

**ZESZYTY
NAUKOWE
POLITECHNIKI
ŚLĄSKIEJ**

7.3356/06

Henryk FOIT

**OPTIMALIZACJA OCHRONY CIEPLNEJ
BUDYNKU MIESZKALNEGO, INSTALACJI
I ŹRÓDŁA CIEPŁA**



GLIWICE 2006

POLITECHNIKA ŚLĄSKA
ZESZYTY NAUKOWE
NR 1717



P.3356/06

Henryk FOIT

**OPTYMALIZACJA OCHRONY CIEPLNEJ
BUDYNKU MIESZKALNEGO, INSTALACJI
I ŹRÓDŁA CIEPŁA**

Opiniodawcy

Prof. dr hab. inż. Halina KOCZYK

Prof. dr hab. Wojciech MARKS

Kolegium redakcyjne

REDAKTOR NACZELNY – Prof. dr hab. inż. Andrzej BUCHACZ

REDAKTOR DZIAŁU – Prof. dr hab. inż. Jolanta BOHDZIEWICZ

SEKRETARZ REDAKCJI – Mgr Elżbieta LEŚKO

Wydano za zgodą

Rektora Politechniki Śląskiej

PL ISSN 0867-6038

© Copyright by
Wydawnictwo Politechniki Śląskiej
Gliwice 2006

SPIS TREŚCI

SPIS OZNACZEŃ, INDEKSÓW I SKRÓTÓW	8
1. WPROWADZENIE	11
2. WYMAGANE WARUNKI CIEPLNE I ŚRODKI ZAPEWNIAJĄCE ICH SPEŁNIANIE	14
2.1. Warunki cieplne użytkowania budynków i ich parametry.....	15
2.2. Środki spełniania warunków cieplnych	16
3. PRZEGLĄD LITERATURY DOTYCZĄCEJ OPTIMALIZACJI OCHRONY CIEPLNEJ I ZAOPATRZENIA BUDYNKU W CIEPŁO	19
4. SFORMUŁOWANIE ZAGADNIENIA.....	22
4.1. Podstawowe założenia.....	22
4.2. Funkcja celu (kryterium podstawowe) dla wyznaczania optymalnej ochrony cieplnej, instalacji i źródła ciepła	23
4.3. Zmienne decyzyjne i parametry.....	30
4.4. Warunki ograniczające	31
4.5. Kryteria dodatkowe, rozważane przy poszukiwaniu racjonalnej ochrony cieplnej i wyboru źródła ciepła dla budynku mieszkalnego	33
4.6. Rozpatrzenie wybranych właściwości funkcji celu.....	33
5. NOMINALNE I SEZONOWE (ROCZNE) ZAPOTRZEBOWANIE CIEPŁA ORAZ ENERGII CHEMICZNEJ PALIW	42
5.1. Nominalne zapotrzebowanie ciepła budynku	42
5.2. Metody wyznaczania sezonowego zapotrzebowania ciepła	43
5.3. Podstawowe założenia związane z wyznaczaniem zapotrzebowania energii chemicznej paliwa oraz energii elektrycznej	47
5.4. Modyfikacje metody wyznaczania sezonowego zapotrzebowania ciepła według PN [131] i ocena stosowanych uproszczeń oraz rozszerzeń w stosunku do PN [131].....	49
5.4.1. Przeciętne dobowe dla poszczególnych miesięcy sumy zysków ciepła od promieniowania słonecznego	50
5.4.2. Ocena wpływu temperatury wewnętrznej pomieszczeń na zyski ciepła od promieniowania słonecznego przez przegrody nieprzeźroczyste.	56
5.4.3. Zapotrzebowanie ciepła dla wentylacji naturalnej i przeciętne miesięczne liczby wymian powietrza dla budynków	57
5.4.4. Dobowa zmienność czasowa zapotrzebowania ciepła na kompensację strat ciepła przez przegrody	59
5.4.5. Zmienność dla kolejnych miesięcy roku sprawności regulacji dostawy ciepła przez instalację c.o.....	61
5.4.6. Ocena wpływu innych wybranych uproszczeń na wyznaczone zapotrzebowanie ciepła budynku.....	64
6. OPIS MULTIWALENTNEGO ŹRÓDŁA CIEPŁA ORAZ ZAPOTRZEBOWANIE ENERGII CHEMICZNEJ ZUŻYWANYCH PALIW	66
6.1. Opis uogólnionego indywidualnego źródła ciepła	66
6.2. Zapotrzebowanie ciepła i energii chemicznej paliw	71

7.	METODA WYZNACZANIA ROZWIĄZANIA DLA ROZWAŻANEGO ZAGADNIENIA OPTIMALIZACJI	81
7.1.	Ogólny opis metody	81
7.2.	Klimat zewnętrzny uwzględniany w analizach.....	86
7.3.	Program komputerowy MULTIWAL do poszukiwania rozwiązań optymalnych.....	87
7.4.	Sprawdzenie wybranych procedur obliczeniowych (modeli składowych) programu komputerowego MULIWAL.....	88
7.5.	Wpływ rodzaju metody wyznaczania potrzeb cieplnych i pozyskiwanego ciepła od promieniowania słonecznego na wynik poszukiwania rozwiązania optymalnego.....	91
7.6.	Analiza wrażliwości rozwiązania.....	93
8.	ROZWIĄZANIA OPTIMALNE OCHRONY CIEPLNEJ I ŹRÓDŁA CIEPŁA DLA BUDYNKÓW MIESZKALNYCH W WYBRANYCH WARUNKACH.....	99
8.1.	Wartości optymalne współczynników U przegród zewnętrznych	101
8.1.1.	Wpływ rodzaju źródła ciepła na wartość optymalną współczynników przenikania ciepła U przegród zewnętrznych.....	101
8.1.2.	Wpływ współczynnika rocznego wzrostu kosztów paliw i stopy dyskonta na wartość optymalną współczynników przenikania ciepła U przegród.....	107
8.1.3.	Wpływ rodzaju i temperatury nominalnej instalacji c.o. na stan optymalny ochrony cieplnej.....	108
8.1.4.	Wpływ rodzaju budynku mieszkalnego na stan optymalny ochrony cieplnej.....	111
8.1.5.	Podsumowanie	111
8.2.	Rozwiązania optymalne źródła ciepła dla budynku mieszkalnego.....	112
8.2.1.	Postać optymalna multiwalentnego źródła ciepła w zależności od stanu ochrony cieplnej budynku.....	113
8.2.2.	Postać optymalna biwalentnego źródła ciepła w zależności od stanu ochrony cieplnej budynku.....	115
8.2.3.	Udział elementów źródłowych w zaspokajaniu potrzeb instalacji c.o. i c.w.u.	121
8.2.4.	Postać optymalna multiwalentnego źródła ciepła w zależności od rodzaju budynku.....	123
8.2.5.	Wielkość optymalna elementów układu solarnego dla biwalentnego źródła ciepła a wartość dotacji społecznej do nakładów inwestycyjnych na ten układ.....	124
8.3.	Optymalna temperatura nominalna instalacji c.o.....	130
8.3.1.	Wyznaczanie optymalnego stanu temperatury nominalnej instalacji c.o.....	130
8.3.2.	Wpływ temperatury nominalnej instalacji c.o. na wybrane wielkości dotyczące źródeł ciepła.....	132
9.	PODSUMOWANIE.....	135
	LITERATURA.....	138
	DODATEK	145
A.	Przyjęte modele matematyczne przepływu ciepła przez przegrody z izolacją transparentną i nieprzeźroczystą. Zastosowany sposób wyznaczania strumieni ciepła wymienianych przez przegrody	145

B.	Założenia do modelu matematycznego dla wyznaczenia sprawności regulacji dostawy ciepła z grzejników instalacji c.o. do ogrzewanych pomieszczeń, opis programu komputerowego DYNINST	153
C.	Wyznaczanie przebiegów i sum dobowych promieniowania słonecznego na dowolną płaszczyznę.....	164
D.	Wyznaczanie zapotrzebowania ciepła dla wentylacji naturalnej i przeciętnych miesięcznych liczb wymian powietrza dla budynków	167

STRESZCZENIE.....	171
-------------------	-----

TABLE OF CONTENTS

NOMENCLATURE	8	considered in analysis	87
1. INTRODUCTION	11	7.4. Verification of selected calculation procedures (component models) applied in MULTIWAL computer program	88
2. THERMAL CONDITIONS REQUIRED AND MEANS TO PROVIDE THEM	14	7.5. Influence of method to determine heat demands and obtained solar heat on resulting optimal solution.....	91
2.1. Thermal conditions of building occupational use	15	7.6. Analysis of solution sensitivity	93
2.2. Means of creating thermal conditions	16	8. OPTIMAL SOLUTIONS OF THERMAL PROTECTION AND HEAT SOURCE FOR DWELLING HOUSES UNDER SELECTED CONDITIONS	92
3. DETERMINATION OF OPTIMAL PARAMETERS OF THERMAL PROTECTION AND HEAT SUPPLY TO A BUILDING- LITERATURE REVIEW	19	8.1. Optimal U coefficient values for building envelope	99
4. PROBLEM FORMULATION	22	8.1.1. Influence of heat source type on optimal U coefficient value for building envelope	101
4.1. Basic assumptions	22	8.1.2. Influence of annual fuel price increase coefficient and rate of discount on optimal U coefficient value for building envelope.....	101
4.2. Objective function (basic criterion) for determination of thermal protection and heat source in a dwelling-house	23	8.1.3. Influence of nominal temperature and type of central heating installation on optimal thermal protection level	107
4.3. Decision variables and parameters	30	8.1.4. Influence of building type on optimal thermal protection level.....	108
4.4. Limitations	31	8.1.5. Summary	111
4.5. Additional criteria considered for determination of rational thermal protection for a dwelling house	33	8.2. Optimal solutions of heat sources in dwelling houses	111
4.6. Examination of selected objective function features	33	8.2.1. Optimal form of multivalent heat source related to the level of building heat protection	112
5. NOMINAL AND SEZONAL HEAT DEMAND AND FUEL CHEMICAL ENERGY DEMAND.....	42	8.2.2. Optimal form of bivalent heat source related to the level of building heat protection.....	113
5.1. Nominal building heat demand.....	42	8.2.3. Participations of source elements in covering demands of central heating and domestic hot water installations.....	121
5.2. Methods of seasonal heat demand determination	43	8.2.4. Form of multivalent heat source related to the building type.....	123
5.3. Basic assumptions related to determination of fuel chemical energy and electric energy	47	8.2.5. Optimal size of solar system elements in bivalent heat source and level of social subsidy to capital costs of heat source	124
5.4. Modifications of method of seasonal heat determination included in PN [131] and evaluation of simplifications and extensions applied	49	8.3. Optimal nominal heating installation temperature.....	130
5.4.1. Monthly 24-hour average sums of solar heat gains walls.....	50	8.3.1. Determination of optimal nominal heating installation temperature	130
5.4.2. Evaluation of room temperature impact on solar heat gains through opaque walls.....	56	8.3.2. Influence of nominal heating installation temperature on selected parameters of heat source.....	132
5.4.3. Heat demand for natural ventilation and average monthly air exchange rates in buildings	57	9. CONCLUSIONS.....	135
5.4.4. Twenty-four hours variability of heat demand for heat losses compensation	59	LITERATURE	138
5.4.5. Variability of equivalent effectiveness of heat supply from central heating installation for consecutive months	61	APPENDIX.....	145
5.4.6. Evaluation of an impact of other selected assumptions on building heat demand determination.....	64	A. Mathematical models of heat transfer through walls with transparent and opaque insulation. Applied method of heat flux determination	145
6. DESCRIPTION OF MULTIVALENT HEAT SOURCE AND FUEL CHEMICAL ENERGY DEMAND	66	B. Assumptions in mathematical model to determine regulation efficiency of heat supply to heated rooms from radiators, Description of DYNINST computer program	153
6.1. Description of a generalized individual heat source	66	C. Determination of courses and 24-hours sums of solar radiation on any surface	164
6.2. Determination of heat demand and fuel chemical energy.....	71	D. Determination of heat demand for natural ventilation and average monthly air exchange rates in buildings program	167
7. METHOD OF SOLUTION DETERMINATION FOR AN OPTIMIZATION PROBLEM CONSIDERED.....	81	SUMMARY.....	171
7.1. General description of a method	81		
7.2. Climate considered in analysis.....	86		
7.3. MULTIWAL computer program for optimal solutions determination			

SPIS OZNACZEŃ, INDEKSÓW I SKRÓTÓW

Oznaczenia

- a - współczynnik obsługi kapitału
 a_{abs} - współczynnik absorpcji promieniowania słonecznego
 c_p, c_w - ciepło właściwe powietrza, wody, kJ/(kgK)
 d - współczynnik sumy zdyskontowanych kosztów eksploatacyjnych w okresie n_0
 d^s - d odnoszące się do elementu s źródła ciepła
 d - numer kolejny rozpatrywanego dnia
 F_{KS} - powierzchnia kolektorów słonecznych w odniesieniu do 1000 m³ kubatury budynku, m²/1000m³
 $F_{ok.z.}$ - powierzchnia okna, m²
 g_{iz} - grubość warstwy izolacji cieplnej, m
 K_c, k_c - koszt całkowity, zdyskontowany przeciętny roczny koszt całkowity, zł, zł/a
 K_{e0} - koszt eksploatacyjny w roku zerowym, zł
 k_e - koszt eksploatacyjny zdyskontowany przeciętny roczny, zł/a
 K_{i0} - koszt inwestycyjny w roku zerowym, zł
 k_i - koszt inwestycyjny zdyskontowany przeciętny roczny, zł/a
 k_j - koszt jednostkowy (odnoszący się do jednostki powierzchni, zł/m², energii, zł/kJ, mocy, zł/kW, masy, zł/kg,...
 $k_j^{t.c.o.}$ - koszt jednostkowy grzejnika c.o. dla temperatur 90/70/20°C, zł/kW
 k_k - numer kierunku stron świata
 m - współczynnik zależny od rodzaju grzejników w instalacji c.o.
 $m, m(t_e)$ - numer miesiąca, numer miesiąca obejmującego dni z temperaturą średnią t_e
 m - natężenie przepływu czynnika, kg/s
 $n_w, (n_w^N)$ - krotność wymian powietrza (w warunkach nominalnych), 1/h
 n_l - liczba mieszkańców budynku
 n_o - żywotność źródła, lata
 $n_{s,l}$ - żywotność elementu s_l , lata
 p - stopa dyskonta, %
 q - wskaźnik dyskonta
 Q - ilość ciepła, kJ, kWh
 q_{wew} - jednostkowy strumień wewnętrznych zysków ciepła. W/os.
 $q_B^{p.prom.}, (\bar{q}_B^{p.prom.})$ - jednostkowy chwilowy (przeciętny) strumień zysków ciepła od promieniowania słonecznego przez przegrodę nieprzeźroczystą, W/m²
 Q_B^a - przeciętny dobowy strumień ciepła akumulowany w przegrodzie, kW
 $Q_B^{h.prom.}, (\bar{Q}_B^{h.prom.})$ - chwilowy (przeciętny) strumień zysków ciepła od promieniowania słonecznego przez okna, kW
 Q_B, \bar{Q}_B - chwilowe i przeciętne zapotrzebowanie ciepła, kW
 Q_B^N - nominalne zapotrzebowanie ciepła budynku, kW
 $Q_{B\eta}, \bar{Q}_{B\eta}$ - nominalne, chwilowe zapotrzebowanie ciepła budynku z uwzględnieniem sprawności przekazania, wykorzystania..., kW
 $Q_{B\eta ec}$ - chwilowe zapotrzebowanie energii chemicznej paliwa dla wytworzenia ciepła, kW
 $\bar{Q}_{B\eta}$ - przeciętne dobowe zapotrzebowanie ciepła budynku z uwzględnieniem sprawności przekazania, wykorzystania...,kW

- Q_B^R - sezonowe zapotrzebowanie ciepła, kJ
 $Q_B^{c.w.u.}$ - zapotrzebowanie ciepła na podgrzanie c.w.u., kW
 Q_B^{went} - zapotrzebowanie ciepła na podgrzanie powietrza wentylacyjnego, kW
 Q_B^{wew} - strumień wewnętrznych zysków ciepła, kW
 $Q_{odz.}$ - strumień ciepła odzyskany z powietrza usuwanego, kW
 r - reszta
 t_e - temperatura powietrza zewnętrznego, °C
 $t_{c.w.u.}$ - temperatura wody ciepłej, °C
 t_{db}, t_g, T_d, T_g - temperatura dolnego, górnego źródła ciepła pompy ciepła, °C, K
 $(t_e)_{amp}$ - przeciętna amplituda wahań dobowych temperatury, °C
 t_{ea} - temperatura średnioroczna powietrza zewnętrznego, °C
 t_p - temperatura przełączenia (biwalentna), °C
 t_{pKS} - temperatura przełączenia dla pracy układu solarnego, °C
 t_e^g - temperatura równowagi (graniczna) ogrzewania, °C
 t_i - temperatura wewnętrzna powietrza w budynku, °C
 t_i^j - temperatura wewnętrzna powietrza w strefie j budynku, °C
 t_1, t_2 - temperatura zasilania i powrotu instalacji c.o., °C
 $t_{w.z.}$ - temperatura wody zimnej, °C
 $V_{c.w.u.}$ - jednostkowe zapotrzebowanie ciepłej wody użytkowej, dm³/os.
 V_{ZSC} - objętość ZSC, m³
 V_B - kubatura mieszkalna budynku, m³
 z - częstość występowania, s, dni
 z_c - współczynnik zacielenia okna
 ε - współczynnik wydajności pompy ciepła
 $\varepsilon_{s.z.z.}, \varepsilon_o$ - współczynniki emisji długofalowej powierzchni zewnętrznej ściany i otoczenia
 $\varepsilon_{s.z.w.}$ - współczynniki emisji długofalowej powierzchni wewnętrznej ściany
 $\vartheta_{w.s.z.}$ - temperatura na granicy tynku wewnętrznego i następnej warstwy przegrody, °C
 τ - czas, h, s
 $\tau_{pocz.}^{KS}, \tau_{kon.}^{KS}$ - czas początku, końca pracy kolektora KS w dniu, h
 η - średniosezonowa sprawność energetyczna elementu źródła
 $\eta_{odz.}$ - przeciętna sprawność odzysku ciepła w instalacji wentylacyjnej
 η^{KS} - sprawność kolektora słonecznego
 ρ, ρ_p, ρ_w - gęstość, gęstość powietrza, wody, kg/m³
 σ - stała promieniowania ciała doskonale czarnego, W/(m²K⁴)

Indeksy

- b,bt - bezpośrednie przekazanie ciepła z KS lub ZSC do instalacji grzewczych (bez transformacji temperaturowej)
 bip - bezpośrednie i pośrednie przekazanie ciepła z KS lub ZSC do instalacji grzewczych (bez transformacji temperaturowej i z transformacją)
 b.prom. - dotyczy zysków ciepła od promieniowania słonecznego przez okna
 ch - chwilowy (dla poszczególnych godzin rozważanej doby)
 c.prom. - dotyczy promieniowania słonecznego całkowitego
 e.el. - energia elektryczna
 em.z. - emisja zanieczyszczeń

g - odnoszący się do gazu
 i.c. - izolacja cieplna
 i.c.o., i.w. - instalacja c.o., instalacja wentylacyjna
 j - numer strefy wewnętrznej budynku
 j - jednostkowy (odnoszący się do jednostki powierzchni, energii, mocy, masy)
 kon. - koniec
 nk. - dotyczy najwyższej kondygnacji
 n_r - liczba rodzajów analizowanych instalacji wentylacyjnych (r.i.w.)
 N - nominalna
 ob. - obsługa
 ok. z - okna zewnętrzne
 okł.+zał. - okładzina i założeń
 pal. - paliwo
 pocz. - początek
 podnk. - pod najwyższą kondygnacją
 p.prom. - dotyczy zysków ciepła od promieniowania słonecznego przez przegrody nieprzeźroczyste
 prz.- przegroda
 rem.- remonty
 r.w. - rodzaj instalacji wentylacyjnej
 s, s₁ - numer rozważanego elementu, czynnika
 s.o. - skład opału
 s.z. - ściana zewnętrzna
 s.zn - substancja zanieczyszczająca
 t_e - zmienna temperatura powietrza zewnętrznego
 uw - dotyczy układu wentylacyjnego
 w - wschód Słońca
 w - odnoszący się do węgla lub wody
 w.i.c.- odnoszący się do warstwy izolacji cieplnej
 z - zachód Słońca

Skróty

ESPC - sprężarkowa pompa ciepła z elektrycznym silnikiem napędowym
 ESPCG - elektryczna sprężarkowa pompa ciepła z dolnym źródłem w postaci gruntu
 ESPCW- elektryczna sprężarkowa pompa ciepła z dolnym źródłem w postaci wody
 KG - kocioł grzewczy
 KGG, KGGk. - kocioł grzewczy gazowy, gazowy kondensacyjny
 KGO - kocioł grzewczy olejowy
 KGW - kocioł grzewczy węglowy
 KS (KSz, KSw) - kolektor słoneczny (płaski, rurowo-próżniowy)
 OEL., OEA. - ogrzewanie elektryczne podłogowe, akumulacyjne
 ZSC - zasobnik ciepła dla gromadzenia ciepła pozyskiwanego w KS
 Żr. m. - multiwalentne źródło ciepła

1. WPROWADZENIE

Jednym z podstawowych zadań spełnianych przez budynek i instalacje w nim zawarte jest uzyskanie wewnątrz pomieszczeń mieszkalnych właściwego stanu środowiska wewnętrznego, z którym związane jest między innymi dobre samopoczucie cieplne nazywane komfortem cieplnym oraz odpowiednia czystość powietrza. Ogólny komfort użytkownika mieszkań zawiera w sobie również dostęp do odpowiedniej ilości i jakości (jednym z głównych jej mierników jest temperatura) ciepłej wody użytkowej. Wytworzenie sprzyjającego środowiska wewnętrznego oraz uzyskanie pożądanej ilości i jakości ciepłej wody użytkowej wymaga ciepła. Zużycie ciepła w budynku jest zależne od stanu jego ochrony cieplnej, rodzaju zastosowanego źródła ciepła oraz instalacji grzewczych i wentylacyjnej.

Racjonalizacja tego zużycia oznacza właściwe ukształtowanie zapotrzebowania ciepła poprzez nadanie przegrodom otaczającym ogrzewane przestrzenie odpowiedniej izolacyjności cieplnej i szczelności powietrznej, zastosowanie odpowiednich pod względem sprawności regulacji, przesyłania i rozdziału instalacji grzewczych (c.o. i c.w.u.), wentylacyjnych oraz przyjęcie optymalnego co do sprawności i emisji zanieczyszczeń źródła ciepła. W tym zawiera się również odpowiednie wykorzystanie bierne i czynne energii promieniowania słonecznego, energii z innych niekonwencjonalnych źródeł oraz ciepła odpadowego.

Wymienione czynniki są ze sobą wzajemnie związane. Zapotrzebowanie ciepła, zależne od oporu cieplnego przegród, współczynnika przenikania ciepła, szczelności, przepuszczalności promieniowania słonecznego i powierzchni okien, wpływa na opłacalność zastosowania konkretnego źródła ciepła, współpracującego z określonym rodzajem instalacji grzewczych, wentylacyjnych i urządzeń do odzysku ciepła. Zastosowane źródło ciepła określa ekonomicznie optymalny stopień zaizolowania cieplnego budynku. Zakres praktycznych przedziałów zmienności tych wielkości w połączeniu z możliwymi do zastosowania źródłami ciepła (kotły grzewcze, pompy ciepła, kolektory słoneczne, kotły elektryczne, węzły cieplne, urządzenia do odzysku ciepła) i instalacjami grzewczymi oraz wentylacyjnymi tworzą zbiór, z którego należy dokonać wyboru rozwiązania optymalnego co do rodzaju i wielkości źródła i instalacji, rodzaju przegród zewnętrznych i rodzaju oraz powierzchni okien.

