. Otrzymana wartość obarczona jest jednak znaczną niepewnością z powodu niewielkiej ilości danych użytych do wyznaczenia zależności.

Podsumowanie analiz nakładów i zysków dla przeprowadzonych ulepszeń podano w tab.8.8 Analizy oparto na kosztach inwestycyjnych, uwzględniając zmiany kosztów operacyjnych oraz płac. Założono, że czas zwrotu inwestycji wyniesie 10 lat dla analizowanego przypadku I oraz 2 lata dla przypadku II, a odsetki wyniosą 4% w obu przypadkach.

Tab. 8.7. Występowanie symptomów syndromu chorego budynku (ocena po tygodniu).
Liczba respondentów przed i po interwencji wynosiła 93 osoby

Symptom	Występowanie symptomu	
	Przed	po
Zmęczenie	18	11
Kłopoty z myśleniem	14	10
Ból głowy	5	10
Kłopoty z koncentracją	7	4
Oczy podrażnione, piekące	17	16
Nos podrażniony, zapchany	23	15
Gardło suche albo zachrypnięte	15	11
Kaszel	4	2

Tab. 8.8. Podsumowanie analiz nakładów i zysków

Budynek	Koszty inwestycyjne €/rok, osobę	Koszty operacyjne €/rok, osobę	Koszty całkowite €/rok, osobę	Zysk z wydajności pracy €/rok, osobę
Czyszczenie przewodów	38,9	11,5	50,4	76
Rozdział powietrza	5,7	-	5,7	80

Oba analizowane przypadki, czyszczenie przewodów wentylacyjnych i poprawa rozdziału powietrza, wskazują 0,2% wzrost wydajności pracy. Wyniki wydajności pracy były w zgodzie z wynikami badań kwestionariuszowych. Małe zmiany wydajności pracy były oczekiwane, ponieważ warunki przed wprowadzeniem interwencji były dobre w obu przypadkach. Analizy ekonomiczne przedstawione w tab.8.8 wykazały, że przeprowadzone ulepszenia pozwolą na osiągnięcie wymiernych zysków. W pierwszym przypadku zysk wydajności stanowi 1,5 wartości nakładów, a w drugim przypadku ponad 10. Zaobserwowane zmiany wydajności pracy obarczone są znaczną niepewnością spowodowaną niewielką liczebnością próby w stosunku do małych rozmiarów zmian wydajności oraz uwikłaniem efektów spowodowanych np. zmianami warunków zewnętrznych. Wyniki przeprowadzonych badań wskazują, że przeprowadzenie umiarkowanej modernizacji jest ekonomicznie uzasadnione, pod warunkiem że wzięte są pod uwagę wydatki na pensje dla pracowników.

Badania zostały przeprowadzone jako część projektu Productive Office 2005 finansowany przez Fińską Narodową Agencję Technologiczną oraz Fundację Fińskie Środowisko Pracy.

8.4. WPLYW ŚRODOWISKA TERMICZNEGO NA KOMFORT I SYMPTOMY SBS ODCZUWANE PRZEZ PASAŻERÓW I ZAŁOGĘ SAMOLOTU PODCZAS SYMULACJI SIĘDMIOGODZINNYCH LOTÓW *

W ostatnich latach w szybkim tempie wzrasta liczba osób podróżujących samolotami, zwiększa się udział pasażerów młodych oraz osób starszych, włącznie z tymi mającymi problemy zdrowotne. Powoduje to zwrócenie uwagi na zagadnienia jakości powietrza w kabinie oraz na jej wpływ na zdrowie i komfort podróżnych i załogi. Obecnie coraz częściej uczestnicy lotów narzekają na złą wentylację oraz na negatywne skutki, jakie niesie ze sobą recyrkulacja powietrza w samolotach, do których zaliczyć można: wzrost stężenia zanieczyszczeń (ozonu, tlenku węgla, ditlenku węgla, różnych chemicznych związków organicznych, zanieczyszczeń biologicznych), rozprzestrzenianie się chorób, znaczne obniżenie zawartości tlenu. Wszystkie te czynniki, oraz zredukowane ciśnienie powietrza w kabinie, mogą stanowić poważne ryzyko dla zdrowia podróżnych, szczególnie tych, którzy cierpią na schorzenia płuc i serca oraz mają problemy z układem krążenia. Uważa się, że podróż samolotem może powodować wśród pasażerów i stewardess takie dolegliwości jak: nudności, zmęczenie, ból głowy, mdłości, zawroty głowy, suchość i podrażnienie błon śluzowych oraz problemy z oddychaniem. Poprzednie badania (Nagda i Hodgson 2001) udowodniły, że już po około czterech godzinach lotu duży odsetek osób przebywających w kabinie odczuwa podrażnienie oczu oraz skarży się na suchy i niedrożny nos. Obok obecności zanieczyszczeń w kabinie oraz skutków, jakie niesie ze sobą recyrkulacja, znaczący wpływ na występowanie powyższych niedogodności ma również zdecydowanie za niska wilgotność powietrza.

Wszystkie symptomy spotykane coraz częściej w przypadku osób korzystających z usług lotnictwa są jednocześnie typowe dla budynków i innych obiektów, w których na co dzień przebywają ludzie. Określa się je mianem Syndromu Chorego Budynku (SBS – z ang. Sick Building Syndrome). Pojęcie to coraz częściej stosuje się w przypadku kabin samolotowych z uwagi na istnienie wielu wspólnych dla obu przypadków czynników. Najważniejszym z nich jest całkowite odizolowanie środowiska wewnętrznego kabiny połączone z niemożliwością otwierania okien. Taka sytuacja jest również coraz częściej spotykana w nowoprojektowanych obiektach biurowych. W obu przypadkach ogromną rolę odgrywają systemy klimatyzacyjne połączone z recyrkulacją powietrza. Ponadto, dywany i obicia wnętrza kabiny powodują znaczną emisję zanieczyszczeń i kumulowanie ich w jej wnętrzu, co odpowiada zanieczyszczeniom pochodzącym z wyposażenia i umeblowania budynków.

Opisany eksperyment przeprowadzono w Międzynarodowym Centrum Środowiska Wewnętrznego i Energii (ICIEE) na Duńskim Uniwersytecie Technicznym w specjalnie do tego celu zbudowanej kabinie samolotu. Uprzednio przeprowadzono dwie serie eksperymentu, w których symulowano siedmiogodzinne loty transatlantyckie w celu ustalenia optymalnego stosunku między ilością doprowadzanego powietrza zewnętrznego a wynikającą z tego wilgotnością powietrza (Strøm-Tejsen i in. 2005a) oraz dokonania oceny efektów oczyszczania powietrza w kabinie za pomocą fotokatalizacyjnego oczyszczacza powietrza (PCO) (Sun i in. 2005). Celem niniejszego przedsięwzięcia było zbadanie wpływu temperatury powietrza w kabinie samolotu na odczucie jakości powietrza i samopoczucie pasażerów i stewardess podczas symulowanego siedmiogodzinnego lotu (Strøm-Tejsen i in. 2005b).

* autorzy: **Daria Żukowska^{1,2}, Agnieszka Jama^{1,2}, Peter Strøm-Tejsen¹, David P. Wyon¹ i Lei Fang¹**

¹International Centre for Indoor Environment and Energy, Mechanical Department, Technical University of Denmark in Lyngby, Dania

²Politechnika Śląska, Wydział Inżynierii Środowiska i Energetyki, Gliwice, Polska
redakcja: Jan Kaczmarczyk

Metodyka badań

Pomieszczenia badawcze, kabina samolotu i systemy wentylacji

Symulowany lot miał miejsce w specjalnie do tego celu stworzonym pełnowymiarowym modelu trzyczędowej sekcji kabiny samolotu Boeing 767, wyposażonej w 21 foteli lotniczych i zlokalizowanej wewnątrz komory klimatycznej. Kształt, objętość i wygląd kabiny pasażerskiej zostały zachowane poprzez zastosowanie specjalnej konstrukcji aluminiowej jako obudowy, dzięki czemu przestrzeń wentylowana, cyrkulacja powietrza i rozkład temperatury radiacyjnej dokładnie odpowiadały tym, jakie panują w rzeczywistej trzyczędowej sekcji kabiny pasażerskiej.



Rys. 8.17.
Wnętrze kabiny

Szczegółowy opis kabiny samolotu i systemów wentylacji obsługujących komorę badawczą i kabinę samolotu zawarto w pracy „Zależność między subiektywną oceną lokalnego dyskomfortu cieplnego a pomiarami z użyciem manekinów cieplnych podczas symulowanych siedmiogodzinnych lotów” zamieszczonej w niniejszej monografii.

Druga komora badawcza przeznaczona była do przeprowadzania testów medycznych na pasażerach i stewardessach. Przechodziły też przez nią osoby udające się do toalety. Pomieszczenie to i toaleta wentylowane były powietrzem w ilości $25 \text{ dm}^3/\text{s}$ wywiewanym z kabiny w celu utrzymania tam warunków odpowiadających warunkom panującym w kabinie. Oba pomieszczenia badawcze oraz toaleta były połączone, dzięki czemu uczestnicy eksperymentu stale pozostawali w obszarze tych samych warunków. Takie rozwiązanie zapobiegało zmianom w odczuciu i ocenie jakości powietrza przez podróżnych podczas ich krótkich nieobecności w kabinie.

Podczas wszystkich symulowanych lotów dźwięk w kabinie, odtwarzany z głośników umieszczonych ponad kabiną, utrzymywany był na rzeczywistym poziomie 72dB(A) poprzez dodanie nagrania zarejestrowanego w prawdziwym samolocie do hałasu pochodzącego od systemu wentylacji.

Plan eksperymentu

Podczas badań ustalano trzy różne warunki termiczne odpowiadające temperaturze powietrza w kabinie wynoszącej: $20,6^\circ\text{C}$, $23,3^\circ\text{C}$ i $26,1^\circ\text{C}$, przy stałej ilości powietrza nawiewanego do kabiny równej $200 \text{ dm}^3/\text{s}$ oraz przy stałej ilości powietrza zewnętrznego przypadającego na jedną osobę wynoszącej $3,3 \text{ dm}^3/\text{s}$. Temperaturę paneli okiennych utrzymywano na poziomie odpowiadającym temperaturze wewnętrznych powierzchni w samolocie Boeing 767 podczas lotu i wynosiła ona odpowiednio dla poszczególnych

warunków: 15,0°C, 17,8°C i 20,6°C. Wilgotność powietrza w kabinie utrzymywała się na niskim poziomie (wartość średnia dla całego lotu około 15%). We wszystkich warunkach na przewodzie powietrza recykulowanego zastosowano osiemnastomiesięczny używany filtr HEPA. Łącznie zasymulowano dwanaście siedmiogodzinnych lotów, po cztery dla każdego z warunków.

Plan symulowanego lotu

Każdy z dwunastu symulowanych lotów przeprowadzono wg tego samego szczegółowego planu godzinowego (tab.8.8).

Tab. 8.8. Kolejne etapy symulowanego lotu

Godzina	Etap
08:45	Spotkanie uczestników
09:00	Wejście do kabiny i rozpoczęcie lotu
09:05	Film instruktażowy
09:10	Pierwszy kwestionariusz
09:45	Pierwszy film
11:30	Lunch
12:15	Drugi kwestionariusz Pierwsze testy medyczne
13:15	Drugi film
15:00	Trzeci kwestionariusz Drugie testy medyczne
15:55	Przygotowanie do lądowania
16:01	Opuszczenie kabiny przez uczestników

Uczestnicy eksperymentu

Sześćdziesiąt osiem uczestników eksperymentu podzielono na 4 siedemnastoosobowe grupy, z których każda brała udział w trzech siedmiogodzinnych lotach w trzech różnych warunkach termicznych panujących w kabinie. Każda z grup składała się z: (1) dwóch młodych dziewcząt, w wieku 20-26 lat, reprezentujących załogę samolotu; (2) osób młodych, w wieku 21-30 lat, pełniących rolę pasażerów; (3) osób starszych, w wieku 56-70 lat, pełniących rolę pasażerów. W każdej z grup starano się utrzymać zbliżoną liczbę kobiet i mężczyzn, jak również osób młodych i starszych.

Studentki pełniące rolę stewardess przez większą część lotu wykazywały zwiększoną aktywność fizyczną (ok. 2,0 met) z uwagi na wypełnianie przez nie zadania. Aktywność fizyczna pasażerów utrzymywała się na poziomie 1,0 met ze względu na ich pozycję siedzącą przez większość czasu ekspozycji. W celu zapewnienia uczestnikom eksperymentu komfortu cieplnego dozwolone było dostosowanie ubrań oraz korzystanie z kocy i poduszek podczas lotu. Pasażerom wolno też było ze sobą rozmawiać oraz zmieniać miejsca.

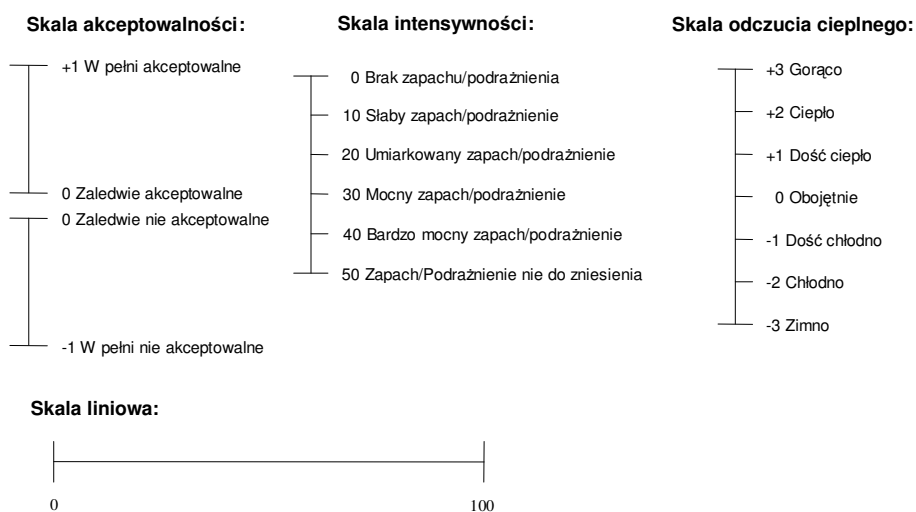
Podczas lotu zabronione było jednoczesne opuszczanie kabiny przez więcej niż jedną osobę (celem wzięcia udziału w teście medycznym bądź skorzystania z toalety), aby utrzymać w niej stały ładunek zanieczyszczeń – uczestnicy lotu stanowili wzajemnie dla siebie źródła zanieczyszczeń. Zakazane było również spożywanie alkoholu i owoców na pokładzie, dzięki czemu na zapach powietrza w kabinie wpływ miało jedynie jej wyposażenie oraz obecność ludzi. Zarówno pasażerowie, stewardessy jak i opiekunowie eksperymentu byli nieświadomi warunków termicznych panujących w kabinie, które zmieniane były wraz z każdą ekspozycją.

Kwestionariusz oceny subiektywnej

Podczas każdej ekspozycji – po dziesięciu minutach, trzech godzinach i kwadransie oraz sześciu godzinach – pasażerowie i stewardessy proszeni byli o wypełnienie kwestionariusza oceny warunków panujących w kabinie i ich wpływu na samopoczucie. Używając czterech typów skal (rys.8.18) stosowanych powszechnie w Międzynarodowym Centrum Środowiska Wewnętrznego i Energii (Wargocki i in. 1999), respondenci oceniali: jakość powietrza, środowisko wewnętrzne, komfort cieplny, hałas oraz intensywność symptomów Syndromu Chorego Budynku (SBS). W tab.8.10 zestawiono każdy z czynników oraz symptomów, poddawanych ocenie w kwestionariuszu, z typem skali zastosowanym do jego oceny.

Tab. 8.10. Zestawienie typów skal stosowanych do oceny czynników środowiskowych i symptomów SBS w kwestionariuszu oceny subiektywnej

Czynnik, symptom	Typ skali	Czynnik, symptom	Typ skali
Jakość powietrza		Symptom SBS	
Jakość powietrza wewn.	akceptowalności	Blokada nosa	liniowa
Intensywność zapachu	intensywności	Suchość w nosie	liniowa
Podrażnienie oczu	intensywności	Suchość ust	liniowa
Podrażnienie nosa	intensywności	Suchość warg	liniowa
Podrażnienie gardła	intensywności	Suchość skóry	liniowa
Środowisko		Suchość oczu	liniowa
Wilgotność powietrza	liniowa	Pieczenie oczu	liniowa
Świeżość powietrza	liniowa	Ból oczu	liniowa
Oświetlenie	liniowa	Ból głowy	liniowa
Hałas	liniowa	Pragnienie	liniowa
Komfort cieplny i Hałas		Zawroty głowy	liniowa
Odczucie ciepłe	odczucia cieplnego	Zmęczenie	liniowa
Środowisko termiczne	akceptowalności	Stopień zainteresowania	liniowa
Ruch powietrza	akceptowalności	Senność	liniowa
Poziom hałasu	akceptowalności	Napięcie umysłowe	liniowa
		Klaustrofobia	liniowa



Rys. 8.18.

Cztery typy skal zastosowane w kwestionariuszu oceny subiektywnej

Testy medyczne

Podczas każdego lotu uczestnicy brali dwukrotnie udział w pięciu testach medycznych. Test ostrości widzenia miał miejsce w kabinie, pozostałe cztery w sąsiednim pomieszczeniu badawczym.



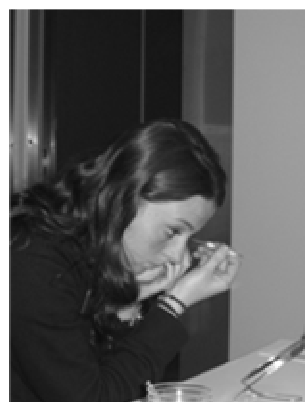
*Rys. 8.19.
Test siły wdechu*



*Rys. 8.20.
Test suchości powierzchni skóry*



*Rys. 8.2.
Test temperatury powierzchni skóry*

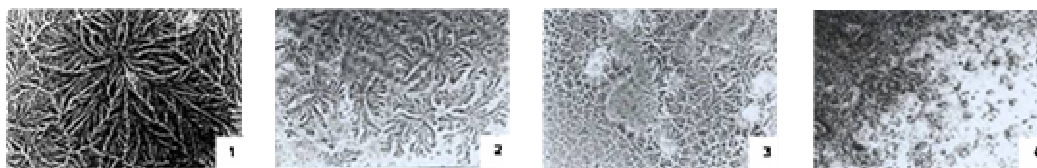


*Rys. 8.22.
Test stopnia suchości spojówki oka*

W teście ostrości widzenia uczestnicy eksperymentu proszeni byli o określenie z odległości 2,5m pozycji dużego pierścienia prezentowanego na ekranie komputera, odnosząc się do pozycji ośmiu niezmiennych małych pierścieni. Odpowiedź poprawna powodowała pomniejszenie ocenianego obiektu, natomiast odpowiedź błędna jego powiększenie. Ostrość widzenia oceniana była w dziewiętnastu próbach.

W teście siły wdechu każdy z uczestników symulowanego lotu proszony był o dokonanie maksymalnego wdechu przez nos przy użyciu spirometru (rys.8.19).

Suchość skóry uczestników mierzono za pomocą korneometru na wewnętrznej stronie środkowego palca prawej dłoni (rys.8.20), natomiast do pomiaru temperatury powierzchni skóry, wykonywanego kciukiem i palcem wskazującym lewej dłoni, użyto termometru elektronicznego (rys.8.21).



Rys. 8.23.

Cztery typy krystalizacji wymazu pobranego z oka

W teście stopnia suchości spojówki oka proszono o dostarczenie wymazu z wewnętrznego kącika oka przy użyciu szklanego patyczka (rys.8.22). Badania przeprowadzone przez Rolando 1984 wykazały, że wymaz pobrany z oka wysychając, krystalizuje w formy przypominające kształtem liście paproci o zagęszczeniu zależnym od stopnia suchości spojówek. Wyróżnia się cztery podstawowe typy powstających wzorów (rys.8.23) – typy 1 i 2 odnoszą się do spojówki normalnej (dużo „paprotek”, brak lub niewielkie wolne przestrzenie między nimi); typy 3 i 4 reprezentują spojówkę suchą (brak lub jedynie pojedyncze „paprotki”).

Spożycie napojów

Ilość spożytych przez pasażerów płynów (łącznie z przyniesionymi przez nich własnymi napojami) odnotowana była przez stewardessy w trakcie każdego z lotów i zapisywana jako liczba szklanek.

Analiza danych

Oceny uzyskane z kwestionariuszy, wyniki testów medycznych i dane dotyczące spożycia płynów zostały poddane analizie przy użyciu dwóch następujących testów statystycznych (Siegel i Castellan 1988): Friedman Two-Way Analysis of Variance by Ranks Test i Wilcoxon Matched-Pairs Signed-Ranks Test. Test Friedmana porównywał między sobą dane uzyskane ze wszystkich trzech warunków termicznych panujących w kabinie podczas wypełniania danego kwestionariusza. Jeżeli otrzymany poziom istotności P był mniejszy od 0,05, oznaczało to, że mogły pojawić się znaczące różnice pomiędzy warunkami i dla tych przypadków wykonywano test Wilcoxona, który porównywał między sobą konkretne pary warunków. Wartość P mniejsza od 0,05 oznaczała istnienie znaczącej różnicy pomiędzy konkretnymi dwoma warunkami. Osoby, od których nie uzyskano kompletnych odpowiedzi nie były brane pod uwagę w trakcie analizy.

Wskaźnik odsetka niezadowolonych (*PD*) z jakości powietrza wewnętrznego obliczono na bazie wyników otrzymanych z kwestionariuszy, we wszystkich rozpatrywanych warunkach według równania:

$$PD = \left(\frac{\exp(-0,18 - 5,28 \cdot \overline{ACC})}{1 + \exp(-0,18 - 5,28 \cdot \overline{ACC})} \right) \cdot 100 \quad (8.5)$$

gdzie:

\overline{ACC} - wartość średnia ze wszystkich ocen jakości powietrza wewnętrznego udzielonych na skali akceptowalności

Wartości wskaźnika średniej oceny cieplnej (*MTV*) dla wszystkich trzech warunków otrzymano jako średnie z odpowiedzi dotyczących odczucia cieplnego udzielonych

w trzech kolejnych kwestionariuszach. Wartości *MTV* były użyte do obliczenia wskaźników przewidywanego odsetka niezadowolonych według równania Fangera 1970:

$$PPD = 100 - 95 \cdot e^{-(0,03353 \cdot MTV^4 + 0,2179 \cdot MTV^2)} \quad (8.6)$$

gdzie:

MTV - wskaźnik średniej oceny cieplnej

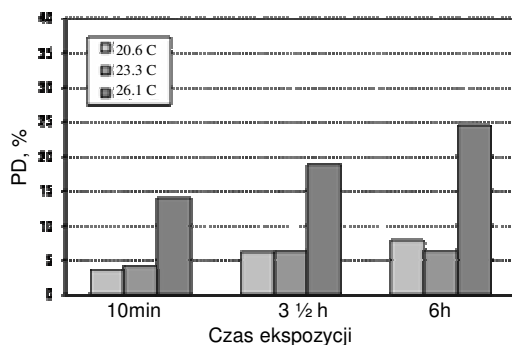
Wyniki

Wyniki analizy statystycznej sporządzonej dla danych pochodzących z kwestionariuszy dla przypadków, gdy uzyskano statystycznie znaczące różnice między warunkami termicznymi przynajmniej w teście Friedmana zawarto w tab.8.11. Wartości *P* zostały pogrubione w przypadku, gdy test Friedmana lub test Wilcozona wykazał statystycznie znaczące różnice między warunkami ($P < 0,05$). Strzałki przy wartościach *P* wskazują, w którym warunku termicznym dany symptom był wyraźniej odczuwalny.