Znane są środki materiałowe i techniczne, służące do kształtowania środowiska wewnętrznego oraz uzyskania odpowiedniej dyspozycyjności ilościowej i jakościowej ciepłej wody użytkowej. Znaczna ilość materiałów budowlanych i urządzeń wyposażenia technicznego budynków oferowanych na rynku oraz łatwa dostępność do nich powodują istnienie wielości praktycznie stosowanych lub możliwych do zastosowania rozwiązań. Problemem jest wskazanie dla konkretnych warunków funkcjonowania budynku mieszkalnego takiego rozwiązania, które można uważać za optymalne. Poszukiwanie rozwiązania optymalnego możliwe jest po przyjęciu kryterium (lub kryteriów) optymalizacji, które niesie w sobie informację, dotyczącą celu wskazywania rozwiązania najkorzystniejszego. Wśród kryteriów mogą wystąpić kryteria wymierne i niewymierne. Zakładając pominięcie w dalszych analizach wskaźników niewymiernych, takich jak estetyka, zachowanie czystości elementów, można stwierdzić, że właściwym kryterium poszukiwania rozwiązania optymalnego może być wskaźnik w postaci kosztów całkowitych uzyskania wymaganych warunków cieplnych. Tak przyjęte kryterium, przy odpowiednim jego zapisie, wiąże ze sobą w jedną całość istotne wymierne wskaźniki oceny wariantu rozwiązania technicznego i jest bardzo ważne dla inwestora, decydującego w sposób podstawowy o realizacji określonego rozwiązania. Wpływ, poprzez odpowiednie ustawy i rozporządzenia, na stan wybranych składników cząstkowych pozwala również, na podstawie takiego kryterium, urzeczywistniać zamierzone cele polityki państwa w odniesieniu do: gospodarowania

paliwami, energetyki, ochrony środowiska, rynku pracy czy wywiązywania się ze spełniania przyjętych zobowiązań międzynarodowych. Kryterium w postaci kosztów całkowitych może także, po odpowiednim ukształtowaniu kryteriów cząstkowych, prowadzić do generowania rozwiązań dobrze wpisujących się w sprawę „zrównoważonego rozwoju”[107].

Monografia obejmuje:

- opracowanie metody, umożliwiającej optymalne kształtowanie ochrony cieplnej budynku, jego instalacji grzewczych i źródła ciepła pod kątem zapewnienia pożądanych warunków cieplnych. Wyróżnikiem rozwiązania optymalnego są koszty całkowite rozpatrywane z pozycji użytkownika,
- przeprowadzenie za pomocą programu komputerowego, wynikającego z opracowanej metody, analiz zmierzających do określenia optymalnych wielkości, charakteryzujących ochronę cieplną, instalacje i źródło ciepła dla budynków mieszkalnych nowych oraz już istniejących, poddanych częściowej lub całkowitej modernizacji cieplnej.

Opracowanie metody wymagało rozpoznania wrażliwości funkcji celu na wielkości ją określające - rozdział 4. Istotną sprawą było także rozpatrzenie addytywności w sensie wydzielenia dwóch podzadań, z których jedno związane byłoby z wyznaczeniem optymalnej ochrony cieplnej, a drugie z optymalizacją źródła ciepła. Efektem przeprowadzonego rozpoznania było przyjęcie opisu funkcji celu. Ważnym składnikiem tego opisu jest model ujmujący przebieg czasowy bilansu cieplnego budynku ze zwróceniem uwagi na stan zapotrzebowania ciepła w okresie początku i końca sezonu grzewczego, ze względu na określanie źródeł ciepła wykorzystujących energię odnawialną. W celu wyznaczenia zapotrzebowania ciepła przyjęto ogólnie sposób podany w PN/B-02025, dokonując jego adaptacji i rozszerzeń, co przedstawiono w rozdziale 5. Tam też zawarto ocenę: rozszerzeń i głównych uproszczeń oraz możliwości stosowania przyjętych modyfikacji metody, zależnie od rozważanego przypadku optymalizacji. Wprowadzenie kilku modyfikacji metody wyznaczenia zapotrzebowania ciepła miało na celu wiązanie analizowanego przypadku poszukiwania rozwiązania optymalnego z taką metodą, która warunkuje odpowiednią dokładność rozwiązania oraz minimalizację czasu obliczeń komputerowych. Dla poszczególnych rozszerzeń opracowano katalogi danych wejściowych, obejmujących: liczby wymian powietrza wentylacyjnego dla różnych rodzajów budynków i ich szczelności powietrznej, dobowe zyski ciepła od promieniowania słonecznego dla rozważanych typów przegród budowlanych, sum dobowych promieniowania słonecznego na płaszczyzny o wybranych orientacjach. Integralną częścią uzupełnień są również tablice współczynników charakterystycznych dla przyjętego sposobu obliczeń nieustalonego przepływu ciepła przez przegrody budowlane. Zastosowanie tych metod do określania sezonowego zapotrzebowania energii chemicznej paliwa w rozważanych źródłach ciepła przedstawiono w rozdziale 6. W rozdziale 7 przedstawiono metodę i program komputerowy MULTIWAL, umożliwiający wyznaczenie rozwiązania optymalnego ochrony cieplnej, instalacji cieplnych i źródła ciepła. Nieodłączną częścią stosowanej metody oraz programu komputerowego jest baza danych klimatycznych w postaci przeciętnych rocznych przebiegów elementów klimatu zewnętrznego. Podstawą do jej opracowania były wyniki pomiarów w okresie wieloletnia kilku stacji meteorologicznych w Polsce. W rozdziale 7 przedstawiono również ocenę zastosowanych w programie procedur obliczeniowych oraz wrażliwości wyników na zmianę wartości wybranych parametrów. Wyniki analiz związanych z wyznaczeniem optymalnej ochrony cieplnej, wielkości dotyczących instalacji i źródła ciepła przedstawiono w rozdziale 8. Podsumowanie pracy zawarto w rozdziale 9.

Zrealizowanie przedstawionych prac wymagało przeprowadzenia odpowiednich analiz. Wykonano je przy pomocy programów komputerowych. Wykorzystano programy TRNSYS, ESP-r oraz znaczną liczbę własnych programów, specjalnie przygotowanych na potrzebę tych

analiz. W dodatku przedstawiono modele matematyczne, które stały się podstawą do opracowania tych programów.

Praca zrodziła się z istnienia trudnych do rozstrzygnięcia pytań o znaczeniu praktycznym:

- Jaki stan izolacji cieplnej budynku uznać za optymalny?
- Jaka jest optymalna temperatura nominalna dla instalacji c.o. ?
- Jak ukształtować źródło zawierające większą liczbę różnych elementów ?

Odpowiedź na te pytania, nawet tylko cząstkowa, ułatwia przyjęcie właściwego rozwiązania projektowego, dotyczącego ogrzewania budynku zarówno w odniesieniu do budynku nowo projektowanego, jak i istniejącego, odnawianego cieplnie.

2. WYMAGANE WARUNKI CIEPLNE I ŚRODKI ZAPEWNIAJĄCE ICH SPEŁNIANIE

Stan komfortowego użytkowania budynku mieszkalnego tworzy znaczna liczba różnych czynników. Czynniki te można połączyć w kilka grup. Jedną z zasadniczych, zawierającą czynniki związane z zużyciem ciepła, obejmuje: komfort cieplny, jakość powietrza wewnętrznego i dostępność do ciepłej wody użytkowej. Ten zespół wielkości nazwano tu warunkami cieplnymi użytkowania budynku. Warunki cieplne użytkowania budynku oznaczają zatem wymagania związane z korzystaniem z budynku, których spełnienie w stopniu komfortowym (pełnego zadowolenia ze względu na rozpatrywane wymaganie) połączone jest z zużyciem ciepła.

Czystość powietrza wewnętrznego wydaje się nie być wielkością bezpośrednio związaną z warunkami cieplnymi. Uzyskanie jednak właściwej jakości powietrza wewnętrznego wymaga doprowadzenia do pomieszczeń odpowiedniej ilości powietrza świeżego - zewnętrznego. Temperatura tego powietrza powinna być zbliżona do temperatury powietrza wewnętrznego, z czym wiąże się w okresie grzewczym konieczność jego podgrzewania.



Rys. 2.1. Wybrane grupy czynników wpływających na ogólny komfort użytkowania budynku
Fig. 2.1. Required thermal conditions of building occupational use.

2.1. Warunki cieplne użytkowania budynków i ich parametry

Komfort cieplny i czystość powietrza wewnętrznego

Głównymi parametrami komfortu cieplnego są (rys. 2.2.): temperatura powietrza wewnętrznego t_i , średnia temperatura promieniowania t_r , prędkość powietrza w pomieszczeniu w_i , wilgotność powietrza φ_i [29,30,114,115]. Wymienione parametry, dotyczące powietrza, stanowią ich średnią wartość w obszarze przebywania (strefie pracy). W związku z tym stan komfortu cieplnego określają również: gradienty temperatury w obszarze pracy, asymetria promieniowania, stopień turbulencji przepływu powietrza i inne. Odpowiedni dobór instalacji grzewczej i wentylacyjnej oraz oporu cieplnego i powierzchni okien czyni wpływ tych czynników zanedbywalny.

Wymagany stan podstawowych parametrów opisujących komfort cieplny (t_i , t_r , w_i , φ_i) zależy od przeznaczenia ogrzewanego pomieszczenia, współczynników przenikania ciepła U ścian (stropów), okien (drzwi) i stopnia przeszklenia oraz rodzaju zastosowanej instalacji grzewczej, a głównie rodzaju grzejników wodnej instalacji c.o. Dla zadanego rodzaju wentylacji i jej intensywności wielkości: w_i , φ_i przyjmują określone wartości, a t_r zależy głównie od współczynników przenikania ciepła U powłoki zewnętrznej budynku oraz rodzaju instalacji grzewczej. Wymaganą temperaturę t_i , dostosowaną na podstawie równania komfortu cieplnego do wartości pozostałych parametrów, kształtuje instalacja c.o.

Właściwe, ze względu na komfort cieplny i inne uwarunkowania, wartości prędkości i wilgotności powietrza w okresie sezonu grzewczego powinny spełniać ograniczenia: $w_i \leq 0,2 \text{ m/s}$ i $30 \leq \varphi_i \leq 70\%$.

W przypadku: $w_i < 0,3 \text{ m/s}$ i $\varphi_i \sim 50\%$ pożądaną temperaturę powietrza wewnętrznego t_i oraz średnią temperaturę promieniowania t_r łączy temperatura operacyjna t_o [29,114,115] w postaci zależności:

$$t_i = 2t_o - t_r \quad (2.1)$$

Wymagana temperatura t_o jest zależna w ogólności od przeznaczenia pomieszczenia, dla którego jest określana, przez co należy rozumieć rodzaj aktywności przebywających w pomieszczeniu osób i rodzaj ich ubioru. Dla budynku mieszkalnego można przyjąć stałą wartość temperatury operacyjnej w ciągu sezonu grzewczego:

$$t_o = \text{const} \quad (2.2)$$

Wobec tego pożądana temperatura t_i jest funkcją tych samych wielkości, od których zależy t_r , a więc czynników stanu ochrony cieplnej budynku i rodzaju instalacji c.o.

Uzyskanie odpowiedniej jakości powietrza wewnętrznego wiąże się z doprowadzeniem do pomieszczeń stosownej ilości powietrza świeżego wyrażonej liczbą wymian n_w przy założeniu właściwego rozdziału powietrza.

Pożądana intensywność wentylacji, zapewniająca właściwą jakość powietrza, zależy głównie od zysków wilgoci [123,124] oraz, coraz częściej, od wydzielania zanieczyszczeń przez przedmioty znajdujące się w pomieszczeniu [30].

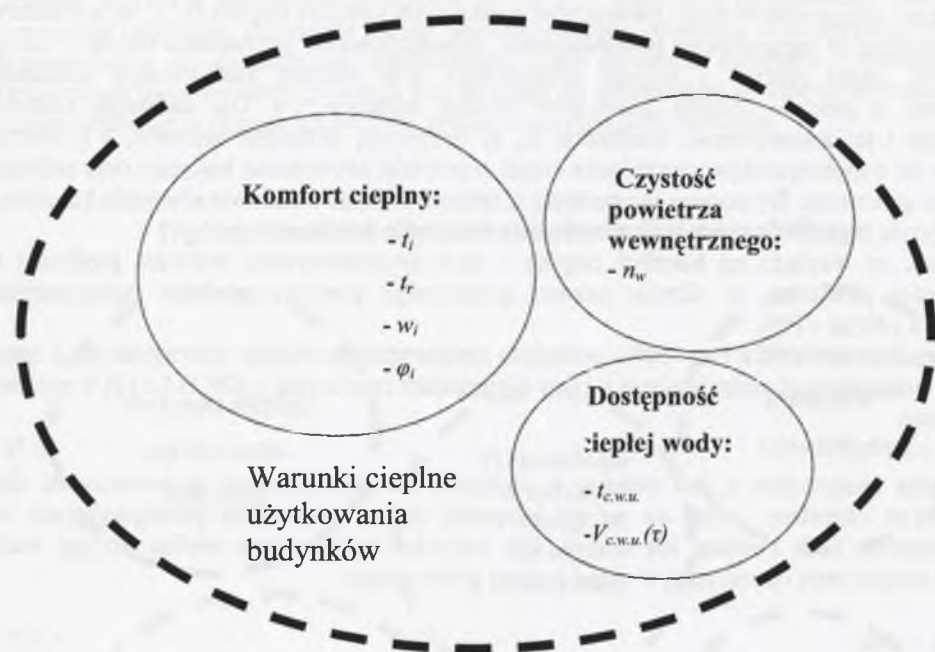
W przypadku gdy podstawowym zanieczyszczeniem powietrza jest wilgoć, spełnienie wymagań dotyczących czystości powietrza, a wyrażonych przez niezbędną liczbę wymian powietrza, pokrywa się z urzeczywistnieniem wymagań określanych przez komfort cieplny.

Ze względu na przeważającą w praktyce wentylację naturalną lub mechaniczną wywiewną podgrzewanie powietrza wentylacyjnego odbywa się poprzez instalację c.o.

Stan wymaganych warunków cieplnych w zakresie komfortu cieplnego jest również funkcją rodzaju i stanu środków służących do ich spełnienia.

Zapotrzebowanie ciepłej wody użytkowej

Według obowiązujących przepisów [143] jednostkowa ilość ciepłej wody użytkowej wynosi: $v_{c.w.u.} = 0,110 - 0,130 \text{ m}^3 \text{d}^{-1} \text{os.}^{-1}$, a temperatura jej przygotowania powinna być zawarta w przedziale: $t_{c.w.u.} = 55 - 60^\circ\text{C}$. W praktyce, obserwuje się obecnie jednak mniejsze zużycia zbliżone do $60 \text{ dm}^3 \text{d}^{-1} \text{os.}^{-1}$, co odpowiada również wymaganiom dotyczącym zapotrzebowaniu c.w.u. w wielu krajach europejskich. Spełnienie warunku dostępności do odpowiedniej ilości i jakości c.w.u. związane jest także z zapewnieniem chwilowej dyspozycyjności odnoszącej się do ilości $V_{c.w.u.}(\tau)$ i temperatury c.w.u., wobec znacznych czasowych wahań jej poboru.



Rys. 2.2. Główne parametry wyrażające warunki cieplne użytkowania budynków mieszkalnych

Fig. 2.2. Main parameters describing thermal conditions of operational use in dwelling-houses

2.2. Środki spełniania warunków cieplnych

Do środków spełniania wymaganych warunków cieplnych zaliczyć można: ochronę cieplną budynku, instalację c.o. i wentylacyjną oraz układ przygotowania c.w.u. Wymienione instalacje współdziałają z odpowiednim źródłem ciepła, wpływającym na skuteczność ich pracy. Spełnienie wymaganych warunków cieplnych jest wynikiem odpowiedniego ukształtowania i zintegrowania wymienionych środków oraz źródła ciepła.

Izolacja cieplna budynku

Wymagania dotyczące izolacji cieplnej przegród zewnętrznych budynków zmieniały się kilkakrotnie w ciągu ostatnich kilkudziesięciu lat. Wynikające stąd wartości maksymalne współczynników U , przykładowo, dla ścian zewnętrznych pionowych zawarte są w przedziale $1,16 - 0,3 \text{ W/m}^2\text{K}$. W praktyce, spotykamy więc budynki o różnym stanie izolacji. W przypadku budowy nowego budynku oraz odnowy cieplnej istniejącego powstaje pytanie, dotyczące optymalnych wartości współczynników przenikania ciepła U , mniejszych przypuszczalnie od wymaganych przepisami.

Elementem powłoki wewnętrznej budynku są również okna. Odpowiednie przepisy ustalają także dla nich wartości minimalne oporu cieplnego. W ofertach producentów stolarki budowlanej są jednak również okna o wartościach współczynników U zdecydowanie niższych od wymaganych. I tutaj rodzi się pytanie związane z optymalną wartością U .

Warto tu zauważyć, że zmniejszenie U pociąga za sobą wzrost t_r , a tym samym pozwala na osiągnięcie komfortu cieplnego przy niższych temperaturach t_i .

Instalacje centralnego ogrzewania

Stosowane są instalacje wodne lub powietrzne. Główne zastosowanie mają instalacje wodne. Te wykorzystywać mogą grzejniki o budowie zwartej (radiacyjne, konwekcyjne, konwektorowe) lub płaszczyznowe - podłogowe, ścienne, sufitowe lub ich kombinacja. W przypadku grzejników płaszczyznowych stan komfortu cieplnego występuje przy niższych t_i . Rozwinięte powierzchnie grzejników umożliwiają również stosowanie niższych temperatur czynnika grzewczego. Obniżaniu temperatur czynnika grzewczego w instalacji c.o. towarzyszy zazwyczaj polepszenie komfortu cieplnego, poprzez wyrównanie kierunkowego bilansu promieniowania długofalowego osób przebywających w ogrzewanych pomieszczeniach względem otaczających przegród. Ze względu na wymagania komfortu cieplnego grzejniki płaszczyznowe mają zazwyczaj niską jednostkową wydajność cieplną. Z powodu znacznej zmienności w czasie zapotrzebowania na ciepło, spowodowane niskimi stratami przenikania ciepła przez dobrze izolowane cieplnie przegrody zewnętrzne, występuje tendencja do stosowania instalacji i grzejników o małej pojemności wodnej i cieplnej.

Grzejniki płaszczyznowe cechują się zazwyczaj dużą pojemnością cieplną i wodną. Trudność szybkiej regulacji wydajności cieplnej tych grzejników usuwa w pewnej mierze ich zdolność do samoregulacji wydajności cieplnej. Wiąże się z tym jednak uzyskiwanie wyższej, w stosunku do pożądanej, temperatury powietrza wewnętrznego, co skutkuje zwiększeniem zużycia ciepła przez instalację c.o.

Podstawowymi parametrami określającymi wodną instalację c.o. są: nominalna wydajność cieplna, jej rodzaj ze względu na typ stosowanych grzejników oraz temperatury nominalne czynnika grzewczego.

Instalacje wentylacyjne

Możliwe do zastosowania są instalacje grawitacyjne, mechaniczne wywiewne i mechaniczne nawiewno-wywiewne. Najczęściej w praktyce wykorzystywane są instalacje grawitacyjne lub mechaniczne wywiewne. Stosowanie okien o dużej szczelności wywołuje potrzebę instalowania szczelin nawiewnych, zazwyczaj skojarzonych z oknem. Szczeliny nawiewne z ręczną lub automatyczną regulacją stopnia ich otwarcia pozwalają na znaczną kontrolę przepływów powietrza przez pomieszczenia i budynek. Wprowadzenie wentylatorów

wywiewnych umożliwia dalszą stabilizację przepływów powietrza wentylacyjnego. Możliwe tu są dwa rozwiązania: wentylacja z ciągłym działaniem wentylatora lub wentylacja grawitacyjna z okresowym wspomaganie pracą wentylatora, w czasie znaczącego osłabienia lub zaniku ciągu grawitacyjnego. Największą możliwością kontroli przepływów powietrza i dostosowania jego ilości do chwilowych potrzeb zapewnia wentylacja nawiewno-wywiewna. Instalacje tego typu pozwalają również na oczyszczanie powietrza i jego obróbkę (głównie podgrzewanie) przed wprowadzeniem do pomieszczeń oraz odzyskiwanie ciepła z powietrza usuwanego z pomieszczeń. Inwestycyjnie jest to jednak instalacja najdroższa. Głównymi cechami zastosowanej do wentylacji budynków mieszkalnych instalacji wentylacyjnej są: jej rodzaj oraz wydajność.

Układy ciepłej wody użytkowej

Stosowane są układy z zasobnikami lub bez zasobników ciepła. Ze względu na oszczędzanie energii do przygotowania c.w.u. oraz zapobieganie bakteryjnemu skażeniu wody występuje tendencja do stosowania układów z zasobnikami o niedużej pojemności. Sprzyja temu również zasilanie w ciepło układów przygotowania c.w.u. przez źródła, mogące szybko zmieniać swoją wydajność cieplną. Zazwyczaj źródła ciepła służące do przygotowania c.w.u. zaopatrują w ciepło również instalację c.o. Praca źródła ciepła odbywa się wtedy najczęściej z priorytetem zasilania w ciepło układu c.w.u. Z powodu ochrony wody przed bakteriami Legionelle'a stosowana jest okresowa dezynfekcja termiczna, wymagająca podgrzewania wody do temperatury co najmniej 70°C.

Cechami charakterystycznymi układu przygotowania c.w.u. są: moc znamionowa wymiennika ciepła równa wymaganej mocy cieplnej źródła ciepła oraz pojemność zasobnika c.w.u.

Źródła ciepła

Stosowane są najczęściej węzły cieplne lub indywidualne źródła ciepła. W związku z udoskonaleniem urządzeń wykorzystywanych jako indywidualne źródła ciepła, zapewniającym ich wysoką efektywność energetyczną i niskoemisyjność wytwarzania ciepła oraz znaczną trwałość, niezawodność oraz bezobsługowość ich pracy, źródła indywidualne skutecznie konkurują ze źródłami scentralizowanymi i nawet na obszarach o znacznej gęstości zamieszkania stają się podstawowymi źródłami ciepła dla budynków mieszkalnych. Wśród źródeł indywidualnych wyróżnić można: kotły gazowe (KGG), kotły olejowe (KGO), kotły kondensacyjne gazowe (KGGk), elektryczne sprężarkowe pompy ciepła (ESPC) i, głównie dla mniejszych budynków, kotły węglowe (KGW) lub spalające biomasę. Jednak wśród kotłów przeznaczonych do spalania paliw stałych tylko kotły z automatyzacją spalania i podawania paliwa pozwalają na uzyskanie zbliżonych, w stosunku do kotłów gazowych lub olejowych, warunków dotyczących obsługi, sprawności i emisji zanieczyszczeń. W przypadku większych nominalnych zapotrzebowań ciepła wykorzystywane mogą być układy biwalentne. W celu zmniejszenia zużycia paliw stosowane są kolektory słoneczne (KS), współpracujące z zasobnikami ciepła (ZSC). W budynkach jednorodzinnych wykorzystywana jest również energia elektryczna do bezpośredniego ogrzewania pomieszczeń (OEL) lub przez kotły elektryczne.

Źródło ciepła określają głównie: rodzaj i moce (powierzchnie) znamionowe elementów wytwarzających (pozyskujących) ciepło.

3. PRZEGLĄD LITERATURY DOTYCZĄCEJ OPTYMALIZACJI OCHRONY CIEPLNEJ I ZAOPATRZENIA BUDYNKU W CIEPŁO

Problem cząstkowego określania optymalnych wielkości dotyczących ochrony cieplnej budynku i zaopatrzenia go w ciepło rozpatrywany był w wielu pracach.

Znaczącym przyczynkiem w obszarze poszukiwania optymalnej ochrony cieplnej budynku są prace C. Meiera [101-103 i inne]. Przedstawiona w nich została metoda wyznaczania optymalnych wartości współczynników U przegród budowlanych otaczających ogrzewane wnętrza pomieszczeń. Omawiana metoda różnicuje określone optymalne wartości U w zależności od rodzaju (przegrody zewnętrzne: ściana pionowa, stropodach, strop nad piwnicą itd., przegrody wewnętrzne) i typu przegrody, stosowanego materiału izolacyjnego (poprzez współczynniki przewodzenia i koszty jednostkowe), położenia geograficznego oraz temperatury w ogrzewanym pomieszczeniu rozpatrywanego budynku mieszkalnego. Podstawą obliczeń są przeciętne koszty jednostkowe wytwarzania ciepła, obejmujące nakłady eksploatacyjne związane z sezonowym zużyciem paliwa, oraz koszty zakupu materiału izolacji. Podane zależności oraz wykresy ujmują dynamiczny rachunek wymienionych kosztów. Określanie sezonowego zużycia paliwa odbywa się na podstawie stopniodni ogrzewania. Zaletą metody jest możliwość poszukiwania optymalnego rozwiązania ocieplenia przegród przy ustalonych, przeznaczonych na ten cel, nakładach finansowych.

Krajowe prace, między innymi [24,27,69-71,105,141,162], oparte są na podobnym ujęciu wyznaczania optymalnej ochrony cieplnej budynku. W pracach [24, 127] przedstawiono sposób postępowania w odniesieniu do pojedynczej przegrody i przyjęciu statycznego rachunku kosztów, przy czym w [27] zaproponowano wprowadzenie współczynnika dodatkowego wzrostu kosztów wraz ze wzrostem grubości izolacji.

Rozważania zawarte w [105] wskazują na potrzebę jednoczesnej optymalizacji oporów cieplnych wszystkich elementów zewnętrznej powłoki budynku poprzez średnią wartość współczynnika U dla całej obudowy.

J. Górczyński [69-71] przedstawia metodę wyznaczania optymalnej grubości izolacji cieplnej w oparciu o maksymalizację dynamicznie liczonych zysków (oszczędności) kapitałowych w okresie eksploatacji.

Rozszerzenie analiz związanych z optymalizacją ochrony cieplnej budynku dokonane zostało między innymi przez S. Owczarka [118]. W oparciu o dwukryterialną analizę autor wyznaczył optymalny kształt budynku o podstawie wieloboku oraz oporność przegród, uzależnioną od orientacji. Rozważanymi kryteriami były: minimalny koszt ciepła pobieranego z sieci ciepłowniczej oraz minimalny koszt wzniesienia budynku.

J.A. Pogorzelski i E. Rudczyk - Malijewska [135] podają wyniki obliczeń optymalnych grubości izolacji cieplnej dla przegród zewnętrznych w zależności od rodzaju przegrody i stosowanego materiału. Użyte zależności dotyczące optymalnej grubości izolacji uwzględniają wpływ mostków cieplnych na izolacyjność cieplną przegród.

Ogólne podstawy dotyczące analizy wielokryterialnej oceny instalacji grzewczych podaje H. Bach [2,3]. Wszystkie funkcje oceny zawarte są w kilku grupach wymagań. Podstawowe kryteria stałe dotyczą: spełnienia zasadniczych żądań technicznych, pokrycia potrzeb cieplnych ogrzewanych pomieszczeń, umożliwienia instalacji (zabudowy), zapewnienia bezpieczeństwa i wymagań higienicznych. Kryteria te mogą zawierać oceny cząstkowe w postaci: zapewnienia wytrzymałości ciśnieniowej, zabezpieczenia szczelności, unikania dostępu tlenu do wnętrza instalacji, zachowania ochrony przed korozją - zasadnicze żądania techniczne, kompensacji strat ciepła przenikania i wentylacji oraz zagwarantowania temperatur nominalnych - pokrycie potrzeb cieplnych ogrzewanych pomieszczeń, dopasowania wymiarowego komponentów i możliwości przyłączeniowych - umożliwienie instalacji. Inne to unikanie: otwartego ognia w obszarze przebywania, nadciśnień, wysokich

temperatur, ostrych krawędzi, wypływu spalin (zapewnienie bezpieczeństwa) oraz powstawania zanieczyszczeń i umożliwienie czyszczenia - zapewnienie wymagań higienicznych. Wymagania graniczne dotyczą: tworzenia komfortu cieplnego, zapewnienia higieny, minimalizacji zapotrzebowania energii przez instalację, zapewnienia opłacalności ekonomicznej, łatwości obsługi i minimalizacji obciążenia środowiska. W zakres tych wymagań mogą wchodzić następujące wskaźniki cząstkowe: wyrównanie bilansu promieniowania długofalowego, uniemożliwienie opadania chłodnych strumieni powietrza i przeciągu, unikanie powstawania hałasu - tworzenie komfortu cieplnego, przestrzeganie granicznych koncentracji - zapewnienie higieny. Do tej grupy należy także zapewnienie wymagań regulacyjnych - minimalizacja zapotrzebowania energii przez instalację, automatyzacja źródła ciepła (łatwość obsługi) oraz utrzymanie granicznych wartości zanieczyszczeń - minimalizacja obciążenia środowiska.

Większość z przedstawionych wskaźników ma charakter subiektywnych ocen. Wskazanie wariantu optymalnego następuje na podstawie przyjętych wag „ważności” poszczególnych kryteriów i przyporządkowanym im ocenom.

Analiza wielokryterialna stosowana jest również przez H. Jędrzejuk i W. Marksa [82-85, 104] w celu optymalizacji kształtu i struktury budynków oraz/lub wykorzystania źródeł ciepła w stosunku do pojedynczego budynku bądź grupy budynków. Podstawowymi wskaźnikami dla optymalizacji są: minimalny koszt budowy, obejmujący przegrody i źródło ciepła, minimalny roczny koszt nośników energii, minimalna emisja zanieczyszczeń stałych i gazowych w odniesieniu do budynku o zadanej kubaturze. Optymalne wielkości wyznaczone są po dekompozycji zadania do dwóch, obejmujących wielkości dotyczące: konstrukcji budynku i źródła ciepła. Rozpatrywane są głównie monowalentne źródła ciepła.

W pracach [108,109] zastosowano wielokryterialną analizę wyboru optymalnego sposobu zaopatrzenia w ciepła budynków. Dla określenia sposobu zaopatrzenia w ciepło grupy budynków rozważa się następujące kryteria: wskaźnik przepustowości układu zasilania, kryterium współczynnika skojarzenia, kryterium uwzględniające udział kosztów stałych i zmiennych w fazie eksploatacji inwestycji, kryterium sprawności termicznej i kryterium uciążliwości ekologicznej. Rozwiązywany problem ogranicza się do źródła ciepła, nie ujmując odnowy ochrony cieplnej. Ogólne podstawy do oceny energetycznej indywidualnych i centralnych źródeł ciepła podano między innymi w pracach [95,139,158,161].

W [11] przedstawiono metodę analizy pracy multiwalentnego źródła ciepła i wyznaczania kosztów całkowitych bez określania optymalnej postaci tego źródła.

Z poprawą ochrony cieplnej związane jest również przyjęcie optymalnej temperatury czynnika grzewczego instalacji c.o., obniżonej w stosunku do rozwiązań tradycyjnych. Zalety instalacji niskotemperaturowych przedstawiane były w licznych pracach [4, 9, 52, 77, 100, 140, 152-154, 179]. Problemem jest określenie najkorzystniejszych temperatur w łącznym ustalaniu wielkości, dotyczących ochrony cieplnej, instalacji i źródła ciepła dla budynku. W dostępnych pracach brak jest tak kompleksowych analiz.

Za granicą stosowane są programy komputerowe dla optymalizacji ochrony cieplnej budynku i wyboru właściwego źródła ciepła. Przykładem takiego programu jest program OPERA [74]. Program uwzględnia jednak tylko wąską grupę monowalentnych źródeł ciepła i warunki charakterystyczne dla Szwecji, nie jest ukierunkowany na optymalizację wykorzystania energii słonecznej. Określanie efektów związanych z wykorzystaniem układu solarnego w źródle ciepła możliwe jest za pomocą takich programów, jak TRNSYS, EMGP2, EUROSOL, F-CHART, T*SOL, GetSolar i inne. Cztery ostatnie są wyraźnie zorientowane na rozważania, dotyczące układów solarnych z uwzględnieniem pewnych określonych konfiguracji elementów składowych źródeł ciepła, niektóre z nich pozwalają na jednoczesną analizę ekonomiczną. Bilansowanie cieplne związane z pozyskiwaniem, gromadzeniem, uzupełnianiem przez dodatkowe elementy, zużywaniem przez instalacje prowadzone jest po

przyjęciu uproszczeń, np. zapotrzebowanie ciepła dla c.o. i c.w.u. określane jest na podstawie małej charakterystyki cieplnej budynku lub powierzchni ogrzewanej, stanu ochrony cieplnej i rodzaju budynku (jednorodzinny, wielorodzinny). Dwa pierwsze pozwalają na szczegółowe dynamiczne bilansowanie cieplne budynku (aczkolwiek przyjmowane są również uproszczenia, jak chociażby przepływy powietrza wentylacyjnego ze stałą intensywnością) oraz wyznaczanie stanów pracy monowalentnego lub biwalentnego źródła ciepła. Programy te jednak nie są zorientowane na wyznaczanie rozwiązań optymalnych.

Wszystkie zaprezentowane prace, ukierunkowane na poszukiwanie optymalnej ochrony cieplnej lub źródła ciepła, wykorzystują do określania sezonowego zapotrzebowania paliwa metodę stopniodni z ewentualnym uwzględnieniem zysków ciepła od promieniowania słonecznego. Liczba stopniodni nie zawsze jest łączona z konkretnym budynkiem i właściwą dla rozpatrywanego budynku oraz jego izolacji cieplnej temperaturą równowagi strat i zysków ciepła. Po stronie strat ciepła zaniebdywane jest w wielu pracach zapotrzebowanie ciepła na wentylację. W przypadku uwzględniania zapotrzebowania ciepła na podgrzanie powietrza wentylacyjnego zakłada się zawsze stałą w sezonie grzewczym liczbę wymian powietrza- stosowanie wentylacji naturalnej wiąże się zazwyczaj ze zmienną liczbą wymian. Pomijane są wewnętrzne zyski ciepła. Prawie wszystkie prace zaniebdują zyski ciepła od promieniowania słonecznego przez przegrody nieprzeźroczyste. W kosztach ogrzewania pomija się koszty inwestycyjne instalacji grzewczej, a tylko niektóre prace uwzględniają koszty inwestycyjne źródła ciepła. Zaniebdwany jest również rodzaj instalacji grzewczej. Rozpatrując źródło ciepła, pomija się jego zwymiarowanie i pracę dla przygotowania c.w.u. Pomijane są również zazwyczaj koszty naprawy środowiska w związku z emisją produktów spalania. W pracach obejmujących łączne określenie wielkości, dotyczących konstrukcji budynku i źródła ciepła rozpatrywane są głównie monowalentne źródła ciepła. Stan cieplny ogrzewanych pomieszczeń ujmowany jest tylko przez temperaturę powietrza wewnętrznego, przyjmowaną zgodnie z temperaturą normatywną. Uniemożliwia to uwzględnienie wpływu oporów cieplnych przegród otaczających ogrzewane wnętrza pomieszczeń oraz instalacji c.o. na odbiór stanu cieplnego pomieszczeń przez ich użytkowników.

4. SFORMUŁOWANIE ZAGADNIENIA

Celem optymalizacji jest wyznaczenie najkorzystniejszych wielkości, dotyczących ochrony cieplnej, instalacji i źródła ciepła dla rozpatrywanego budynku mieszkalnego. Rozwiązanie najkorzystniejsze związane jest z minimalnym, ze względu na inwestora i użytkownika, kosztem uzyskania wymaganych warunków cieplnych.

4.1. Podstawowe założenia

- Rozważania dotyczą budynku mieszkalnego o ustalonym położeniu i wstępnie zadanym rozwiązaniu architektonicznym, co oznacza, że określone zostały: usytuowanie (strefa klimatyczna), kształt i orientacja budynku, kubatury, rodzaj i położenie wewnętrznych pomieszczeń oraz wskazana została obecność okien w przegrodach zewnętrznych z podaniem wymaganej ze względów oświetleniowych (minimalnej) ich powierzchni. Określony jest również sposób i program użytkowania pomieszczeń.
- Warunkiem koniecznym i wystarczającym uzyskania w ogrzewanych pomieszczeniach rozpatrywanego budynku mieszkalnego właściwego mikroklimatu jest dostarczenie do pomieszczeń odpowiednich strumieni ciepła i powietrza, których wielkości wynikają z bilansu ciepła i wydzielanych zanieczyszczeń, przy czym przestrzeń wewnętrzna pomieszczenia traktowana jest jako punkt. Wymagana temperatura operacyjna wynosi: $t_o = 20^\circ\text{C}$.
- Dopływ do budynku odpowiedniej ilości powietrza, zgodnej z zalecanymi liczbami wymian powietrza n_w , pozwala uzyskać w poszczególnych pomieszczeniach wymaganą wilgotność φ , (ogólnie czystości powietrza), zaś właściwy jego rozdział warunkuje pożądane prędkości przepływów powietrza w ,
Instalacja c.w.u. dostarcza do poszczególnych punktów czerpalnych pożądaną ilość wody. Podgrzewanie ciepłej wody odbywa się z pierwszeństwem przygotowania c.w.u. Nie dotyczy to jedynie układów przygotowania c.w.u., współpracujących z kotłami węglowymi zwykłymi.
Zastosowanie w układzie przygotowania c.w.u. wymiennika ciepła o właściwej znamionowej mocy oraz zasobnika ciepła o odpowiedniej pojemności oraz zapewnienie stosownej mocy źródła ciepła $\dot{Q}_{Bo}^{c.w.u.}$ warunkuje wymaganą temperaturę c.w.u. (z dopuszczalnymi odchyłkami) w dowolnej chwili. Oznacza to spełnienie warunku dostępności do c.w.u. i pozwala komfortową dostępność do c.w.u. obserwować przez jej dobowe zapotrzebowanie. Dobowy przebieg rozbiór c.w.u. przyjęto jako niezmienny dla poszczególnych dni roku.
Wymagane warunki cieplne użytkowania budynku sprowadzają się zatem do uzyskania w ogrzewanych pomieszczeniach odpowiedniej temperatury t_i i t_r (wynikających z t_o), krotności wymian powietrza n_w oraz dobowych ilości i temperatury c.w.u.- rys. 4.1.
- Ustalona jest dostępność do pierwotnych nośników energii.
- Instalacja centralnego ogrzewania typu wodnego wykonana jest w jednej z trzech zasadniczych technologii materiałowych: tworzywo sztuczne, miedź lub stal.
- Uwzględnianymi cechami środków spełniania pożądanego warunków cieplnych są:
 - rodzaj przegród budowlanych ze zwróceniem uwagi na rodzaj zewnętrznej ich warstwy oraz rodzaj i grubość izolacji cieplnej,
 - rodzaj i powierzchnia okien wyposażonych w żaluzje zewnętrzne lub okien ze szkłem pryzmatycznym [97],
 - rodzaj instalacji c.o.,
 - rodzaj instalacji wentylacyjnej,

- rodzaj źródła ciepła. Źródło ciepła zasila w ciepło instalację c.o., układ przygotowania c.w.u. i ewentualnie instalację wentylacyjną w przypadku wentylacji mechanicznej nawiewno - wywiewnej. Ogólnie, zawierać może kilka podstawowych elementów: kocioł grzewczy, pompę ciepła, kolektory słoneczne, grzałkę elektryczną i zasobniki ciepła. Określenie źródła ciepła oznacza wskazanie rodzaju źródła z podaniem składu i mocy (wielkości) nominalnych elementów składowych w przypadku układów.

4.2. Funkcja celu (kryterium podstawowe) dla wyznaczania optymalnej ochrony cieplnej, instalacji i źródła ciepła

Funkcja celu jako przeciętne roczne koszty całkowite (k_c), a więc suma rocznych przeciętnych w okresie eksploatacji nakładów inwestycyjnych i eksploatacyjnych dla uzyskania wewnątrz budynku potrzebnej temperatury powietrza przy wymaganej intensywności wentylacji i ilości c.w.u. (rys.4.2.), przyjmuje postać:

$$k_c = f\left[\{g_{iz.}\}, r_{i.c.}, \{F_{ok.z.}\}, r_{ok.z.}, r_{s.z.}, r_{i.c.o.}, (t_1^N, t_2^N), r_{i.w.}, r_{z.c.}, \{Q_1^{zr}, Q_2^{zr}(t_p), Q_3^{zr}(F_{KS}), V_{ZSC}\}\right] \quad (4.1)$$

przy czym:

$$Q_{Bo}^N \leq Q_1^{zr} + Q_2^{zr} + Q_3^{zr}(F_{KS}) \text{ - dla czynnych jednocześnie w warunkach nominalnych elementów źródła ciepła} \quad (4.2a)$$

oraz

$$Q_{Bo}^{c.o.} \leq Q_1^{zr} + Q_2^{zr} + Q_3^{zr}(F_{KS}) \text{ i} \quad (4.2b)$$

$$Q_{Bo}^{c.w.u.} \leq Q_1^{zr} + Q_2^{zr} + Q_3^{zr}(F_{KS}) \text{ - dla czynnych jednocześnie w warunkach dowolnych elementów źródła ciepła w przypadku priorytetu przygotowania c.w.u.} \quad (4.2c)$$

lub

$$Q_{Bo}^{c.o.} + Q_{Bo}^{c.w.u.} \leq Q_1^{zr} + Q_2^{zr} + Q_3^{zr}(F_{KS}) \text{ - dla czynnych jednocześnie w warunkach dowolnych elementów źródła ciepła w przypadku braku pełnego priorytetu przygotowania c.w.u.,} \quad (4.2d)$$

a także $F_{KS} \leq F_{dysD}$,

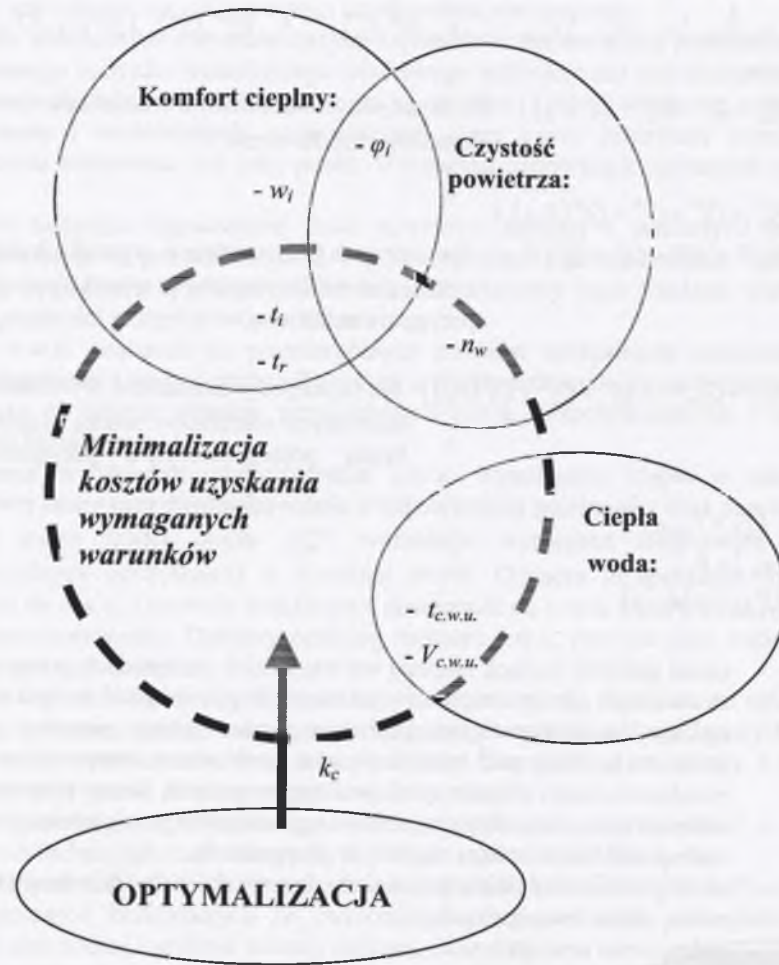
$$\{g_{iz.}\} \geq 0 \quad (4.2f)$$

$$\text{i} \quad \{F_{ok.z.}\} \leq \{A_{s.z.p}\} \quad (4.2g)$$

gdzie:

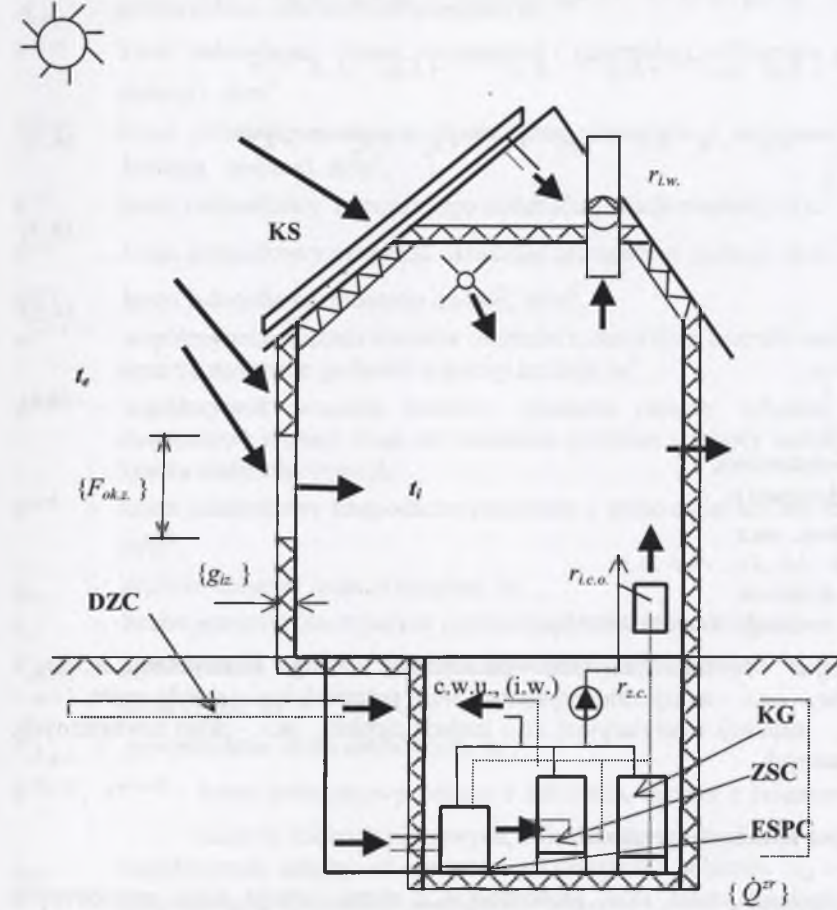
- $\{g_{iz.}\}$ - układ grubości izolacji cieplnej we wszystkich przegrodach, przez które następuje strata ciepła do otoczenia z ogrzewanych pomieszczeń budynku. Wyróżnia się ogólnie następujące przegrody zewnętrzne: ściany pionowe (4 orientacje), stropodach, strop pod nieogrzewanym poddaszem, strop nad nieogrzewanymi pomieszczeniami piwnicznymi, podłogę na gruncie, ściany pionowe zewnętrzne i wewnętrzne oraz podłogę częściowo ogrzewanych pomieszczeń piwnicznych,
- $r_{i.c.}$ - rodzaj materiału izolacji cieplnej w przegrodach,
- $\{F_{ok.z.}\}$ - układ powierzchni okien w ścianach pionowych i połączeniach stropodachu,
- $r_{ok.z.}$ - rodzaj okien zewnętrznych,
- $r_{s.z.}$ - rodzaj ścian zewnętrznych,
- $r_{i.c.o.}$ - rodzaj instalacji c.o.,
- $r_{i.w.}$ - rodzaj instalacji wentylacyjnej,
- $r_{z.c.}$ - rodzaj źródła ciepła,
- F_{dysD} - powierzchnia dyspozycyjna dachu,

F_{KS} - powierzchnia kolektorów słonecznych,
 $\{\dot{Q}^{sr}\}$ - układ wielkości elementów wytwarzających ciepło w źródle ciepła,
 $Q_B^N, (Q_{Bo}^N)$ - nominalne zapotrzebowanie ciepła (od strony źródła ciepła) rozważanego budynku dla c.o. i c.w.u., z uwzględnieniem sposobu przygotowania c.w.u.,
 $Q_B^{c.o.}, (Q_{Bo}^{c.o.})$ - wymagany strumień ciepła dla c.o. (od strony źródła ciepła),
 $\bar{Q}_B^{c.w.u.}, \bar{Q}_B^{c.w.u.}, (\bar{Q}_{Bo}^{c.w.u.}, \bar{Q}_{Bo}^{c.w.u.})$ - wymagany strumień ciepła (od strony źródła ciepła) dla podgrzania c.w.u. bez priorytetu i z pierwszeństwem,
 V_{zsc} - objętość zasobnika do gromadzenia ciepła z układu solarnego,
 $\{A_{s.z.}\}$ - powierzchnie przegród zewnętrznych pionowych i stropodachu, wyróżnionych według stron świata.