Tab. 8.11. Statystycznie znaczące różnice pomiędzy warunkami termicznymi w kabinie na podstawie kwestionariusza oceny subiektywnej

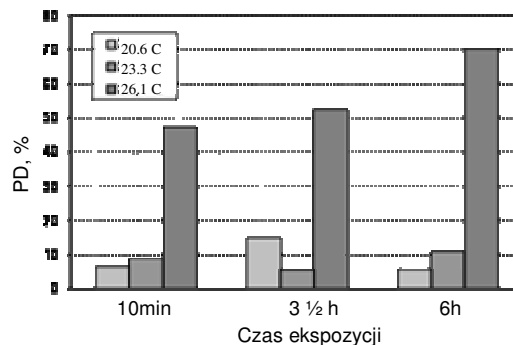
	Czynnik	Test Friedmana	Test Wilcozona		
			20,6°C vs 23,3°C	20,6°C vs 26,1°C	23,3°C vs 26,1°C
Pierwszy kwestionariusz	Jakość powietrza	0,000	0,163	0,000↑	0,000↑
	Świeżość powietrza	0,000	0,001↑	0,000↑	0,000↑
	Pragnienie	0,048	0,004↓	0,027↓	0,590
	Odczucie ciepłe	0,000	0,000↓	0,000↓	0,000↓
	Środowisko termiczne	0,003	0,110	0,019↑	0,000↑
Drugi kwestionariusz	Jakość powietrza	0,000	0,297	0,000↑	0,000↑
	Świeżość powietrza	0,000	0,220	0,000↑	0,000↑
	Suchość skóry	0,018	0,251	0,026↓	0,125
	Pragnienie	0,009	0,886	0,002↓	0,004↓
	Odczucie ciepłe	0,000	0,000↓	0,000↓	0,000↓
Środowisko termiczne	0,001	0,000↓	0,955	0,000↑	
Trzeci kwestionariusz	Jakość powietrza	0,000	0,220	0,000↑	0,000↑
	Świeżość powietrza	0,000	0,169	0,000↑	0,000↑
	Senność	0,008	0,061	0,038↓	0,002↓
	Odczucie ciepłe	0,000	0,000↓	0,000↓	0,000↓
	Środowisko termiczne	0,000	0,279	0,001↑	0,000↑

Jakość powietrza w kabinie była znacząco lepsza w temperaturach 20,6°C i 23,3°C oraz we wszystkich trzech warunkach tuż po rozpoczęciu eksperymentu niż po upływie trzech godzin i kwadransa bądź sześciu godzin. Otrzymane wyniki zgadzają się z rezultatami otrzymanymi uprzednio (Fang i in. 1998) wskazującymi na pogorszenie odczuwalnej jakości powietrza ze wzrostem temperatury i wilgotności powietrza przy stałym poziomie zanieczyszczeń (odczuwalna jakość powietrza zależna liniowo od entalpii powietrza). Rys.8.24 prezentuje odsetek osób niezadowolonych z jakości powietrza w kabinie po dziesięciu minutach, trzech godzinach i kwadransie oraz sześciu godzinach ekspozycji w każdym z trzech warunków termicznych.



Rys. 8.24.

Odsetek niezadowolonych (PD)
z jakości powietrza wewnętrznego



Rys. 8.25.

Przewidywany odsetek
niezadowolonych (PPD)

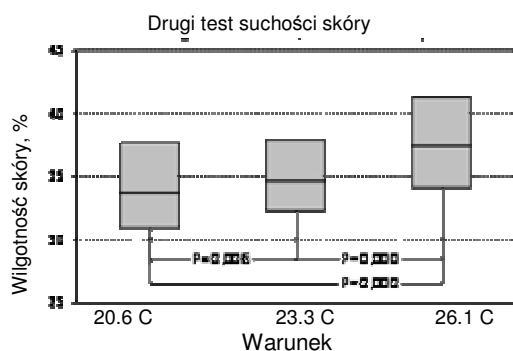
Ocena świeżości powietrza wypadła znacząco różnie na początku ekspozycji we wszystkich trzech warunkach termicznych panujących w kabinie. Wraz ze wzrostem temperatury powietrze oceniane było jako coraz bardziej duszne. Biorąc pod uwagę cały czas lotu, zaobserwowano, że statystycznie znaczące różnice w ocenach uzyskanych w temperaturach 20,6°C i 23,3°C zanikały z czasem, podczas gdy odczucie duszności powietrza w 26,1°C zawsze znacząco się od nich różniło i wyraźnie pogarszało z upływem czasu.

Statystycznie znaczące różnice pojawiły się w ocenie odczucia cieplnego w trzech rozpatrywanych warunkach termicznych podczas wypełniania trzech kwestionariuszy. Przewidywany odsetek osób niezadowolonych (PPD) obliczony na podstawie ocen odczucia cieplnego przedstawiono na rys.8.25. Zgodnie z oczekiwaniami, środowisko termiczne w kabinie w temperaturze 20,6°C było zawsze oceniane jako najzimniejsze, natomiast w 26,1°C – jako najcieplejsze. W temperaturze 20,6°C wartości MTV zawsze zawierały się pomiędzy oceną „Obojętne” (0) a „Dość chłodne” (-1), przy czym na początku i pod koniec ekspozycji $PPD < 10\%$, co odpowiadało warunkom komfortu cieplnego. W 23,3°C wartości MTV znajdowały się w przedziale pomiędzy ocenami „Obojętne” (0) i „Dość ciepłe” (+1), lecz tylko rano i po upływie trzech godzin i kwadransie były one w zakresie od 0 do +0,5 (komfort ciepły). W temperaturze 26,1°C wartości MTV zawsze zawierały się pomiędzy ocenami „Dość ciepłe” (+1) a „Ciepłe” (+2), co odpowiadało wartości PPD powyżej 45%.

Odczucie termiczne bliskie obojętnemu, jakie otrzymano pod koniec lotu w temperaturze 20,6°C, wyjaśnić można zwiększonym metabolizmem podróżnych po spożyciu posiłku oraz wzmożoną aktywnością fizyczną podczas pierwszego testu medycznego. Poprzednie badania (Fanger 1970) wykazały, że spożycie posiłku wpływa na zwiększoną produkcję ciepła w organizmie rzutującą na komfort cieplny, przy czym maksimum metabolizmu przypada na okres między pierwszą a drugą godziną po jedzeniu.

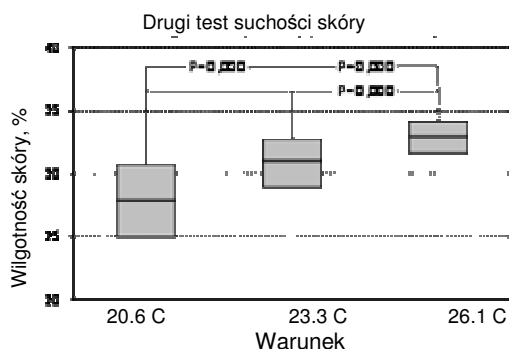
Środowisko termiczne związane z temperaturą 26,1°C było znacząco mniej akceptowane w porównaniu do dwóch pozostałych.

Na podstawie wyników opisywanych badań nie stwierdzono wpływu temperatury powietrza na intensywność symptomów SBS, których występowanie wiąże się m.in. ze środowiskami o niskiej wilgotności powietrza lub zanieczyszczonymi.



Rys. 8.26.

Wyniki pomiarów wilgotności
powierzchni skóry



Rys. 8.27.

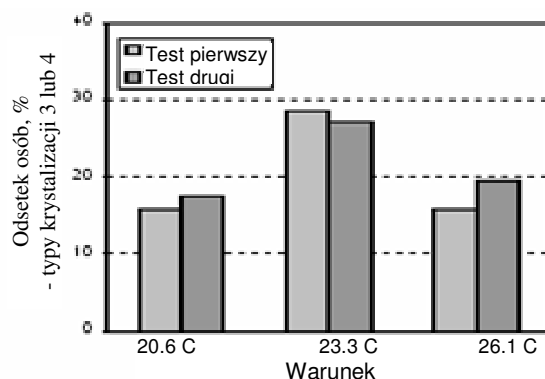
Wyniki pomiarów temperatury
powierzchni skóry

Analiza danych uzyskanych w obiektywnym teście suchości powierzchni skóry (rys.8.26) dowiodła, że zgodnie z przewidywaniami, wilgotność skóry była wyższa w wyższej temperaturze powietrza (skóra najbardziej wilgotna w temperaturze 26,1°C). Przeciwnie wyniki uzyskano z kwestionariuszy – większość podgrup oceniała swoją skórę jako najbardziej suchą w temperaturze 26,1°C. Poprzednie badania (Rasmussen 1971) wykazały, że ludzie nie potrafią prawidłowo ocenić wilgotności: zazwyczaj wyczuwają jej zmniejszenie, gdy w rzeczywistości wzrasta i odwrotnie. Błędne oceny podróżnych i stewardess otrzymane w obecnych badaniach były prawdopodobnie spowodowane niską wilgotnością i wysoką temperaturą powietrza w kabinie. W rzeczywistości wzrost temperatury otoczenia wpływał na wzmożone pocenie się osób, a tym samym na zwiększenie wilgotności skóry, czego dowiódł pomiar obiektywny.

Zgodnie z oczekiwaniami, zmierzone temperatury powierzchni skóry były tym wyższe, im wyższa była temperatura powietrza w kabinie (rys.8.27), a wyniki w połowie czasu ekspozycji i pod koniec symulowanego lotu nie różniły się znacząco.

Analiza statystyczna danych uzyskanych podczas obiektywnego testu stopnia suchości spojówki oka wykazała znaczący wpływ temperatury oraz niskiej wilgotności powietrza na stan spojówki oka. Typy krystalizacji 3 i 4, które odnoszą się do spojówki suchej, najczęściej spotykane były w temperaturze 23,3°C (rys.8.28). Podczas wykonywania testu, szczególnie pod koniec ekspozycji, największe problemy z dostarczeniem wymaganej ilości wymazu z oka miały kobiety starsze, co prawdopodobnie związane było z suchością spojówek oczu. Również poprzednie badania (Seal i Mackie 1986; Hikichi i in. 995; McCarty i in. 1998) wykazały częstsze występowanie symptomu suchości oka u osób starszych, w szczególności u kobiet, co wynika ze zmniejszonej u nich produkcji łez oraz oddziaływania kremów i makijażu (Glud i in.1981, Franck Skov 1989, Kjaergaard i in. 1933b).

Nie zaobserwowano wpływu temperatury powietrza w kabinie na wyniki testów ostrości widzenia i siły wdechu.



Rys. 8.28.

Odsetek osób, których wymazy z oka zakwalifikowane zostały do typu krystalizacji 3 lub 4

Opisane badania wspierane były przez Boeing Aircraft Company i Danish Technical Research Council jako część programu badawczego realizowanego przez Międzynarodowe Centrum Środowiska Wewnętrzne i Energii (ICIEE) na Duńskim Uniwersytecie Technicznym.

8.5. KOMFORT CIEPLNY W ŚRODOWISKACH Z UMIARKOWANYMI ZMIANAMI TEMPERATURY OPERACYJNEJ – OBECNY STAN WIEDZY*

Około jedna trzecia światowego zużycia energii pierwotnej przypada na budynki nieprzemysłowe zużywają, w których jest ona wykorzystywana na ogrzewanie, chłodzenie, oświetlenie i pracę urządzeń (ECBCS 2002). W związku z tym, konieczne staje się poszukiwanie nowych energooszczędnych rozwiązań projektowania i eksploatacji systemów ogrzewania, wentylacji i klimatyzacji budynków. Niektóre ze stosowanych obecnie koncepcji projektowych prowadzą do umiarkowanych zmian temperatury operacyjnej. Koncepcje te stosują alternatywną strategię kontroli, która dopuszcza zmiany temperatury wewnętrznej w zakresie temperatur zalecanych dla zapewnienia komfortu cieplnego. W porównaniu z rozwiązaniami w których utrzymuje się stałą temperaturę w pomieszczeniach dopuszczenie pewnych zmian temperatury w pomieszczeniu może zapewnić znaczne oszczędności energii. Na początku lat dziewięćdziesiątych w budynkach biurowych popularne stało się stosowanie systemów chłodzenia i ogrzewania przez promieniowanie za pośrednictwem wody krążącej w przewodach umieszczonych w betonowych płytach stropowych, TABS (z ang. Thermo Active Building Systems) (Meierhans 1993, Olesen and Dossi 2004). Systemy takie pozwalają na oddzielenie kontroli środowiska cieplnego i wentylacji, gdyż obciążenia cieplne i chłodnicze asymilowane są na drodze promieniowania. W okresie letnim budynek chłodzi się w nocy, gdy temperatura zewnętrzna jest niższa, a w ciągu dnia zyski ciepła generowane wewnątrz

* autorzy: **Jakub Kolarik^{1,2}, Bjarne W. Olesen¹ i Jørn Toftum¹**

¹International Centre for Indoor Environment and Energy, Mechanical Department, Technical University of Denmark in Lyngby, Dania

²Politechnika Śląska, Wydział Inżynierii Środowiska i Energetyki, Gliwice, Polska

tytuł oryginału: *Human thermal comfort in environments with moderately drifting temperatures – state of the art. and current research*

tłumaczenie Maria Hurnik

redakcja: Jan Kaczmarczyk

są asymilowane przez masę budynku, zmniejszając lub eliminując przez to potrzebę mechanicznego chłodzenia. Zaletą tego systemu jest także to, że temperatura wody chłodzącej/grzewczej może mieć wartość zbliżoną do temperatury pomieszczenia, co pozwala na zastosowanie odnawialnych źródeł energii, tj.: pompy ciepła, gruntowe wymienniki ciepła, itp. Zastosowanie systemów TABS prowadzi do zmian temperatury operacyjnej, aż do 0,5 K/h (De Carli i Olesen 2001). Ponadto, w budynkach bez klimatyzacji lub z wentylacją naturalną oraz w budynkach, które pasywnie wykorzystują pojemność cieplną budynku i chłodzenie nocne, wewnętrzna temperatura operacyjna może powoli wzrastać w ciągu dnia. W okresie zimowym występuje powolne obniżenie temperatury, gdy ogrzana w nocy masa budynku chłodzi się w ciągu dnia z powodu strat ciepła budynku.

Zastosowanie opisanych powyżej systemów prowadzi do pewnych oszczędności energii, jednak same tylko oszczędności energii nie są jedynym istotnym argumentem w projektowaniu budynków biurowych. Badania wykazały, że środowisko wewnętrzne wpływa na ludzi. Niekorzystne warunki mogą negatywnie wpływać na sprawność umysłową i wydajność pracy. Stosując energooszczędne rozwiązania nie powinno się jednak zapominać o zdrowiu i komforcie ludzi.

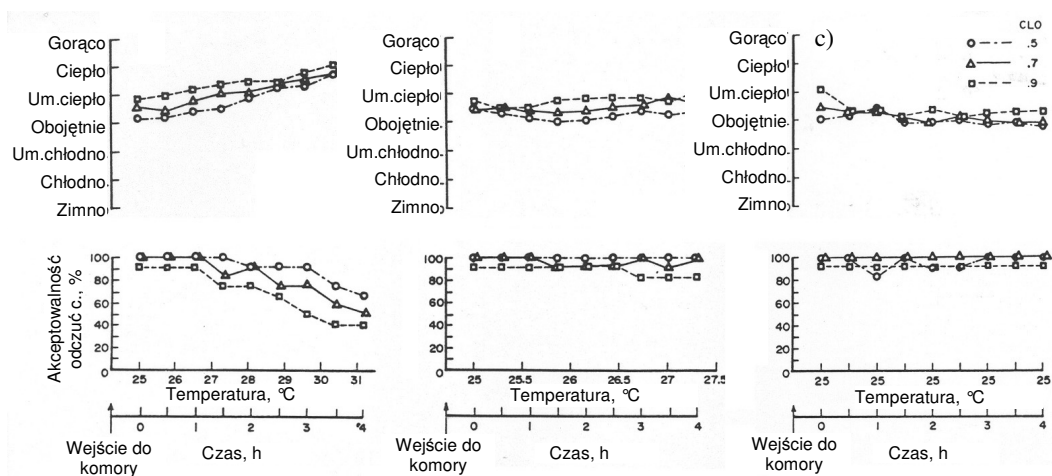
W niniejszym rozdziale przedstawiono przegląd literatury dotyczącej badań wpływu zmian temperatury na ludzi. Umiarkowane zmiany temperatury badane były jedynie w komorach klimatycznych, w których uczestnicy badań oceniali komfort cieplny przy użyciu standardowych kwestionariuszy. Badania odczuwanej jakości powietrza, symptomów chorego budynku i efektywności pracy prowadzone były jedynie w pomieszczeniach o stałych parametrach środowiska cieplnego (różne poziomy temperatury i wilgotności) lub w warunkach cyklicznych zmian temperatury otoczenia wokół preferowanej temperatury. W literaturze brak jednak informacji dotyczących odpowiedzi użytkowników pomieszczeń na umiarkowane zmiany temperatury oraz wpływu tych zmian na wydajność pracy.

Badania w komorze klimatycznej

Badania wpływu różnych prędkości zmian temperatury przy trzech różnych poziomach oporności cieplnej odzieży przedstawione zostały w pracy Berglunda i Gonzaleza 1978a. Dwanaście osób ubranych w odzież o oporności cieplnej 0,5, 0,7 i 0,9clo, poddanych zostało oddziaływaniu zmian temperatury przy siedmiu szybkościach zmian: 0, $\pm 0,5$, ± 1 i $\pm 1,5$ K/h. We wszystkich warunkach utrzymywana była stała temperatura punktu rosy 12°C. Każda seria pomiarowa trwała 4 godziny. Uczestnicy badań posiadali własną odzież wybraną dla każdego warunków testu zgodnie z listą podaną przez prowadzących badania. Aktywność uczestników badań utrzymywana była na poziomie ok. 1,2 met.

W warunkach stałej temperatury oraz zmian temperatury z szybkością $\pm 0,5$ K/h poziom oporności cieplnej odzieży nieznacznie tylko wpływał na oceny ludzi. Gdy uczestnicy badań poddani byli oddziaływaniu zmian temperatury z szybkością ± 1 i $\pm 1,5$ K/h odczucia cieplne i akceptowalność cieplna rosły lub malały (w zależności od kierunku zmian) liniowo wraz z temperaturą. Jednak wzrost ten był obserwowany z ok. 1 godz. opóźnieniem względem początku zmian. Autorzy badań podsumowali, że zmiany temperatury z szybkością +0,5 K/h są nie do odróżnienia od środowiska cieplnego o stałej temperaturze w zakresie temperatury od 23°C do 25°C przy wzroście temperatury oraz od 25°C do 27°C przy obniżaniu temperatury. Wyniki dotyczą jedynie osób pracujących w pozycji siedzącej i ubranych w odzież typową dla pomieszczeń zamkniętych. Występujące opóźnienia odpowiedzi cieplnej były mniej spójne w przypadku większych

spadków temperatury (-1, -1,5K/h) niż w przypadku większych wzrostów temperatury (+1,+1,5K/h) wskazuje to na większą wrażliwość ludzi na spadek temperatury. Na podstawie uzyskanych wyników obliczono Wrażliwość cieplną wyrażoną jako stosunek zmiany odczuć cieplnych do odpowiedniej zmiany temperatury ($\Delta TS/\Delta T$). Wykazano, że osoby ubrane w odzież o oporności cieplnej 0,5clo były mniej wrażliwe na szybsze zmiany środowiska cieplnego w obu kierunkach. Przy wyższych wartościach oporności odzieży różnice w odpowiedziach dotyczących odczuć cieplnych były mniejsze.

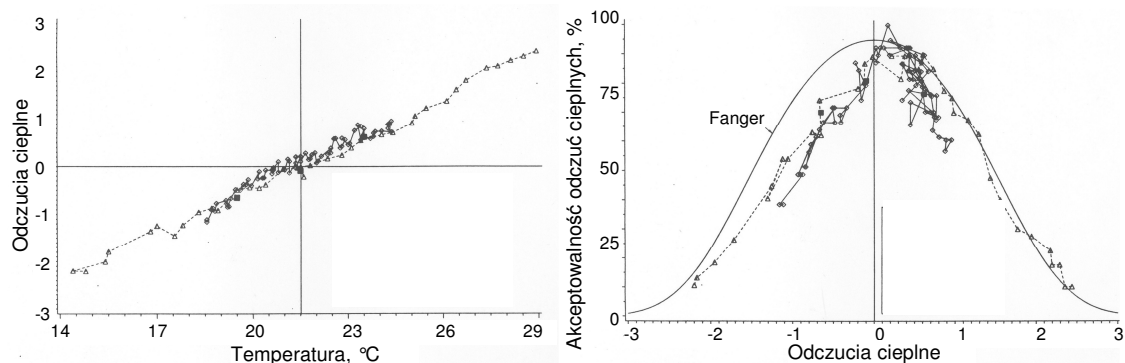


Rys. 8.29.

Średnie odpowiedzi osób w warunkach stałej temperatury 25°C (a) przy zmianach +0,5K/h (b) i przy zmianach +1,5K/h (c) (Berglund i Gonzalez 1978a)

Badania komfortu cieplnego w warunkach zmiennej temperatury zaprezentowano również w pracy Knudsena i in. 1989. Analizie poddano cztery szybkości zmian $\pm 1\text{K/h}$ i $\pm 5\text{K/h}$. W zależności od szybkości zmian temperatura rosła w czasie od 1,5 do 3godz. W trakcie każdej z siedmiu serii pomiarowych osoby uczestniczące w badaniach nosiły tę samą odzież o przeciętnej wartości oporności cieplnej 0,8clo, a przeciętny poziom aktywności wynosił ok.1.2met. Podczas wszystkich badań utrzymywane było stałe ciśnienie pary wodnej wynoszące 1.28Pa. Na początku eksperymentu określono temperaturę powietrza odpowiadającą neutralnym odczuciom cieplnym. Neutralna temperatura wynosiła 21.5°C. i każda z czterech serii pomiarowych o różnej szybkości zmian temperatury rozpoczynała się w temperaturze neutralnej. W badaniach określono również średnie odczucia cieplne w stanie ustalonym, przy ekspozycji w stałej temperaturze 19.5°C i 23.5°C. Średnie oceny odczuć cieplnych ludzi uzyskane przy ekspozycji w warunkach stałej temperatury porównywane były ze średnimi ocenami w tej samej temperaturze, lecz osiągniętej na drodze zmian.

Na rys.8.30a przedstawiono oceny odczuć cieplnych w zależności od temperatury operacyjnej dla wszystkich badanych szybkości zmian temperatury. Wszystkie wyniki leżą na jednej prostej, która pokrywa się z linią odniesienia uzyskaną dla stałych wartości temperatury. Akceptowalność odczuć cieplnych w tej samej temperaturze była na ogół wyższa przy szybszych zmianach temperatury (rys.8.30a). Oceny akceptowalności odpowiadające tym samym odczuciom cieplnym były niższe w przypadku szybkości zmian temperatury $\pm 1\text{K/h}$ niż w przypadku $\pm 5\text{K/h}$. Oznacza to, że szybsze zmiany temperatury są bardziej akceptowane przez ludzi niż wolne zmiany temperatury. Na rys.8.30b przedstawiono porównanie zależności pomiędzy odczuciami cieplnymi i ich akceptowalnością, a ocenami przewidzianymi na podstawie modelu komfortu cieplnego (Fanger 1970).



Rys. 8.30.

Uporządkowane oceny odczuć cieplnych w funkcji temperatury operacyjnej (a). Obserwowana akceptowalność odczuć cieplnych przy zmianach temperatury w funkcji średnich odczuć cieplnych; porównanie z modelem PMV/PPD (b), dane uśrednione dla grup 40 osób (Knudsen et al. 1989)

Średnie wartości akceptowalności dla odpowiednich odczuć cieplnych były niższe od wartości przewidzianych na podstawie modelu w przypadku obniżania temperatury. Jednak oceny uzyskane przy szybszym wzroście temperatury wykazały dobrą zgodność z wynikami obliczeń przy użyciu modelu przeznaczonego dla warunków ustalonych. Na podstawie uzyskanych wyników stwierdzono, że model PMV może być stosowany do przewidywania odczuć cieplnych przy zmianach temperatury z szybkością do ± 5 K/h.