Rys. 4.1. Wielkości określające warunki cieplne po przyjęciu założeń
 Fig. 4.1. Parameters describing thermal conditions with certain assumptions made

Koszty całkowite (wyznaczone rachunkiem dynamicznym) obejmują nakłady inwestycyjne, dotyczące: przegród budowlanych z izolacją, instalacji grzewczych i wentylacyjnej oraz elementów źródła ciepła (z uwzględnieniem pomieszczeń magazynowania stosowanych paliw) i eksploatacyjne uwzględniające: zużycie paliw, zużycie energii elektrycznej, koszty obsługi i remontów, opłaty za emisję zanieczyszczeń. Pomijane są te składniki kosztów, które mają charakter stałych ze względu na poszukiwanie rozwiązania optymalnego.



Rys. 4.2. Schemat ideowy budynku, dla którego poszukiwana jest najkorzystniejsza ochrona cieplna i źródło ciepła
 Fig. 4.2. Schematic diagram of the building used for investigation of optimal thermal protection and heat source

Przeciętny zdyskontowany roczny koszt całkowity, ujmujący wzrost cen paliw, energii elektrycznej, urządzeń, robocizny, opłat za emisję zanieczyszczeń itp. w czasie, wyrażony jest w postaci:

$$K_c = K_{i0}^{zr} \cdot a + K_{i0}^{s.o.} \cdot a \cdot (1 - r^{s.o.}) + K_{i0}^{i.c.o.} \cdot a \cdot (1 - r^{i.c.o.}) + K_{i0}^{i.w.} \cdot a \cdot (1 - r^{i.w.}) + K_{i0}^{i.c.} \cdot a \cdot (1 - r^{i.c.}) + K_{i0}^{ok.z.} \cdot a \cdot (1 - r^{ok.z.}) + K_{i0}^{s.z.} \cdot a \cdot (1 - r^{s.z.}) + K_{e0}^{pal.} \cdot a \cdot d^{pal.} + K_{e0}^{e.el.} \cdot a \cdot d^{e.el.} + K_{e0}^{ob.irem.} \cdot a \cdot d^{ob.irem.} + K_{e0}^{em.z.} \cdot a \cdot d^{em.z.} =$$

$$= k_i^{zr} + k_i^{s.o.} + k_i^{i.c.o.} + k_i^{i.w.} + k_i^{i.c.} + k_i^{ok.z.} + k_i^{s.z.} + k_e^{pal.} + k_e^{e.el.} + k_e^{ob.irem.} + k_e^{em.z.} \quad (4.3)$$

gdzie, według [21]:

$$a = \frac{q^{n_o} \cdot (1 - q)}{q^{n_o} - 1}, \quad (4.4)$$

$$d^s = \frac{q^{n_o} - k_w^s}{q^{n_o} \cdot (q - k_w^s)}, \quad (4.5)$$

$$r^{s1} = \frac{n_{s1} - n_o}{n_{s1}} \left(\frac{k_w^{s1}}{q} \right)^{n_o}, \quad (4.6)$$

n_o - żywotność podstawowa,

n_{s1} - żywotność elementu s_1 ,

$s = pal., e.el., ob.irem., em.z.$,

$s_1 = prz., s.o., i.c.o., i.w., i.c., ok.z., s.z.$,

q - współczynnik dyskonta,

k_w - współczynnik rocznego wzrostu kosztów,

a indeksy dotyczą: zr - źródła ciepła, $pal.$ - paliwa, $e.el.$ - energii elektrycznej, $ob.irem.$ - obsługi i remontów, $em.z.$ - emisji zanieczyszczeń, $prz.$ - przegród, $s.o.$ - składu opału, $i.c.o.$ - instalacji c.o., $i.w.$ - instalacji wentylacyjnej, $i.c.$ - izolacji cieplnej, $ok.z.$ - okien zewnętrznych, $s.z.$ - ścian zewnętrznych.

Koszty inwestycyjne elementów przegród

Zakłada się, że budynek może mieć jednocześnie 2 różne rodzaje ścian zewnętrznych pionowych (np. ściany z izolacją tradycyjną i transparentną) oraz 2 rodzaje okien zewnętrznych: montowane w ścianach pionowych i dachowe. Ściany pionowe mogą być jednowarstwowe lub wielowarstwowe [7,17,31,142,147,156], a warstwa izolacji cieplnej znajduje się po zewnętrznej stronie warstwy konstrukcyjnej przegrody. W przypadku renowacji ścian zewnętrznych przyjmuje się zastosowanie metody mokrej lekkiej [25,148]. Koszt izolacji cieplnej zawiera również koszt jej pokrycia zewnętrznego.

Koszt ścian, izolacji cieplnej i okien wyrażono w postaci:

$$K_{i0}^{s.z.} = \sum_{i=1}^{i=4} A_{s.z.p.}^i \cdot k_i^{s.z.p.} \quad (4.7)$$

$$K_{i0}^{i.c.} = \sum_{i=1}^{i=i_s.o.} A_{s.o.}^i \cdot [k_i^{i.c.} \cdot g_{iz.}^i + k_i^{o.z.} + k_i^{z.i.c.} \cdot (1 + w_i^{w.k.z.i.c.} \cdot g_{iz.}^i)] =$$

$$= \sum_{i=1}^{i=i_s.o.} A_{s.o.}^i \cdot [k_i^{i.c.} \cdot (1 + w_i^{w.k.i.c.}) \cdot g_{iz.}^i + k_i^{o.z.} + k_i^{z.i.c.}] = \sum_{i=1}^{i=i_s.o.} A_{s.o.}^i \cdot [k_i^{i.c.} \cdot (1 + w_i^{w.k.i.c.}) \cdot g_{iz.}^i + (S_{iz.})_i] \quad (4.8)$$

$$K_{i0}^{ok.z.} = \sum_{i=1}^{i=4} [(k^{ok.z.p.} - a_{ok} \cdot k_i^{s.z.p.i.}) \cdot (F_{ok.z.p.}^i) + (k^{ok.z.d.} - a_{ok} \cdot k_i^{strd.}) \cdot (F_{ok.z.d.}^i)] \quad (4.9)$$

gdzie:

$A_{s.z.p.}$ - powierzchnie przegród zewnętrznych pionowych (bez powierzchni drzwi i okien), wyróżnia się 4 powierzchnie według stron świata, m^2 ,

$A_{s.o.}$ - powierzchnie izolowanych przegród, m^2 ,

$k^{s.z.p.}$ - koszt jednostkowy ściany zewnętrznej (materiału i wykonania, ale bez materiału izolacji), $zł/m^2$,

$k_i^{s.z.p.i.}$ - koszt jednostkowy ściany zewnętrznej (materiału i wykonania, z ewentualną izolacją cieplną), $zł/m^2$,

$k^{i.c.}$ - koszt jednostkowy rozważanego materiału izolacji cieplnej, $zł/m^3$,

$k^{o.z.}$ - koszt jednostkowy materiału okładziny zewnętrznej izolacji, $zł/m^2$,

$k^{z.i.c.}$ - koszt jednostkowy montażu izolacji, $zł/m^2$,

$w^{w.k.z.i.c.}$ - współczynnik wzrostu kosztów montażu izolacji (bez kosztów materiału izolacji) wraz ze wzrostem grubości warstwy izolacji, m^{-1} ,

$w^{w.k.i.c.}$ - współczynnik wzrostu kosztów montażu (koszty robocze i dodatkowych materiałów) izolacji wraz ze wzrostem grubości warstwy izolacji, odniesiony do kosztu materiału izolacji,

$k^{strd.}$ - koszt jednostkowy stropodachu (materiału i wykonania, ale bez materiału izolacji), $zł/m^2$,

$g_{iz.}$ - grubość warstwy izolacji cieplnej, m,

$i_{s.o.}$ - liczba przegród otaczających ogrzewaną przestrzeń budynku,

$F_{ok.z.p.}$ - powierzchnie okien w ścianach zewnętrznych pionowych wyróżnianych według stron świata, m^2 ,

$F_{ok.z.d.}$ - powierzchnie okien dachowych, m^2 ,

$k^{ok.z.p.}, k^{ok.z.d.}$ - koszt jednostkowy zakupu i założenia, łącznie z żaluzjami zewnętrznymi, okien w ścianach pionowych, okien dachowych, $zł/m^2$,

a_{ok} - współczynnik zależny od rozważanego przypadku obliczeń: $a_{ok} = 1$ - w przypadku poszukiwania optymalnej powierzchni okien, $a_{ok} = 0$ - w przypadku rozpatrywania wymiany okien,

$S_{iz.}$ - stałe, związane z kosztami inwestycyjnymi dotyczącymi izolacji cieplnej przegród.

Użyte wielkości można określić na podstawie odpowiednich katalogów, cenników i innych materiałów, np. [17, 147, 148].

Współczynnik $w^{w.k.i.c.}$ przyjęto jako: 0,15 dla ścian pionowych (na skutek np. zwiększenia długości łączników warstw przegrody, zwiększonego zużycia materiałów oprawy wnek okiennych), 0,08 dla izolacji związanej ze stropem nad piwnicą (powiększenie wysokości kondygnacji) i 0,02 dla izolacji związanej ze stropem pod nieogrzewanym poddaszem.

Koszt inwestycyjny źródeł ciepła i składu opału

Koszt źródła ciepła zawiera koszt zakupu i zamontowania kotłów lub innych urządzeń podstawowych oraz ewentualnych instalacji odprowadzania spalin, doprowadzenia paliwa i wyrażony jest jako:

$$K_{i0}^{zr} = f^{zr}(Q_B^N) \quad (4.10)$$

gdzie:

Q_B^N - nominalne zapotrzebowanie ciepła budynku, kW,

f^{zr} - wielomian kwadratowy aproksymujący na podstawie cenników koszty elementów źródła ciepła w zależności od nominalnej mocy cieplnej, zł.

Koszt składu opału obejmuje pomieszczenie i urządzenia:

$$K_{i0}^{s.o.} = (k^{k.j.p.s.o.} + k^{k.j.u.s.o.}) \cdot f^{s.o.}(Q_B^r) \quad (4.11)$$

gdzie:

Q_B^r - roczne zapotrzebowanie ciepła budynku, kWh,

$f^{s.o.}$ - funkcja przekształcająca roczne zużycie paliwa do kubatury składu opału, m³/kWh.
Można założyć, że kubatura składu opału jest równa dwukrotnej objętości magazynowanego paliwa, a przeciętna liczba dostaw paliwa w ciągu roku wynosi od 1 do 3,

$k^{k.j.p.s.o.}$ - koszt jednostkowy pomieszczenia składu opału, zł/m³,

$k^{k.j.u.s.o.}$ - koszt jednostkowy urządzeń składu opału (zbiorników oleju opałowego), zł/m³.

Koszt inwestycyjny instalacji c.o. i wentylacyjnej

Na podstawie kosztorysów wykonanych dla różnych budynków mieszkalnych (jednorodzinnych, wielorodzinnych 5- i 11-kondygnacyjnych) o różnym stopniu ochrony cieplnej (zgodnej z wymaganiami obowiązującymi w ostatnim 30-leciu) i dla różnych technologii materiałowych wykonania instalacji (stal, miedź, tworzywa sztuczne) aproksymowano koszty dla trzech grup wielkości budynków (jednorodzinne, wielorodzinne: średnie i wysokie) i technologii materiałowych w postaci:

$$K_{i0}^{c.o.} = r_m \cdot \left[a_0 + a_1 \cdot Q_B^{Nc.o.} + a_2 \cdot (Q_B^{Nc.o.})^2 + b_1 \cdot V_B + b_2 \cdot (V_B)^2 \right] + k^{g.c.o.} \cdot Q_B^{Nc.o.} \cdot \left[\frac{60}{0,5 \cdot (t_1^N + t_2^N) - t_i} \right]^{1+m} \quad (4.12)$$

gdzie:

$K_{i0}^{c.o.}$ - koszty inwestycyjne instalacji c.o., zł,

$k^{g.c.o.}$ - koszt jednostkowy grzejnika c.o. określony dla parametrów 90/70/20°C, zł/kg,

$Q_B^{Nc.o.}$ - nominalne zapotrzebowanie ciepła dla instalacji c.o., kW,

V_B - kubatura budynku, m³,

t_1^N, t_2^N - temperatury nominalne czynnika grzewczego w instalacji c.o., °C,

m - wykładnik charakterystyczny dla zastosowanych grzejników w instalacji c.o.

i przykładowo: $r_m = 850$, $a_0 = 6,89$, $a_1 = 0,31$, $a_2 = 0,0001$, $b_1 = 0,0019$, $b_2 = 0,000002$.

Koszt inwestycyjny instalacji wentylacyjnej dla trzech podstawowych typów: naturalnej, mechanicznej wywiewnej i mechanicznej nawiewnej (z odzyskiem ciepła za pomocą wymiennika ciepła lub /i pompy ciepła) opisano, na podstawie uproszczonych kosztorysów instalacji wentylacyjnej, jako:

$$K_{i0}^{i.w.} = f^{i.w.}(V_B^N) + f^{u.o.c.}(V_B^N), \quad (4.13)$$

gdzie:

$K_{i0}^{i.w.}$ - koszt inwestycyjny instalacji wentylacyjnej, zł,

$f^{u.o.c.}$ - trójmian kwadratowy aproksymujący koszty zakupu i zainstalowania układu odzysku ciepła,

V_B^N - nominalny strumień powietrza wentylacyjnego, m³/h.

Jako $f^{i.w.}(V_B^N)$ zakłada się:

$$f^{i.w.}(V_B^N) = k_j^{i.w.} \cdot V_B^N, \quad \text{zł.} \quad (4.13a)$$

Koszt jednostkowy $k_j^{i.w.}$ wynosi przykładowo: ~2-10zł/(m³·h⁻¹) - dla instalacji grawitacyjnej, zależnie od jej wyposażenia (np. w nawiewniki powietrza, zawory wywiewne), ~20-80 zł/(m³·h⁻¹) - dla instalacji mechanicznej.

Wśród urządzeń mogących wchodzić w skład instalacji wentylacyjnej pomijane są w niniejszym opracowaniu bezprzeponowe i rurowe wymienniki gruntowe [6, 10, 35-37].

Koszt zużytego paliwa, energii elektrycznej i wynikający z opłat za emisję zanieczyszczeń

W kosztach zużytego paliwa i energii elektrycznej pominięto nakłady na dezynfekcję termiczną instalacji i układu przygotowania c.w.u.

Koszty zużytego paliwa, energii elektrycznej, opłat za emisję zanieczyszczeń oraz roczną emisję substancji j związaną z zaopatrzeniem budynku w ciepło zapisano jako:

$$K_{e0}^{pal.} = k^{pal.} \cdot (Q_i^r)^{-1} \int_r Q^{ch}(\tau) \cdot d\tau \quad (4.14)$$

$$K_{e0}^{e.el.} = \int_r k_d^{e.el.}(\tau) \cdot E(\tau) \cdot d\tau + k^{e.el.} \cdot a^{e.el.-r.z.c.} \cdot Q_B^r \quad (4.15)$$

$$K_{e0}^{em.z.} = \sum_j k_j^{em.z.} \cdot (e_j^{em.z.}) \cdot \left[\int_r Q^{zr}(\tau) \cdot d\tau \right] \quad (4.16)$$

$$E_j^{em.z.} = e_j^{em.z.z.} \cdot \left[\int_r Q^{zr}(\tau) \cdot d\tau \right] + e_j^{em.z.s.} \cdot \left[\int_r E(\tau) \cdot d\tau + a^{e.el.-r.z.c.} \cdot Q_B^r \right] \cdot \frac{\eta_s}{\eta_{e.el.}} \quad (4.17)$$

gdzie:

$k^{pal.}$ - koszt jednostkowy paliwa, który ogólnie można zapisać jako:

$$k^{pal.} = f \left[\int_r Q^{ch}(\tau) \cdot d\tau, Q_B^N \right], \quad \text{zł/kg,}$$

Q_i^r - wartość opałowa paliwa, kWh/kg,

$a^{e.el.-r.z.c.}$ - zapotrzebowanie energii elektrycznej do napędu pomp, wentylatorów itp. w stosunku do zapotrzebowania ciepła budynku,

$k^{e.el.} (k_d^{e.el.})$ - koszt jednostkowy energii elektrycznej (wg taryfy dziennej i nocnej), zł/kWh,

$k_j^{em.z.}$ - koszt jednostkowy opłaty za emisję substancji [125] j , zł/kg,

$e_j^{em.z.z.}$, $e_j^{em.z.s.}$ - emisja jednostkowa substancji j z paliwa spalane w rozważanym źródle, w siłowni cieplnej, kg/kWh,

$Q^{ch}(\tau)$, $Q^{zr}(\tau)$ - chwilowe: zapotrzebowanie energii chemicznej paliwa, wydajność źródła ciepła i wydajność kotła KG, kW,

$\eta_{e,el}$ - sprawność wykorzystania energii chemicznej paliwa w siłowni ciepłej dla wytworzenia energii elektrycznej zużywanej w źródle ciepła przyjmowana dalej jako 0,30,

η_s - sprawność energetyczna wytwarzania pary w siłowni ciepłej,

$E(\tau)$ - chwilowe zapotrzebowanie energii elektrycznej zużywanej przez ESPC lub OEL, kW.

Koszty obsługi i remontów

Koszty te wyznaczane są jako część nakładów inwestycyjnych:

$$K_{e0}^{ob.irem.} = a^{ob.irem.} \cdot K_{i0}^{zr}, \quad (4.18)$$

przy czym:

$a^{ob.irem.}$ - stosunek kosztów obsługi i remontów do kosztów inwestycyjnych, zł/zł,

K_{i0}^{zr} - nakłady inwestycyjne na źródło ciepła w roku zerowym, zł.

Według [21,167] można założyć: $a^{ob.irem.} = 0,05$.

W przypadku kotłów węglowych koszty obsługi i remontów uwzględniają również nakłady na usuwanie żużla - dla kotłów z automatycznym podawaniem paliwa przyjęto: $a^{ob.irem.} = 0,15$.

Tak przedstawiona funkcja celu nie pozwala oczywiście na ustalenie wszystkich cech, dotyczących budynku, instalacji i źródła ciepła, a mających wpływ na stan pożądanych warunków cieplnych. Możliwe jest jednak określenie wymienionych tu cech zasadniczych.

4.3. Zmienne decyzyjne i parametry

Wielkości podane w ostatniej grupie założeń i wyrażone później w (4.1) tworzą zbiór zmiennych decyzyjnych (rys. 4.3).

Pod rodzajem materiału izolacji cieplnej kryje się głównie wyróżnienie materiałów transparentnych i konwencjonalnych (styropian, wełna mineralna) oraz typ okładziny zewnętrznej. Cechami określającymi rodzaj wodnej instalacji c.o. są typ stosowanych grzejników oraz temperatury nominalne czynnika grzewczego: t_1^N , t_2^N , natomiast podstawowymi wyróżnikami instalacji wentylacyjnej są zapewniana liczba wymian powietrza oraz możliwość odzysku ciepła z powietrza odlotowego. Rodzaj okien określają: współczynnik U , szczelność oraz przepuszczalność promieniowania słonecznego, a wyznacznikami rodzaju ścian są: współczynnik przenikania ciepła i pojemność cieplna.

Cechami znamionowymi rodzaju źródła ciepła są rodzaj zużywanego paliwa i sprawność energetyczna, emisja zanieczyszczeń oraz jednostkowe nakłady na obsługę i remonty. Pod rodzajem kryje się również określony przedmiot, mający swój specyficzny koszt inwestycyjny.

Zbiór możliwych do zastosowania źródeł ciepła ($r_{z.c.}$) obejmuje:

- kotły grzewcze zwykłe gazowe i olejowe (KGG, KGO),
- kotły grzewcze kondensacyjne gazowe (KGGk),
- kotły węglowe (KGW),
- pompy ciepła sprężarkowe elektryczne (ESPC) z dowolnym dolnym źródłem ciepła,
- układy dwuźródłowe pomp ciepła i kotłów grzewczych,
- multiwalentne źródło ciepła (kocioł, pompa ciepła z dowolnym dolnym źródłem ciepła, kolektory słoneczne - zwykłe lub próżniowe - zasobniki ciepła),

- kotły lub grzejniki wykorzystujące energię elektryczną poprzez centralną instalację grzewczą, miejscowe ogrzewanie akumulacyjne lub płaszczyznowe i bezpośrednie punktowe lub akumulacyjne podgrzewacze c.w.u.,
- węzły cieplne dla poboru ciepła z sieci ciepłej.

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

Założono, że układ mocy nominalnych elementów biwalentnego źródła ciepła KG i ESPC lub KGG i KGGk dla określonej ich współpracy jest funkcją pewnej temperatury powietrza zewnętrznego t_p - temperatury biwalentnej. Jeśli: $t_e > t_p$, to w warunkach przeciętnych ciepło wytwarza podstawowy element źródła (ESPC lub KGGk), w przeciwniej sytuacji do pracy włącza się element drugi (układ równoległy) lub element ten pracuje samodzielnie.

Określenie źródła ciepła oznacza wskazanie rodzaju źródła z podaniem składu i mocy (wielkości) nominalnych elementów składowych w przypadku układów wieloźródłowych.

Podobnie przyjęto, że przy założonym układzie do pozyskiwania, gromadzenia i przekazywania do instalacji grzewczych energii promieniowania słonecznego sposób pracy układu określa temperatura t_{pKS} . Jest to temperatura rozgraniczająca pracę układu na dwa okresy:

- pracy podstawowej, tzn. pracy układu, w czasie której temperatura czynnika opuszczającego kolektory słoneczne jest równa wymaganej temperaturze zasilania dla instalacji c.o. lub układu przygotowania c.w.u.,
- pracy poza okresem podstawowym, a wówczas różnica temperatur czynnika wpływającego i wpływającego do kolektorów słonecznych nie przekracza 10 K. W ten sposób następuje pozyskiwanie ciepła dla $t_e < t_{pKS}$ oraz po załadowaniu poszczególnych stref do temperatur podstawowych.

Poszukiwanie t_{pKS} jest sensowne, szczególnie w przypadku źródeł ciepła zawierających pompy ciepła.

Wielkości: $\{g_{iz}\}$, $\{F_{ok.z.}\}$, $\{t_p, t_{pKS}, F_{KS}, V_{ZSC}\}$ można traktować jak ciągłe, natomiast pozostałe są wielkościami dyskretnymi. Do grupy wielkości o charakterze ciągłym należą również temperatury t_1^N , t_2^N , jednak w przyjętej dalej metodzie wyznaczania rozwiązania optymalnego traktowane będą jak wielkości dyskretne. Cechą znamionową zbioru wielkości dyskretnych jest niewielka liczba jego elementów, co wpływa na przyjęty sposób poszukiwania minimum funkcji celu.

Poszczególne podzbiory zbioru dyskretnych zmiennych decyzyjnych cechuje nieznaczna liczebność przynależnych elementów.

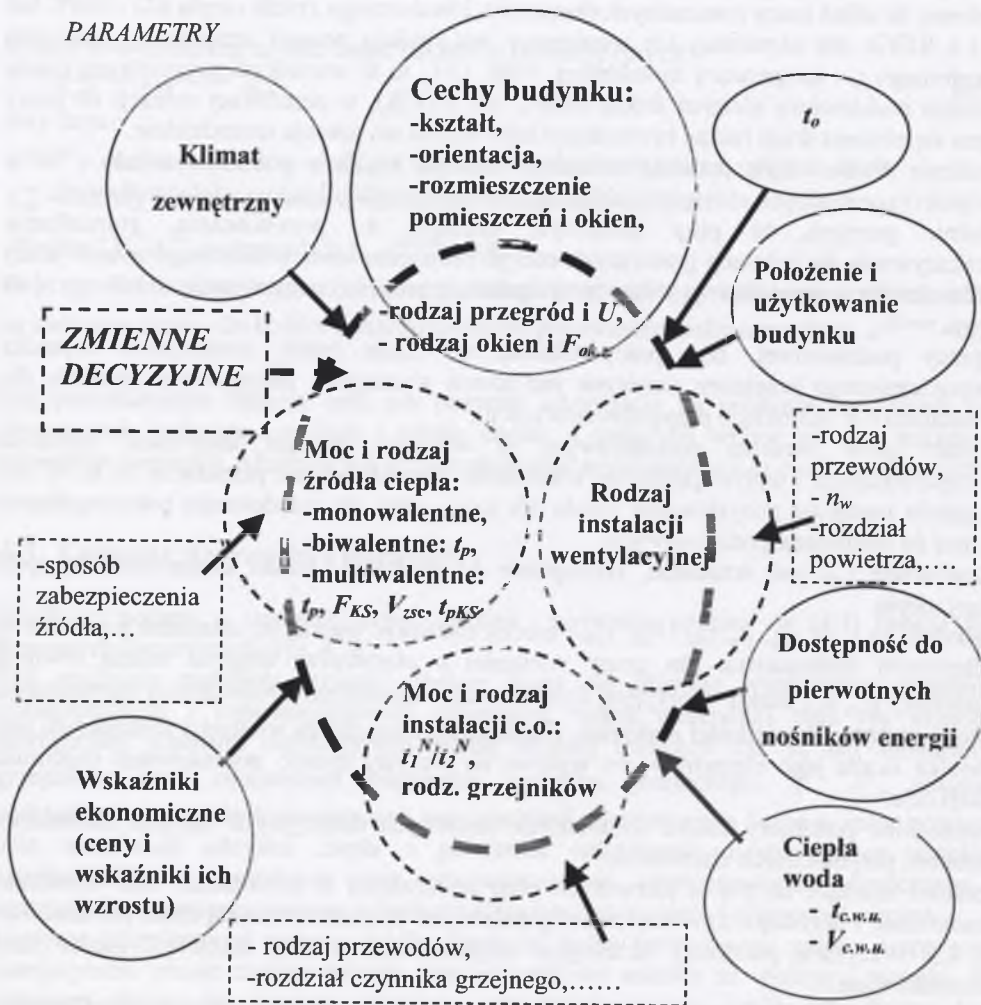
Wielkości należące do pięciu pierwszych grup wyrażonych w założeniach oraz wyróżniki ekonomiczne i dotyczące żywotności uwzględnianych elementów tworzą zbiór parametrów-rys. 4.3. Wszystkie parametry określające rozpatrywany problem traktować można jako zdeterminowane.

Granica między wielkościami stanowiącymi zmienne decyzyjne bądź parametry jest płynna. Zaliczenie określonej wielkości do zbioru zmiennych decyzyjnych lub parametrów zależy od rozpatrywanego przypadku obliczeniowego.

4.4. Warunki ograniczające

Nierówności dotyczące sumy mocy elementów składowych źródła ciepła: $Q_1^{zr} + Q_2^{zr} + Q_3^{zr}(F_{KS})$ oraz powierzchni KS, okien i grubości warstw izolacji (4.2a - 4.2g) stanowią podstawowe ograniczenia.

Warunki: 4.2a - 4.2d nie podlegają oddzielnemu rozpatrywaniu, bowiem każdorazowy układ mocy elementów źródłowych uwzględnianych w k_c : $Q_1^{zr} + Q_2^{zr} + Q_3^{zr} (F_{KS})$ musi być taki, aby warunki te były spełnione - oznacza to włączenie warunków do opisu k_c .



Rys. 4.3. Zmienne decyzyjne i parametry w rozpatrywanym zadaniu

Fig. 4.3. Decision variables and parameters in the task examined

4.5. Kryteria dodatkowe, rozważane przy poszukiwaniu racjonalnej ochrony cieplnej i wyboru źródła ciepła dla budynku mieszkalnego

Kryteriami uzupełniającymi mogą być następujące wielkości:

- przeciętne roczne zużycie energii w celu uzyskania wymaganych warunków cieplnych,
- przeciętna roczna emisja zanieczyszczeń w związku z uzyskaniem wymaganej temperatury operacyjnej w budynku i wytworzeniem odpowiedniej ilości c.w.u.,
- przeciętny roczny stopień wykorzystania egzergii chemicznej paliwa lub nakład egzergii w celu uzyskania wymaganych warunków cieplnych.

Obserwacja nakładów egzergii może być przydatna przy włączeniu do rozpatrywania zasilania budynku w ciepło skojarzonych źródeł ciepła i energii elektrycznej [153,154,158].

Wykorzystując te kryteria, można w przypadku rozwiązań równoważnych ($|k_c^1 - k_c^2| < p_r, p_r$ - próg równoważności) dokonać wyboru rozwiązania optymalnego ze względu na preferowane kryterium dodatkowe.

4.6. Rozpatrzenie wybranych właściwości funkcji celu

Poznanie wybranych właściwości funkcji celu zmierza do uzyskania informacji pomocnych do opracowania metody wyznaczania poszukiwanych wielkości optymalnych. Postać metody wynikać może, między innymi, z możliwości wydzielenia z funkcji celu dwóch składników, z których jeden zawierałby koszty zależne, dla określonego rodzaju źródła ciepła, tylko od parametrów związanych budynkiem, drugi zaś - wielkości odnoszące się do źródła ciepła i instalacji.

Dla zbadania wybranych właściwości funkcji celu przyjęto dodatkowe założenia:

- analizą objęto jedynie okres grzewczy: w przypadku wytwarzania c.w.u. dotyczy to dni z temperaturą średniodobową zewnętrzną nie przekraczającą 12°C , natomiast w przypadku ogrzewania pomieszczeń dni z temperaturą średniodobową mniejszą od temperatury równowagi ogrzewania,
- zapotrzebowanie ciepła budynku, zużycie paliw przez elementy źródła ciepła można wyrazić poprzez sumę dobowych wartości tych wielkości, odpowiadających średniodobowym temperaturom powietrza zewnętrznego z uwzględnieniem częstości występowania temperatur średniodobowych, przyjmując przynależność dnia z temperaturą średnią t'_e do grupy dni z temperaturą t_e wg zasady:

$$t_e - 0,5 < t'_e \leq t_e + 0,5. \quad (4.19)$$

Temperatura zmienia się dyskretnie z krokiem co 1 K. Z t_e związane są w postaci średnich, z wagą częstości przedziałowych, stany innych uwzględnianych elementów klimatu: natężenie promieniowania słonecznego, prędkość wiatru. Generację tak opisanych przebiegów klimatycznych przeprowadzono na podstawie roku średniego dla stacji meteorologicznej „Sulejów”,

- rozpatrywane jest jedynie źródło biwalentne alternatywne z temperaturą biwalentną t_p , które w skrajnym przypadku może przyjąć postać źródła monowalentnego,
- zapotrzebowanie ciepła Q_B^e , zastępcze sprawności energetyczne $\eta(t_e)$ źródła ciepła i instalacji dla dnia z temperaturą t_e są wielkościami wyznaczonymi dla stanu ustalonego, odpowiadającego średnim stanom klimatycznym dni z temperaturą średniodobową t_e ,
- temperatura równowagi ogrzewania t_e^g wynika z dobowego bilansu strat i zysków ciepła budynku,

- zyski ciepła od promieniowania słonecznego przez okna i przegrody nieprzeźroczyste wyznaczone są jako przeciętne dobowe, odpowiadające dniom z temperaturą t_e ,
- analiza odniesiona jest do budynków w pełni podpiwniczonych i posiadających nad ostatnią kondygnacją mieszkalną nieogrzewane poddasze.
- pomija się różnicowanie rodzaju ścian zewnętrznych i okien,
- strumienie: strat ciepła w wyniku przenikania przez powłokę zewnętrzną, ciepła na podgrzewanie powietrza wentylacyjnego (zależny od liczby wymian powietrza i sprawności ewentualnego odzysku ciepła), zysków ciepła od promieniowania słonecznego i wewnętrznych zysków ciepła wynoszą odpowiednio: $Q_{Bpr.}^{t_e}(U)$, $Q_{Bwent.}^{t_e}(n_w, \eta_{odz.})$, $Q_{prom.}^{t_e}$, $Q_{wew.}^{t_e}$.

Optymalne wartości dotyczące ochrony cieplnej i źródła ciepła wynikają, po pominięciu (4.2a-4.2g), z układu równań [91]:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial K_c}{\partial g_{iz.1}} = \frac{\partial K_c}{\partial g_{iz.2}} = \dots = \frac{\partial K_c}{\partial g_{iz.i_s.o.}} = 0 \\ \frac{\partial K_c}{\partial F_{ok.z.1}} = \frac{\partial K_c}{\partial F_{ok.z.2}} = \dots = \frac{\partial K_c}{\partial F_{ok.z.jk}} = 0 \\ \frac{\partial K_c}{\partial t_p} = 0 \end{aligned} \right\} \quad 4.20$$

dla dodatnich jednocześnie

$$\mu_{i,j}^{001} > 0, \mu_{i,k}^{012} > 0, i=1,2,\dots,i_{s.o.}, j=1,2,\dots,i_{s.o.}, k=1,2,\dots,j_k$$

$$\mu_{i,j}^{002} > 0, i=1,2,\dots,j_k, j=1,2,\dots,j_k$$

$$\mu^{003} > 0, \mu_i^{031} > 0, \mu_j^{032} > 0, i=1,2,\dots,i_{s.o.}, j=1,2,\dots,j_k$$

spełniających, jako pierwiastki, równanie charakterystyczne

$$\left[\prod_{i=1}^{i=i_{s.o.}} \prod_{j=1}^{j=i_{s.o.}} \left(\frac{\partial^2 K_c}{\partial g_{iz.i} \partial g_{iz.j}} - \mu_{i,j}^{001} \right) \right] \cdot \left[\prod_{i=1}^{i=j_k} \prod_{j=1}^{j=j_k} \left(\frac{\partial^2 K_c}{\partial F_{ok.z.i} \partial F_{ok.z.j}} - \mu_{i,j}^{002} \right) \right] \cdot$$

$$\left[\frac{\partial^2 K_c}{\partial t_p^2} - \mu^{003} \right] \cdot \left[\prod_{i=1}^{i=i_{s.o.}} \prod_{j=1}^{j=j_k} \left(\frac{\partial^2 K_c}{\partial g_{iz.i} \partial F_{ok.z.j}} - \mu_{i,j}^{012} \right) \right] \cdot$$

$$\left[\prod_{i=1}^{i=i_{s.o.}} \left(\frac{\partial^2 K_c}{\partial g_{iz.i} \partial t_p} - \mu_i^{031} \right) \right] \cdot \left[\prod_{i=1}^{i=j_k} \left(\frac{\partial^2 K_c}{\partial F_{ok.z.i} \partial t_p} - \mu_i^{032} \right) \right] = 0$$

D^0

gdzie:

$D^0 = \{r_{i.c.}^0, r_{ok.z.}^0, r_{s.z.}^0, r_{i.c.o.}^0, r_{i.w.}^0, r_{z.c.}^0\}$ - dowolna kombinacja, spośród możliwych do zastosowania, rodzajów izolacji cieplnej, okien zewnętrznych, ścian zewnętrznych, instalacji c.o., instalacji wentylacyjnych, źródeł ciepła,

$r_{i.c.}$ - rodzaj izolacji ciepła,

$r_{i.c.o.}$ - rodzaj instalacji c.o.,

$r_{i.w.}$ - rodzaj instalacji wentylacyjnej,

$r_{ok.z.}$ - rodzaj okien zewnętrznych,

$r_{s.z.}$ - rodzaj ścian zewnętrznych,

$r_{z.c.}$ - rodzaj źródła ciepła,

$i_{s.o.}, j_k$ - liczby: przegród otaczających ogrzewaną przestrzeń budynku, przegród z oknami zewnętrznymi.

W celu poznania wzajemnych związków między wielkościami określającymi funkcję celu, przy założeniu wewnętrznego minimum, i po zauważeniu, że:

$$k_i^{zr} = f(Q_B^N), \quad k_i^{l.c.o.} = f(Q_B^N),$$

$$k_e^{ob.irem} = f(Q_B^N),$$

$$k_i^{s.o.} = f(Q_B^r),$$

$$k_e^{pal} = f(Q_B^r), \quad k_e^{e.el.} = f(Q_B^r),$$

$$k_e^{em.z.} = f(Q_B^r),$$

$$Q_B^N = Q_B^{Nc.o.} + Q_B^{Nc.w.u.}, \quad (4.20a)$$

$$\begin{aligned} Q_B^r &= \int_{t_e^g}^{t_e^r} [Q_B^{c.o.}(t_e)] \cdot z(t_e) \cdot \eta_{c.o.}^{-1}(t_e) \cdot dt_e + \int_{t_e^N}^{t_e^{\max}} Q_B^{c.w.u.} \cdot z(t_e) \cdot \eta_{c.w.u.}^{-1}(t_e) \cdot dt_e = \\ &= \int_{t_e^g}^{t_e^r} [Q_B(t_e)] \cdot z(t_e) \cdot \eta_{c.o.}^{-1}(t_e) \cdot dt_e + \int_{t_e^g}^{t_e^{\max}} Q_B^{c.w.u.} \cdot z(t_e) \cdot \eta_{c.w.u.}^{-1}(t_e) \cdot dt_e, \end{aligned} \quad (4.20b)$$

$$Q_{Bpr.}^{t_e}(U) + Q_{Bwent.}^{t_e}(n_w, \eta_{odz.}) = Q_{wew.}^{t_e} + Q_{prom.}^{t_e} - \text{równowaga zysków i strat ciepła budynku} \quad (4.20c)$$

i

$$t_e^g = f(\{g_{iz.}\}, r_{i.c.}, \{F_{ok.z.}\}, r_{ok.z.}, r_{s.z.}, r_{i.w.}),$$

można napisać:

$$\begin{aligned}
& \frac{\partial K_c}{\partial Q_B^N} \cdot \frac{\partial Q_B^N}{\partial g_{iz.1}} + \frac{\partial K_c}{\partial k_{i0}^{i.c.}} \cdot \frac{\partial k_{i0}^{i.c.}}{\partial g_{iz.1}} + \frac{\partial K_c}{\partial Q_B^r} \cdot \left\{ \int_{t_e^N}^{t_p} \left[\frac{\partial Q_B^{c.o.}(t_e)}{\partial g_{iz.1}} \cdot z_2 \right] dt_e + \int_{t_p}^{t_e^g} \left[\frac{\partial Q_B^{c.o.}(t_e)}{\partial g_{iz.1}} \cdot z_1 \right] dt_e + \right. \\
& \left. + \left[Q_B^{c.o.}(t_p) \right] \cdot z(t_p) \cdot \frac{\partial t_p}{\partial g_{iz.1}} + Q_B^{c.w.u.} \cdot z(t_p) \cdot \frac{\partial t_p}{\partial g_{iz.1}} \right\} = 0 \\
& \cdot \\
& \frac{\partial K_c}{\partial Q_B^N} \cdot \frac{\partial Q_B^N}{\partial g_{iz.m}} + \frac{\partial K_c}{\partial k_{i0}^{i.c.}} \cdot \frac{\partial k_{i0}^{i.c.}}{\partial g_{iz.m}} + \frac{\partial K_c}{\partial Q_B^r} \cdot \left\{ \int_{t_e^N}^{t_p} \left[\frac{\partial Q_B^{c.o.}(t_e)}{\partial g_{iz.m}} \cdot z_2 \right] dt_e + \int_{t_p}^{t_e^g} \left[\frac{\partial Q_B^{c.o.}(t_e)}{\partial g_{iz.m}} \cdot z_1 \right] dt_e + \right. \\
& \left. + \left[Q_B^{c.o.}(t_p) \right] \cdot z(t_p) \cdot \frac{\partial t_p}{\partial g_{iz.m}} + Q_B^{c.w.u.} \cdot z(t_p) \cdot \frac{\partial t_p}{\partial g_{iz.m}} \right\} = 0 \\
& \cdot \\
& \frac{\partial K_c}{\partial Q_B^N} \cdot \frac{\partial Q_B^N}{\partial F_{ok.z.1}} + \frac{\partial K_c}{\partial k_{i0}^{i.c.}} \cdot \frac{\partial k_{i0}^{i.c.}}{\partial F_{ok.z.1}} + \frac{\partial K_c}{\partial Q_B^r} \cdot \left\{ \int_{t_e^N}^{t_p} \left[\frac{\partial Q_B^{c.o.}(t_e)}{\partial F_{ok.z.1}} \cdot z_2 \right] dt_e + \int_{t_p}^{t_e^g} \left[\frac{\partial Q_B^{c.o.}(t_e)}{\partial F_{ok.z.1}} \cdot z_1 \right] dt_e + \right. \\
& \left. + \left[Q_B^{c.o.}(t_p) \right] \cdot z(t_p) \cdot \frac{\partial t_p}{\partial F_{ok.z.1}} + Q_B^{c.w.u.} \cdot z(t_p) \cdot \frac{\partial t_p}{\partial F_{ok.z.1}} \right\} = 0 \\
& \cdot \\
& \frac{\partial K_c}{\partial Q_B^N} \cdot \frac{\partial Q_B^N}{\partial F_{ok.z.ik}} + \frac{\partial K_c}{\partial k_{i0}^{i.c.}} \cdot \frac{\partial k_{i0}^{i.c.}}{\partial F_{ok.z.ik}} + \frac{\partial K_c}{\partial Q_B^r} \cdot \left\{ \int_{t_e^N}^{t_p} \left[\frac{\partial Q_B^{c.o.}(t_e)}{\partial F_{ok.z.ik}} \cdot z_2 \right] dt_e + \int_{t_p}^{t_e^g} \left[\frac{\partial Q_B^{c.o.}(t_e)}{\partial F_{ok.z.ik}} \cdot z_1 \right] dt_e + \right. \\
& \left. + \left[Q_B^{c.o.}(t_p) \right] \cdot z(t_p) \cdot \frac{\partial t_p}{\partial F_{ok.z.ik}} + Q_B^{c.w.u.} \cdot z(t_p) \cdot \frac{\partial t_p}{\partial F_{ok.z.ik}} \right\} = 0 \\
& \cdot \\
& \frac{\partial K_c}{\partial Q_1^{zr}} \cdot \frac{\partial Q_1^{zr}}{\partial t_p} + \frac{\partial K_c}{\partial Q_B^r} \cdot \left\{ \int_{t_e^N}^{t_p} \left[\frac{\partial (Q_B^{c.o.}(t_e) \cdot z_2)}{\partial t_p} \right] dt_e + \int_{t_p}^{t_e^g} \left[\frac{\partial (Q_B^{c.o.}(t_e) \cdot z_1)}{\partial t_p} \right] dt_e + \right. \\
& \left. + \left[Q_B^{c.o.}(t_p) \right] \cdot z(t_p) + Q_B^{c.w.u.} \cdot \left[\int_{t_e^N}^{t_p} \frac{\partial z_2^{c.w.u.}}{\partial t_p} dt_e + \int_{t_p}^{t_e^g} \frac{\partial z_1^{c.w.u.}}{\partial t_p} dt_e + z(t_p) \right] \right\} = 0
\end{aligned}$$

(4.21)

gdzie:

$$z_1 = z_1(t_e) = z(t_e) \cdot \eta_1^{-1}(t_e) - \text{dla elementu pierwszego,} \quad (4.22)$$

$$z_2 = z_2(t_e) = z(t_e) \cdot \eta_2^{-1}(t_e) - \text{dla elementu drugiego,} \quad (4.23)$$

$$z = z_2 - z_1 - \text{dla pracy źródła ciepła na rzecz instalacji c.o.,} \quad (4.24)$$

$$z = z_2 - z_1 - \text{dla przygotowania c.w.u.,} \quad (4.25)$$

Q_B^N - nominalne zapotrzebowanie ciepła budynku (dla c.o. i c.w.u.),

$Q_B^{Nc.o.}$ - nominalne zapotrzebowanie ciepła dla c.o.,

$Q_B^{Nc.w.u.}$ - dodatek powiększający nominalne zapotrzebowanie, uwzględniający przygotowanie c.w.u.,

Q_B^r - roczne zapotrzebowanie ciepła budynku na c.o. i c.w.u.,

η_1, η_2 - sprawność wywarzania ciepła przez element 1, 2 źródła ciepła.

W równaniach (4.21) wielkościami związanymi bezpośrednio z konstrukcją budynku są: $\{g_{iz.}\}, r_{i.c.}, \{F_{ok.z.}\}, r_{ok.z.}, r_{s.z.} \rightarrow k_{i0}^{i.c.}, k_{i0}^{ok.z.}, Q_B^N$ oraz zależne w znacznym stopniu od cech budynku: $Q_B(t_e), Q_B^r, t_e^g$. Wielkości: $z_1(t_e), z_2(t_e), z, t_p$ dotyczą źródeł ciepła i instalacji grzewczych. Wielkościami kształtowanymi zarówno przez cechy budynku, jak również przez źródło ciepła i instalacje c.o., c.w.u. i wentylacyjną są $Q_B(t_e), Q_B^r, t_e^g$. Na t_p wpływają również wielkości określające konstrukcję i sposób użytkowania budynku.

Równania uwidaczniają wzajemny związek wielkości dotyczących źródła ciepła, konstrukcji i sposobu użytkowania budynku jako czynników określających stan optymalny ochrony cieplnej budynku i postać źródła ciepła. Istotność tego związku powinna się wyrazić między innymi w:

- zależności stanu optymalnego wielkości dotyczących ochrony cieplnej od rodzaju źródła ciepła. Ważnymi tutaj wielkościami są: koszt inwestycyjny, koszt zużywanego paliwa lub energii elektrycznej oraz przyjęty rodzaj współpracy elementów źródła,
- zależności stanu optymalnego wielkości dotyczących ochrony cieplnej od przebiegu zapotrzebowania ciepła w sezonie grzewczym i nominalnego zapotrzebowania ciepła. Postać funkcji opisującej przebieg zapotrzebowania ciepła w czasie sezonu grzewczego zależy od intensywności wewnętrznych źródeł ciepła, rodzaju stosowanej instalacji wentylacyjnej, stopnia wykorzystania biernego promieniowania słonecznego, wykorzystania źródła ciepła do przygotowania c.w.u.,
- zależności stanu optymalnego wielkości dotyczących ochrony cieplnej od kształtu budynku (określanego przez stosunek pola powierzchni zewnętrznych ścian pionowych do pola powierzchni przekroju poprzecznego: $\sum A_{s.z.} / A_{str.}$) przy obecności w budynku określonego rodzaju stosowanego źródła ciepła - rodzaj źródła ciepła oznacza określony rodzaj elementów składowych i sposób ich pracy (współpracy). Zmiana izolacyjności przegród pionowych powinna prowadzić do szybkiej modyfikacji zapotrzebowania ciepła budynku wysokiego i smukłego oraz słabej w przypadku budynku niskiego i o dużej powierzchni kontaktu z gruntem.

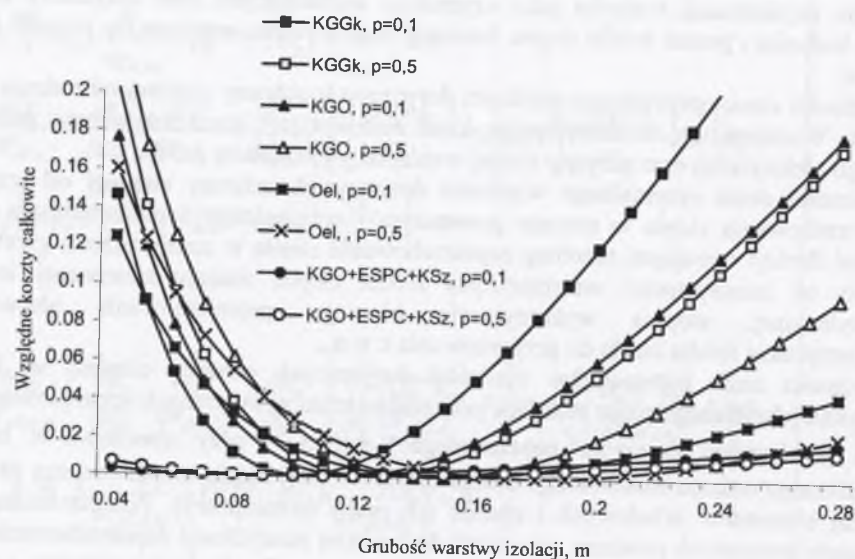
W celu określenia stopnia powiązania parametrów funkcji celu wykonano stosowne badania przy wykorzystaniu przedstawionego dalej i odpowiednio zmodyfikowanego własnego programu komputerowego MULTI WAL. Badania przeprowadzono dla kilku budynków mieszkalnych, różniących się kształtem (smukły, rozłożysty), stopniem przeszklenia ($p = \sum F_{ok.z.} / \sum A_{s.z.}$), gęstością zamieszkania.