Berglund i Gonzalez 1978b przeprowadzili również badania wpływu różnych poziomów wilgotności względnych powietrza na akceptowalność zmian temperatury. Eksperyment trwał 8,5 godz. Osoby biorące udział w badaniach, ubrane były w odzież letnią o oporności cieplnej 0,5clo i wykonywały prace biurowe. Początkowo uczestnicy badań przebywali w pomieszczeniu o stałej temperaturze 25°C i temperaturze punktu rosy 10°C. Następnie doświadczyli zmian temperatury w zakresie od 23°C do 27,8°C z szybkością 0,6K/h. Temperatury punktu rosy wynosiły odpowiednio 10°C i 20°C. Wyniki badań wskazują, że zmiany temperatury z szybkością 0,6K/h, w zakresie od 23°C do 27°C są akceptowalne dla ponad 80% ludzi. Uczestnicy badań wyżej oceniali środowisko o zmiennej temperaturze i niskiej wilgotności niż środowisko o stałej temperaturze.

Badania zaprezentowane w pracy Hensena 1990 wskazują, że powolne zmiany temperatury, aż do $\pm 0,5$ K/h, nie mają wpływu na zakres strefy komfortu, ustalonej dla warunków o stałej temperaturze. W innej pracy (Hensel 1981) przedstawiono, że próg odczuć cieplnych (różnica pomiędzy temperaturą neutralną i temperaturą, przy której pojawia się odczucie zimna lub ciepła) maleje odwrotnie proporcjonalnie do szybkości zmian temperatury; szybszym zmianom odpowiadają mniejsze różnice pomiędzy odczuciami ciepła i zimna. Próg odczuć cieplnych uzależniony był od temperatury początkowej, kierunku zmian temperatury i od badanej części ciała.

Wpływ zmian środowiska cieplnego na wydajność pracy

Celem pierwszych badań prowadzonych w komorach klimatycznych dotyczących zmian cieplnych, było określenie wpływu na sprawność umysłową ludzi przy cyklicznych zmianach temperatury spowodowanych pracą układów regulacji systemów HVAC. W pracy Wyona i in. 1971 przedstawiono badania czynników wpływających na tolerancję

ludzi na wahania temperatury. Wynika z nich, że ludzie wykonujący pracę umysłową tolerują większe amplitudy zmian niż ludzie odpoczywający. W innej pracy (Wyon i in. 1973) opisano badania z udziałem ludzi ubranych w odzież o oporności cieplnej 0.6clo, którzy oceniali 8 różnych warunków cieplnych uwzględniających odchylenia temperatury od przeciętnej wartości preferowanej. Badano następujące kombinacje skrajnych odchyleń i okresu czasu: stała temperatura, 2 i 4°C/8 min; 2, 6 i 8°C/16 min; 4 i 8°C/32 min. Każde warunki utrzymywane były przez trzy kolejne okresy czasu. Uczestnicy badań oceniali dyskomfort cieplny i wykonywali test dodawania. Po skończeniu trzech pełnych okresów czasu uczestnicy badań oceniali poziom pobudzenia, stopień zmęczenia i świeżość. Zaobserwowano, że niewielkie, gwałtowne wahania temperatury wokół wartości preferowanej powodowały spadek tempa pracy i dokładności. Większe i wolniejsze wahania temperatury związane były z nieznacznie szybszym tempem pracy i dokładnością zbliżoną do osiąganą w warunkach stałej temperatury. Podsumowano, że większe wahania temperatury mogą mieć pozytywny wpływ na wydajność pracy, lecz powodują wzrost dyskomfortu, podczas gdy małe i gwałtowne wahania temperatury są równoważne małym wzrostom temperatury.

Badania Wyona i in. 1975 wykazały, że na wydajność pracy mają wpływ odczucia cieplne ludzi, a nie sama temperatura środowiska, w którym ludzie pracują. Wyniki różnych prac umysłowych, tj. testy dodawania, pamięci itp., były identyczne (różnice były mniejsze niż 10%) w dwóch badanych przypadkach, w warunkach komfortu cieplnego dla oporności odzieży 0.6clo i 1.5clo. Gdy uczestnicy badań ubrani byli w lekką odzież, przeciętna temperatura komfortu wynosiła 23.2°C, w przypadku cięższej odzieży przeciętna temperatura komfortu była na poziomie 18.7°C. Różnica pomiędzy średnimi wartościami preferowanej temperatury powietrza wynosiła ok. 4.5K. Dla testowanych warunków temperatury i wilgotności względnej (20°C/40%, 23°C/50% i 26°C/60%) nie zaobserwowano znaczących różnic w wynikach, gdy uczestnicy badań mogli dostosować swoją odzież do utrzymania warunków komfortu cieplnego (Fang i in. 2004).

W badaniach in situ, które odbywały się w centrum zebrań określono wpływ temperatury powietrza i wydatku wentylacji (Tham i in. 2003). Pomiary odbywały się w trakcie zebrań. Wyniki badań pokazują, że obniżenie temperatury o 2K z poziomu 24.5°C powoduje spadek wydajności pracy o ok. 5% nawet, jeśli uczestnicy badań czuli się bardziej komfortowo w warunkach wyższej temperatury powietrza. Ponadto, badania interwencyjne, prowadzone w budynku biurowym (Toftum i in. 2005) wykazały znaczący negatywny wpływ wzrostu temperatury w pomieszczeniu o 4K (od 20-22°C do 24-26°C) na wyniki testu dodawania. Fang i in. 1998 wykazali, że temperatura powietrza wewnątrz pomieszczeń ma wyraźny wpływ na odczuwaną jakość powietrza. Znaczny spadek świeżości powietrza stwierdzono przy podwyższonej temperaturze i wilgotności. Wykazano liniową zależność pomiędzy entalpią powietrza i akceptowalnością jakości powietrza. Zauważono też, że po ok. 30min. od rozpoczęcia pomiarów następuje adaptacja, która dotyczy zwłaszcza intensywności zapachów.

Dopuszczalne zmiany temperatury według obowiązujących norm

W najnowszej wersji normy ASHRAE (ASHRAE Standard 55, AHSRAE 2004) kontrolowane i niekontrolowane zmiany temperatury operacyjnej zostały opisane jako stałe, monotoniczne i niecykliczne. W rozdziale 5.2.5 ww. normy opisano fluktuacje temperatury, które nie są kontrolowane przez użytkowników pomieszczeń. Przedstawione w normie wymagania dotyczą zmian temperatury w okresie dłuższym niż 15 min. W tab.8.12 przedstawiono dozwolone maksymalne wartości zmian temperatury w wyznaczonych okresach czasu.

Tab. 8.12. *Dopuszczalne kontrolowane i niekontrolowane zmiany temperatury operacyjnej (tablica 5.2.5.2 w normie ASHRAE 55-2004)*

Okres czasu	0,25 h	0,5 h	1 h	2 h	4 h
Maksymalna dopuszczalna zmiana temperatury operacyjnej	1,1°C	1,7°C	2,2°C	2,8°C	3,3°C

Zgodnie z normą zmiany temperatury operacyjnej są dozwolone pod warunkiem, że szybkość zmian nie przekracza wartości maksymalnych dla wszystkich zdefiniowanych okresów czasu. Przykładowo, temperatura operacyjna w ciągu jednej godziny nie powinna zmieniać się z szybkością większą niż 2,2K/h, lecz w każdych 15 minutach tej godziny szybkość zmian nie powinna przekroczyć wartości 1,1K/h.

Projektowana korekta normy ISO (ISO Standard 7730, ISO 2005) dotyczy również środowisk cieplnych nieustalonych. Opisano w niej trzy podstawowe typy nieustalonych środowisk cieplnych, w których występują odpowiednio: cykliczne, umiarkowane ustalone i nieustalone, oraz chwilowe zmiany temperatury W przypadku umiarkowanych zmian temperatury, jeśli zmiany są mniejsze od 2K/h, niezależnie od kierunku zmian, norma zaleca stosowanie tej samej metody oceny środowiska jak dla stanu ustalonego.

Przedstawione badania dowodzą, że w środowisku, w którym występuje mały ruch powietrza, umiarkowane zmiany temperatury z szybkością aż do 0,5K/h są niezauważalne dla osób siedzących lub wykonujących lekką pracę. Niemniej jednak wnioski te dotyczą jedynie odczuć komfortu cieplnego. Dotychczas nie prowadzono badań wpływu umiarkowanych zmian temperatury na zdrowie i wydajność pracy ludzi. Wiedza na temat wpływu zmian temperatury w pomieszczeniu na odczucia ludzi jest nadal bardzo ograniczona, dlatego planuje się przeprowadzenie badań w komorach klimatycznych w Międzynarodowym Centrum Środowiska Wewnętrznego i Energii w Lyngby. Dane uzyskane w badaniach mogą być przydatne w udoskonaleniu norm służących do projektowania i oceny środowiska wewnętrznego w budynkach biurowych. Obowiązujące normy wydają się być konserwatywne definiując zakresy parametrów dla odczuć komfortu dla określonych zmiany temperatury. Wyniki uzyskane podczas badań w warunkach laboratoryjnych będą wymagać weryfikacji w rzeczywistych budynkach. Koncepcje projektowe systemów HVAC, które powodują umiarkowane zmiany temperatury mogą prowadzić do znacznej redukcji zużycia energii. Uzyskane wyniki badań razem z wynikami komputerowych symulacji budynku zostaną zastosowane do oszacowania oszczędności energii, jakie można osiągnąć bez wywołania negatywnego wpływu na zdrowie i komfort użytkowników pomieszczeń. Może to prowadzić do wzrostu zainteresowania takimi systemami, a w konsekwencji przyczynić się do zmniejszenia zużycia energii w budynkach nieprzemysłowych.

Przedstawiona praca była możliwa dzięki wsparciu Danish Technical Research Council (STVF) jako część programu badawczego Międzynarodowego Centrum Środowiska Wewnętrznego I Energii w Duńskim Uniwersytecie Technicznym na okres 1998-2007. Główny autor uzyskał wsparcie Międzynarodowej Fundacji Wyszehradzkiej, Bratysława, Słowacja.

LITERATURA DO ROZDZIAŁU 8

- ASHRAE 2004, ASHRAE Standard 55: Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy, Atlanta, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.
- ASHRAE 2005, ASHRAE Handbook: Fundamentals, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Atlanta, ISBN 1-883413-81-8
- ASHRAE Standard 62-2003: Ventilation for acceptable Indoor Air Quality, American Society of heating, refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, USA.
- ASHRAE 2005, ANSI/ASHRAE Standard 113: Method of testing for room air diffusion. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.
- Bako-Biro, Z., Wargocki, P., Weschler, C.J. and Fanger, P.O. 2004: Effects of pollution from personal computers on perceived air quality, SBS symptoms and productivity in office, *Indoor Air*, **14**, 178-187
- Berglund L.G., Gonzalez R.R. 1978a: Application of acceptable temperature drifts to build environments as a mode of energy conservation, *ASHRAE Trans.*, **84:1**, 110-121
- Berglund L.G., Gonzalez R.R. 1978b: Occupant acceptability of eight-hour-long temperature ramps in the summer at low and high humidities, *ASHRAE Trans.* **84:2**, 278-284
- CEN 1998, CR 1752: Ventilation for Buildings - Design Criteria for the Indoor Environment, Brussels, European Committee for Standardization
- Cermak R. i Melikov A.K. 2004: Transmission of exhaled air between occupants in rooms with personalized and underfloor ventilation, Proc. of the 9th International Conference on Air Distribution in Rooms – ROOMVENT 2004, Coimbra, Portugal.
- Cermak R., Melikov A.K., Forejt L. i Kovar O. 2004: Distribution of contaminants in the occupied zone of a room with personalized and displacement ventilation, Proc.of the 9th International Conference on Air Distribution in Rooms – ROOMVENT 2004, Coimbra, Portugal.
- De Carli M., Olesen B.W. 2001: Field measurements of thermal comfort conditions in buildings with radiant surface cooling systems, Clima 2000, Naples, Italy
- ECBCS 2002:Energy Conservation in Buildings and Community Systems – Service Programe, International Energy Agency, Web Homepage: <http://www.ecbcs.org>.
- Fang L., Wyon D. P., Clausen G. i Fanger P.O. 2004: Impact of indoor air temperature and humidity in an office on perceived air quality, SBS symptoms and performance, *International Journal of Indoor Environment and Health*, **14**
- Fang, L., Clausen G, Fanger PO. 1998a: Impact of Temperature and Humidity on Perception of Indoor Air Quality, *Indoor Air*, **8**, 80-90
- Fang, L., Clausen G, Fanger PO. 1998b: Impact of Temperature and Humidity on Perception of Indoor Air Quality During Immediate and Longer Whole-Body Exposures, *Indoor Air*, **8**, 276-284
- Fang, L, Wargocki, P., Witterseh, T., Clausen, G., Fanger PO. 1999: Field study on the impact of temperature, humidity and ventilation on perceived air quality, *Proceedings of Indoor Air*, **2**, 107-112
- Fanger P.O. 1970: Thermal Comfort. Analysis and Applications in Environmental Engineering, Danish Technical Press, Copenhagen
- Fanger P.O. 2004: One Hundred Times Better Indoor Air Quality, *Proceedings of Energy for Buildings*, Vilnius, Lithuania, 385-397
- Fanger P.O., Melikov A., Hanzawa H., Ring J. 1988: Air turbulence and sensation of draught, *Energy and Buildings*, **12**, 21-39
- Fanger, P.O. 1988: Introduction of the olf and decipol units to quantify air pollution perceived by humans indoors and outdoors, *Energy and Buildings*, **12**, 1-6
- Fanger, P.O., Lauridsen, J., Bluysen, P., Clausen, G. 1988: Air pollution sources in offices and assembly halls, quantified by the olf unit, *Energy and Buildings*. **129**, 7-19
- Franck C., Skov P. 1989: Eye symptoms and signs in buildings with indoor climate problems (office eye syndrome, *Acta Ophthalmologica (Copenhagen)*, **67**, 61-68
- Gluud B.S., Boesen T., Norm M. 1981: Fatty substance effect on cornea and conjunctiva, **143**, 2345-2347
- Hensel H. 1981: Thermoreception and Temperature Regulation, London, Academic Press
- Hensen J.L.M. 1990: Literature Review on Thermal Comfort in Transient Conditions, *Building and Environment*, **25:4**, 309-316
- Hikichi T., Yoshida A., Fukui Y., Hamano T., Ri M., Araki K., Horimoto K., Takamura E., Kitagawa K., Oyama M., Danjo Y., Kondo S., Fujishima H., Toda I., Tsubota K. 1995: Prevalence of dry eye in Japanese eye centers, *Graefe's Arch. Clin. Exp. Ophthalmol.*, **233**, 555-558
- ISO 1994, ISO Standard 55: Moderate Thermal Environments- Determination of the PMV and PPD Indices and Specification of the Conditions for Thermal Comfort, Geneva, International Organization for Standardization.

- ISO 1998, ISO Standard 7726: Ergonomics of the Thermal Environment- Instruments for Measuring Physical Quantities, Geneva, International Organization for Standardization.
- ISO 2005, ISO/DIS 7730: International standard: Ergonomics of the Thermal Environment-Analytical Determination of Thermal Comfort by using calculations of the PMV and PPD Indices and local thermal comfort criteria, Geneva: International Standard Organization for Standardization
- Kaczmarczyk J., Melikov A., Fanger, P.O. 2004: Human response to personalized and mixing ventilation, *Indoor Air*, **14:8**, 1-13
- Kemppilä S. and Lönnqvist A. 2003: Subjective productivity measurement, *The Journal of American Academy of Business*, **2:2**, 531 – 537
- Kjaergaard S., Berglund B., Lundin L. 1993: Objective eye effects and their relation to sensory irritation in a “sick building”, Proceedings of Indoor Air 1993, Helsinki, **1**, 117-122
- Knudsen H.N. et al. 1989: Thermal comfort in passive solar buildings. Final Report, CEC Research Project: EN3S-0035-DK(B), Laboratory of Heating and Air Conditioning, Technical University of Denmark
- Leyten J. 2002: The effects of cellular and landscape offices on workers' complaints. Proceedings of the 8th International Conference on Air Distribution in Rooms, ROOMVENT 2002, Copenhagen 477-478
- Lindinger W, Hansel A i Jordan A. 1998: Proton-transfer-reaction mass spectrometry (PTR-MS): on-line monitoring of volatile organic compounds at pptv levels, *Chemical Society Reviews*, **27**, 347-354
- McCarty C.A., Bansal A.K., Livingstone P.M., Stanislovsky Y.L., Taylor H.R. 1998: The Epidemiology of Dry Eye in Melbourne, Australia, *Ophthalmology*, **105**, 1114-1119
- Meierhans R.A. 1993: Slab cooling and earth coupling, *ASHRAE Transactions*, **99:2**, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Atlanta, USA
- Melikov A, Kaczmarczyk J, Cygan L. 2000: Indoor air quality assessment by a “breathing” thermal manikin. Proceedings of ROOMVENT 2000, **1**, 101-106
- Melikov AK, Pitchurov G, Naidenov K, i Langkilde G. 2005: Field study of occupants thermal comfort in rooms with displacement ventilation, *Indoor Air*, **15:3**, 205-214
- Melikov, A.K. 2004: Personalized ventilation, *Indoor Air*, **14:7**, 157-167
- Melikov, A.K., Cermak, R., Kovar, O., Forejt, L. 2003: Impact of airflow interaction on inhaled air quality and transport of contaminants in rooms with personalized and total volume ventilation, Proceedings of Healthy Buildings 2003, Singapore, **2**, 592-597
- Nagda N.L., Hodgson M. 2001: Low relative humidity and aircraft cabin air quality, *Indoor Air*, **11**, 200-214
- Niemelä R., Hannula M., Rautio S., Reijula K., Railio J. 2002: The effect of air temperature on labour productivity in call centres - a case study. *Energy and Buildings* 34, 759-764
- Niemelä R., Seppänen O., Korhonen P., Reijula K. 2005: Prevalence of building-related symptoms as an indicator of health and productivity. Submitted for publication.
- Nilsson H, Holmer I. 2003: Comfort climate evaluation with thermal manikin methods and computer simulation models, *Indoor Air*, **13**, 28-37
- Nilsson H, Holmer I, Bohm M, Noren O. 1999: Definition and theoretical background of the equivalent temperature, Proceedings of International ATA Conference, Florence, paper 99A4082
- Olesen B.W., Dossi F.C. 2004: Operation and Control of Activated Slab Heating and Cooling Systems. CIB World Building Congress 2004
- PN-83/B-03430/Az3 2000: Wentylacja w budynkach zamieszkania zbiorowego i użyteczności publicznej. Wymagania
- Rasmussen O.B. 1971: Man's subjective perception of air humidity, 5th International HVAC Conference, Copenhagen, **1**, 79-86
- Reijula K., Sundman-Digert C. 2004: Assessment of indoor air problems at work with a questionnaire. *Occupational and Environmental Medicine*, **61**, 33-38
- Rolando M. 1984: Tear mucus ferning test in normal and keratoconjunctivitis sicca eyes, *Chibret Int. J. Ophthalmol.*, **2**, 32-41
- Rudnick, S.N. i Milton, D.K. 2003: Risk of indoor airborne infection transmission estimated from carbon dioxide concentration, *Indoor Air*, **13**, 237-245
- Seal D.V., Mackie I.A. 1986: The questionable dry eye as a clinical and biochemical entity, In Holly F.J. (Ed.), *The precocular tear film – In health, disease, and contact lens wear*, Dry Eye Institute, Lubbock, Texas, 41-51
- Siegel S., Castellan N.J. 1988: *Nonparametric Statistics for the Behavioral Sciences*, McGraw-Hill Book Company, Second Edition.
- Skorek A, Famula B i Wargocki P. 2004: The Effect of Photocatalytic Air Cleaning on Perceived Air Quality, Proceedings of RoomVent Conference 2004, Coimbra, Portugal.
- Skorek A., Wargocki P., Wisthaler A., Famula B. 2005, The effect of reducing pollution sources and photocatalytic air purifier quantified with proton-transfer-reaction mass spectrometry, Proceedings

- of Indoor Air 2005, The 10th International Conference on Indoor Air Quality and Climate, Beijing, China.
- Strøm-Tejsen P, Wyon DP, Lagercranz L i Fang L. 2005a: Occupant evaluation of 7-hour exposures in a simulated aircraft cabin - Part 1: Optimum balance between fresh air supply and humidity, Proceedings of the 10th International Conference on Indoor Air Quality and Climate - Indoor Air 2005, Beijing, China
- Strøm-Tejsen P, Wyon DP, Żukowska D, Jama A i Fang L. 2005b: Occupant evaluation of 7-hour exposures in a simulated aircraft cabin - Part 2: Thermal effects, Proceedings of the 10th International Conference on Indoor Air Quality and Climate - Indoor Air 2005, Beijing, China
- Sun Y, Fang L, Wyon DP, Lagercrantz L i Strøm-Tejsen P. 2005: Experimental research on photocatalytic oxidation air purification technology applied to aircraft cabins, Proceedings of the 10th International Conference on Indoor Air Quality and Climate - Indoor Air 2005, Beijing, China
- Fanger P.O., Popiołek Z. i Wargocki P. 2003: Środowisko wewnętrzne. Wpływ na zdrowie, komfort i wydajność pracy, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej
- Tham K. et al. 2003: Temperature and ventilation effects on the work performance of office workers (study of a call centre in the tropics), Proceedings of Healthy Buildings 2003, Singapore, **3**, 208-286
- Toftum J., Wyon D.P., Svanekjær H., Lantner A. 2005: Remote Performance Measurement (RPM) - A new, internet-based method for the measurement of occupant performance in office buildings, Proceedings of Indoor Air 2005, Beijing, China
- Tuomainen M., Kurnitski J., Seppänen O. i Niemelä R. 2004: Extract and supply air flow rates in a large office building before and after balancing, *International Journal of Ventilation*, **3:1**, 21 – 31
- Wargocki P, Wyon DP, Baik YK, Clausen G i Fanger PO. 1999: Perceived Air Quality, Sick Building Syndrome (SBS) Symptoms and Productivity in an Office with Two Different Pollution Loads, *Indoor Air*, **9**, 165-179
- Wargocki, P, Bako-Biro Z, Clausen G i Fanger P.O. 2002b: Air quality in a simulated office environment as a result of reducing pollution sources and increasing ventilation, *Energy and Buildings*, **34**, 775-783
- Wargocki, P., Wyon D.P. i Fanger P.O. 2000: Pollution source control and ventilation improve health, comfort and productivity, Proceedings of the 3rd International Conference on Cold Climate HVAC 2000, 445-450
- Weschler, C.J. 2003: Indoor/outdoor connections exemplified by processes that depend on an organic compound's saturation vapor pressure, *Atmospheric Environment*, **37**
- Wyon P.D. et al. 1971: Factors affecting the subjective tolerance of ambient temperature swings. In H. Salmark (editor): 5th International Congress for Heating, ventilating and Air Conditioning, Copenhagen, **1**, 87-107
- Wyon P.D. et al. 1973: The effects of ambient temperature swings on comfort, performance and behaviour. *Arch. Sci. Physiol.*, **27**, A441-A458
- Wyon P.D. et al. 1975: The Mental Performance of Subjects Clothed for Comfort at Two Different Air Temperatures. *Ergonomics*, **18:4**, 359-374

"ENER-INDOOR" - monografia:
Energooszczędne kształtowanie środowiska wewnętrznego

9. POMIARY ŚRODOWISKA WEWNĘTRZNEGO

W rozdziale przedstawiono wybrane zagadnienia dotyczące metod pomiaru środowiska wewnętrznego.

W pierwszym podrozdziale przedstawiono metodę badań jakości powietrza w budynkach nie przemysłowych. Odczuwana jakość powietrza wewnętrznego oceniana jest przez ludzi przy zastosowaniu ciągłej skali akceptowalności. Średnia ocena akceptowalności stanowi podstawę do wyznaczenia odsetka niezadowolonych i odczuwanej jakości powietrza. Wielkości te służą do określenia wymagań odnośnie jakości powietrza i wentylacji pomieszczeń. Analizie poddano czynniki wpływające na dokładność badań, tj.: wybór osób oceniających jakość powietrza, liczebność grupy, przeszkolenie, adaptacja, sposób ekspozycji oraz temperatura i wilgotność powietrza w pomieszczeniu. Wykazano również powtarzalność uzyskiwanych wyników.

W następnym podrozdziale przedstawiono badania środowiska termicznego panującego w kabinie pasażerskiej w czasie lotu. Symulowano lot w specjalnie do tego celu stworzonej kabinie wyposażonej w 21 foteli lotniczych i zlokalizowanej wewnątrz komory klimatycznej. Wyniki otrzymane w oparciu o pomiary z użyciem manekinów zostały porównane i skorelowane z wynikami subiektywnej oceny odczuć cieplnych dla dziewięciu części ciała uzyskanymi z wcześniejszego eksperymentu z udziałem osób. Oceny pasażerów wskazują, że w połowie siedmiogodzinnego lotu preferowana jest wyższa temperatura powietrza niż na początku i na końcu lotu. Z porównania wyników obu eksperymentów wynika, że lokalne odczucie termiczne może być przewidziane z dużą dokładnością jedynie w oparciu o pomiary za pomocą manekinów cieplnych.

Kolejny podrozdział dotyczy pomiarów stężeń pyłu całkowitego (TSP), pyłu zawieszonego (PM10) oraz pyłu respirabilnego w środowisku mieszkalnym w centralnej części Górnego Śląska (GOP), który nadal jest najbardziej zanieczyszczonym regionem w Polsce. W oparciu o otrzymane dane oszacowano dla tego obszaru całodobowe narażenie (ekspozycję) na pył respirabilny PM5 populacji generalnej. Otrzymane dane wskazują, że środowisko domowe wnosi największy wkład do całodobowego narażenia populacji generalnej.

Na końcu rozdziału zaprezentowano badania pola prędkości, przeprowadzone w modelu wentylowanego pomieszczenia, których celem było sprawdzenie jakości modelowania numerycznego CFD. Pomiary prędkości w strudze wykonywano za pomocą dopplerowskiego anemometru laserowego (LDA), a w obrębie strefy przebywania prędkość mierzono ośmiokanałowym termooanemometrem wielokierunkowym (LVTA). Wyniki badań wskazują, że poprawne przewidywanie prędkości w strefie przebywania ludzi za pomocą techniki CFD jest możliwe pod warunkiem poprawnie zamodelowanej strugi nawiewanej (jej pędu).

9.1. POMIARY ODCZUWANEJ PRZEZ LUDZI JAKOŚCI POWIETRZA WEWNĘTRZNEGO*

Ludzie przebywający w pomieszczeniach są stale narażeni na działanie mieszaniny wielu związków chemicznych o różnych stężeniach. Związki te pochodzą zarówno ze źródeł zewnętrznych np. komunikacja miejska, jak i ze źródeł wewnętrznych tj.: ludzie,

* autor: **Paweł Wargocki**

International Centre for Indoor Environment and Energy, Mechanical Department, Technical University of Denmark in Lyngby, Dania

tytuł oryginału : *Measurement of perceived indoor air quality*

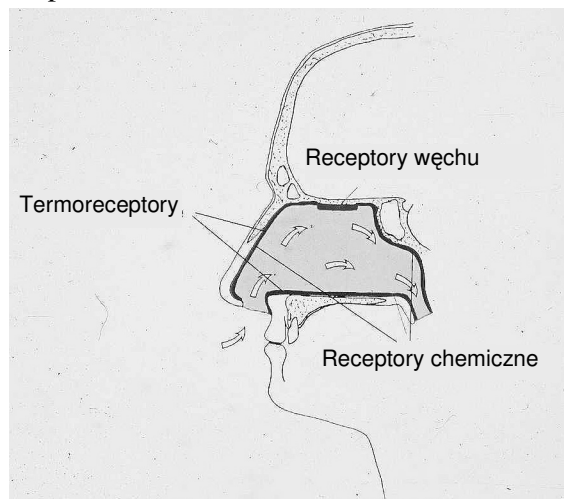
tłumaczenie i redakcja: Maria Hurnik

dym tytoniowy oraz sam budynek (materiały budowlane, meble, sprzęt elektroniczny, systemy grzewcze, wentylacyjne i klimatyzacyjne). Typowa mieszanina związków organicznych, która występuje w pomieszczeniach zawiera około 6000 składników, z których ok. 500 stanowią zanieczyszczenia pochodzące od ludzi, ok. 500 to zanieczyszczenia pochodzące od materiałów konstrukcji i wyposażenia budynków i ok. 5000 związków zawiera dym tytoniowy. Obecność tych związków może wpływać na jakość powietrza wewnętrznego a tym samym na zdrowie, komfort i efektywność pracy ludzi, dlatego niezbędne jest opracowanie oraz eksperymentalna weryfikacja metod, które mogą być stosowane do oceny jakości powietrza wewnętrznego.

Pomimo znacznego w ostatniej dekadzie rozwoju metod chemii analitycznej, stosowane dotychczas szczegółowe analizy chemiczne składników zanieczyszczeń nie zawsze umożliwiały ocenę wpływu jakości powietrza wewnętrznego na ludzi. Wynika to ze złożonego składu chemicznego powietrza wewnętrznego, problemów pomiarowych, interakcji pomiędzy związkami i nieodpowiednich odczuć i informacji odnośnie toksyczności mieszaniny związków. Biorąc również pod uwagę, że w ocenach jakości powietrza dokonywanych przez ludzi istotną rolę odgrywają czynniki fizjologiczne i psychologiczne, badania jakości powietrza wewnętrznego z udziałem ludzi wydają się bardziej racjonalne niż pomiary fizycznych lub chemicznych właściwości powietrza.

Wpływ jakości powietrza wewnętrznego na zdrowie, komfort i efektywność pracy był oceniany wieloma metodami (ECA 1991, 1999; Rohr 2001; Wyon i Wargocki 2005). Na podstawie uzyskanych wyników badań można wyznaczyć wartości graniczne odnośnie jakości powietrza wewnętrznego. W rozdziale przedstawiono metodę stosowaną do określania odczuć ludzi. Metoda ta, może być stosowana do oceny odczuwanej przez ludzi jakości powietrza wewnętrznego oraz do wyznaczenia kryteriów projektowania wentylacji, jakie są przedstawione w np. ASHRAE 2004 lub CEN 1998.

Odczucia są spowodowane przez stymulację zmysłu węchu, zlokalizowanego na niewielkiej powierzchni w jamie nosowej, rozpoznającego ok. pół miliona zapachów. Receptory chemiczne, wrażliwe na ponad 100 tys. bodźców oraz termoreceptory, wrażliwe na temperaturę i względną wilgotność powietrza znajdują się w błonie śluzowej wyściełającej jamę nosową (rys.9.1). Niektóre toksyczne związki tj. tlenek węgla czy radon nie są rozpoznawane przez narząd powonienia i nie mogą być zmierzone na podstawie ocen odczuć jakości powietrza. Tym niemniej odczuwana jakość powietrza w wielu przypadkach może być pierwszym sygnałem możliwego zagrożenia zdrowia wskutek zanieczyszczenia powietrza.



Rys. 9.1.

Rozmieszczenie receptorów w jamie nosowej

Podstawą przedstawionej poniżej metody są dokonane przez ludzi oceny akceptowalności jakości powietrza. Zakłada ona, że ocena odczuwanej jakości powietrza, dokonana podczas jednego pomiaru, jest wynikiem stymulacji różnych odczuć. Zaletą stosowania ocen akceptowalności jest to, że ostatecznie o tym, czy jakość powietrza jest akceptowalna czy nie jest, decydują indywidualni użytkownicy pomieszczeń. Metoda ta jest stosowana na szeroką skalę zarówno w badaniach laboratoryjnych jak i poligonowych (Fanger i in. 1988; Bluysen i in. 1996; Fang i in. 1998a,b; Knudsen i in. 1998; Toftum i in. 1998; Wargocki i in. 1999; 2004).

Opis metody pomiaru odczuwanej jakości powietrza

Jakość powietrza jest oceniana przez ludzi przy zastosowaniu ciągłej skali akceptowalności (rys. 9.2). Osoby dokonujące ocen zaznaczają na skali czy jakość powietrza jest czy nie jest akceptowalna. W celu wywołania właściwego kontekstu oceny skala ocen poprzedzona jest sentencją: "Wyobraź sobie, że podczas twojej codziennej pracy oddychasz takim powietrzem. Jak oceniasz jego jakość?" Jeśli jakość powietrza jest oceniana jako akceptowalna, osoby uczestniczące w badaniach zaznaczają stopień akceptowalności na górnej części skali, jeśli nie jest akceptowalna – na dolnej części skali. Osoby oceniające jakość powietrza nie dostają dodatkowych instrukcji odnośnie użycia skali, jednak zwykle otrzymują instrukcje dotyczące pomiarów. Ponadto jest jedna praktyczna sesja, której celem jest zapoznanie się z procedurą pomiarów. Oceny jakości powietrza dokonywane są bezpośrednio po wejściu do pomieszczenia, ponieważ wykonanie pewnej liczby wdechów może być przyczyną adaptacji, która wpływa na ocenę odczuć. Przed kolejną oceną uczestnicy eksperymentu wykonują kilkanaście wdechów powietrza wolnego od zanieczyszczeń. Na ocenę akceptowalności wpływa także temperatura i wilgotność względna powietrza. Ekspozycja może być częściowa (tzn. nosa lub twarzy) lub pełna (całego ciała). Sposób ekspozycji może mieć wpływ na ocenę odczuć. Wszystkie oceny są niezależne od ocen pozostałych uczestników badań i nie mogą być sugerowane przez osobę prowadzącą badania.



Rys. 9.2.

Skala akceptowalności stosowana w badaniach jakości powietrza

Na podstawie zawartych w kwestionariuszach ocen odczuć dokonanych przez grupę osób przy jednakowej ekspozycji w danym środowisku oblicza się średnie oceny akceptowalności jakości powietrza. Obliczenia powtarza się, co najmniej dwukrotnie w celu uniknięcia grubych błędów. Przyjęto następującą skalę ocen: w pełni nie akceptowalna = -1, zaledwie nie akceptowalna = 0, zaledwie akceptowalna = 0, w pełni akceptowalna = 1. Poszczególne oceny dokonane przez każdą osobę z grupy uczestników badań służą do wyznaczenia średniej oceny akceptowalności charakteryzującej jakość powietrza wewnętrznego w danym środowisku:

$$ACC = \frac{\sum_{i=1}^{i=N} (ACC_i)}{N} \quad (9.1)$$

gdzie:

ACC - średnia ocena akceptowalności jakości powietrza;

ACC_i - ocena akceptowalności i -tej osoby;

N - liczba osób uczestniczących w badaniach.

Dokładność ocen wyrażona jest poprzez błąd standardowy zmierzonej akceptowalności:

$$SE = \frac{SD}{\sqrt{N}} \quad (9.2)$$

gdzie:

SE - błąd standardowy;

SD - odchylenie standardowe średniej oceny akceptowalności;

N - liczba osób uczestniczących w badaniach.

Średnie oceny akceptowalności mogą posłużyć do obliczenia odsetka niezadowolonych z jakości powietrza (Gunnarsen i Fanger 1992):

$$PD = \frac{\exp(-0,18 - 5,28 \cdot ACC)}{1 + \exp(-0,18 - 5,28 \cdot ACC)} \cdot 100 \quad (9.3)$$

gdzie:

PD - odsetek niezadowolonych z jakości powietrza, %;

ACC - średnia ocena akceptowalności.

Zgodnie z definicją podaną przez Fangera (1988) odczuwaną jakość powietrza wyrażoną w decypolach można wyznaczyć na podstawie odsetka niezadowolonych z równania:

$$PAQ = 112 \cdot [\ln(PD) - 5,98]^{-4} \quad (9.4)$$

gdzie:

PAQ - odczuwana jakość powietrza, decypol;

PD - odsetek niezadowolonych z jakości powietrza, %.

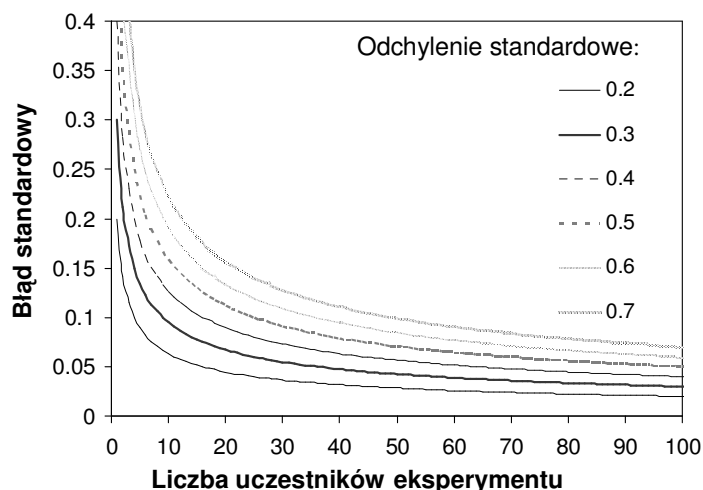
Zarówno odsetek niezadowolonych z jakości powietrza, jak i odczuwana jakość powietrza, służą do określenia wymagań odnośnie jakości powietrza i wentylacji pomieszczeń (ASHRAE 2004, CEN 1998).

Czynniki wpływające na pomiary odczuwanej jakości powietrza

Uczestnicy badań

Wybór osób do udziału w badaniach może wpływać na wyniki pomiarów odczuwanej jakości powietrza. Teoretycznie, osoby oceniające jakość powietrza powinny być wybrane z populacji, do której adresowany jest dany eksperyment. Jednak praktycznie jest to trudne do osiągnięcia. Rozsądnym kompromisem jest wybór osób w wieku, w którym występuje szczególna wrażliwość, podczas gdy płeć i stosunek do palenia tytoniu są mniej znaczące. Niemniej jednak wrażliwość poszczególnych uczestników badań powinna być określona np. poprzez ekspozycję na kilka referencyjnych bodźców. Przykładowo, osoby te, mogą być poddane testom węchu składającym się z testu rankingowego, z zastosowaniem n-butanolu w 4 stężeniach: 10, 80, 320 i 1280 ppm, testu doboru, w którym stosuje się n-butanol, 2-butoksyetanol i 2-butanon, każdy związek chemiczny o tym samym stężeniu równym 640 ppm i „obojętnej” ekspozycji w środowisku, w którym nie występują związki chemiczne, zgodnie z normami: ISO 8587 1988 i ISO 8586-1 1993. Przed testami ocenia się zdolność ludzi do sklasyfikowania różnej intensywności zapachu tej samej substancji, a następnie do rozróżnienia zapachu kilku różnych związków. Ostatecznie, w krótkim wywiadzie poprzedzającym wybór ocenia się stosunek danej osoby do badań, motywację i higienę osobistą. Osoby, których higiena osobista mogłaby mieć wpływ na ocenę i osoby o słabej motywacji są wykluczane z badań.

Na dokładność pomiarów ma wpływ liczebność grupy oceniającej jakość powietrza. Przyczyną tego są znaczne różnice w ocenach akceptowalności jakości powietrza poszczególnych osób, wynikające z różnej wrażliwości na odczucia chemiczne w kombinacji z takimi zmiennymi jak: osobowość, preferencje, nastrój i wcześniejsze doświadczenie. Odchylenie standardowe ocen akceptowalności zwykle przyjmuje wartości $0,3 \div 0,6$ (Gunnarsen i Bluysen 1994; Knudsen i in. 1998). Wzrost liczby uczestników eksperymentu powyżej $30 \div 50$ nieznacznie już wpływa na jego dokładność (rys. 9.3). Ponadto większa liczba uczestników powoduje problemy logistyczne i wzrost kosztów badań. Biorąc powyższe pod uwagę, zwykle do badań wybiera się grupę $30 \div 40$ osób.



Rys. 9.3.

Błąd standardowy oceny akceptowalności w zależności od liczby uczestników eksperymentu i odchylenia standardowego oceny akceptowalności

Przeszkolona i nieprzeszkolona grupa osób

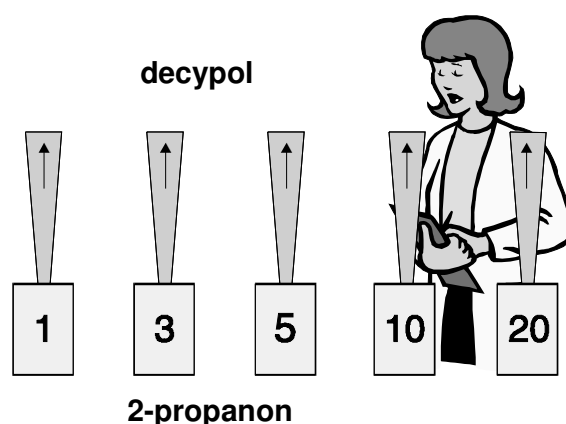
W celu ograniczenia liczby uczestników badań, a tym samym kosztów, bez zmniejszenia dokładności, czasami do pomiarów odczuwanej jakości powietrza wykorzystuje się przeszkoloną grupę osób. Zwykle do eksperymentu wybiera się grupę 10÷15 przeszkolonych osób. W odróżnieniu od osób nieprzeszkolonych, które zaznaczają oceny na opisanej powyżej skali akceptowalności, osoby przeszkolone oceniają jakość powietrza bezpośrednio w decybach poprzez porównanie do określonej referencyjnej ekspozycji z zastosowaniem 2-butanonu o różnych poziomach odczuwanej jakości powietrza podanej w decybach (rys. 9.4), wyznaczonej zgodnie z zależnością (Bluyssen i in. 1989):

$$PAQ = 0,84 + 0,22 \cdot C \quad (9.5)$$

gdzie:

PAQ - odczuwana jakość powietrza, decyba;

C - stężenie 2-propanonu (ponad poziom tła), ppm.



Rys. 9.4.

Zasada pomiaru odczuwanej jakości powietrza wykonanego przez przeszkolone osoby

Teoretycznie, jeśli referencyjna ekspozycja określona w decybach jest ustalona w oparciu o oceny nieprzeszkolonej grupy przy użyciu skali akceptowalności, oceny odczuć przeszkolonych uczestników powinny być identyczne z ocenami jakości powietrza dokonanymi przez nieprzeszkolone osoby, korzystające ze skali akceptowalności (Bluyssen i in. 1989). Tym niemniej, wcześniejsze badania wykazywały różnice w ocenach grupy przeszkolonej i nieprzeszkolonej (Spiess i Fitzner 1999; Wargocki i Fanger 1999). Przy małych stężeniach zanieczyszczeń nieprzeszkoleni uczestnicy badań oceniają jakość powietrza jako dobrą, podczas gdy osoby przeszkolone oceniają jakość tego samego powietrza jako gorszą. Odmienną sytuację obserwuje się przy wysokich stężeniach zanieczyszczeń. A zatem, dla wyeliminowania systematycznej różnicy oceny odczuć dokonane przez osoby przeszkolone przy użyciu 2-propanonu jako gazu wzorcowego powinny być przeliczone na oceny dokonane przez osoby nieprzeszkolone według następującej zależności (Wargocki i Fanger 1999):

$$ACC = 2,7 - 2,3 \cdot \log(PAQ_{TR} + 7,4) \quad (9.6)$$

gdzie:

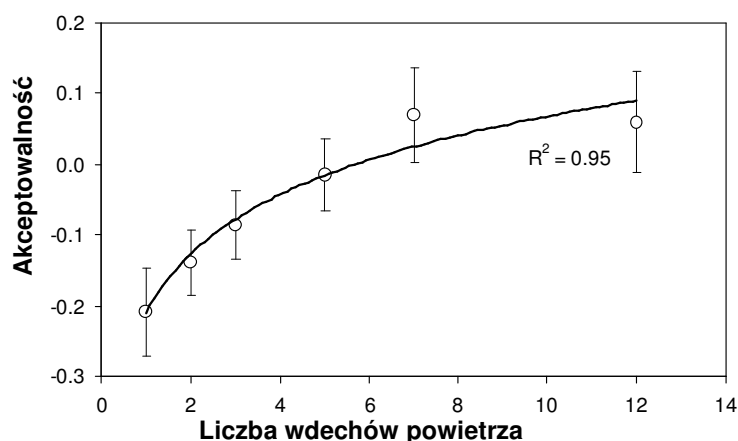
ACC - średnia ocena akceptowalności jakości powietrza dokonana przez osoby nieprzeszkolone;

PAQ_{TR} - odczuwana jakość powietrza w decybach oceniana przez osoby przeszkolone.

Równanie (9.6) obowiązuje dla ocen większych od 16 decybeli.

Adaptacja

W przypadku zanieczyszczeń powietrza przez zapachy obserwuje się spadek wrażliwości odczuć ludzi wraz z czasem ekspozycji, podczas gdy wzrost wrażliwości obserwowany jest w przypadku zanieczyszczeń powietrza związkami drażniącymi. Gunnarsen i Fanger (1992) zaobserwowali znaczącą adaptację, gdy źródło zanieczyszczeń stanowiły pochodzące od ludzi biofluenty, umiarkowaną adaptację, gdy źródłem zanieczyszczeń był dym tytoniowy i niemal brak adaptacji, gdy powietrze było zanieczyszczone przez związki wydzielane z materiałów budowlanych. Dwa ostatnie źródła prawdopodobnie zawierały także wiele związków drażniących. Zaobserwowano, że adaptacja następowała po pierwszych 6 minutach ekspozycji, podczas gdy w badaniach Jørgensena i Vestergaarda (1998) w przypadku zanieczyszczeń związkami pochodzącymi z materiałów budowlanych znaczną adaptację zaobserwowano już w ciągu pierwszych siedmiu wdechów, co odpowiada czasowi ekspozycji około 24 sekund (rys. 9.5).



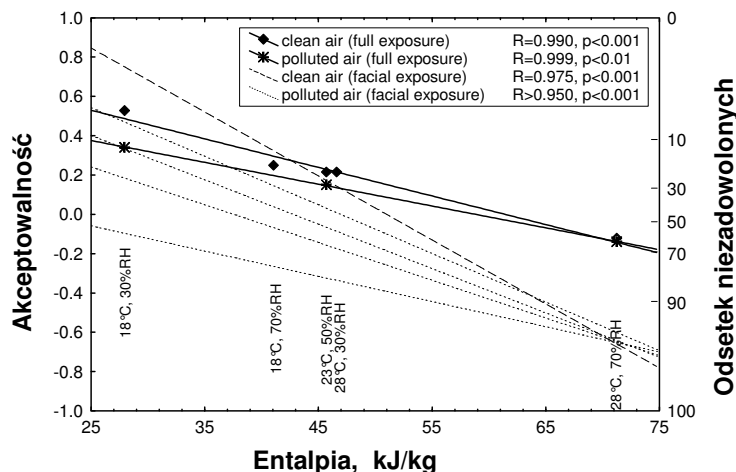
Rys. 9.5.

*Ocena jakości powietrza w zależności od liczby wdechów;
znaczniki wskazują błędy standardowe*

Pomiary, w których uczestnicy dokonują oceny jakości po jednym wdechu powietrza są trudne do prowadzenia, zwłaszcza w warunkach poligonowych. Oznacza to, że pewna adaptacja odczuć zawsze będzie obecna w trakcie pomiarów odczuwanej jakości powietrza. Dlatego też, aby umożliwić porównanie wyników różnych pomiarów jakości powietrza wewnętrznego czas ekspozycji powinien być ujednolicony. W przypadku pomiarów w warunkach laboratoryjnych ocena jakości powietrza może być dokonana po tej samej liczbie wdechów (jednym lub dwóch), w przypadku pomiarów poligonowych czas ekspozycji może być ujednolicony poprzez nakazanie uczestnikom badań przejścia podobnej odległości przed dokonaniem oceny jakości powietrza.