W trakcie badań ustalono wpływ następujących czynników na stan optymalny U_{opt} przegród:

- rodzaju źródła ciepła,
- stanu początkowego ochrony cieplnej budynku,
- wewnętrznych zysków ciepła i kształtu budynku wielorodzinnego,
- rodzaju budynku,
- stopnia przeszklenia przegród,
- szczelności stolarki budowlanej w budynku wielorodzinnym wysokim,
- sposobu wyznaczania optymalnej grubości izolacji U_{opt} przegród zewnętrznych: oddzielne -rozłączne, niejednoczesne dla poszczególnych przegród i jednoczesne (wspólne) z innymi przegrodami (tzn. równoczesne dla wszystkich przegród budynku) określanie U_{opt} dla rozważanej przegrody,

- współczynników rocznego wzrostu kosztów paliw,
- zużycia c.w.u.

Przykładowe wyniki w postaci względnych kosztów całkowitych w funkcji grubości izolacji cieplnej wybranej przegrody przedstawiono w [38], na rys. 4.4 oraz w tabelicy 4.1- wyniki uwzględniają również źródło multiwalentne. Względny koszt całkowity oznacza stosunek różnicy kosztów całkowitych: bieżącego i odpowiadającego optymalnej izolacji cieplnej do różnicy kosztów całkowitych odpowiadających stanowi odniesienia i optymalnej izolacji cieplnej. Koszt całkowity dotyczący stanu odniesienia obejmuje nakłady inwestycyjne i eksploatacyjne związane ze źródłem ciepła, zawierającym kocioł olejowy oraz instalacją c.o. w budynku bez izolacji cieplnej.



Rys. 4.4. Zmiana względnych kosztów całkowitych w zależności od grubości izolacji ściany zewnętrznej pionowej o orientacji N, stopnia przeszklenia ścian zewnętrznych p i rodzaju źródła ciepła dla budynku mieszkalnego wielorodzinnego smukłego, o znacznej gęstości zamieszkania

Fig. 4.4. Relative change of total cost related to thermal insulation thickness of external vertical wall N, ratio of glazed area of the external wall p and the type of heat source in a densely populated tall and narrow multifamily building

Tabela 4.1

Względna zmiana współczynnika przenikania ciepła U przegrody pionowej lub względna zmiana średniego współczynnika U wszystkich przegród zewnętrznych (*) pod wpływem wybranych czynników

Rodzaj źródła ciepła	Czynniki wpływające na zmianę wartości optymalnej współczynnika U										
	1	2	3	*	4	*	5	6	7	8	9
KGGk	0,11	0,0066	0,23		0,10		0,103	-	0,04	0,047	0,04
KGO	0,00	0,0059	0,26		0,12		0,117	0,14	0,02	0,039	0,05
ESPC	0,11	-	-		-		-	-	-	-	-
OEL	-0,17	0,0049	0,33		0,14		0,135	-	-	-	-
KGO+ESPC+KS	0,22	0,0064	0,21		-		0,092	-	-	-	-

Analizowane czynniki:

1- rodzaj źródła ciepła (odniesieniem jest wartość optymalna U , odpowiadająca zastosowaniu KGO), 2- wartość początkowa U (zakładane wartości początkowe współczynników U : 1,0 i $0,5 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$), 3- kształt budynku wielorodzinnego i wewnętrzne zyski ciepła (budynek płaski- $\sum A_{s,z.}/A_{str.} \sim 1,5$, i małe zyski wewnętrzne, budynek smukły- $\sum A_{s,z.}/A_{str.} \sim 7$ i duże zyski wewnętrzne), 4- rodzaj budynku (jednorodzinny, wielorodzinnny), 5- przeszklenie przegród zewnętrznych, 6- szczelność stolarki budowlanej w budynku wielorodzinnym wysokim, 7- sposób wyznaczania optymalnej wartości U (dla wszystkich przegród jednocześnie lub rozdzielnie), 8- wartość współczynników wzrostu rocznego kosztów paliw (rozważane współczynniki wzrostu: 3%, 5%), 9- zużycie c.w.u. (budynek wielorodzinnny, zakładane zużycia: 30 i $130 \text{ dm}^3/\text{d}\cdot\text{os.}$).

Uogólnieniem rezultatów badań, uwzględniających również stany krańcowe w obszarze danych wejściowych, wybranych cech funkcji celu są następujące stwierdzenia:

- wartości optymalne stanu ochrony cieplnej są silnie zależne od:
 - rodzaju źródła ciepła zarówno poprzez koszty inwestycyjne, jak i eksploatacyjne- ważną rolę odgrywają tutaj współczynniki rocznego wzrostu kosztów paliw (kolumna 8). W przypadku źródeł ciepła wykorzystujących energię odnawialną, ich koszt inwestycyjny wpływa znacząco na stan optymalny ochrony cieplnej, podczas gdy koszt paliw lub energii elektrycznej wykorzystywanej bezpośrednio decyduje głównie o stanie optymalnym ochrony cieplnej budynków zasilanych ze źródeł konwencjonalnych,
 - kształtu rozważanego budynku: $\sum A_{s,z.}/A_{str.}$ - kolumny 3, 4. Do elementów kształtu przynależą również powierzchnie okien w poszczególnych ścianach zewnętrznych, różnicowanych na podstawie ich orientacji,
 - sposobu użytkowania budynku wyrażającego się poprzez moc wewnętrznych źródeł ciepła i przebieg czasowy ich występowania (3),
 - innych parametrów wpływających na wielkość i przebieg czasowy zapotrzebowania ciepła budynku. Do nich należy rodzaj instalacji wentylacyjnej (i intensywność wentylacji), rozkład czasowy i wielkość oraz sposób przygotowania c.w.u. (3, 6, 9). Wpływ tych czynników uwidacznia się już na podstawie (4.20a - 4.20c). Dodatek zwiększający moc źródła ciepła ze względu na przygotowanie c.w.u. ($\dot{Q}_B^{Nc.w.u.}$) zależy

od zapotrzebowania i sposobu przygotowania c.w.u. Zmiana kosztów inwestycyjnych źródła ciepła nie odbywa się proporcjonalnie do zmiany nominalnego zapotrzebowania ciepła dla c.o. ($Q_B^{Nc.o.}$) w następstwie poprawy ochrony cieplnej, między innymi na skutek różnej wartości $Q_B^{Nc.w.u.}$ dla różnych stanów ochrony cieplnej.

Różny jest również udział rocznego zapotrzebowania ciepła dla przygotowania c.w.u. w rocznym zapotrzebowaniu ciepła budynku, a zmiana tego udziału nie jest liniową funkcją stanu ochrony cieplnej- nie jest równocześnie proporcjonalna do zmiany udziału $Q_B^{Nc.w.u.}$ w Q_B^N . W różnym także stopniu zmiana ochrony cieplnej wpływa na sezonowe zapotrzebowanie ciepła dla c.o., zależnie również od zapotrzebowania ciepła na podgrzanie powietrza wentylacyjnego. Zmiana ochrony cieplnej powoduje bowiem zmianę strat ciepła przez przegrody, ale również zmianę temperatury równowagi t_e^g . Skala zmiany t_e^g (4.20c) jest funkcją zapotrzebowania ciepła dla wentylacji i zysków ciepła, w tym zmiennych z t_e zysków ciepła od promieniowania słonecznego.

Stopień wpływu poszczególnych zmiennych i parametrów funkcji celu na optymalną ochronę cieplną i postać źródła ciepła zależny jest od aktualnego stanu pozostałych wielkości,

- zależność stanu optymalnego od kształtu, sposobu użytkowania i innych wielkości nie związanych z konstrukcją budynku jest odzwierciedleniem ścisłego i uwikłanego powiązania w funkcji celu zmiennych i parametrów odnoszących się do źródła ciepła, instalacji i konstrukcji budynku,
- na brzegu oznaczającym stan początkowy może wystąpić minimum funkcji,
- stan optymalny (w przypadku minimum wewnętrznego) ochrony cieplnej i źródła ciepła dla danego budynku i rodzaju źródła nie zależy od stanu początkowego ochrony cieplnej (2),
- stan optymalny oporów cieplnych przegród i źródła ciepła dla danego budynku zależy może również od sposobu jego wyznaczania: niejednocześnie lub jednocześnie (wspólnie) z innymi przegrodami (7).

Wzajemne ścisłe powiązanie wielkości określających stan optymalny ochrony cieplnej i postać źródła ciepła wymusza konieczność jednoczesnego kompleksowego wyznaczania tego stanu- powiązanie to jest tym silniejsze, im mniejsze są wartości oporów cieplnych przegród określających stan optymalny ochrony cieplnej. Jedynie w przypadku, gdy źródło jest jednoelementowe i $z_1(t_e) = const$, a koszty inwestycyjne źródła i instalacji są pomijalnie małe lub zależne wprost proporcjonalnie od mocy nominalnej, przy jednoczesnej proporcjonalności wprost rocznego zapotrzebowania ciepła budynku od nominalnego zapotrzebowania ciepła, można dokonać rozłącznego określenia stanów optymalnych: najpierw ochrony cieplnej, następnie źródła ciepła (i instalacji). Spełnienie wymienionych warunków oznacza bowiem, że równania w (4.21), poza ostatnim, zawierają tylko zmienne, określające budynek oraz jego konstrukcję i pozwalające wyznaczyć stan optymalny ochrony cieplnej, natomiast z równania ostatniego w (4.21) wynikają wartości, określające źródło ciepła (i instalacje) dla danego budynku. W przypadku niespełnienia tych warunków możliwe jest rozłączne wyznaczanie stanów optymalnych: ochrony cieplnej, źródła ciepła i instalacji na zasadzie kolejnych przybliżeń. Pominięcie kosztów inwestycyjnych przy wyznaczaniu jednostkowych kosztów zaopatrzenia budynku w ciepło może mieć miejsce tylko w przypadku niektórych źródeł ciepła, np. bezpośredniego wykorzystania energii elektrycznej w budynku o bardzo małym zapotrzebowaniu ciepła. W przypadku innych źródeł ciepła prowadzi to do obniżenia rzeczywistych kosztów jednostkowych. Założenie dotyczące zależności wprost proporcjonalnej rocznego zapotrzebowania ciepła budynku od nominalnego zapotrzebowania ciepła nie jest nigdy spełnione i może być jako przybliżenie

stosowane tylko w pewnych wąskich przedziałach zmienności zapotrzebowania ciepła w funkcji stanu ochrony cieplnej budynku. Brak zależności wprost między rocznym zapotrzebowaniem ciepła a nominalnym zapotrzebowaniem ciepła budynku w funkcji stanu ochrony cieplnej budynku wynika ze specyfiki zmian tych wielkości w związku z poprawą ochrony cieplnej budynku. Podczas gdy nominalne zapotrzebowanie ciepła zależy zazwyczaj w niewielkim stopniu od mocy wewnętrznych źródeł ciepła i zysków od promieniowania słonecznego, udział tych wielkości w rocznym, całkowitym zapotrzebowaniu ciepła budynku może być bardzo znaczny.

5. NOMINALNE I SEZONOWE (ROCZNE) ZAPOTRZEBOWANIE CIEPŁA ORAZ ENERGII CHEMICZNEJ PALIW

5.1. Nominalne zapotrzebowanie ciepła budynku

Przyjęto, że całkowite nominalne zapotrzebowanie ciepła budynku, jako podstawa do określenia mocy nominalnej źródła ciepła, wyrażane jest jako:

$$\dot{Q}_B^N = \dot{Q}_B^{Nc.o.} + \dot{Q}_B^{Nc.w.u.} \quad (5.1)$$

niezależnie od sposobu przygotowania c.w.u.

Nominalne zapotrzebowanie ciepła na potrzeby c.o. i wentylacji $\dot{Q}_B^{Nc.o.}$ określone jest zgodnie z [132], natomiast:

$$\dot{Q}_B^{Nc.w.u.} = v_{c.w.u.}^h \cdot \rho_w \cdot c_w \cdot (t_{c.w.u.} - t_{wz.}) \cdot a_z = \dot{Q}_B^{hc.w.u.} \cdot a_z \quad (5.2)$$

gdzie:

$v_{c.w.u.}^h$, $\dot{Q}_B^{hc.w.u.}$ - maksymalne godzinowe zapotrzebowanie c.w.u. i ciepła dla podgrzewania c.w.u.,

a_z - współczynnik zależny od pojemności zasobnika ciepła w układzie c.w.u. i sposobu jego ładowania.

W przypadku zaopatrzonego w zasobnik układu przygotowania c.w.u. zasilanego z pierwszeństwem, zakładając minimalny czas między kolejnymi włączeniami źródła dla podgrzewania c.w.u. równy 1h a maksymalny czas ciągłej pracy źródła dla układu c.w.u.

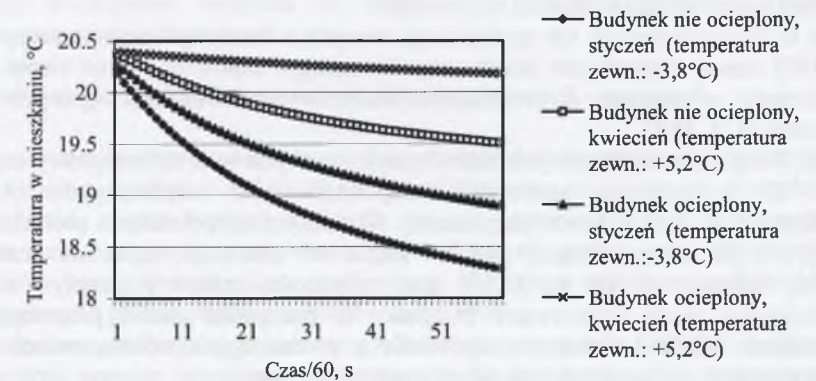
$\Delta\tau_{c.w.u.} = 0,3-1h$, proponuje się przyjąć:

$$a_z = 1 + \frac{1}{\Delta\tau_{c.w.u.}} \cdot \frac{\dot{Q}_B^{Nc.o.}}{\dot{Q}_B^{hc.w.u.}} \quad (5.3)$$

Stosunek nominalnego zapotrzebowania ciepła dla c.o. do maksymalnego godzinowego zapotrzebowania ciepła dla c.w.u. spełnia warunki: $\frac{\dot{Q}_B^{Nc.o.}}{\dot{Q}_B^{hc.w.u.}} > 2,5$ dla budynków słabo

ocieplonych i $\frac{\dot{Q}_B^{Nc.o.}}{\dot{Q}_B^{hc.w.u.}} < 1,5$ dla budynków bardzo dobrze ocieplonych. Wobec tego można

przyjąć $a_z \approx 0,5-0,8$, bowiem w przypadku budynku słabo ocieplonego należy stosować krótkie czasy $\Delta\tau_{c.w.u.} \approx 0,3-0,4h$, natomiast dla dobrze ocieplonych mogą być stosowane dłuższe czasy $\Delta\tau_{c.w.u.}$. Potwierdzają to przebiegi zmian temperatury powietrza wewnętrznego w ogrzewanym mieszkaniu po odcięciu dopływu czynnika grzejnego przedstawione na rys. 5.1, wyznaczone za pomocą programu DYNINST dla dwóch stanów ochrony cieplnej budynku wielorodzinnego: zgodnego z [127] - budynek ocieplony i [126] - budynek nie ocieplony.



Rys. 5.1. Przebieg zmian temperatury w ogrzewanym mieszkaniu, po odcięciu dopływu czynnika grzewczego do grzejnika w zależności od stanu izolacji cieplnej budynku
Fig. 5.1. Time-course of a temperature changes in heated flat after the heating medium inflow to the heater was stopped. The temperature change depends on the level of building thermal insulation

Dla przygotowania c.w.u. przy braku pełnego pierwszeństwa można przyjąć [5, 14, 112, 175, 180] $a_z \approx 0,3-0,7$.

5.2. Metody wyznaczania sezonowego zapotrzebowania ciepła

Metody wyznaczania sezonowego zapotrzebowania ciepła [58], zależne od celu jego stosowania, mają ścisły związek z postaciami opracowań klimatu zewnętrznego.

Najpełniejsze możliwości obserwacji pracy urządzeń, zmian potrzeb cieplnych budynku daje pełny rok [81,98], uwzględniający sytuacje klimatyczne dla kolejnych godzin roku. Często wykorzystuje się przebiegi skrócone w postaci miarodajnej reprezentacji pewnych odcinków roku pełnego [8,92,165].

Wyznaczenie optymalnych wielkości dotyczących źródła ciepła i ochrony cieplnej budynku wymaga obserwacji dobowych i rocznych zmian zapotrzebowania ciepła budynku i pracy urządzeń. Stosowanie pełnego rocznego przebiegu wydłuża znacznie czas wyznaczania rozwiązania optymalnego.

W Polsce brak jest opracowania pełnego miarodajnego roku porównawczego. Brak ten wypełniono przyjęciem rocznych, opartych na długoletnich ciągach pomiarowych, przebiegów dla kilku stacji meteorologicznych.

Mając na uwadze wymienione przesłanki, rozpatrzone będą 4 metody wyznaczania sezonowego zapotrzebowania ciepła.

Podstawą wszystkich są przebiegi porównawcze klimatu zewnętrznego, podające dla poszczególnych godzin roku wartości temperatury oraz wilgotności powietrza, prędkości i kierunku wiatru oraz natężenia promieniowania słonecznego. Analiza metod zmierza do oceny przydatności poszczególnych metod do rozwiązania postawionego zadania, tak aby uzyskać odpowiednio sprawną ogólną metodę poszukiwania rozwiązania optymalnego.

Wyróżnia się następujące metody:

- reprezentatywnych miesięcznych przebiegów dobowych,
- uporządkowanych wg temperatur średniodobowych przebiegów dobowych,
- wybranych dni roku,

- pełnego przebiegu dla kolejnych godzin roku.

Metody te są powtórzeniem lub modyfikacją znanych z literatury i praktycznego stosowania [131, 167] metod wyznaczania sezonowego (rocznego) zapotrzebowania ciepła. Pominięto tutaj metody wynikające z przebiegów porównawczych klimatu opartych na latach syntetycznych [8, 165].

Wspólną bazą dla poszczególnych metod przyjmowanych w niniejszej pracy są zależności służące do wyznaczania sezonowego zapotrzebowania ciepła zgodne z PN[131], modyfikowane w funkcji stosowanej metody. Wspólnym uzupełnieniem procedur podanych w PN[131] jest uwzględnianie zysków ciepła od promieniowania słonecznego przez przegrody nieprzeźroczyste wg [5.11] oraz zmienności czasowej przepływów powietrza wentylacyjnego przez analizowany budynek. W przypadku metod pierwszej i trzeciej wprowadzone będzie dodatkowe uzupełnienie w postaci ujęcia w obliczeniach akumulacji cieplnej przegród otaczających ogrzewane wnętrza budynku.

Sensowność uwzględniania zmienności czasowej przepływów powietrza wentylacyjnego wynika ze wzrastającego, wraz z poprawą ochrony cieplnej budynku, udziału zapotrzebowania ciepła na podgrzanie powietrza wentylacyjnego w całkowitym zapotrzebowaniu ciepła budynku. Zmienność czasowa przepływów powietrza wentylacyjnego może modyfikować w sposób znaczący przebieg czasowy całkowitego zapotrzebowania ciepła budynku.

Założono również, że zapotrzebowanie ciepła budynku obejmuje całoroczne zapotrzebowanie ciepła do przygotowania c.w.u.

Ponadto przyjęto, że:

- W przypadku poszukiwania optymalnego układu: ochrona cieplna, źródła ciepła, instalacje, ze źródłem ciepła nie wykorzystującym energii promieniowania słonecznego, stosowane będą dla wyznaczenia sezonowego zapotrzebowania ciepła i zużycia paliwa zależności zgodne z PN[131,167], a więc oparte na wielkościach miesięcznych średniodobowych, z wymienionymi wcześniej trzema podstawowymi uzupełnieniami.
- W przypadku poszukiwania optymalnego układu: ochrona cieplna, instalacje, źródło ciepła (wykorzystujące również energię promieniowania słonecznego) wyznaczenie sezonowego zapotrzebowania ciepła i zużycia paliwa przeprowadzone będzie w oparciu o zależności zgodne z PN[131], przystosowane jednak do postaci umożliwiającej przeprowadzenie obliczeń dla kolejnych godzin rozpatrywanych dni roku z uwzględnieniem modyfikacji podstawowych. Wyznaczanie stanów poszczególnych, uwzględnianych wielkości, w celu określenia sezonowego (rocznego) zapotrzebowania ciepła i energii pierwotnych nośników, dla kolejnych godzin przeprowadzane będzie według następujących zasad:
 - w stosunku do elementów małej pojemności cieplnej rozpatrywane będą występujące kolejno po sobie stany ustalone, odpowiadające przeciętnym warunkom dla poszczególnych godzin. W taki sposób traktowane będą elementy instalacji c.o., c.w.u., wentylacyjnej oraz źródła ciepła, poza buforami ciepła pozyskiwanego z kolektorów słonecznych,
 - w stosunku do elementów o znacznej pojemności rozważane będą pojawiające się z krokiem czasowym co godzinę stany wynikające z warunków nieustalonych, sprowadzonych do okresowo powtarzalnych dobowych przebiegów średnich. Tak widziane będą przegrody zewnętrzne budynku, bufor ciepła słonecznego. W przypadku metod: pierwszej i trzeciej oraz przegród wewnętrznych cyklicznie powtarzające się przebiegi dobowe nakładane będą na średni, w rozpatrywanych odcinkach czasu (miesiąca, kilku dni), strumień akumulacji ciepła w tych przegrodach,
- Pomija się rozpatrywanie w analizach ruchu ciepła tych elementów, których stany energetyczne nie ulegają znaczącym zmianom w czasie. Do takich elementów należą np.

przegrody wewnętrzne budynku ze względu na stałą temperaturę wewnętrzną, stabilizowaną przez instalację c.o.

Metoda reprezentatywnych miesięcznych przebiegów dobowych – metoda 1

Metoda ta, w wersji uproszczonej do średniomiesięcznych wartości dla poszczególnych miesięcy roku, jest zgodna z PN [131], z uwzględnieniem omówionych uzupełnień. W przypadku źródeł ciepła wykorzystujących energię promieniowania słonecznego dla wyznaczenia sezonowego zapotrzebowania ciepła i zużycia paliwa oraz obserwacji pracy źródła ciepła i instalacji analizowane będą stany, dotyczące kolejnych godzin doby dla średniomiesięcznych godzinowych przebiegów dobowych.

Średniomiesięczne przebiegi dobowe uwzględnianych parametrów klimatu zewnętrznego wyznaczane będą poprzez uśrednienie arytmetyczne dla kolejnych godzin reprezentatywnej doby, odpowiadających im wartości dla poszczególnych dni danego miesiąca.

Wartości średniomiesięczne elementów klimatu zewnętrznego zostaną ustalone poprzez uśrednienie arytmetyczne miesięcznych przebiegów dobowych.

W przypadku rozpatrywania źródeł ciepła wykorzystujących energię promieniowania słonecznego zmienność czasowa dla danego miesiąca związana jest z periodycznym nieskończeniem powtarzającym się reprezentatywnym przebiegiem dobowym. Wartości dla poszczególnych godzin pomnożone przez liczbę dni w miesiącu prowadzą do wartości miesięcznych. Suma wartości miesięcznych staje się wartością roczną danej wielkości.

Taki sposób wyznaczania wartości miesięcznych prowadzi do pewnego zniekształcenia efektów akumulacji ciepła w elementach o znacznej pojemności cieplnej. Na skutek uśrednienia arytmetycznego natężeń promieniowania słonecznego na płaszczyznę poziomą, przekształcanych dalej do natężeń na płaszczyznę dowolną, zniekształceniu ulegają również zyski ciepła od promieniowania słonecznego dla budynku i urządzeń. W celu eliminacji tego zniekształcenia wyznaczone dla przebiegów miesięcznych wartości natężeń promieniowania na płaszczyzny o danej orientacji i nachyleniu w postaci sum dobowych promieniowania dla poszczególnych miesięcy porównywane są z uśrednionymi sumami dobowymi dla poszczególnych miesięcy, uzyskanymi na podstawie obliczeń ilości energii promieniowania słonecznego godzina po godzinie dla tak samo położonej płaszczyzny i rozpatrywanego miesiąca. Stosunek wyznaczonych sum jest współczynnikiem poprawkowym, przez który mnożone są wartości godzinowe ilości energii promieniowania słonecznego padającego na rozpatrywaną płaszczyznę dla reprezentatywnego dnia miesiąca. Tak określane współczynniki dla dyskretnej reprezentacji orientacji i pochylenia stają się współczynnikami korekcyjnymi dla orientacji i pochylenia płaszczyzny (sytuacji płaszczyzny) dowolnej, określona wartość współczynnika poprawkowego wynika z najbliższego sąsiedztwa rozpatrywanej sytuacji płaszczyzny w stosunku do sytuacji dyskretnej.