Temperatura i wilgotność względna

Ostatnie badania (Fang i in. 1998a,b i Toftum i in. 1998) wykazały, że temperatura i wilgotność wdychanego powietrza mają duży wpływ na odczuwaną jakość powietrza nawet wtedy, gdy skład chemiczny powietrza jest stały, a odczucia cieplne całego ciała są neutralne (rys. 9.6).



Rys. 9.6.

Wpływ temperatury i wilgotności względnej na odczuwaną jakość powietrza

W konsekwencji, gdy jakość powietrza oceniana jest przy zastosowaniu ocen odczuć akceptowalności warunki cieplne powietrza wdychanego powinny być znane i, jeśli jest to konieczne, przeliczone na warunki referencyjne według zależności: przy ekspozycji twarzy (r. 9.7) i całego ciała (r. 9.8) (Fang i in. 1998a,b). Równanie (9.7) ma zastosowanie dla ocen akceptowalności wyższych od $-0,6$, a równanie (9.8) dla ocen wyższych od $-0,1$

$$ACC = ACC_o - 0,0247 \cdot (E - E_o) - 0,0416 \cdot ACC_o \cdot (E - E_o) \quad (9.7)$$

$$ACC = ACC_o - 0,00416 \cdot (E - E_o) - 0,0416 \cdot ACC_o \cdot (E - E_o) \quad (9.8)$$

gdzie:

ACC - akceptowalność jakości powietrza przy entalpii w zakresie od $18\text{ °C}/30\%$ do $28\text{ °C}/70\%$;

ACC_o - akceptowalność jakości powietrza w warunkach referencyjnych (entalpia E_o);

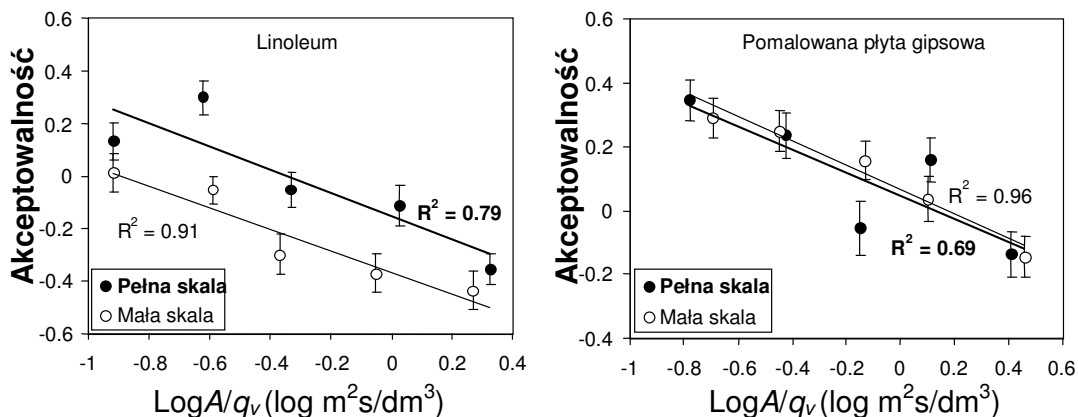
E - entalpia (kJ/kg) powietrza, w którym dokonuje się ocen akceptowalności ACC ;

E_o - entalpia powietrza w warunkach przyjętych za referencyjne (w temperaturze 23 °C i przy wilgotności względnej 50% entalpia powietrza wynosi $45,39\text{ kJ/kg}$.)

W przypadku wyboru innych warunków referencyjnych równania (9.7) i (9.8) powinny zostać przeliczone dla nowej referencyjnej entalpii E_o .

Oceny jakości powietrza uzyskane w badaniach w pełnej skali i w małej skali

Badania odczuć jakości powietrza mogą dotyczyć powietrza wypływającego z małej kabiny (mała skala) i/lub powietrza bezpośrednio po wejściu do pomieszczenia (pełna skala). W celu sprawdzenia czy oceny odczuć w małej skali i pełnej skali są identyczne przeprowadzono wiele badań (Knudsen i in. 1993; Schreiber i Fitzner 1997; Jørgensen i Vestergaard 1998; Wargocki i in. 2002), które wskazują, że dla niektórych zanieczyszczeń, np. emitowanych przez wykładziny dywanowe czy linoleum, oceny dokonane przez osoby nieprzeszkolone w pełnej skali i małej skali wykazują systematyczne różnice. W przypadku zanieczyszczeń emitowanych np. z płyt pilśniowych, pomalowanych płyt gipsowych czy płyt wiórowych nie wykazano różnic w ocenach dokonanych w pełnej i małej skali (rys. 9.7).



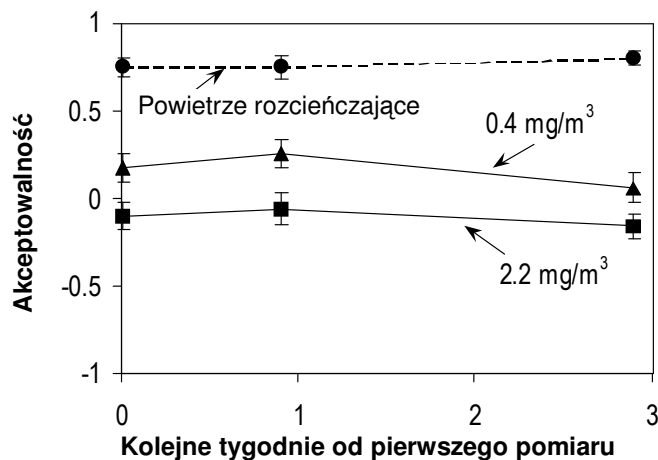
Rys. 9.7.

Akceptowalność jakości powietrza w funkcji odwrotności strumienia objętości powietrza wentylacyjnego odniesionego do powierzchni przy emisji z linoleum (lewa strona) i z pomalowanej płyty gipsowej (prawa strona)

Przedstawione powyżej wyniki badań sugerują, że poziom jakości powietrza może być przeszacowany, jeśli pomiary wykonane w małej skali są zastosowane do modelowania rzeczywistych ekspozycji w pełnej skali. Tym samym, pomiary wykonane w małej skali mogą wymagać korekty, która prawdopodobnie zależy od własności substancji chemicznych emitowanych przez materiały budowlane. Jednak takie modele nie zostały jeszcze opracowane.

Powtarzalność

Na podstawie badań jakości powietrza zawierającego powszechnie spotykane zanieczyszczenia organiczne w stężeniach, w jakich występują wewnątrz pomieszczeń (Wargocki 1998), można założyć, że pomiary jakości powietrza przy zastosowaniu skali akceptowalności są powtarzalne (rys. 9.8).



Rys. 9.8.

Powtarzalność ocen akceptowalności jakości powietrza oraz powietrza zanieczyszczonego powszechnymi organicznymi związkami chemicznymi; znaczniki wskazują błędy standardowe

Praktyczne zastosowania pomiarów odczuwanej jakości powietrza

Modelowanie

Na podstawie ocen akceptowalności jakości powietrza można wyznaczyć zależności pomiędzy stężeniem zanieczyszczeń chemicznych w powietrzu a ocenami akceptowalności jakości powietrza zawierającego dane zanieczyszczenia (r. 9.9, rys. 9.9) i/lub pomiędzy stężeniem mieszaniny zanieczyszczeń emitowanych przez materiały budowlane (wyrażonym jako odwrotność strumienia powietrza wentylacyjnego odniesionego do powierzchni) a akceptowalnością jakości powietrza (r. 9.10, rys. 9.7). Zależności te przedstawione w postaci funkcji logarytmiczno-liniowej mogą być wykorzystane np. do badania wpływu wentylacji (rozcieńczenia) na odczuwaną jakość powietrza w przestrzeniach zawierających zanieczyszczenia pochodzące z różnych źródeł.

$$ACC = k_1 \cdot \log C + k_2 \quad (9.9)$$

$$ACC = k_1 \cdot \log \frac{A}{q_v} + k_2 \quad (9.10)$$

gdzie:

ACC - akceptowalność oceniana przez grupę osób przy użyciu ciągłej skali;

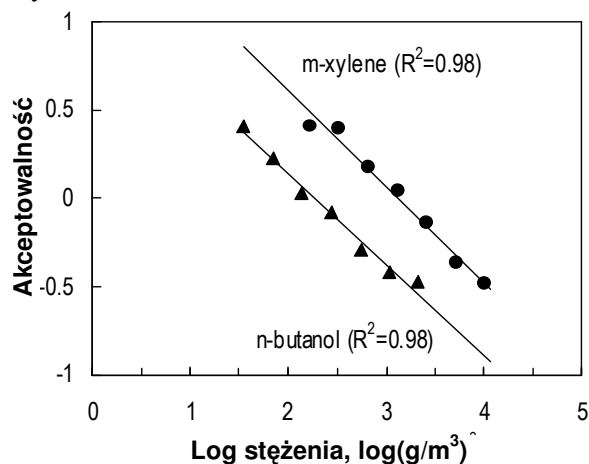
C - stężenie zanieczyszczenia (zanieczyszczeń) w powietrzu;

q_v/A - strumień objętości powietrza wentylacyjnego odniesiony do powierzchni;

A - powierzchnia materiału;

q_v - strumień powietrza wentylacyjnego;

k_1, k_2 - stałe współczynniki.



Rys. 9.9.

Akceptowalność jakości powietrza w funkcji stężenia n-butanolu i m-ksylenu

Szacowanie obciążenia zanieczyszczeniami odczuwanymi przez ludzi

Pomiary odczuwanej jakości powietrza mogą być stosowane do szacowania obciążenia zanieczyszczeniami odczuwanymi przez ludzi wyrażonego przez ekwiwalentną liczbę standardowych osób (olfy), przy której odsetek niezadowolonych z jakości powietrza jest taki sam jak przy rzeczywistym źródle zanieczyszczenia (Fanger 1988):

$$G = 0,1 \cdot (PAQ_i - PAQ_o) \cdot q_v \cdot \varepsilon_v \quad (9.11)$$

gdzie:

G - obciążenie zanieczyszczeniami odczuwanymi przez ludzi, olf;

q_v - strumień objętości powietrza zewnętrznego (strumień powietrza wentylacyjnego), dm^3/s ;

PAQ_i - odczuwana jakość powietrza wewnętrznego, decypol;
 PAQ_o - odczuwana jakość powietrza zewnętrznego, decypol;
 ε_v - sprawność wentylacji.

Opisane badania wspierane były przez Danish Technical Research Council jako część programu badawczego realizowanego przez Międzynarodowe Centrum Środowiska Wewnętrznego i Energii (ICIEE) na Duńskim Uniwersytecie Technicznym

9.2. ZALEŻNOŚĆ MIĘDZY SUBIEKTYWĄ OCENĄ LOKALNEGO DYSKOMFORTU CIEPLNEGO A POMIARAMI Z UŻYCIEM MANEKINÓW CIEPLNYCH PODCZAS SYMULOWANYCH SIĘDMIOGODZINNYCH LOTÓW*

Warunki panujące w kabinie pasażerskiej różnią się znacznie od innych środowisk wewnętrznych takich, jakie występują np. w biurach i mieszkaniach, przede wszystkim ze względu na dużą ilość osób tam przebywających, ograniczenie przestrzeni pasażera jedynie do fotela i znacznie większą ilość wymian powietrza. Podczas lotu pasażerowie poddawani są działaniu różnych czynników, m.in. niskiej wilgotności powietrza, niskiemu ciśnieniu oraz wpływowi zanieczyszczeń powietrza, takich jak ozon czy tlenek węgla, nie występujących w typowych środowiskach. Jakość powietrza w kabinie pasażerskiej podczas lotu od wielu lat stanowi temat dyskusji (NAS 1986, 2001), prowadzono wiele badań dotyczących wpływu jakości powietrza na intensywność symptomów Syndromu Chorego Budynku.

Na komfort cieplny w kabinie samolotu mają wpływ m.in. trzy czynniki, które decydują o ilości powietrza nawiewanego do jej wnętrza: ilość powietrza zewnętrznego wymagana w celu usunięcia zanieczyszczeń powietrza, ilość powietrza wymagana w celu usunięcia zysków ciepła oraz ilość powietrza nawiewanego pozwalająca zapewnić odpowiednią cyrkulację powietrza w kabinie. Ze względu na dużą ilość osób przebywających w niewielkiej przestrzeni występuje konieczność chłodzenia powietrza, co może powodować ryzyko wystąpienia przeciągów, a co za tym idzie - odczucie lokalnego dyskomfortu.

Prace badawcze przeprowadzono w Międzynarodowym Centrum Środowiska Wewnętrznego i Energii (ICIEE) na Duńskim Uniwersytecie Technicznym w specjalnie do tego celu zbudowanej kabinie samolotu. Upřednio przeprowadzono trzy serie eksperymentu symulującego siedmiogodzinne loty transatlantyckie z udziałem 4 grup liczących po 16-18 osób, mające na celu: (1) ustalenie optymalnego stosunku między ilością doprowadzanego powietrza zewnętrznego a wynikającą z tego wilgotnością powietrza (Strøm-Tejsen i in. 2005a), (2) ocenę efektów oczyszczania powietrza w kabinie za pomocą fotokatalitycznego oczyszczacza powietrza (PCO) (Sun i in. 2005), (3) zbadanie wpływu temperatury powietrza w kabinie na odczucia jakości powietrza (Strøm-Tejsen i in. 2005b).

W rozdziale przedstawiono wyniki eksperymentu z użyciem manekinów cieplnych oraz porównanie ich z wynikami uzyskanymi na podstawie subiektywnej oceny odczuć termicznych dokonanej przez uczestników wspomnianego eksperymentu (3).

* autorzy: **Daria Żukowska**^{1,2}, **Peter Strøm-Tejsen**², **Agnieszka Jama**^{1,2} i **David P. Wyon**²

¹Katedra Ogrzewnictwa, Wentylacji i Techniki Odpylania, Politechnika Śląska, Gliwice

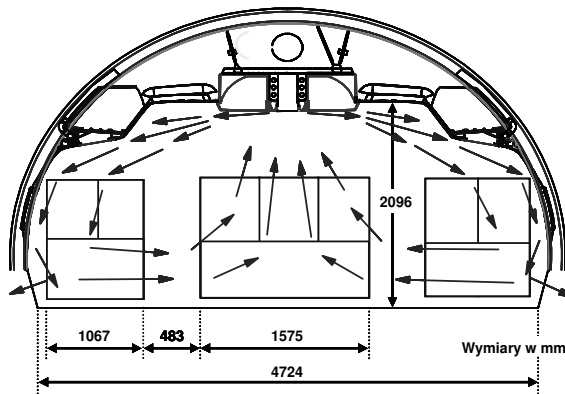
²International Centre for Indoor Environment and Energy, Mechanical Department, Technical University of Denmark in Lyngby, Dania

redakcja: Maria Hurnik

Metoda badań

Kabina samolotu i systemy wentylacji

Prace badawcze przeprowadzono w pełnowymiarowym modelu trzyczęściowej sekcji kabiny samolotu Boeing 767 zlokalizowanej wewnątrz komory klimatycznej. Rzeczywisty kształt, objętość i wygląd kabiny są zachowane poprzez użycie konstrukcji aluminiowej, co zapewnia cyrkulację powietrza identyczną z tą w samolocie (rys. 9.10). Kabina wyposażona jest w 21 foteli lotniczych, panele okienne i ścienne oraz dywan, które eksploatowane były uprzednio przez cały okres ich użyteczności w rzeczywistym samolocie pasażerskim (rys. 9.11). Celem takiego wyposażenia wnętrza jest uzyskanie emisji wewnętrznych zanieczyszczeń na poziomie odpowiadającym temu, jaki występuje w rzeczywistości.



Rys. 9.10.
Typowa cyrkulacja powietrza w kabynie



Rys. 9.11.
Wnętrze kabiny

Kabina posiada system kontroli (Environmental Control System, ECS), którego zadaniem jest utrzymanie w jej wnętrzu pewnego nadciśnienia w celu zapobiegania przeciekom powietrza z zewnątrz, zapewnienie wymaganej temperatury powietrza wewnętrznego, jak również spełnienie zaleceń odnośnie wentylacji i jakości powietrza.

Komora klimatyczna, w której umieszczona jest kabina posiada dwa niezależne systemy wentylacji. Główny system może doprowadzać do systemu ECS powietrze o zawartości wilgoci nawet tak niskiej jak 0,05 g/kg, co jest porównywalne z zawartością wilgoci w powietrzu zewnętrznym na wysokości lotu. Powietrze zewnętrzne po zmieszaniu z powietrzem recykulowanym z kabiny było doprowadzane do nawiewników szczelinowych, oryginalnie używanych w samolocie Boeing 767, zlokalizowanych w centralnej części sufitu i biegnących wzdłuż całej jego długości. Taki nawiew powietrza zapewniał właściwą prędkość i kierunek strug nawiewanych. Powietrze nawiewane poprzez szczelinę w centralnej części sufitu omywało ściany i podłogę kabiny, a następnie podgrzane unosiło się ku górze w części środkowej kabiny (rys. 9.10). Powietrze zużyte odprowadzane było z kabiny przez kratki umieszczone na przewodach wywiewnych biegnących po obu stronach na poziomie podłogi. Część zużytego powietrza była recykulowana przez filtr HEPA, a pozostała odprowadzana na zewnątrz.

Drugi z systemów wentylacji schładza powietrze w komorze badawczej otaczającej kabinę w celu zapewnienia temperatury powierzchni bocznych paneli na poziomie, jaki występuje w rzeczywistej kabynie podczas lotu. Ponieważ cała kabina, za wyjątkiem paneli bocznych ściennych i okiennych, jest od zewnątrz izolowana, możliwe jest zmniejszenie wewnętrznej temperatury powierzchni paneli nieizolowanych w celu osiągnięcia właściwej

różnicy temperatur między temperaturą powietrza w kabinie i temperatura powierzchni ścian. Rozwiązanie to zapewnia rzeczywiste rozkłady temperatury powietrza, temperatury radiacyjnej i prędkości powietrza w kabinie.

Subiektywna ocena komfortu cieplnego

68 uczestników eksperymentu podzielono na 4 siedemnastoosobowe grupy. W każdej z grup były: (1) dwie młode kobiety w wieku 20-26 lat pełniące rolę załogi samolotu (poziom aktywności około 2 met); (2) osoby młode w wieku 21-30 lat i (3) osoby starsze w wieku 56-70 lat. Podgrupy (2) i (3) pełniły rolę pasażerów samolotu (poziom aktywności około 1 met). W każdej grupie starano się zapewnić zbliżoną liczbę kobiet i mężczyzn, jak również osób młodych i starszych.

W kabinie ustalono trzy warunki odpowiadające wewnętrznej temperaturze powietrza wynoszącej: 20,6 °C, 23,3 °C lub 26,1 °C, podczas gdy temperatura paneli okiennych miała typową wartość dla wewnętrznych powierzchni w samolocie Boeing 767 podczas lotu i wynosiła odpowiednio dla poszczególnych warunków: 15,0 °C, 17,8 °C i 20,6 °C. Podczas całego eksperymentu całkowita ilość powietrza nawiewanego do kabiny utrzymywana była na stałym poziomie równym 200 dm³/s, jak również ilość powietrza zewnętrznego przypadająca na jedną osobę w kabinie była stała i wynosiła 3,3 dm³/s.

Cztery grupy osób poddawano ekspozycji w każdym z trzech zadanych warunków termicznych, zawsze w tym samym dniu tygodnia i o tej samej porze dnia. Łącznie przeprowadzono 12 siedmiogodzinnych lotów. Podczas każdej z sesji uczestnicy zachęcani byli do zapewnienia sobie komfortu cieplnego poprzez dostosowanie swojego ubioru oraz korzystanie z dostępnych koców, jeśli zachodziła taka potrzeba. Podczas lotu pasażerowie mogli spać, czytać, rozmawiać, pracować oraz zmieniać miejsca.

Trzykrotnie podczas każdej sesji – po dziesięciu minutach, trzech godzinach i kwadransie oraz sześciu godzinach – pasażerowie i stewardessy proszeni byli o wypełnienie kwestionariuszy oceny warunków panujących w kabinie i ich wpływu na samopoczucie. Komfort cieplny oceniany był za pomocą trzech skal odnoszących się do odczuć cieplnych, środowiska termicznego i ruchu powietrza (rys. 9.12). Dodatkowo osoby biorące udział w eksperymencie proszone były o ocenę odczuć cieplnych w odniesieniu do 9 wyszczególnionych części ciała (rys. 9.13) oraz wskazanie tych części ciała, które ewentualnie były przykryte kocem. Zapisywano również informacje o ubiorze każdego z uczestników, jak również numer siedzenia, zajmowanego przez daną osobę w danym czasie.

Szczegółowe informacje na temat opisywanego eksperymentu z udziałem ludzi można znaleźć w podrozdziale zatytułowanym „Wpływ środowiska termicznego na komfort i symptomy SBS odczuwane przez pasażerów i załogę samolotu podczas symulacji siedmiogodzinnych lotów” zamieszczonym w niniejszej monografii.

Eksperyment z użyciem manekinów cieplnych

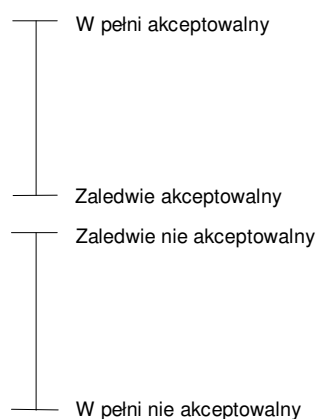
W kolejnym eksperymencie w kabinie samolotu użyto dwóch manekinów cieplnych oraz czternaście podgrzewanych cylindrów, których zadaniem było symulowanie pasażerów i które stanowiły realne źródła zysków ciepła, wyporu termicznego i przeszkodę w przepływie powietrza w kabinie.

Dwa żeńskie manekiny cieplne (23- i 16-segmentowy), użyte w tym eksperymencie, mają rozmiar 38, wysokość 1,68 m i ruchome połączenia w szyi, barkach, biodrach i kolanach. Cała powierzchnia ciała manekinów pokryta jest ciasno nawiniętym drutem niklowym. Pomiar rezystancji drutu pokrywającego dany segment ciała pozwala określić średnią temperaturę powierzchni danej części ciała. Wszystkie partie ciała są indywidualnie podgrzewane i kontrolowane (Nimatic ApS 1997).

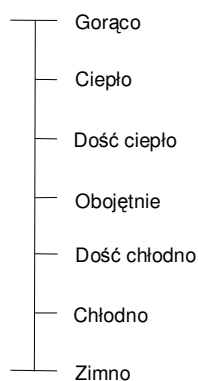
23-segmentowy manekin służył do wyznaczania ekwiwalentnej temperatury dla całego ciała i dla każdego z jego 23 segmentów, podczas gdy 16-segmentowy manekin symulował pasażera siedzącego na sąsiednim fotelu i stanowił źródło ciepła (rys. 9.14). Podczas badań oba manekiny były ubrane w wąskie i dobrze dopasowane ubrania w celu zmniejszenia możliwości zmiany izolacyjności odzieży podczas ich przenoszenia między fotelami. Brak włosów na głowach manekinów miał zwiększyć ich wrażliwość na przeciągi.

Podczas kalibracji i pomiarów w kabinie manekiny siedziały w fotelach w takiej samej pozycji jak pasażerowie podczas lotów w celu zapewnienia takich samych strumieni konwekcyjnych wokół ciała. Krzesło lub fotel może izolować do 20% powierzchni ciała, a w takim przypadku następuje wzrost intensywności konwekcji z przedniej części ciała (Wyon 1989).