Podobny problem rozbieżności wartości średniodobowych dla poszczególnych miesięcy, wyznaczonych w zgodzie z omawianą metodą, z wynikiem uzyskanym poprzez uśrednienie wartości określonych dla kolejnych godzin rozpatrywanego miesiąca występuje w przypadku obliczania zysków ciepła od promieniowania słonecznego dla kolektorów słonecznych. Przyczyną tego jest silna zależność sprawności pozyskiwania ciepła przez kolektor od różnicy temperatury kolektora i powietrza zewnętrznego oraz natężenia promieniowania słonecznego. W celu uzyskania zgodności sum średniodobowych dla reprezentatywnych dni miesiąca (lub związanych z daną temperaturą średniodobową) ze średnią sum dobowych zysków przeprowadzono podział dobowych przedziałów czasu świecenia Słońca na dwa odcinki czasowe, różniące się stopniem zachmurzenia;

- początkowy i końcowy czas świecenia Słońca w danym dniu z pełnym zachmurzeniem,
- pozostała część czasu świecenia Słońca ze stałą wartością zachmurzenia.

Długości odcinków: początkowego i końcowego ustalono przy pomocy własnego, zmodyfikowanego programu komputerowego 'SOLAR' metodą prób dla przeciętnych stanów pracy, orientacji i rodzaju kolektora słonecznego zasilającego w ciepło instalację c.o. i układ do przygotowania c.w.u. dla budynku mieszkalnego w odniesieniu do uwzględnianych klimatów (stacji meteorologicznych). Wykorzystany w programie sposób wyznaczania natężenia promieniowania słonecznego przedstawiono w Dodatku C.

Metoda uporządkowanych wg temperatur średniodobowych przebiegów dobowych – metoda 2

Poszczególne dni okresu grzewczego z temperaturami średniodobowymi t'_e przyporządkowane są kolejnym temperaturom okresu grzewczego t_e , zmieniając się skokowo co 1K począwszy od temperatury nominalnej, według następujących przedziałów t'_e :

$$t_e - 0,5 < t'_e \leq t_e + 0,5 \quad (5.4)$$

W ten sposób wyznaczone zostają częstości występowania. Przebiegi rozważanych parametrów klimatu zewnętrznego określone poprzez uśrednienie arytmetyczne dla poszczególnych godzin doby stanów tych parametrów dla dni przynależnych danej temperaturze t_e tworzą przebiegi średnie dla t_e . Poszczególne t_e przyporządkowuje się dalej kolejnym miesiącom okresu grzewczego, zakładając występowanie temperatur najniższych dobowych w pobliżu 15.01.

Z tym wiąże się trudności wygenerowania miarodajnych przebiegów dobowych natężenia promieniowania słonecznego. Problem ten rozwiązano podobnie jak w przypadku metody reprezentatywnych miesięcznych przebiegów dobowych. Przy sporządzaniu bilansów cieplnych w warunkach niestabilnych uzyskane przebiegi dobowe parametrów klimatu, odpowiadające poszczególnym temperaturom t'_e , traktowane będą jak periodycznie powtarzalne.

Metoda wybranych dni roku – metoda 3

Pełny rok zastąpiony zostaje przez pewną liczbę wybranych dni z rocznych przebiegów średnich klimatu dla uwzględnianych stacji meteorologicznych. Przy ustalaniu dni przyjęto zasadę ich kolejnego wyboru z roku przy zachowaniu stałego odstępu czasowego. Analiza prowadzona jest dla wybranych dni, a uzyskane wyniki zostają rozszerzone na okres całego roku. Na podstawie przeprowadzonych prób oraz informacji zawartych w Dodatku A przyjęto, że wybrane dni tworzy ciąg, obejmujący każdy co czwarty dzień roku. Dobowe przebiegi cykliczne temperatury, prędkości wiatru dla tych dni uzyskuje się poprzez odpowiednie „sklejenie” końca i początku dnia.

Metoda pełnego rocznego przebiegu dla kolejnych godzin roku – metoda 4

Analizy prowadzone są dla przyjętych rocznych przebiegów średnich uwzględnianych stacji meteorologicznych, dla kolejnych godzin roku.

Podsumowanie

Ze względu na przyjęty sposób opracowania danych klimatycznych w metodach: 1 i 2 wyniki analiz wykonywanych przy ich użyciu w odniesieniu do przypadków z jednoelementowymi źródłami ciepła prowadzą do identycznych rezultatów. W przypadku budynku ze źródłem multiwalentnym metoda 2 nie pozwala w pełni włączyć do analizy okresu poza sezonem grzewczym, natomiast metoda 1 wprowadza ubogą reprezentację (również w stosunku do 2) zmienności czasowej klimatu zewnętrznego, poprzez bardzo ograniczoną liczbę przypadków

(jeden w ciągu miesiąca) i długoterminowe uśrednienie przebiegów dobowych (w okresie miesiąca). W wyniku tego trudne staje się między innymi dobre ujęcie akumulacji ciepła oraz określenie początku i końca sezonu grzewczego. Zaletą metody 1. jest zachowanie naturalnego przebiegu zmienności sytuacji klimatycznych, zapotrzebowania ciepła i warunków pracy źródła ciepła, podczas gdy w metodzie 2 następuje uśrednienie sytuacji klimatycznych pochodzących z różnych momentów czasowych. Metoda 3 usuwa w dużym stopniu wady poprzednich metod, umożliwia również zmniejszenie czasu obliczeń w stosunku do metody 4. Zastosowanie tej metody pozwala na stosunkowo dokładne wyznaczenie zapotrzebowania ciepła i obserwację pracy takich urządzeń źródłowych, jak ESPC, KS, ZSC w okresie początku i końca sezonu grzewczego. Efekty pracy ESPC, KS, ZSC w okresie początku i końca sezonu grzewczego wpływają znacząco na efektywność roczną pracy tych urządzeń. Ograniczenie ilości rozpatrywanych przypadków pogodowych w metodzie 3 nie pogarsza znacząco reprezentatywności zmienności stanów klimatycznych. W przypadku stosowania metody 4 zapotrzebowanie ciepła budynku dla kolejnych godzin wyznacza się jak dla stanu ustalonego - metodę można wykorzystywać w odniesieniu do budynków o bardzo dobrej izolacji cieplnej ścian zewnętrznych. Przebieg zapotrzebowania ciepła tych budynków jest głównie funkcją strumienia ciepła: przenikającego przez okna, zużywanego na podgrzanie powietrza wentylacyjnego oraz zysków wewnętrznych.

5.3. Podstawowe założenia związane z wyznaczaniem zapotrzebowania energii chemicznej paliwa oraz energii elektrycznej

Przyjmuje się, że praca elementów źródła ciepła może odbywać się z priorytetem podgrzewania c.w.u. Dyspozycyjna moc elementów źródła może być w pełni wykorzystana w rozpatrywanych odcinkach czasu (doba, godzina) dla zaspokojenia potrzeb instalacji c.o. i przygotowania c.w.u. Wobec tego chwilowe (przeciętne dla rozpatrywanej godziny, dnia, miesiąca) zapotrzebowanie energii chemicznej paliwa zużywanego w źródle monowalentnym, odpowiadające chwilowemu (przeciętnemu dla rozpatrywanej godziny, dnia, miesiąca) całkowitemu zapotrzebowaniu ciepła budynku $Q_B^{c.o.}(\tau) + Q_B^{c.w.u.}(\tau)$ zapisać można jako:

$$Q^{ch}(\tau) = \frac{Q_B^{c.o.}(\tau)}{\eta_{w-p}^{c.o.}(\tau) \cdot \eta_{zr}^{c.o.}(\tau)} + \frac{Q_B^{c.w.u.}(\tau)}{\eta_{prz}^{c.w.u.} \cdot \eta_{zr}^{c.w.u.}(\tau)} \quad (5.5)$$

gdzie:

$Q_B^{c.o.}(\tau)$ - wymagany strumień ciepła dla c.o.,

$Q_B^{c.w.u.}(\tau)$ - wymagany strumień ciepła dla podgrzania c.w.u.,

$\eta_{zr}^{c.o.}$, $\eta_{zr}^{c.w.u.}$ - sprawność źródła ciepła pracującego dla c.o. i c.w.u.,

$\eta_{prz}^{c.w.u.}$ - zastępcza sprawność przesyłania ciepła do układu przygotowania c.w.u.,

$\eta_{w-p}^{c.o.}$ - zastępcza sprawność przesyłania, wykorzystania ciepła i regulacji dostawy ciepła do ogrzewanych pomieszczeń, wyznaczana jako:

$$\eta_{w-p}^{c.o.}(\tau) = \eta_{prz}^{c.o.}(\tau) \cdot \eta_{wyk} \cdot \eta_{reg}(\tau). \quad (5.6)$$

Zużycie energii elektrycznej $E(\tau)$ przez ESPC, pracującą samodzielnie, wynosi:

$$\dot{E}(\tau) = \frac{\dot{Q}_B^{c.o.}(\tau)}{\eta_{w-p}^{c.o.}(\tau) \cdot \varepsilon^{c.o.}(t_1(\tau), t_d(\tau))} + \frac{\dot{Q}_B^{c.w.u.}(\tau)}{\eta_{prz}^{c.w.u.} \cdot \varepsilon^{c.w.u.}(t_{c.w.u.}(\tau), t_d(\tau))} \quad (5.7)$$

przy czym:

$\varepsilon^{c.o.}(t_1(\tau), t_d(\tau))$, $\varepsilon^{c.w.u.}(t_{c.w.u.}, t_d(\tau))$ - współczynnik wydajności pompy ciepła,

t_1 - temperatura zasilania instalacji c.o.,

$t_{c.w.u.}$ - temperatura c.w.u.,

t_d - temperatura dolnego źródła ciepła dla ESPC,

$\eta_{zr}^{c.o.}$, $\eta_{zr}^{c.w.u.}$ - sprawność wytwarzania ciepła przez KG dla c.o. i c.w.u.

Stopień wykorzystania ciepła wprowadzonego przez grzejniki do ogrzewanych pomieszczeń η_{wyk} zakładany jest jako stała w czasie sezonu grzewczego.

Sprawność przekazania ciepła ze źródła do grzejników lub wymiennika ciepła c.w.u. przyjęto jako:

$$\eta_{prz}^{c.o.}(\tau) = \eta_{prz}^{Nc.o.} \cdot \frac{0,5 \cdot (t_1 - t_2) - 5}{0,5 \cdot (t_1^N - t_2^N) - 5} \quad (5.8)$$

$$\eta_{prz}^{c.w.u.} = \eta_{prz}^{Nc.w.u.} \quad (5.9)$$

t_1^N , t_2^N , t_1 , t_2 - temperatury nominalne oraz bieżące zasilania i powrotu dla instalacji c.o.,

$\eta_{prz}^{Nc.o.}$, $\eta_{prz}^{Nc.w.u.}$ - nominalna sprawność przekazania ciepła od źródła do grzejników instalacji c.o. oraz do ciepłej wody.

Sprawność nominalną $\eta_{prz}^{Nc.o.}$ zakłada się na podstawie stopnia zaizolowania i rozciągłości sieci. Sprawność regulacji można za [144] opisać następująco:

$$\eta_{reg}(\tau) = 1 - (1 - \eta_{reg}^N) \cdot \sqrt{GLR} \quad (5.10)$$

gdzie: GLR - stosunek zysków ciepła do zapotrzebowania ciepła.

Według [89,90,144] η_{reg}^N przyjmuje wartości w zakresie: 0,75 – 0,99, przy czym dla instalacji c.o. z automatyką pogodową i termostatycznymi zaworami grzejnikowymi należy zakładać wartości: 0,95-0,99, zależnie od bezwładności instalacji. Wobec znacznej rozpiętości przedziału η_{reg}^N problemem jest odpowiednie dobranie współczynnika sprawności w zależności od typu stosowanych grzejników i temperatury nominalnej czynnika grzewczego w instalacji c.o. Z tego względu sprawę zadawania η_{reg} podjęto jeszcze w dalszej części tej pracy.

Sprawność $\eta_{zr}(\tau)$ określano indywidualnie dla poszczególnych źródeł ciepła i rozpatrywanych momentów czasowych τ , przy czym dla kotłów olejowych i gazowych zwyczajnych założono: $\eta_{zr}(\tau) = const.$

Zapotrzebowanie roczne wynika z odpowiedniego sumowania zapotrzebowań chwilowych w okresie roku.

5.4. Modyfikacje metody wyznaczania sezonowego zapotrzebowania ciepła według PN [131] i ocena stosowanych uproszczeń oraz rozszerzeń w stosunku do PN [131]

Modyfikacje obejmują wszystkie metody, są jednak różne dla różnych metod. Ogólnie odnoszą się do uwzględniania:

- zysków od promieniowania słonecznego przez przegrody nieprzeźroczyste,
- zmienności czasowej ilości powietrza wentylacyjnego przepływającego przez budynki w przypadku wentylacji naturalnej,
- dobowej zmienności czasowej zapotrzebowania ciepła na kompensację strat ciepła przez przegrody,
- zmienności temperatury wewnętrznej zgodnie z równaniem komfortu cieplnego.

Prezentowane dalej analizy, poprzez które ustalono wielkości do przeprowadzenia dwóch pierwszych z wymienionych uzupełnień, ograniczone będą jedynie do metody reprezentatywnych miesięcznych przebiegów dobowych, ze względu na ich podobną postać w przypadku metody uporządkowanych według temperatur średniodobowych przebiegów dobowych.

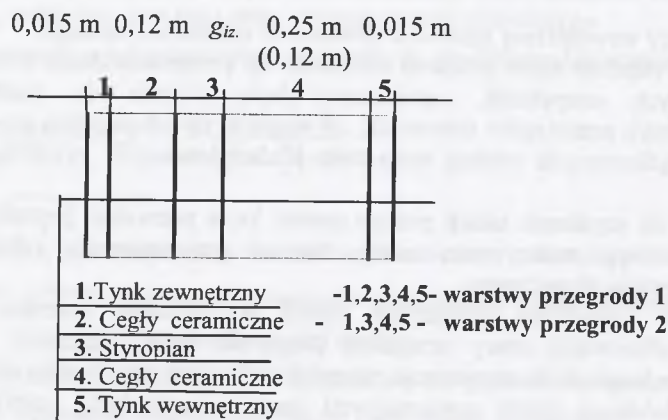
Do zabiegów zmierzających do uzyskania takich postaci metod, które pozwalają poprawnie odwzorować rozważane przebiegi rzeczywiste, należy również przystosowanie modelu rozprzestrzeniania promieniowania słonecznego.

Do grupy najistotniejszych uproszczeń przyjętych metod wyznaczania sezonowego zapotrzebowania ciepła i obserwacji pracy urządzeń, mogących mieć znaczenie dla rozwiązywanego problemu ze względu na rozważanie przypadków budynków z bardzo dobrą ochroną cieplną lub/i ze źródłami ciepła zawierającymi pompy ciepła bądź kolektory słoneczne, zaliczono:

- zaniebdanie wpływu temperatury wewnętrznej pomieszczeń na zyski ciepła od promieniowania słonecznego przez przegrody nieprzeźroczyste. To uproszczenie pozwala ograniczyć rozmiar katalogu zysków ciepła od promieniowania słonecznego przez przegrody nieprzeźroczyste,
- przyjęcie stałych współczynników zastępczej wymiany ciepła na powierzchniach przegród budowlanych w miejsce współczynników ujmujących chwilowe prędkości wiatru i stany promieniowania długofalowego. Na skutek tego możliwe jest posługiwanie się stałymi współczynnikami odpowiedzi przy określaniu nieustalonych strumieni ciepła przenikających przez przegrody budowlane,
- pominięcie akumulacyjności cieplnej szyb w obrębie szyb okien na zapotrzebowanie ciepła ogrzewanych pomieszczeń. Waga tego uproszczenia zwiększa się wraz z polepszaniem izolacyjności cieplnej i ewentualnym wzrostem stopnia przeszklenia ścian zewnętrznych - możliwość wzrostu związana jest z poszukiwaniem optymalnej powierzchni okien, ponad wymaganą względami oświetlenia pomieszczeń, w celu określenia optymalnego udziału biernego bezpośredniego ogrzewania słonecznego bezpośredniego w zaspokajaniu potrzeb cieplnych budynku,
- zmienność czasową zastępczych sprawności użytkowania ciepła w instalacjach c.o.,
- pominięcie w określaniu optymalnej ochrony cieplnej i źródła ciepła osłabienia nocnego wydajności instalacji c.o. oraz przewyższeń t_s , na skutek nadmiernych zysków ciepła, głównie od promieniowania słonecznego, ponad temperaturę zadaną. Oznacza to istnienie znanego i niezależnego od cech budynku stanu temperatury powietrza wewnętrznego, co w sposób istotny upraszcza wyznaczanie nieustalonych przyływów ciepła przez ściany budynku.

Poprzez odpowiednie analizy oceniono skutki stosowanych uproszczeń oraz znaczenie przyjętych rozszerzeń.

Jako ściany zewnętrzne uwzględniano w przedstawianych analizach głównie przegrody wielowarstwowe. Prezentowane tu wyniki odnoszą się do 5 typów przegród. Skład warstwowy przegrody 1 i 2 podano na rys. 5.2. Przegrody 3 i 4 są odpowiednikami przegród 1 i 2, z mniejszą grubością warstwy konstrukcyjnej. Grubość warstwy 4 w przypadku przegród 1 i 2 wynosi 0,25 m, natomiast w przypadku przegród 3 i 4 - 0,12 m. Przegroda 5 jest powtórzeniem przegrody 3, lecz w odniesieniu do izolacji transparentnej pokrytej na zewnątrz tynkiem transparentnym. Na wykresach stosowane są symbole przegród typu: „Przegroda 1.2.”- co oznacza przegrodę 1 z warstwą izolacji cieplnej w postaci styropianu o grubości 0,05 m (uwzględniane grubości warstwy izolacji - g_{iz} = 0,00, 0,05, 0,10, 0,20 m).



Rys. 5.2. Skład warstwowy przegród 1 i 2

Fig. 5.2. Layers of wall 1 and 2

Informacje dotyczące danych klimatycznych zawarto w 7.2.

5.4.1. Przeciętne dobowe dla poszczególnych miesięcy sumy zysków ciepła od promieniowania słonecznego

Zyski zdefiniowano jako różnicę sumowanych dla danej doby przeciętnych godzinowych strumieni ciepła przenikających przez przegrodę nie poddaną i poddaną oddziaływaniu promieniowania słonecznego:

$$q_z^d(g_{iz}, m, d) = \sum_{\tau=1}^{\tau=24} \left[q(g_{iz}, m, d, \tau)_{q_B^{c.prom.}=0} - q(g_{iz}, m, d, \tau)_{q_B^{c.prom.}>0} \right] \quad (5.11)$$

Wartości średnie dobowe $\bar{q}_z^d(g_{iz}, m)$ dla poszczególnych miesięcy m roku wyznaczono przez uśrednienie arytmetyczne zysków dobowych dla poszczególnych dni przynależnych do miesiąca m z kolejnymi w roku numerami dnia końcowego i początkowego - $d_k(m), d_p(m)$:

$$\bar{q}_z^d(g_{iz}, m) = \frac{1}{d_k(m) - d_p(m) + 1} \sum_{d=d_p(m)}^{d=d_k(m)} q_z^d(g_{iz}, m, d) \quad (5.12)$$

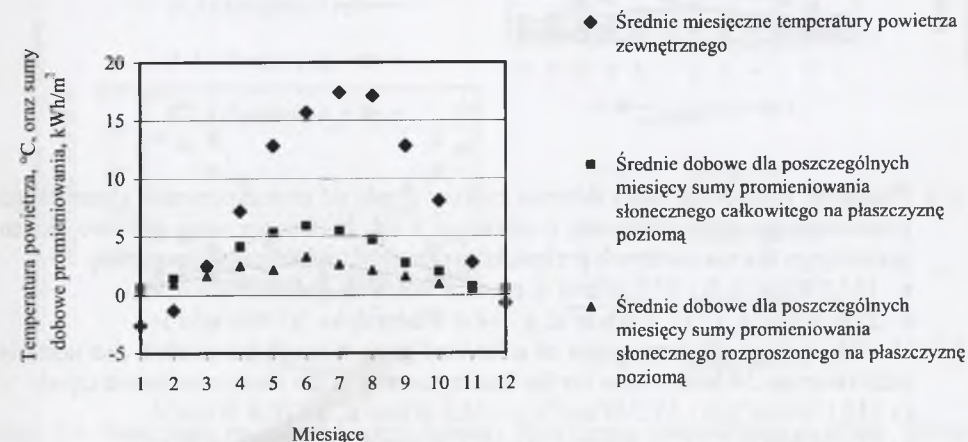
Przegrody nieprzezroczyste pokryte tynkiem nieprzezroczystym

Przyjęty model matematyczny przepływu ciepła przez przegrodę przedstawiono w dodatku A.1. Współczynniki opisujące własności materiałów oraz opory wnikania ciepła dla przypadku wyznaczania przepływu ciepła przez przegrody bez uwzględniania oddziaływania promieniowania słonecznego przyjęto za [134]. Współczynniki absorpcji promieniowania założono zgodnie z [76].

Przetworzenia natężenia promieniowania słonecznego bezpośredniego i rozproszonego na płaszczyznę poziomą do wartości odpowiadających zadanej orientacji przegrody i pochyleniu dokonano za pomocą własnego programu „SOLAR”- Dodatek C.

Wyznaczone przebiegi zysków ciepła opracowano w postaci średnich dobowych dla poszczególnych miesięcy sezonu grzewczego. Wyniki badań przedstawiane są w publikacjach [47,49]. Wybrane wyniki obliczeń dla 2 typów wielowarstwowych przegród pionowych i różnych ich orientacji, z i bez izolacji cieplnej, w postaci przeciętnych miesięcznych zysków dobowych zaprezentowano na rys. 5.4 - 5.7- zyski ciepła odnoszą się do klimatu Sulejowars. 5.3. Analiza uzyskanych wyników wskazuje na zawyżone wartości promieniowania słonecznego dla października w przyjętym przebiegu porównawczym klimatu Sulejowarsprawy przyjmowania przebiegów porównawczych klimatu przedstawiono szerzej w rozdziale 7.2.

Z obserwacji przeciętnych strumieni zysków ciepła i strumieni ciepła przenikających przez rozważane przegrody z pominięciem promieniowania słonecznego wynika, że przy wyższych temperaturach t_e następuje istotne zmniejszenie strumienia strat ciepła przez przegrody na skutek oddziaływania promieniowania słonecznego. Stopień zmniejszenia tego strumienia zależy od rodzaju przegrody i jej izolacyjności cieplnej.