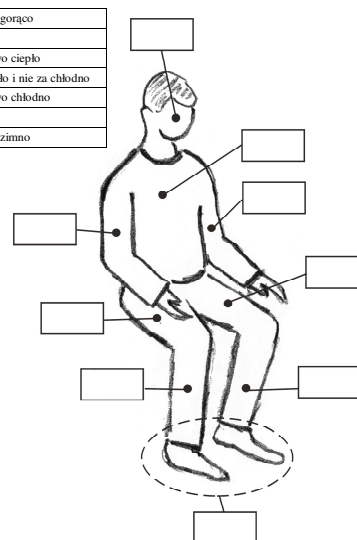
Skala akceptowalności dla Środowiska Termicznego i Ruchu Powietrza



Skala odczucia cieplnego



+3	O wiele za gorąco
+2	Za gorąco
+1	Komfortowo ciepło
0	Nie za ciepło i nie za chłodno
-1	Komfortowo chłodno
-2	Za zimno
-3	O wiele za zimno

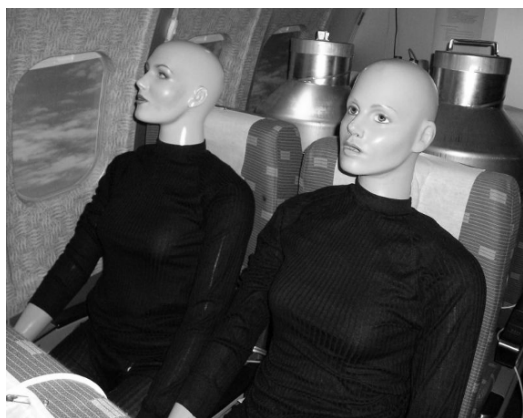


Rys. 9.12.

Skala akceptowalności i skala odczucia cieplnego

Rys. 9.13.

Kwestionariusz do oceny odczucia cieplnego dla dziewięciu części ciała



Rys. 9.14.

Manekiny i dodatkowe źródła ciepła w kabinie

Dodatkowe źródła ciepła w kabinie podczas badań stanowiło czternaście podgrzewanych cylindrów (60 W każdy), dwa komputery (75 W i 30 W), jeden człowiek (ok. 80 W) i dwa zasilacze (ok. 30 W każdy). Jeden z cylindrów był wyłączany w przypadku, gdy w kabinie obecna była osoba. Całkowita ilość ciepła pochodząca z dodatkowych źródeł ciepła wynosiła około 1,0 kW. Rys. 9.14 przedstawia typową sytuację w kabinie podczas pomiarów.

Metalowe cylindry używane podczas eksperymentu mają kształt dużych baniek na mleko o wysokości 0,8 m oraz średnicach wynoszących 0,4 m w miejscu najszerszym i 0,2 m w miejscu najwęższym. Powierzchnia takiego cylindra jest zbliżona do powierzchni ciała człowieka i wynosi około 1,7 m². We wnętrzu każdego cylindra umieszczono żarówkę o mocy 60 W stanowiącą źródło ciepła.

Kalibracja manekinów cieplnych

Przed przystąpieniem do właściwych pomiarów w kabinie oba manekiny cieplne zostały skalibrowane. Pierwsza kalibracja miała na celu ustalenie zależności pomiędzy rezystancją podgrzanych drutów pokrywających ciało manekina a temperaturą powierzchni ciała, która jest w przybliżeniu liniowa. Druga kalibracja pozwoliła wyznaczyć zależność pomiędzy stratą ciepła z każdej części ciała manekina a temperaturą ekwiwalentną i obliczyć współczynniki A i B dla każdego segmentu ciała (9.13). Temperaturę ekwiwalentną opartą na pomiarach z użyciem manekinów można zdefiniować jako temperaturę jednorodnej przestrzeni, w której temperatura powietrza i średnia temperatura radiacyjna są jednakowe, prędkość powietrza wynosi zero, a manekin cieplny o realnej temperaturze powierzchni skóry traci ciepło w takiej samej ilości, jak ma to miejsce w rzeczywistym środowisku. Lokalna temperatura ekwiwalentna może zostać wyznaczona z równania:

$$t_{eq} = 36,4 - C \cdot Q_t \quad (9.12)$$

gdzie:

t_{eq} - temperatura ekwiwalentna wyznaczona na podstawie pomiarów z użyciem manekina cieplnego, °C;

C - stała zależna od ubioru, postawy ciała, charakterystyki pomieszczenia, °C·m²/W;

Q_t - strata ciepła, W/m².

W ustalonych warunkach w czterech temperaturach ekwiwalentnych zanotowano straty ciepła z każdego segmentu ciała i wyznaczono liniową funkcję dla każdej części ciała:

$$t_{eq} = A - B \cdot Q_t \quad (9.13)$$

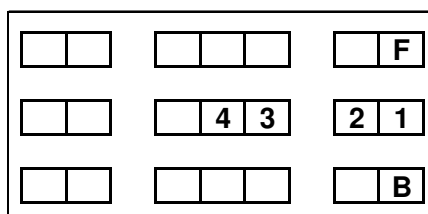
Podczas kalibracji manekiny funkcjonowały w trybie kontroli komfortu cieplnego, dostosowując odpowiednio wartości temperatury skóry.

Plan eksperymentu z użyciem manekinów

Eksperyment z użyciem manekinów przeprowadzono w tych samych trzech warunkach cieplnych panujących w kabinie jak w przypadku eksperymentu z udziałem ludzi. Temperatura powietrza w kabinie utrzymana była na poziomie 20,6 °C, 23,3 °C i 6,1 °C, podczas gdy temperatura paneli okiennych wynosiła odpowiednio: 15,0 °C, 17,8 °C i 20,6 °C. W każdych warunkach całkowita ilość powietrza nawiewanego do kabiny wynosiła 200 dm³/s.

Założono, że warunki i zjawiska po prawej i lewej stronie kabiny są jednakowe ze względu na symetrię jej budowy, co zostało również potwierdzone poprzednimi

eksperymentami (Irgens i Melikov 2004). Wszystkie pomiary wykonano po prawej stronie kabiny, a następnie przeniesiono na stronę lewą stosując metodę odbicia lustrzanego. W każdym z warunków termicznych 23-segmentowy manekin został umieszczony na sześciu różnych fotelach (rys. 9.15), podczas gdy drugi manekin siedział obok niego. Podczas pomiarów na siedzeniu nr 4 po prawej stronie manekina pomiarowego siedział drugi manekin, a po lewej człowiek. W celu sprawdzenia ewentualnego wystąpienia różnic w warunkach termicznych pomiędzy rzędami wykonano dodatkowe pomiary w przednim i tylnym rzędzie foteli.



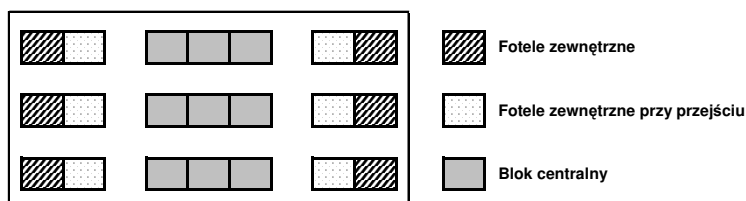
Rys. 9.15.

Miejsca zajmowane przez manekina 23-segmentowego

W każdym z miejsc pomiarowych zarejestrowano straty ciepła i temperaturę powierzchni skóry dla poszczególnych części ciała manekina. Za każdym razem manekiny zawsze otoczone były podgrzewanymi cylindrami, a źródła ciepła zawsze rozmieszczone były symetrycznie wzdłuż centralnej osi kabiny.

Analiza danych z pomiarów przy użyciu manekina ciepłego

Na podstawie zmierzonych strat ciepła i wyznaczonych wartości współczynników A i B zostały obliczone temperatury ekwiwalentne dla każdego segmentu ciała w każdym z trzech warunków termicznych ustalonych w kabinie. Połączono niektóre segmenty ciała manekina redukując ich ilość z dwudziestu trzech do dziewięciu, uzyskując w ten sposób te same części ciała, które były oceniane w kwestionariuszach ze względu na lokalne odczucie ciepłe przez uczestników siedmiogodzinnych symulowanych lotów. Podczas analizy wyniki z porównywalnych foteli połączono w trzy grupy (rys. 9.16) - fotele zewnętrzne, fotele zewnętrzne przy przejściu i blok centralny.



Rys. 9.16.

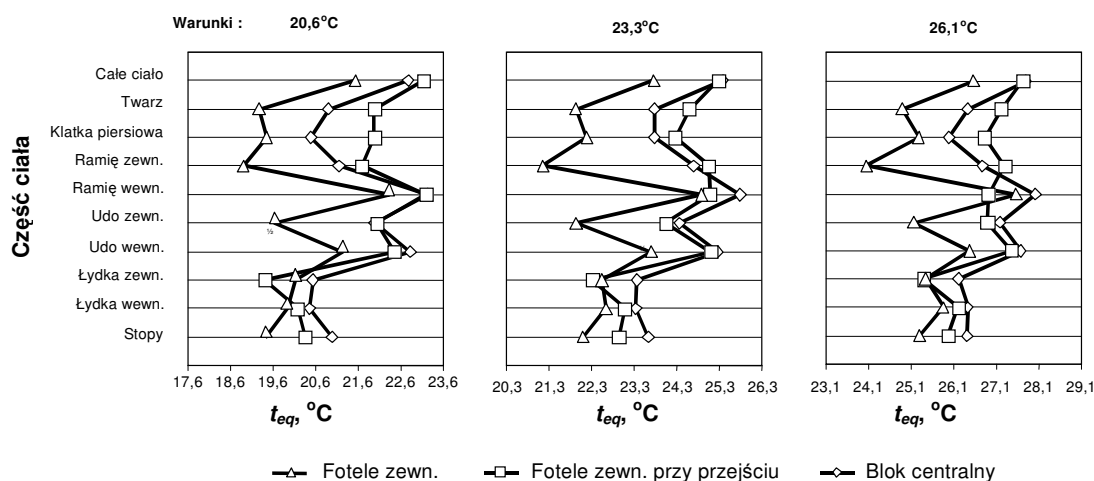
Trzy grupy foteli w kabinie

Wprowadzono również określenie „wewnętrzna część ciała” dla części sąsiadującej ze źródłem ciepła symulującym pasażera oraz określenie „zewnętrzna część ciała” dla części sąsiadującej ze ścianą kabiny lub przejściem.

Wyniki

Pomiary z użyciem manekinów cieplnych

Wyniki pomiarów z wykorzystaniem manekinów przedstawione zostały w postaci profili temperatur ekwiwalentnych dla poszczególnych segmentów dla każdej z trzech grup foteli, w każdym z trzech warunków termicznych (rys. 9.17). Temperaturę ekwiwalentną dla całego ciała przedstawiono jako temperaturę dla dodatkowego segmentu, zaznaczonego na wykresach jako pierwszy.



Rys. 9.17.

Profile temperatur ekwiwalentnych dla całego ciała i poszczególnych segmentów w 20,6°C, 23,3°C i 26,1°C dla foteli zewnętrznych, foteli zewnętrznych przy przejściu i bloku centralnego

Profile przygotowane dla poszczególnych grup siedzeń mają podobny kształt w każdym z warunków cieplnych (rys. 9.17). Zgodnie z oczekiwaniami, podwyższenie temperatury powietrza skutkowało wzrostem temperatury ekwiwalentnej dla każdego segmentu. Wyraźnie zauważalna jest różnica temperatur ekwiwalentnych w poszczególnych parach „segment wewnętrzny - segment zewnętrzny”, przy czym niższa temperatura zwykle odpowiada zewnętrznej części ciała. Profile wykonane dla bloku centralnego i grupy foteli przy przejściu są podobne, podczas gdy profil dla siedzeń zewnętrznych (przy ścianach) jest zauważalnie przesunięty w kierunku niższych temperatur ekwiwalentnych. Temperatura ekwiwalentna dla całego ciała była o 1-2 K niższa w przypadku foteli zewnętrznych niż w przypadku dwóch pozostałych grup siedzeń, co potwierdza wyniki uzyskane przez Irgens i Melikova (2004). W każdym z warunków największa różnica temperatur w parze pomiędzy wewnętrzną i zewnętrzną częścią ciała wystąpiła w przypadku siedzeń przy oknach. Przykładowo, dla tych siedzeń w przypadku zewnętrznego i wewnętrznego ramienia różnica wyniosła 3,6 K, podczas gdy dla innych foteli mniej niż 2 K, wystąpił niemalże brak asymetrii w przypadku siedzeń przy przejściu w cieplejszych warunkach panujących w kabinie. Różnica temperatury ekwiwalentnej pomiędzy twarzą i stopami jest wyraźnie widoczna w przypadku siedzeń przy przejściu.

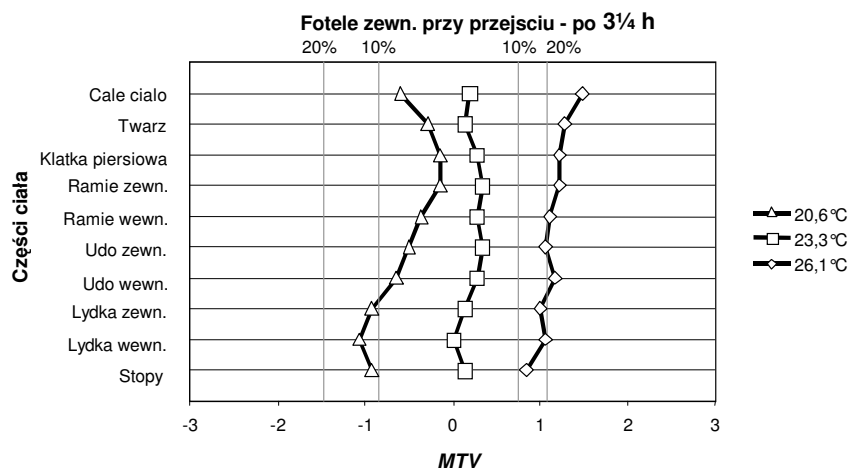
Ocena subiektywna

Dane otrzymane z kwestionariuszy, w których uczestnicy eksperymentu oceniali odczucia cieplne dla całego ciała i jego dziewięciu wyszczególnionych części, zostały połączone ze względu na trzy grupy siedzeń, takie same jak te zdefiniowane dla

manekinów. Obliczono wartość wskaźnika średniej oceny termicznej (Mean Thermal Vote, *MTV*) dla każdego kwestionariusza jako średnią z odpowiedzi udzielanych wg 7-stopniowej skali, dotyczących odczuć cieplnych dla każdej z części ciała. W oparciu o te wyniki sporządzono profile wskaźnika *MTV*.

Obliczono procent niezadowolonych (*PD*) – ocena z zakresu <-2 i $>+2$, a następnie użyto transformacji Probit (Finney 1962) w celu znalezienia wartości wskaźnika *MTV* odpowiadającej 10% i 20% osób niezadowolonych. Wartości te przedstawiono jako cztery pionowe linie na profilach *MTV*.

Na rys. 9.18 przedstawiono przykładowo profile wskaźnika *MTV* dla siedzeń przy przejściu wykonane na podstawie odpowiedzi z kwestionariusza wypełnianego po 3/4 godzinach ekspozycji. Na podstawie prezentowanych profili można stwierdzić, że po 3/4 godzinach w temperaturze 20,6 °C w kabinie ponad 10% osób oceniło swoje „łydki” i „stopy” jako zimne. Wyższe części ciała zostały uznane za zbyt gorące przez ponad 20% respondentów w temperaturze 26,1 °C, podczas gdy pozostałe części ciała ocenione zostały jako nie komfortowe przez ponad 10% uczestników eksperymentu. Osoby biorące udział w symulowanych lotach oceniły 23,3 °C jako temperaturę stwarzającą najbardziej komfortowe warunki dla wszystkich części ciała.



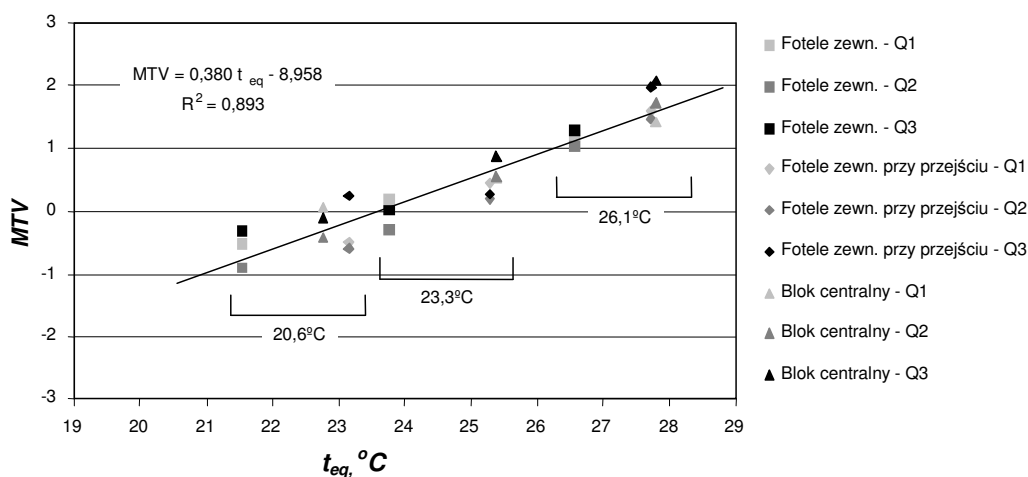
*Profile MTV dla foteli zewnętrznych przy przejściu
w 20,6 °C, 23,3 °C i 26,1 °C po 3/4 godzinach ekspozycji*

Po przeanalizowaniu profili *MTV* dla wszystkich grup siedzeń i dla wszystkich kwestionariuszy można wyciągnąć generalne wnioski – pasażerowie czuli się najbardziej nie komfortowo w najcieplejszym z zadanych warunków, a uczucie to wzrastało wraz z upływem czasu. Wyższe części ciała były zawsze oceniane jako cieplejsze, niezależnie od warunku termicznego i grupy siedzeń. W temperaturze powietrza równej 20,6 °C uczestnicy lotu wyrażali największe niezadowolenie w połowie czasu ekspozycji. Jednakże to właśnie ta temperatura powietrza powodowała generalnie najmniejsze niezadowolenie w odniesieniu do większości części ciała – mniej niż 10% osób niezadowolonych.

Korelacja między pomiarami z użyciem manekinów a ocenami subiektywnymi

Wyniki pomiarów z wykorzystaniem manekinów zestawiono z ocenami odczuć cieplnych dla całego ciała i jego dziewięciu części dokonanymi przez ludzi podczas symulowanych siedmiogodzinnych lotów na jednym wykresie, tworząc pary temperatur ekwiwalentnych z wartościami wskaźnika *MTV* dla trzech grup foteli, trzech warunków termicznych i trzech kwestionariuszy. Przygotowano oddzielne wykresy dla całego ciała

i każdej z rozpatrywanych części ciała. Posłużono się regresją liniową w celu znalezienia równania prostych przechodzących przez punkty. Przykład – zależność temperatury ekwiwalentnej od wartości *MTV* dla całego ciała – pokazano na rys. 9.19.



Rys. 9.19.

Liniowa regresja pomiędzy ekwiwalentną temperaturą i wskaźnikiem MTV dla całego ciała

Wykres pokazuje, że pomiary temperatur ekwiwalentnych przy użyciu manekina korelują dobrze ze wskaźnikiem *MTV* otrzymanym na podstawie ocen ludzi, niezależnie od lokalizacji fotela i pory dnia. Oznacza to, że pomiary z wykorzystaniem manekinów cieplnych mogą zastąpić eksperymenty w kabinie z udziałem prawdziwych osób celem określenia ich odczuć cieplnych. W takiej sytuacji wskaźnik *MTV* może być określony na podstawie pomiaru temperatury ekwiwalentnej i współczynników *A* i *B* zawartych w tab. 9.1 na podstawie równania: $MTV = A \cdot t_{eq} - B$.

Tab. 9.1. Współczynniki do równania cieplnego

Część ciała	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>R</i> ²
Całe ciało	0,380	8,958	0,893
Twarz	0,221	4,677	0,761
Klatka piersiowa	0,199	3,984	0,741
Ramię zewn.	0,203	4,298	0,802
Ramię wewn.	0,256	5,970	0,786
Udo zewn.	0,243	5,447	0,818
Udo wewn.	0,249	5,795	0,813
Łydka zewn.	0,226	5,022	0,734
Łydka wewn.	0,229	5,160	0,810
Stopy	0,241	5,591	0,798

Zgodnie z oczekiwaniami, podczas eksperymentu „zewnątrzne” segmenty manekina były pod wpływem niższych temperatur ekwiwalentnych. Profile temperatur ekwiwalentnych dla siedzeń zewnętrznych, niezależnie od warunku termicznego w kabinie, są znacznie przesunięte w kierunku niższych temperatur w porównaniu z pozostałymi dwoma grupami foteli. Straty ciepła z „wewnętrznych” części ciała były zredukowane przez znajdujące się po ich stronie źródło ciepła symulujące pasażera. Na zewnętrznych siedzeniach „zewnątrzne” części ciała były chłodzone przez chłodne ściany i panele okienne, bądź przez chłodne powietrze omywające ściany po nawianiu

z nawiewnika zlokalizowanego na suficie. Natomiast na siedzeniach przy przejściach „zewnątrzne” segmenty ciała były narażone na oddziaływanie ruchu powietrza przepływającego przez przejście, co powodowało zmniejszenie ich temperatury.

Cztery pionowe linie na profilach *MTV* wskazują, które części ciała będą oceniane jako nie komfortowe przez 10%, a które przez 20% respondentów w każdym z warunków panującym w kabinie. Oceny odczuć cieplnych pasażerów po podwyższeniu temperatury powietrza w kabinie mogą być przewidziane z dużą dokładnością w każdym momencie. Możliwe jest również ustalenie najbardziej komfortowej dla pasażerów temperatury powietrza w kabinie podczas całego lotu poprzez znalezienie profili *MTV*, które w całości zawarte są pomiędzy liniami odpowiadającymi 10% niezadowolonych. Jeżeli uznamy, że odczucie komfortu cieplnego nastąpi w warunkach, w których wystąpi poniżej 10% osób niezadowolonych dla każdej z rozpatrywanych części ciała, to na podstawie otrzymanych profili można stwierdzić, że na początku lotu temperatura powietrza wynosząca 21 °C byłaby wystarczającą by zapewnić komfort pasażerom. W połowie lotu podwyższenie temperatury do 23 °C byłoby wskazane, ale nawet temperatura 22 °C wydaje się być już wystarczająca. Na rys. 9.19 widać, że wartości *MTV* z drugiego kwestionariusza (po 3¼ godzinach) są niewiele niższe (zawsze pod prostą). Po sześciu godzinach lotu rekomendowane byłoby obniżenie temperatury w kabinie ponownie do 21 °C celem utrzymania komfortu cieplnego dla większości części ciała. Takie ustalenie temperatur w kabinie podczas siedmiogodzinnego lotu pozwoliłoby zachować pasażerom komfort cieplny, a tym samym zmniejszyłoby ilość skarg.

Potrzebę podwyższenia temperatury powietrza w połowie lotu potwierdzają odpowiedzi pasażerów, którzy mimo użycia koców nadal odczuwali znaczny dyskomfort cieplny w tym czasie lotu.

Otrzymane zależności pomiędzy temperaturą ekwiwalentną i wartością wskaźnika *MTV* są na tyle dokładne, że oceny ludzi mogą być z dużym prawdopodobieństwem przewidziane na podstawie pomiarów z użyciem manekina cieplnego. Nie ma potrzeby przeprowadzania kolejnych eksperymentów z udziałem ludzi, aby przewidzieć procent osób niezadowolonych z warunków termicznych panujących w kabinie pasażerskiej samolotu. Eksperymenty z użyciem manekinów mogą być zastosowane do testowania nowych rozwiązań wentylacji w kabinach, ponieważ są one proste i szybkie do przeprowadzenia, a jednocześnie przewidują odpowiedzi ludzi z dużą dokładnością. Eksperyment z udziałem ludzi jest znacznie bardziej kosztowny i czasochłonny.

W celu utrzymania liczby osób niezadowolonych z warunków termicznych w granicach poniżej 10% rekomendowane jest ustalenie temperatury powietrza w kabinie na poziomie 21 °C na początku lotu, a następnie jej podwyższenie tak, aby po upływie 3¼ godzin osiągnęła ona wartość 22 °C lub 23 °C. Po upływie tego czasu zaleca się ponowne obniżenie temperatury tak, aby po sześciu godzinach lotu spadła ona do 21 °C.

Oceny środowiska termicznego mogą być z dużą dokładnością przewidziane na podstawie pomiarów przy zastosowaniu manekina cieplnego i zależności pomiędzy temperaturą ekwiwalentną a wskaźnikiem *MTV*, które zostały wyznaczone w opisanych badaniach. Nie ma konieczności przeprowadzania kolejnych eksperymentów z udziałem ludzi, aby przewidzieć procent osób niezadowolonych z warunków termicznych, jakie mogą wytworzyć się na skutek zastosowania nowych rozwiązań projektowych w kabinie samolotu.

Opisane badania wspierane były przez Danish Technical Research Council jako część programu badawczego realizowanego przez Międzynarodowe Centrum Środowiska Wewnętrznego i Energii (ICIEE) na Duńskim Uniwersytecie Technicznym.

9.3. NARAŻENIE NA CZĄSTKI AEROZOLU W POMIESZCZENIACH MIESZKALNYCH GÓRNOŚLĄSKIEGO OKRĘGU PRZEMYSŁOWEGO*

Aktualnie wciąż rośnie liczba ludzi na świecie, którzy doświadczają pogorszenia stanu ich zdrowia w pomieszczeniach mieszkalnych i biurowych. To pogorszenie stanu zdrowia stanowi całe spektrum objawów; od złego samopoczucia do poważnych, niekiedy nawet śmiertelnych chorób. Choroby pojawiające się w następstwie przebywania w nadmiernie zanieczyszczonym środowisku wewnętrznym nazywa się chorobami związanymi z budynkiem (BRI - Building Related Illness), spośród których najbardziej znanymi są z pewnością zatrucie tlenkiem węgla i astma, a także stosunkowo niedawno zbadana tzw. choroba legionistów (wywoływana zakażeniem bakterią *Legionella*) oraz gorączka „klimatyzacyjna” (humidifier fever). Do grupy chorób związanych z budynkiem należy także zaliczyć choroby nowotworowe będące następstwem narażenia na takie substancje rakotwórcze jak dym tytoniowy, czy też radon i produkty jego rozpadu. Wspominany wcześniej tzw. syndrom chorego budynku (SBS - Sick Building Syndrome), który charakteryzuje się zespołem niespecyficznym objawów oraz zróżnicowanymi, jak dotąd niezbyt dobrze poznanymi problemami zdrowotnymi, jest chorobą mniej poważną w skutkach zdrowotnych, lecz z drugiej strony bardzo uciążliwą i często występującą.

Jednym z powodów opisanych wyżej zachorowań jest narażenie na aerozole w pomieszczeniach. Aerozol jest to układ dwufazowy, składający się z gazu i zawieszonych w nim cząstek, przez które rozumie się skupienia materii, zarówno stałe jak i ciekłe, większe niż pojedyncze molekuly. Na ogół przyjmuje się, że cząstki aerozolu mieszczą się w zakresie średnic od 10^{-3} μm do 100 μm . Aerozol obejmujący wszystkie cząstki w zakresie podanego wyżej przedziału średnic nazywamy skrótowo pyłem całkowitym (w nomenklaturze międzynarodowej TSP – Total Suspended Particulates)

W pomieszczeniach nieprzemysłowych zwykle dominują cząstki drobne, o średnicy aerodynamicznej mniejszej od 5 μm , spośród których najliczniej reprezentowana jest frakcja cząstek o średnicy < 2,5 μm . Jest to tzw. pył respirabilny, którego poszczególne frakcje oznaczamy odpowiednio jako PM₅ i PM_{2,5}. Cząstki te pochodzą, przede wszystkim, z palenia papierosów oraz ze spalania paliw w piecach i kuchenkach. Znaczną ich część stanowią cząstki przenikające ze środowiska zewnętrznego. Cząstki emitowane w procesach spalania paliw często zawierają związki organiczne i sadzę. Drugą, znaczącą frakcją aerozolu wewnętrznego są tzw. cząstki grube (coarse particles), o średnicy aerodynamicznej większej niż kilka mikrometrów. Pojawiają się one w powietrzu głównie na skutek wtórnego pylenia (wywiewania) kurzu domowego, który składa się oprócz cząstek kulistych także z włókien, oraz z takich materiałów jak fragmenty skóry ludzi i zwierząt, odchody roztoczy i szereg innych. Na cząstkach aerozolu pyłowego mogą być przenoszone także inne zanieczyszczenia, np. pestycydy, czy też wielopierścieniowe węglowodory aromatyczne, często wykrywane na submikronowych cząstkach w pomieszczeniach nieprzemysłowych, i to w stężeniu zwykle większym niż w środowisku zewnętrznym (Walace 1993).

Jest rzeczą znaną, że inhalacja cząstek aerozolu prowadzi do szeregu niekorzystnych efektów zdrowotnych, takich jak choroby układu oddechowego, w tym astma, oraz choroby układu krążenia. Ostatnio wykazano, że wszystkie te niekorzystne skutki zdrowotne występują nawet przy narażeniu na stężenia o wartościach mniejszych niż obowiązujące powszechnie stężenia dopuszczalne (Rombout i in. 2000). Tymczasem, wiedza o metodach identyfikacji zagrożeń wynikających z narażenia na ponadnormatywne stężenia pyłu i o sposobach eliminacji tych zagrożeń jest nadal bardzo skromna. Jak dotąd, jedyny postęp w tym zakresie odnotowano w kwantyfikacji znaczenia poszczególnych mikrośrodków w całkowitym narażeniu na pył populacji generalnej.

* autor: **Józef Pastuszka**

Katedra Ochrony Powietrza, Politechnika Śląska, Gliwice
redakcja: Maria Hurnik

Analizując dane literaturowe w tym zakresie można stwierdzić, że wszystkie badania nad rozkładem czasu dobowego przeprowadzone dla populacji generalnej w różnych regionach świata wykazały istotne znaczenie środowiska domowego w narażeniu na pył. Z tego faktu wynika wniosek, że na wielu obszarach dawka pyłu respirabilnego wchłaniana w pomieszczeniach, zwłaszcza w mieszkaniach, znacznie przewyższa dawkę pyłu wchłanianą w środowisku zewnętrznym. Nie jest jednak *a priori* oczywistym, że zależność ta musi być także spełniona na obszarach silnie zapyłonych, przy dużym gradiencie przestrzennym stężenia, a takie właśnie warunki występują na terenie Górnośląskiego Okręgu Przemysłowego. Z tego względu wydawało się być interesującym zbadanie roli środowiska wewnętrznego w całodobowej ekspozycji na pył respirabilny na tym silnie uprzemysłowionym obszarze, gdzie przemysł ciężki nadal należy do najważniejszych działów gospodarki. Wcześniejsze badania wykazały, że dominująca ilość cząstek aerozolu w dolnej troposferze pochodzi z nieefektywnego (niepełnego) spalania węgla kamiennego (Pastuszka i in. 1989, 1993; Pastuszka i Okada 1995), aczkolwiek ustalono, że wiele z tych cząstek całkowicie różni się od typowego popiołu lotnego, co nadaje aerozolowi na Górnym Śląsku dość unikalny charakter (Rietmeijer i Janeczek 1997).

Pierwszym celem niniejszej pracy było oszacowanie średniego poziomu stężeń pyłu całkowitego (TSP) oraz pyłu zawieszonego (PM10), jak również pyłu respirabilnego w środowisku domowym w centralnej części GOP i porównanie otrzymanych wartości ze stężeniami w środowisku zewnętrznym na tym obszarze. Drugim celem było wyznaczenie narażenia dobowego populacji generalnej, żyjącej na tym terenie, na pył respirabilny.

Metodyka badań

Stężenia pyłów wyznaczano metodą grawimetryczną. Cząstki aerozolu były pobierane przy pomocy aspiratorów Casella (TSP, PM5) oraz impaktorów Harvarda (PM10, PM2.5). Próbkę pobierano w powietrzu wewnętrznym (indoor) oraz zewnętrznym (outdoor) w okresie trzech lat, przede wszystkim w mieszkaniach znajdujących się w 4-10 kondygnacyjnych budynkach. Dodatkowo, w kilku mieszkaniach pobierany pył był frakcjonowany przy pomocy 10-stopniowego impaktora Andersen. Łącznie przeprowadzono badania w około 200 mieszkaniach, ale nie wszędzie wyznaczono stężenia wszystkich badanych frakcji.

Aby określić relatywny wkład środowiska wewnętrznego i zewnętrznego do całkowitej ekspozycji całodobowej na respirabilną frakcję aerozolu, wybrani domownicy (15 osób) w przeciągu dwudniowego eksperymentu wypełniali dostarczone im tzw. „dzienniczki aktywności” i specjalnie przygotowaną ankietę, co pozwoliło otrzymać dodatkowe informacje o ich środowisku domowym i o przyległym do ich domu środowisku zewnętrznym, a przede wszystkim, umożliwiło wyznaczenie dobowego rozkładu czasu badanych osób. Założono, że otrzymany rozkład jest prawdziwy dla całej narażonej populacji.

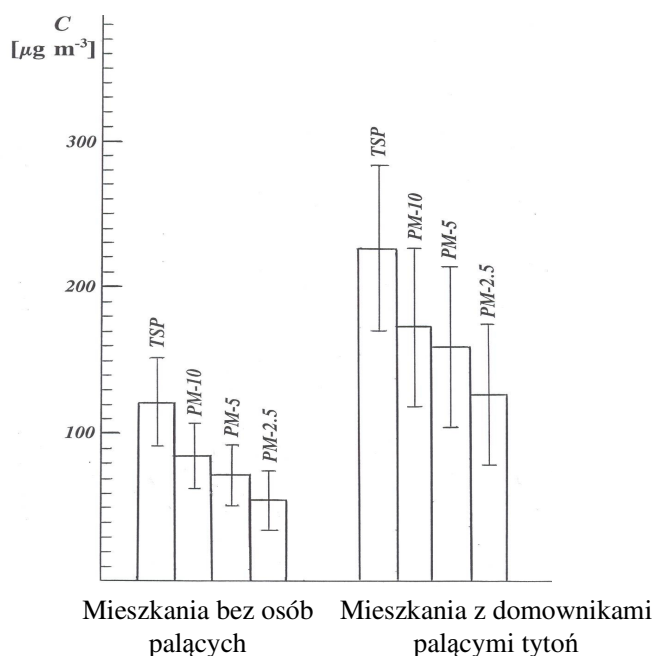
Wyniki badań

Na rys. 9.20 przedstawiono średnie stężenia pyłu w dwóch grupach mieszkań: w mieszkaniach bez osób palących tytoń i w mieszkaniach z domownikami wypalającymi przynajmniej jedną paczkę papierosów dziennie. Jak widać obecność dymu tytoniowego w pomieszczeniach znacząco podnosi poziomy stężenie wszystkich badanych frakcji: pyłu całkowitego (TSP), pyłu zawieszonego (PM10) oraz pyłu respirabilnego (PM5 i PM2.5), przy czym wzrost stężeń drobniejszych frakcji jest większy niż frakcji cząstek grubszych.

I tak, stężenie pyłu całkowitego wzrasta 1,8 razy a stężenie pyłu zawieszonego wzrasta dwukrotnie (2,0 razy). Największy wzrost stężeń odnotowano dla pyłu respirabilnego; stężenie cząstek nie większych niż 5 μm (PM5) jak również stężenie frakcji PM2.5 wzrosło 2,3 razy. Należy także dodać, że w mieszkaniach z tzw. „środowiskowym dymem tytoniowym” (ETS – Environmental Tobacco Smoke) stężenia pyłu były znacząco większe niż w środowisku zewnętrznym. Podobna zależność ma miejsce w mieszkaniach z innymi, wewnętrznymi źródłami emisji pyłu. W tabeli 9.2 przedstawiono, tytułem przykładu, poziomy stężen pyłu całkowitego (TSP) i respirabilnego (PM5) w jednym z mieszkań Bytomia z piecem węglowym. Jak widać stężenia pyłu w tym mieszkaniu są większe niż stężenia pyłu na zewnątrz budynku, co szczególnie wyraźnie obrazuje stosunek stężeń w obu środowiskach, tj.: wewnątrz/ zewnątrz (czyli I/O).

Tab. 9.2. Stężenia aerozolu pyłowego w mieszkaniu z piecem węglowym, bez dymu tytoniowego

Fracja pyłu	Stężenie, $\mu\text{g}/\text{m}^3$		I/O
	Wewnątrz (Indoor)	Zewnątrz (Outdoor)	
TSP	229	208	1,1
PM5	115	73	1,6



Rys. 9.20.

Średnio-dobowe stężenia pyłu całkowitego (TSP), zawieszonego (PM10) oraz dwóch frakcji pyłu respirabilnego (PM5 i PM2.5) w mieszkaniach bez dymu tytoniowego i w mieszkaniach z domownikami palącymi tytoń

Analizując otrzymane wyniki należy pamiętać, że z punktu widzenia zdrowotnego najważniejsza jest wartość stężenia pyłu respirabilnego, jak również informacja o kształtowaniu się rozkładu ziarnowego, zwłaszcza w przedziale średnic cząstek mniejszych od 2,5 μm . W tym kontekście szczególnie interesująca wydaje się być analiza danych otrzymanych przy pomocy 10-stopniowego impaktora Andersena, wskazująca, że rozkład ziarnowy aerozolu w pomieszczeniach mieszkalnych jest wielomodalny, a więc

taki jak w środowisku atmosferycznym Górnośląskiego Okręgu Przemysłowego (Pastuszka i in. 1993), ale w mieszkaniach z domownikami palącymi tytoń główny pik stężeń (maksimum) pojawiał się zawsze w zakresie średnic cząstek od 0,33 do 0,54 μm .

W tabeli 9.3 przedstawiono wyniki badań dobowego rozkładu czasu przeprowadzonego na 15 wolontariuszach. Jak widać, badane osoby 87% doby spędzają w różnego typu pomieszczeniach (a włączając w to środki transportu – nawet 93%). Znamienne jest, że w ciągu tzw. zwykłego dnia roboczego wolontariusze 60% czasu przebywali w domu, podczas, gdy w środowisku zewnętrznym zaledwie 7%. Należy dodać, że otrzymane wyniki są generalnie zgodne z doniesieniami otrzymanym z różnych regionów świata. Jak się okazuje tak rozumiany dobowy rozkład czasu na obszarach zurbanizowanych jest prawie niezależny od strefy klimatycznej i uwarunkowań historyczno-kulturowych.

Tab. 9.3. Dobowy rozkład czasu populacji generalnej na Górnym Śląsku

	Mikrośrodowisko wewnętrzne				Mikrośrodowisko zewnętrzne
	Dom	Biuro	Inne wewn.	Transport	
Czas spędzony w mikro-środowisku, % doby	60	22	5	6	7

Otrzymane w tablicy 9.3 dane mogą być wykorzystane do obliczenia zintegrowanego, całodobowego narażenia (E) populacji generalnej zamieszkującej obszar GOP-u na pył respirabilny, które można przeprowadzić w oparciu o równanie (Wallace 1993):

$$E = \sum_i (E_i) = \sum_i (t_i C_i) \quad (9.14)$$

gdzie:

E_i - narażenie (ekspozycja) na pył respirabilny w mikrośrodowisku "i";

t_i - czas narażenia (czas przebywania) w mikrośrodowisku "i";

C_i - stężeniem pyłu respirabilnego (np. frakcji PM5) w mikrośrodowisku "i".

Wyniki przeprowadzonych obliczeń zawarto w tabeli 9.4. Przyjęte do obliczeń poziomy stężenie pochodzą z badań zespołu autora przeprowadzonych podczas jego pracy w Instytucie Medycyny Pracy i Zdrowia Środowiskowego w Sosnowcu.

Otrzymane wyniki wskazują, że 24-godzinna ekspozycja na pył respirabilny PM5 populacji generalnej Górnego Śląska wynosi około 2000, bądź około 3300 $\mu\text{g m}^{-3}$ godz., w zależności od tego czy rozpatrujemy ekspozycję na pył populacji w domach bez dymu tytoniowego, czy też populacji narażonej w swoich mieszkaniach dym tytoniowy. Jak widać, wkład środowiska domowego do całodobowego narażenia na PM5 na obszarze GOP-u wynosi 52% i 71% odpowiednio dla mieszkań bez domowników palących tytoń i z osobami palącymi co najmniej jedną paczkę papierosów dziennie. Z drugiej strony, jak widać, udział środowiska zewnętrznego w całodobowym narażeniu jest nie większy niż 6%. Przedstawione w niniejszym rozdziale wyniki nie wyczerpują analizy problematyki znaczenia środowiska wewnętrznego w narażeniu na pył respirabilny na terenie GOP. Przyszłe badania powinny pełniej uwzględnić charakterystykę mieszkań (w tym wentylację) oraz rolę takich czynników jak ilość godzin gotowania potraw w kuchni, jak również różne formy aktywności ruchowej mieszkańców. Ostatnie dane literaturowe (Simoni i in. 2004; Ferro i in. 2004) wskazują, że są to parametry, które w znaczący sposób mogą zmodyfikować zintegrowane narażenie na pył respirabilny populacji generalnej.

Tab. 9.4. *Udział różnych mikrośrodków w narażeniu zintegrowanym na pył respirabilny PM5 populacji generalnej Górnośląskiego Okręgu Przemysłowego.*

Lp.	Mikrośrodek	Stężenie pyłu PM5 C_i , μm^{-3}	Dobowy czas ekspozycji Δt_j , godz	Narażenie dobowe N^{24}_j $\mu\text{g}\text{m}^{-3}\text{godz}$	Udział mikrośrodków w narażeniu zintegrowanym N^{24}/E^{24} , % mieszkanie	
					bez ETS	z ETS
1a	Mieszkanie bez ETS	71	14,4	1022,4	52	-
1b	Mieszkanie z ETS (z osobami palącymi)	161	14,4	2318,4	-	71
2	Pomieszczenia biurowe (praca, nauka)	107	5,3	567,1	29	17
3	Inne pomieszczenia (w tym pojazdy komunikacji publ. i prywatnej)	100*	2,6	260,0	13	8
4	Środowisko zewnętrzne	70	1,7	119,0	6	4

9.4. PORÓWNANIE WYNIKÓW POMIARÓW ORAZ SYMULACJI CFD PRZEPIYWÓW POWIETRZA W POMIESZCZENIU.*

Modelowanie numeryczne CFD jest coraz częściej stosowanym narzędziem służącym do przewidywania przepływów powietrza w pomieszczeniach, jakości powietrza wewnętrznego czy warunków komfortu cieplnego. Należy jednak dostrzec konieczność kontroli jakości modelowania numerycznego, szczególnie w przypadku stosowania programów komercyjnych zawierających podstawowe opcje CFD (np. model turbulencji $k-\epsilon$, funkcje przyścienne, warunki brzegowe zadawane w otworze nawiewnym). Programy te zawierają wiele uproszczeń, z tego powodu wyniki obliczeń mogą być obciążone błędami. Prowadzono badania wpływu zastosowanego rodzaju modelu turbulencji, sposobu zadania warunków początkowych, gęstości siatki oraz schematów rozwiązań numerycznych na wyniki obliczeń numerycznych (Sorensen i Nielsen 2003). Najbardziej niezawodną metodą sprawdzenia poprawności wyników uzyskanych metodą CFD jest porównanie ich z wynikami pomiarów eksperymentalnych.

Celem zaprezentowanych w niniejszym podrozdziale badań było sprawdzenie jakości modelowania CFD poprzez porównanie wyników modelowania numerycznego z wynikami badań eksperymentalnych. Badania dotyczyły niewielkiego pomieszczenia pozbawionego wszelkich sprzętów, w którym zastosowano wentylację mieszającą. Pomiary przeprowadzono w modelu fizycznym pomieszczenia w skali 1:5, w którym wszystkie warunki brzegowe zostały dokładnie odwzorowane.

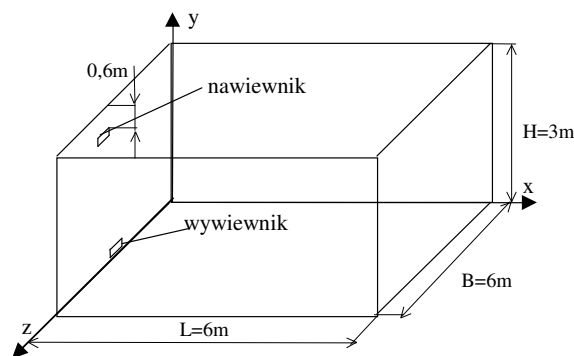
* autorzy: **Maria Hurnik, Monika Błaszczok**

Katedra Ogrzewnictwa, Wentylacji i Techniki Odpylania, Politechnika Śląska, Gliwice
redakcja: Maria Hurnik

Struga nawiewana jest głównym elementem kształtującym ruch powietrza w pomieszczeniu. Dokładność odwzorowania strugi ma znaczący wpływ na poprawność przewidywania ruchu powietrza w całej przestrzeni wentylowanej. W oparciu o przeprowadzone badania oraz wyniki symulacji CFD wyznaczono przyrost strumienia objętości oraz pęd w strudze. W celu porównania wyników CFD z wynikami badań eksperymentalnych zastosowano metodę przeliczeniową zaproponowaną przez Popiołka i Melikova (2004).

Opis modelowanego obiektu

Badania przepływu powietrza dotyczyły pustego pomieszczenia biurowego o wymiarach 6x6x3 m (długość x szerokość x wysokość). Struga nawiewana była strugą izotermiczną generowaną przez nawiewnik prostokątny o wymiarach 0,15x0,1 m, (pole powierzchni $A=0,015 \text{ m}^2$, średnica zastępcza $d=0,138 \text{ m}$), umieszczony w połowie szerokości pomieszczenia, w odległości 0.65 m od sufitu. Prędkość nawiewu była równa $w_o=5,21 \text{ m/s}$. Wywiew powietrza następował przez jeden otwór wywiewny o takich samych wymiarach jak nawiewny, zlokalizowany na tej samej ścianie, w pobliżu podłogi. Geometria badanego pomieszczenia została przedstawiona na rys. 9.21.



Rys.9.21

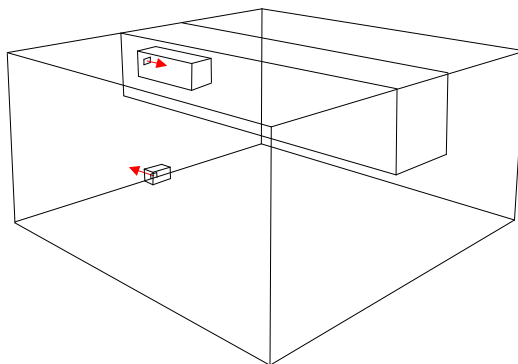
Geometria badanego pomieszczenia

Metodyka pomiarów

Badania eksperymentalne przeprowadzono w modelu fizycznym pomieszczenia w skali 1:5. Wartość liczby Reynoldsa w pomieszczeniu rzeczywistym i w pomniejszonym modelu była taka sama i wynosiła $Re=48000$. Pomiarów dokonano w obszarze strugi, jak również w strefie przebywania. W obszarze strugi przeprowadzono pomiary składowej wzdłużnej prędkości w dwóch płaszczyznach pomiarowych przechodzących przez oś strugi, w odległościach 5-40 d . W odległości 10-25 d zastosowano gęstszą siatkę pomiarową. Pomiar prędkości w strudze wykonywano za pomocą dopplerowskiego anemometru laserowego (LDA), z kolei w obrębie strefy przebywania prędkość mierzono ośmiokanałowym termooanemometrem wielokierunkowym (ośmiokanałowym zestawem termooanemometrów wielokierunkowych) (LVTA). Przeprowadzono pomiary prędkości uśrednionej w 200 punktach pomiarowych tj.: w 25 punktach rozmieszczonych w 8 poziomych płaszczyznach umieszczonych w strefie przebywania czyli w odległości 0,1 m od podłogi do wysokości 1,8 m i 0,5 m od ścian. Odległość pomiędzy punktami pomiarowymi w kierunku osi x i z wynosiła 1,25 m, w kierunku osi y (wysokość) - 0,24 m.

Modelowanie CFD

Obliczenia numeryczne przeprowadzono komercyjnym programem CFD, bazującym na standardowym modelu turbulencji $k-\varepsilon$. Zastosowano 4 rodzaje ortogonalnej, kartezjańskiej, równomiernej siatki dyskretyzacji, różniące się między sobą rozmiarem oczek (rys. 9.22): 0,05x0,05x0,05 m – w przypadku siatki podstawowej, obejmującej cały modelowany obszar, 0,05x0,025x0,025 m - w przypadku siatki lokalnej w obrębie strugi nawiewanej, 0,025x0,0125x0,0125 m - w przypadku siatki lokalnie zastosowanej w pobliżu otworu nawiewnego i wywiewnego. Warunki brzegowe zadawano bezpośrednio w otworze nawiewnym.



Rys.9.22.

Lokalizacja zastosowanych siatek dyskretyzacji

Porównanie wyników pomiarów i obliczeń numerycznych – parametry w strudze nawiewanej

W celu sprawdzenia poprawności modelowania numerycznego, wyniki CFD oraz wyniki pomiarów poddano następującej procedurze w celu identyfikacji strumienia objętości q_v oraz pędu strugi \dot{I} otrzymane wyniki rozkładu prędkości w każdym przekroju pomiarowym aproksymowano krzywą wykładniczą:

$$\bar{W}_{x,apr} = \bar{W}_{xm} \cdot e^{\left(\frac{r}{R}\right)^n} \quad (9.15)$$

Minimalizując błąd aproksymacji określony równaniem:

$$\Delta = \sum_{i=1}^n \delta_i^2 = \sum_{i=1}^n (\bar{W}_{x,i} - \bar{W}_{x,apr,i})^2 \quad (9.16)$$

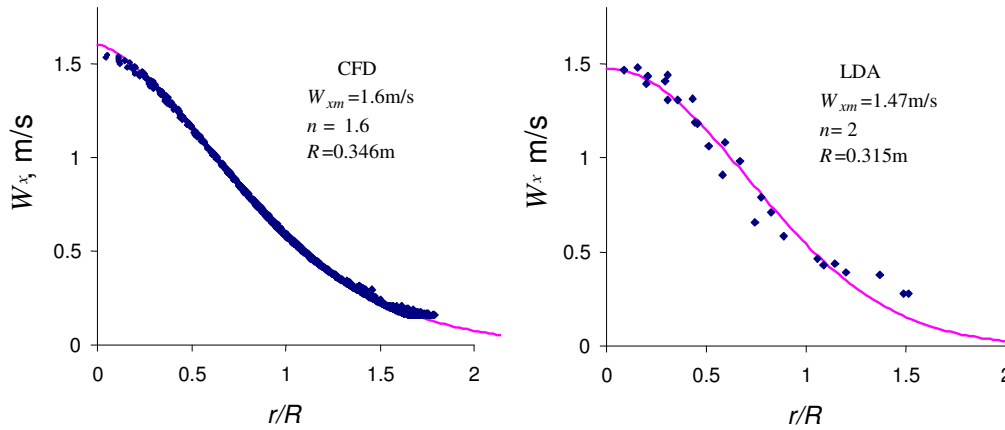
wyznaczono optymalne dla danego przekroju strugi wartości: uśrednionej składowej wzdłużnej prędkości w osi strugi - \bar{W}_{xm} , współrzędnych osi strugi - y_o , z_o , szerokości profilu strugi - R oraz wartości wykładnika n . Dobrą zgodność wyników eksperymentalnych i CFD uzyskano stosując do aproksymacji wyników CFD wykładnik $n = 1,6$ oraz dla wyników badań eksperymentalnych wykładnik $n = 2$.

Ze względu na zaobserwowaną asymetrię strugi do opisu pola prędkości przyjęto zmieniającą się szerokość profilu strugi opisaną szeregiem trygonometrycznym:

$$R_\alpha = R[1 + a_1 \sin(\alpha + \varphi_1) + a_2 \sin(2\alpha + \varphi_2) + a_3 \sin(3\alpha + \varphi_3)] \quad (9.17)$$

gdzie: $\alpha = \text{ARCTG}2[(y - y_o), (z - z_o)]$ (9.18)

Przykładowe porównanie profili prędkości w strudze ilustruje rys. 9.23.



Rys. 9.23.

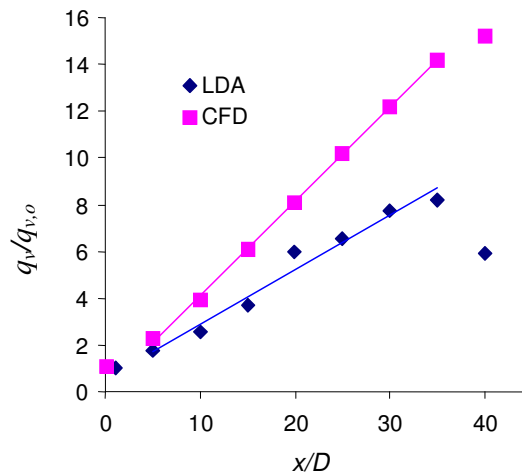
Porównanie profilu prędkości w strudze w odległości 20d od otworu nawiewnego

W każdym przekroju pomiarowym na podstawie uzyskanych wyników aproksymacji wartości średniej składowej wzdłużnej prędkości \bar{W}_x wyznaczanej w środku elementarnej powierzchni $\Delta S = 0,02 \times 0,02$ m, obliczono strumień objętości q_v oraz strumień pędu \dot{I} / ρ :

$$q_v = \Delta S \sum_{i=1}^n \bar{W}_{x,i} \quad (9.19)$$

$$\dot{I} / \rho = \Delta S \sum_{i=1}^n W_{x,i}^2 \quad (9.20)$$

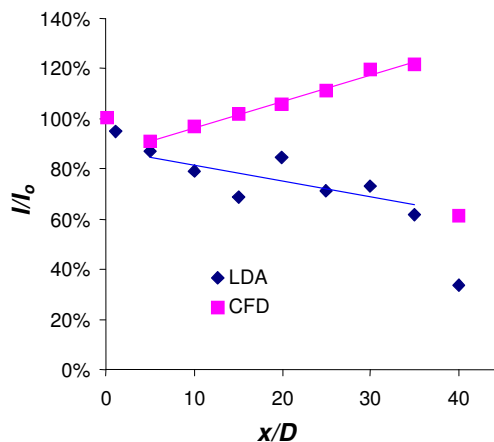
Przyrost strumienia objętości uzyskany z wyników pomiarów i obliczeń numerycznych ilustruje rys. 9.24. Strumień objętości w strudze modelowanej jest większy niż strumień objętości obliczony na podstawie wyników pomiarów.



Rys. 9.24

Przyrost strumienia objętości w strudze

Stosunek pędu w strudze do pędu początkowego został przedstawiony na rys. 9.25. Uśredniona wartość strumienia pędu w strudze stanowi 78% pędu początkowego. Podobne wartości możemy znaleźć w literaturze (Karimipana, Sandberg 1994). Moment pędu wyznaczony z wyników obliczeń numerycznych jest większy niż wyznaczony z wyników pomiarów, wartość średnia wynosi 110% wartości pędu początkowego. Dodatkowo, w przypadku strugi modelowanej, zaobserwowano nieoczekiwany wzrost pędu wraz z odległością od otworu nawiewnego.

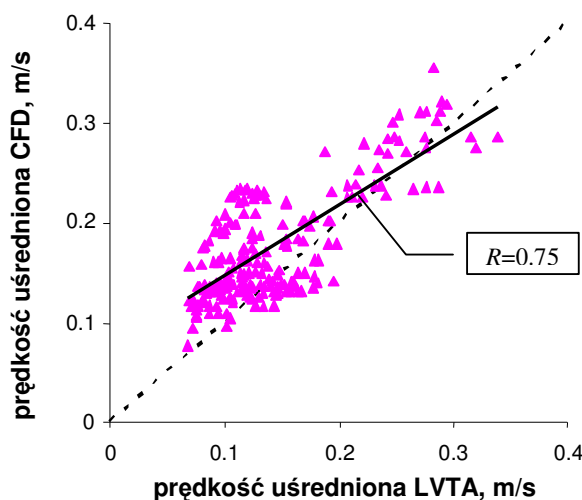


Rys. 9.25.

Moment pędu w strudze

Porównanie wyników pomiarów i obliczeń numerycznych – prędkość uśredniona w strefie przebywania

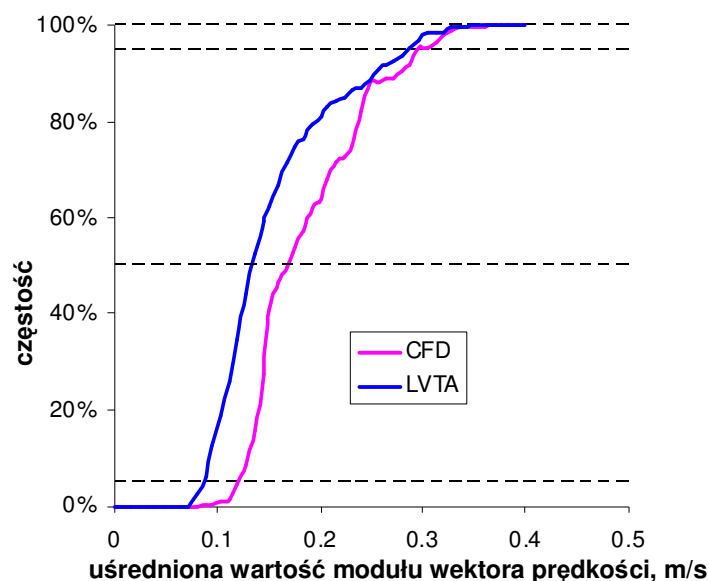
Prędkość uśredniona mierzona za pomocą wielokierunkowego termooanemometru nie może być wprost porównywana z wynikami obliczeń numerycznych. W celu wyznaczenia przybliżonej wartości średniej modułu wektora prędkości, opartej na prędkości uśrednionej i energii kinetycznej turbulencji zastosowano metodę proponowaną przez Popiołka i Melikova (2004). Porównanie tych wartości „punkt w punkt” z CFD i eksperymentu przedstawiono na rys. 9.26.



Rys. 9.26.

Porównanie wartości prędkości uśrednionej uzyskanej z pomiarów LVTA i modelowania CFD

Wartości te posłużyły do stworzenia histogramu rozkładu wartości uśrednionej modułu prędkości w strefie przebywania modelu fizykalnego (LVTA) i numerycznego (CFD) - rys. 9.27.



Rys. 9.27.

Histogram rozkładu zmienności prędkości uśrednionej uzyskanej z pomiarów LVTA i modelowania CFD

Porównanie wartości prędkości uśrednionej „punkt w punkt” wykazuje znaczne różnice otrzymanych wyników obliczeń CFD i pomiarów. Z histogramu można odczytać przeciętne prędkości dla CFD ($W_{50\%CFD} = 0,169$ m/s) i pomiarów LVTA ($W_{50\%LVTA} = 0,134$ m/s), które również różnią się między sobą.

W badanym przypadku różnice pomiędzy wynikami modelowania numerycznego CFD a wynikami pomiarów są znaczące. Wartość strumienia objętości w strudze CFD jest o 35% wyższa niż w przypadku strugi z eksperymentu, z kolei strumień pędu przewyższa strumień pędu eksperymentalnego o 40%. Przeciętna prędkość w strefie przebywania modelu fizykalnego jest niższa o ok. 25% w porównaniu do wartości przewidywanych przez CFD. Prawdopodobnie jest to spowodowane wyższym pędem w strudze nawiewanej w obliczeniach CFD.

W przyszłości należałoby sprawdzić czy poprawnie zamodelowana struga, pozwoli na poprawne przewidywanie prędkości w strefie przebywania.

LITERATURA DO ROZDZIAŁU 9

- ASHRAE 2004, ANSI/ASHRAE Standard 62: Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality, Atlanta, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
- Bluyssen P.M., de Oliveira Fernandes E., Groes L., Clausen G., Fanger P.O., Valbjørn O., Bernhard C.A. Roulet C.A. 1996: European indoor air quality audit project in 56 office buildings, *Indoor Air*, 6, 221-238
- Bluyssen P.M., Kondo H., Pejtersen J., Gunnarsen L., Clausen G., Fanger P.O. 1989: A trained panel to evaluate perceived air quality, Proc. of CLIMA 2000, Sarajevo, Yugoslavia, Yugoslav Committee of Heating, Refrigerating and Air Conditioning, Vol. 3, 25-30

- CEN 1998 Technical Report CR 1752: Ventilation for Buildings: Design Criteria for the Indoor Environment, European Committee for Standardization, Brussels
- ECA (European Concerted Action "Indoor Air Quality and Its Impact on Man") 1991: Effects of indoor air pollution on human health, Report no. 10, EUR 14086 EN, Luxembourg: Office for Publications of the European Communities
- ECA (European Concerted Action "Indoor Air Quality and Its Impact on Man") 1999: Sensory evaluation of indoor air quality, Report no. 20, EUR 18676 EN, Luxembourg: Office for Publications of the European Communities
- Fang L., Clausen G., Fanger P.O. 1998a: Impact of temperature and humidity on the perception of indoor air quality, *Indoor Air*, **8**, 80-90
- Fang L., Clausen G., Fanger P. O. 1998b: Impact of temperature and humidity on perception of indoor air quality during immediate and longer whole-body exposures, *Indoor Air*, **8**, 276-284
- Fanger P.O. 1988: Introduction of the olf and the decipol units to quantify air pollution perceived by humans indoors and outdoors, *Energy and Buildings*, **12**, 1-6
- Fanger P.O., Lauridsen J., Bluyssen P., Clausen G. 1988: Air pollution sources in offices and assembly halls quantified by the olf unit, *Energy and Buildings*, **12**, 7-19
- Ferro A.R., Kopperud R.J., Hildemann L.M., 2004: Elevated personal exposure to particulate matter from human activities in a residence, *Journal of Exposure Analysis and Environmental Epidemiology*, **14**, 34-40
- Finney DJ. 1962: Probit analysis. A statistical treatment of the sigmoid response curve, Cambridge University Press, London
- Gunnarsen L. Bluyssen P.M. 1994: Sensory measurements using trained and untrained panel, Proc. of Healthy Buildings '94, Budapest, Hungary, Technical University of Budapest, Vol. 2, 533-538
- Gunnarsen L., Fanger P.O. 1992: Adaptation to indoor air pollution, *Energy and Buildings*, **18**, 43-54
- Irgens S., Melikov A. 2004: Assessment of the thermal environment in an aircraft cabin, Proc. of the 9th International Conference on Air Distribution in Rooms - ROOMVENT 2004, Coimbra, Portugal, CD-ROM Section: Ventilation in Cabins of Vehicles
- ISO 8586-1, 1993: Sensory analysis - General guidance for the selection, training and monitoring of assessors - Part 1: selected assessors
- ISO 8587, 1988: Sensory analysis - Methodology - Ranking test
- Jørgensen M., Vestergaard L. 1998: Sensorisk karakterisering af afgasning fra byggematerialer. Udvælgelse af lavemitterende materialer og evaluering af metode (Sensory characterization of emission from building materials. Selection of low-emitting materials and evaluation of the method), Lyngby, Laboratory of Indoor Environment and Energy, Department of Energy Engineering, Technical University of Denmark (w języku duńskim ze streszczeniem w języku angielskim)
- Karimipannah M.T., Sandberg M. 1994: Decay of momentum and velocity un an axisymmetric impinging jet, Proc. of the 5th International Conference on Air Distribution in Rooms – ROOMVENT 1994, Kraków 1994
- Knudsen H.N., Clausen G., Fanger P.O. 1993: Prediction of perceived air quality in a space based on small scale experiments, Proc. of the 6th International Conference on Indoor Air Quality and Climate - Indoor Air 93, Vol. 2, 585-590, Helsinki, Finland
- Knudsen H.N., Valbjørn O. and Nielsen P.A. 1998: Determination of exposure-response relationships for emissions from building products, *Indoor Air*, **8**, 264-275
- NAS. 1986: The Airliner Cabin Environment: Air Quality and Safety, Washington DC: National Academy of Sciences/National Research Council, National Academy Press.
- NAS. 2002: The Airliner Cabin Environment and the Health of Passengers and Crew, Washington DC: National Academy of Sciences/National Research Council, National Academy Press
- Nimatic ApS. 1997: Thermal Manikin. Version TM 3.0/R 110. Manual. Virum, Denmark
- Pastuszka J.S., Hławiczka S., Willeke K. 1993: Particulate pollution level in Katowice, a highly industrialized Polish city, *Atmospheric Environment*, **27B**, 59-65.
- Pastuszka J.S., Kolarczyk J., Sztylet A. 1989: Preliminary studies of elemental carbon mass size distribution in Katowice, *Journal of Aerosol Science*, **20**, 1265-1268.
- Pastuszka J.S., Okada K. 1995: Feature of atmospheric aerosol particles in Katowice, Poland, *The Science of the Total Environment*, **175**, 179-188.
- Popiołek Z., Melikov A. 2004: Improved interpretation and validation of CFD predictions, Proc. of the 9th International Conference on Air Distribution in Rooms – ROOMVENT 2004, Coimbra, Portugal
- Rietmeijer FJM, Janeczek J. 1997: An analytical electron microscope study of airborne industrial particles in Sosnowiec, Poland, *Atmospheric Environment*, **31**, 1941-1951.
- Rohr AC. 2001: Methods for assessing irritation effects in IAQ field and laboratory studies, Spengler, JD. (ed) Indoor air quality handbook, Chapter 26

- Rombout P.J.A., Bloemen H.J.Th., van Bree L., Buringh E., Cassee F.R., Fischer P.H., Freijer J.I., Kruize H., Marra M. & Opperhuizen A. 2000: Health risk in relation to air quality, especially particulate matter, RIVM Report 650010 020. Bilthoven: National Institute for Public Health and the Environment.
- Schreiber F, Fitzner K. 1997: Principle correlation between odor strength and perceived air quality in large and small samples of different furnishings, Proc. of Healthy Buildings/IAQ'97, Washington, USA, Vol. 3, 473-478
- Simoni M., Scognamiglio A., Carrozzi L., Baldacci S., Angino A., Pistelli F., Di Pede F., Viegi G. 2004: Indoor exposures and acute respiratory effects in two general population samples from a rural and an urban area in Italy, *Journal of Exposure Analysis and Environmental Epidemiology*, **14**, 144-152.
- Sorensen D.N., Nielsen P.V. 2003: Quality control of computational fluid dynamics in indoor environments, Proc. of the 9th International Conference on Indoor Air Quality and Climate - Indoor Air 2003, Helsinki, Finland
- Spiess T., Fitzner K. 1999: New developments in assessing perceived air quality in the laboratory with trained and untrained panels, Proc. of the 8th International Conference on Indoor Air Quality and Climate - Indoor Air 99, Edinburgh, UK, Vol. 2, 567-575
- Strøm-Tejse P., Wyon D.P., Lagercranz L., Fang L. 2005a.: Occupant evaluation of 7-hour exposures in a simulated aircraft cabin - Part 1: Optimum balance between fresh air supply and humidity, Proc. of the 10th International Conference on Indoor Air Quality and Climate - Indoor Air 2005, Beijing, China
- Strøm-Tejse P., Wyon D.P., Żukowska D., Jama A., Fang L. 2005b.: Occupant evaluation of 7-hour exposures in a simulated aircraft cabin - Part 2: Thermal effects, Proc. of the 10th International Conference on Indoor Air Quality and Climate - Indoor Air 2005, Beijing, China
- Sun Y, Fang L, Wyon DP, Lagercrantz L i Strøm-Tejse P. 2005: Experimental research on photocatalytic oxidation air purification technology applied to aircraft cabins, Proc. of the 10th International Conference on Indoor Air Quality and Climate - Indoor Air 2005, Beijing, China
- Toftum J., Jørgensen A.S., Fanger P.O. 1998.: Effect of humidity and temperature of inspired air on perceived comfort, *Energy and Buildings*, **28**, 15-23
- Wallace L. 1993: Exposure assessment from field studies, Environmental Carcinogens. Methods of Analysis and Exposure Measurements. *Indoor Air*, **12**, 136-152
- Wargocki P. 1998: Human perception, productivity and symptoms related to indoor air quality, Ph.D. Thesis, Technical University of Denmark
- Wargocki P. 2004: Sensory pollution sources in buildings, *Indoor Air* **14** (Suppl 7), 82-91
- Wargocki P. , Fanger P.O. 1999: A transfer model between perceived air quality judged by a trained panel and by an untrained panel, Proc. of the 8th International Conference on Indoor Air Quality and Climate - Indoor Air 99, Edinburgh, UK, Vol. 2., 594-599
- Wargocki P., Fanger P.O., Krupicz P. and Szczecinski A. 2004: Sensory pollution loads in six office buildings and a department store, *Energy and Buildings*, **36**, 995-1001
- Wargocki P., Sabikova J., Lagercrantz L., Clausen G. and Fanger P.O. 2002: Comparison between full- and small-scale sensory assessments of air quality, Proc. of the 9th International Conference on Indoor Air Quality and Climate - Indoor Air 2002, Monterey, USA, Vol. 2, 566-571
- Wargocki P., Wyon D.P., Baik Y.K., Clausen G., Fanger P.O. 1999: Perceived air quality, Sick Building Syndrome (SBS) symptoms and productivity in an office with two different pollution loads, *Indoor Air*, **9**, 165-179
- Wyon D.P. and Wargocki P. 2005: Indoor air quality effects on office work, Croome, D. (ed.) Creating Productive Environment, in pr
- Wyon D.P. 1989: Use of thermal manikins in environmental ergonomics, *Scan J Environ Health*, **15**, (Supplement 1): 84-94.

Alfabetyczny spis autorów

<i>Nazwisko Imię</i>	<i>strona</i>
Adamski Mariusz	207
Adams Christophe	361
André Philippe	112, 361
Aparecida Cleide	361
Barták Martin	324
Belok Janusz	74
Błaszczok Monika	461
Bzowska Dorota	187
Ciuman Halina	147
Cuevas Cristian	361
Djunaedy Ery	312
Drkal František	324
Dzierzgowski Mieczysław	99
Famuła Barbara	405
Fang Lei	418
Fanger P. Ole	10
Ferdyn-Grygierek Joanna	340
Foit Henryk	128
Fross Klaudiusz	135
Gierczycka Ewa	232
Głąb Andrzej	61
Hannay Jules	361
Hensen Jan	312, 324
Holmes Michael	22
Hurnik Maria	461
Jama Agnieszka	418, 447
Kaczmarczyk Jan	300, 395
Kolasa Cezary	147, 161
Kolarik Jakub	427
Kriegel Martin	349
Król Małgorzata	84
Kummert Michaël	112
Lacote Patrick	361
Lain Miloš	324
Lebrun Jean	361
Lubina Piotr	141
Masły Dariusz	50
Melikov Arsen	300, 396
Mierzwiński Stanisław	232
Müller Dirk	349

Nantka Marian B.	141
Ni Jinchang	372
Niemelä Raimo	413
Olesen Bjarne W.	427
Pastuszka Józef	457
Petráš Dušan	93
Popiołek Zbigniew	5, 9, 147, 161, 232
Reijula Kari	413
Rusinowska Anna	61
Rymarczyk Zbigniew	99
Schaelin Alois	379
Schlosser Thomas	372
Schmidt Michael	372
Seppänen Olli	413
Sitek Michał	50
Skorek Anna	405
Specjał Aleksandra	161
Strøm-Tejsen Peter	418, 447
Strzeszewski Michał	99, 174
Toftum Jørn	427
Trzeciakiewicz Zbigniew	246
Tuomainen Marianna	413
Wargocki Paweł	405, 437
Wyon David P.	418, 447
Żukowska Daria	418, 447