Rys. 5.3. Średnie miesięczne temperatury powietrza zewnętrznego oraz dobowe sumy promieniowania słonecznego na płaszczyznę poziomą

Fig. 5.3. Monthly average outdoor temperatures and 24-hours sums of solar radiation on a flat surface

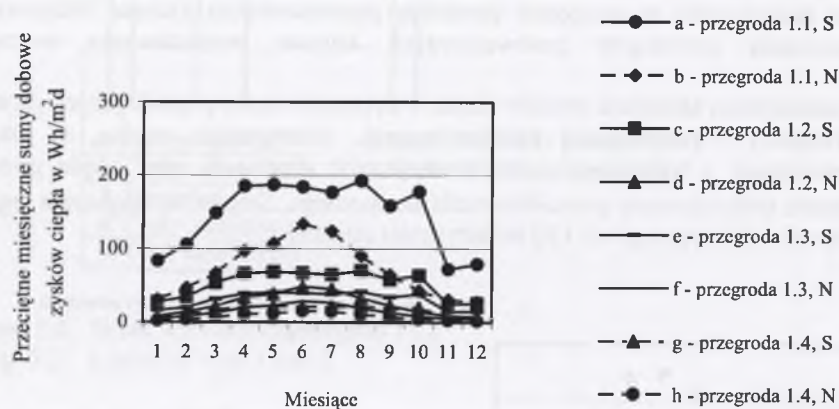
Względna redukcja przeciętnego strumienia ciepła przenikającego przez rozważane przegrody słabo zależy od rodzaju przegrody (także grubości warstwy nośnej przed warstwą izolacji od strony wewnętrznej przegrody) i jej izolacyjności cieplnej. Rodzaj okładziny zewnętrznej przegrody (ciężka - np. warstwa cegieł lub lekka - warstwa tynku zewnętrznego) nie wpływa znacząco na zmniejszenie przeciętnego strumienia ciepła przenikającego przez

przegrody na skutek oddziaływania promieniowania słonecznego. W przypadku ciężkiej warstwy osłonowej i słabej izolacji cieplnej przegrody zyski ciepła od promieniowania słonecznego są o ok. 30% mniejsze, wraz ze wzrostem grubości izolacji cieplnej zyski wyrównują się. Zyski ciepła są zależne od orientacji przegrody, w przypadku przegród o orientacji: W, E zyski odbiegają znacząco od siebie.

Jeśli wartość współczynnika przenikania dla przegrody wielowarstwowej spełnia warunek $U < 0,2 \text{ W/m}^2\text{K}$, to zyski ciepła od promieniowania słonecznego praktycznie nie zależą od rodzaju przegrody - grubości warstw po obu stronach warstwy izolacji cieplnej.

Zyski ciepła od promieniowania słonecznego osiągają w okresie grzewczym dla przedstawianych typów przegród budowlanych ok. 15-20% występujących w tym czasie strat przenikania ciepła wyznaczanych bez ujmowania promieniowania słonecznego.

Na potrzeby wyznaczania optymalnej ochrony cieplnej i źródła ciepła określono zyski ciepła dla 11 różnych przegród budowlanych w funkcji grubości warstwy izolacji cieplnej, orientacji i nachylenia do poziomu (dla dachów).

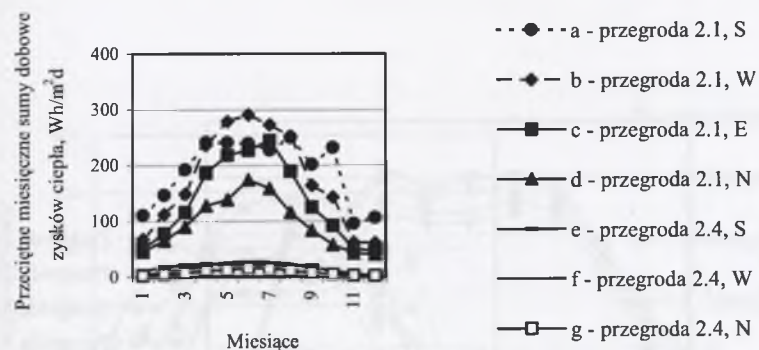


Rys. 5.4. Przeciętne miesięczne sumy dobowe zysków ciepła od promieniowania słonecznego przenikającego przez przegrody o orientacji S lub N (średnie sumy dobowe okresu grzewczego dla rozważanych przypadków przegród i ich orientacji wynoszą:

a - 133,1 Wh/m²d, b - 57,0 Wh/m²d, c - 46,8 Wh/m²d, d - 18,8 Wh/m²d, e - 27,6 Wh/m²d, f - 11,2 Wh/m²d, g - 14,7 Wh/m²d, h - 5,7 Wh/m²d)

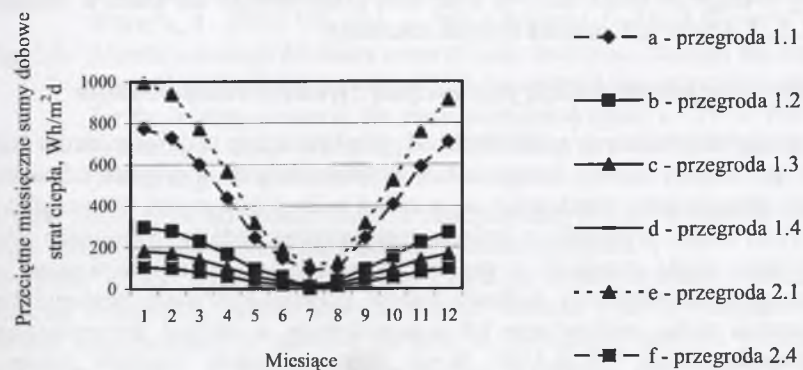
Fig. 5.4. Monthly average 24-hours sums of solar heat gains through the south S and north N walls (average 24-hours sums for the heating season in the cases considered equal:

a - 133,1 Wh/m²d, b - 57,0 Wh/m²d, c - 46,8 Wh/m²d, d - 18,8 Wh/m²d, e - 27,6 Wh/m²d, f - 11,2 Wh/m²d, g - 14,7 Wh/m²d, h - 5,7 Wh/m²d)



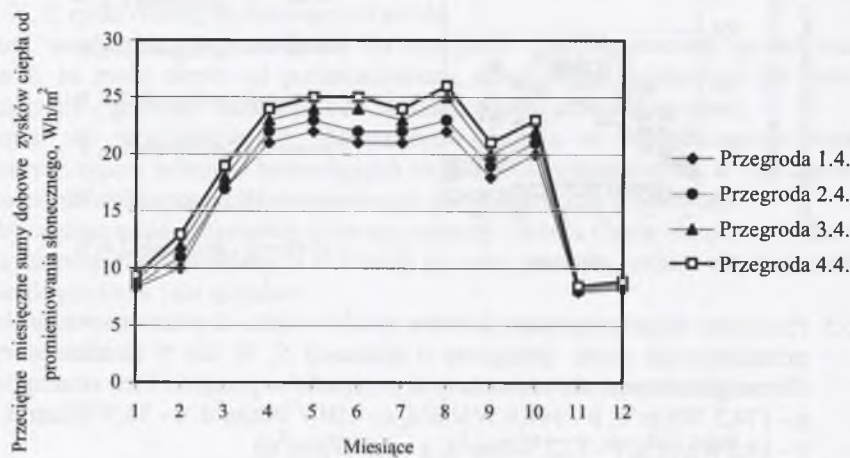
Rys. 5.5. Przeciętne miesięczne sumy dobowe zysków ciepła od promieniowania słonecznego przenikającego przez przegrody o orientacji S, W lub N (średnie sumy dobowe okresu grzewczego dla rozważanych przypadków przegród i ich orientacji wynoszą: a - 174,3 Wh/m²d, b - 141,6 Wh/m²d, c - 104,7 Wh/m²d, d - 76,9 Wh/m²d, e - 15,3 Wh/m²d, f - 12,2 Wh/m²d, g - 6,0 Wh/m²d)

Fig. 5.5. Monthly average 24-hours sums of solar heat gains through the south S, west W and north N walls (average 24-hours sums for the heating season in the cases considered equal: a - 174,3 Wh/m²d, b - 141,6 Wh/m²d, c - 104,7 Wh/m²d, d - 76,9 Wh/m²d, e - 15,3 Wh/m²d, f - 12,2 Wh/m²d, g - 6,0 Wh/m²d)



Rys. 5.6. Przeciętne miesięczne sumy dobowe strat ciepła przenikającego przez przegrody (średnie sumy dobowe okresu grzewczego dla rozważanych przypadków przegród wynoszą: a - 526,6 Wh/m²d, b - 200,9 Wh/m²d, c - 124,1 Wh/m²d, d - 70,3 Wh/m²d, e - 677,1 Wh/m²d, f - 72,5 Wh/m²d)

Fig. 5.6. Monthly average 24-hours sums of heat losses through the walls (average 24-hours sums for the heating season in the cases considered equal: a - 526,6 Wh/m²d, b - 200,9 Wh/m²d, c - 124,1 Wh/m²d, d - 70,3 Wh/m²d, e - 677,1 Wh/m²d, f - 72,5 Wh/m²d)



Rys. 5.7. Przeciętne miesięczne sumy dobowe zysków ciepła od promieniowania słonecznego przez przegrody 1, 2, 3, 4 o orientacji S z warstwą izolacji cieplnej o grubości 0,20 m

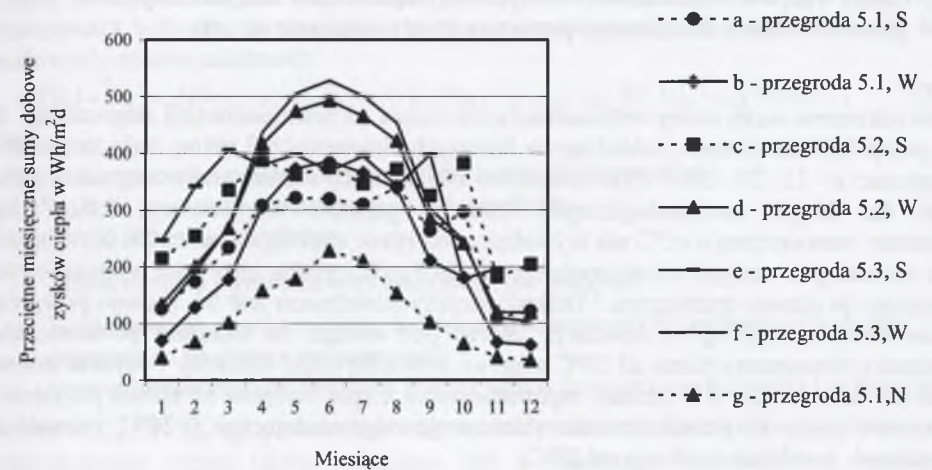
Fig. 5.7. Monthly average 24-hours sums of solar heat gains through the south S oriented walls 1, 2, 3, 4 with 0,20 m thick thermal insulation

Przegrody nieprzezroczyste pokryte izolacją przezroczystą z tynkiem transparentnym

Ze względu na przewidywane znaczne zyski ciepła od promieniowania w okresie letnim oraz znacznie mniejszy opór cieplny izolacji transparentnej w porównaniu do styropianu lub wełny mineralnej izolację transparentną wbudowuje się w układ izolacji klasycznej. W związku z tym przyjęto, że zyski ciepła przegrody z izolacją transparentną będą przedstawiane jako średnia ważona zysków ciepła przegrody z izolacją transparentną i izolacją wykonaną ze styropianu. Rozważane będą jednakowe grubości warstw izolacji. Pokryciem zewnętrznym styropianu jest warstwa tynku mineralnego lub syntetycznego, a izolacji transparentnej warstwa tynku transparentnego [15,46,170]. Wagę przy wyliczaniu średnich wartości dobowych przeciętnych zysków ciepła będą udziały u powierzchni poszczególnych warstw. Wykonane badania dotyczą: $u=0,25, 0,33$ i $0,50$ - udziału izolacji transparentnej w całej powierzchni przegrody.

$$\bar{q}_z^d(m) = u \cdot \bar{q}_z^d(m)_{z_izolacja_transparentna} + (1-u) \cdot \bar{q}_z^d(m)_{ze_styropianem} \quad (5.13)$$

Model matematyczny, przyjęty dla określenia zysków ciepła przez przegrody z izolacją transparentną, przedstawiono w dodatku A2. Wyniki obliczeń numerycznych dla wybranej przegrody pionowej, z i bez izolacji cieplnej, w postaci przeciętnych zysków dobowych $\bar{q}_z^d(m)$ przyporządkowanych miesiącowi m okresu grzewczego przedstawiono na rys. 5.8.



Rys. 5.8. Przeciętne miesięczne sumy dobowe zysków ciepła od promieniowania słonecznego przenikającego przez przegrody z 25% udziałem izolacji transparentnej, o orientacji S, W i N (średnie sumy dobowe okresu grzewczego dla rozważanych przypadków przegród i ich orientacji wynoszą: a - 217,2 Wh/m²d, b - 175,0 Wh/m²d, c - 294,4 Wh/m²d, d - 250,9 Wh/m²d, e - 300,0 Wh/m²d, f - 253,3 Wh/m²d, g - 87,3 Wh/m²d)

Fig. 5.8. Monthly average 24-hours sums of solar heat gains through the south S, west W and north N walls which consist of 25% transparent insulation (average 24-hours sums for the heating season in the cases considered equal: a - 217,2 Wh/m²d, b - 175,0 Wh/m²d, c - 294,4 Wh/m²d, d - 250,9 Wh/m²d, e - 300,0 Wh/m²d, f - 253,3 Wh/m²d, g - 87,3 Wh/m²d)

Wyniki odnoszą się do udziału izolacji transparentnej $u=0,25$ w całej powierzchni (pozostałą część izolacji stanowi styropian) i dotyczą klimatu Sulejowa.

Uzyskane wyniki przeciętnych zysków ciepła od promieniowania słonecznego wskazują na istnienie znacznych zysków, których wartość wzrasta wraz ze wzrostem grubości warstwy izolacji transparentnej w zakresie do 0,10 m. W bilansie ogólnym przepływu ciepła przez przegrody ściany z izolacją transparentną wykazują przy niskich temperaturach t_e zdecydowanie wyższe straty ciepła niż przegrody z izolacją tradycyjną o tej samej grubości warstwy izolacji cieplnej. Wzrost udziału izolacji transparentnej w ogólnej izolacji cieplnej przegrody prowadzi do obniżenia granicy równowagi przeciętnych dobowych strat i zysków ciepła przy jednoczesnym zwiększeniu nominalnego zapotrzebowania ciepła.

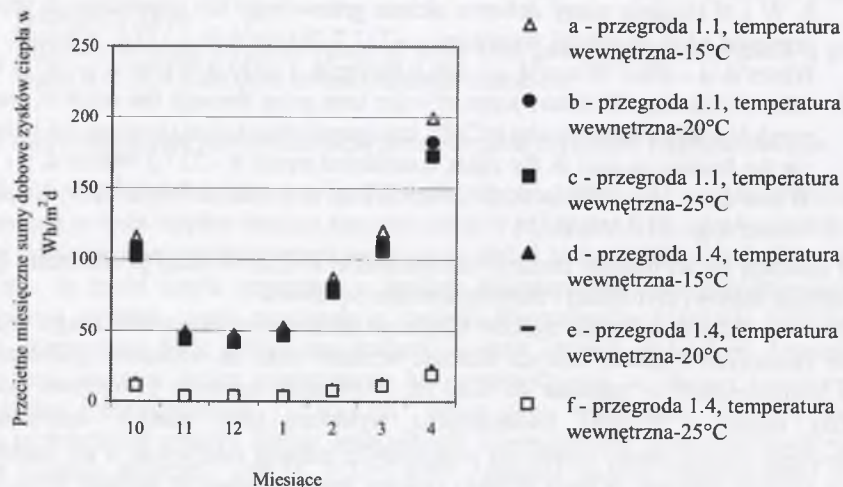
Na potrzeby wyznaczania optymalnej ochrony cieplnej i źródła ciepła wyznaczono zyski ciepła dla 5 różnych przegród z izolacją transparentną w funkcji grubości warstwy izolacji cieplnej i orientacji dla uwzględnianych stacji meteorologicznych. Uzyskane wyniki zawarto w publikacjach [46-48, 50].

Wstępne badania efektywności stosowania izolacji transparentnej w miejsce izolacji tradycyjnej przeprowadzone za pomocą programu MULTI WAL (opisanego w dalszej części) wskazują na zwiększenie, w warunkach klimatycznych Polski, sezonowego zapotrzebowania ciepła po założeniu izolacji transparentnej w miejsce odpowiadającej jej grubością izolacji

tradycyjnej. Różnica zapotrzebowania jest zależna od udziału izolacji przezroczystej w całkowitej powierzchni izolacji cieplnej ścian pionowych.

5.4.2. Ocena wpływu temperatury wewnętrznej pomieszczeń na zyski ciepła od promieniowania słonecznego przez przegrody nieprzezroczyste

W celu dokonania takiej oceny wyznaczono zyski ciepła od promieniowania słonecznego dla kilku przegród budowlanych, zakładając w kolejnych obliczeniach 3 różne, stałe temperatury wewnętrzne: $t_i = 15, 20, 25^\circ\text{C}$. Zyski określono dla miesięcy okresu grzewczego, a wybrane wyniki dla danych meteorologicznych Sulejowa przedstawiono na rys 5.9. Zmiana temperatury wewnętrznej o $\pm 5^\circ\text{C}$ nie wywołuje przeciętnie większych niż $\pm 10\%$ (z wyjątkiem końca sezonu grzewczego) zmian średnich miesięcznych zysków ciepła od promieniowania słonecznego w okresie grzewczym. Wielkość zmiany uzależniona jest od rodzaju przegrody, jej zaizolowania cieplnego i orientacji. Biorąc pod uwagę, że kubatura pomieszczeń z temperaturą wewnętrzną różną od 20°C stanowi niewielką część kubatury budynku, założyc można nie większą niż $\pm 1\%$ zmianę zapotrzebowania ciepła budynku na skutek przyjęcia w nim zysków ciepła od promieniowania słonecznego odpowiadającego $t_i = 20^\circ\text{C}$, również dla pomieszczeń, w których t_i odbiega od 20°C .



Rys. 5.9. Przeciętne miesięczne sumy dobowe zysków ciepła od promieniowania słonecznego przenikającego przez przegrody o orientacji W dla temperatur wewnętrznych t_i : 15, 20, 25°C

Fig. 5.9. Monthly average 24-hours sums of solar heat gains through the west W wall for the outdoor air t_i : 15, 20, 25°C

5.4.3. Zapotrzebowanie ciepła dla wentylacji naturalnej i przeciętne miesięczne liczby wymian powietrza dla budynków

Przyjęto, że zapotrzebowanie ciepła na podgrzanie powietrza wentylacyjnego w ogrzewanych przestrzeniach budynku, po pominięciu nieznacznego zazwyczaj zapotrzebowania dla klatek schodowych, opisuje zależność:

$$Q_B^w(\tau) = [V_B \cdot n_w(\tau) \cdot c_p \cdot \rho_e(\tau) \cdot (t_i - t_e(\tau)) + V_{BL} \cdot c_p \cdot \rho_{iL} \cdot n_{wL}(\tau) \cdot (t_{iL} - t_i)] \cdot (3600)^{-1}, \quad (5.14)$$

gdzie:

V_B, V_{BL} - kubatura części mieszkalnej budynku i łazienek w budynku,

ρ_e, ρ_{iL} - gęstość powietrza zewnętrznego i w łazienkach,

c_p - ciepło właściwe powietrza,

n_w - liczba wymian powietrza wentylacyjnego dla budynku,

n_{wL} - liczba wymian powietrza wentylacyjnego (usuwanego) dla łazienek w budynku,

t_e - temperatura powietrza zewnętrznego,

t_i, t_{iL} - średnia temperatura powietrza w mieszkaniach (z wyjątkiem łazienek) i w łazienkach.

Strumienie $Q_B^w(\tau), \bar{Q}_B^w(\tau)$ oznaczają chwilowe lub przeciętne dla określonego okresu czasu zapotrzebowanie ciepła (doby, miesiąca, dni z określoną przedziałową temperaturą średniodobową). W przypadku rozważania średniamiesięcznych temperatur i liczb wymian: $t_e(m), n_w(m), n_{wL}(m)$ sezonowe zapotrzebowanie jest równe:

$$Q_b^w = \sum_{m=m_p}^{m=m_k} [Q_B^w(m) \cdot z(m)], \quad (5.15)$$

przy czym:

Q_B^w - zużycie ciepła na cele wentylacji budynku w okresie grzewczym,

m - kolejny miesiąc sezonu grzewczego,

m_p, m_k - miesiące początkowy i końcowy sezonu grzewczego,

$z(m)$ - czas trwania kolejnego miesiąca.

Jest to sposób zgodny, aczkolwiek zakładający zmienną liczbę wymian w sezonie grzewczym, z obliczaniem sezonowego zapotrzebowania na ciepło do ogrzewania budynków mieszkalnych z zawartym w [131].

Jeśli $t_e(\tau) = t_e(\bar{t}_e), n(\tau) = n(\bar{t}_e), n_L(\tau) = n_L(\bar{t}_e)$ odnoszą się do dni z temperaturą średniodobową \bar{t}_e , wówczas sezonowe zapotrzebowanie ciepła można wyrazić jako:

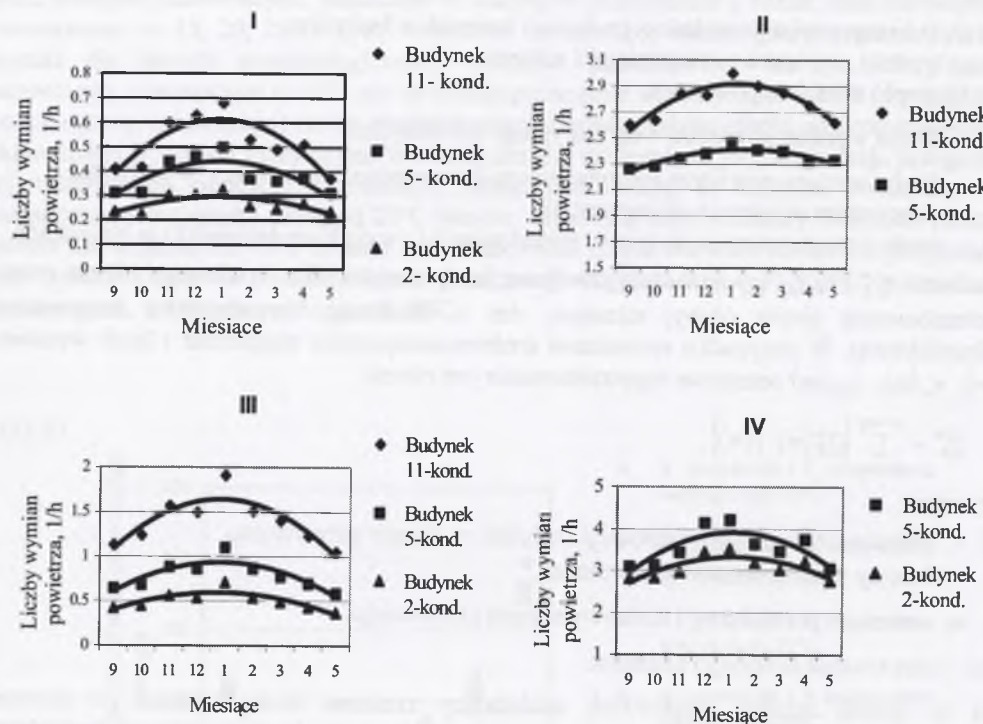
$$Q_w = \sum_{\bar{t}_e=(\bar{t}_e)_p}^{\bar{t}_e=(\bar{t}_e)_k} [Q_w(\bar{t}_e) \cdot z(\bar{t}_e)], \quad (5.16)$$

gdzie:

$(\bar{t}_e)_p, (\bar{t}_e)_k$ - najniższa i najwyższa średniodobowa przedziałowa temperatura sezonu grzewczego.

Wymagane dla wyznaczenia zapotrzebowania ciepła liczby wymian powietrza wyznaczone zostały na drodze modelowania cyfrowego przepływów powietrza w budynkach przy pomocy specjalnie w tym celu zbudowanego własnego programu cyfrowego WENTNAT. Założenia i model matematyczny przyjęty do budowy programu przedstawiono w Dodatku D. Wartości współczynników konwersji ciśnienia dynamicznego wiatru w zależności od usytuowania przegród przyjęto za [66]. W badaniach rozważano dwa stany szczelności stolarki okiennej:

1,0 i $0,3 \text{ m}^3 \cdot [\text{h} \cdot \text{m} \cdot (\text{Pa})^{2/3}]^{-1}$, co odpowiada małej i stosunkowo dużej szczelności. Szczelność okien zewnętrznych zgodnie z [143] nie powinna przekraczać wartości: $1,0 \text{ m}^3 \cdot [\text{h} \cdot \text{m} \cdot (\text{Pa})^{2/3}]^{-1}$. Rezultaty badań dla przebiegów porównawczych klimatu zewnętrznego siedmiu stacji meteorologicznych przedstawiono w [53-57], natomiast wybrane wyniki w odniesieniu do średnich miesięcznych liczb wymian zaprezentowano na rys. 5.10. Wartości średniosezonowe wyznaczonych liczb wymian powietrza dla budynku są zbliżone do podanych w [135].



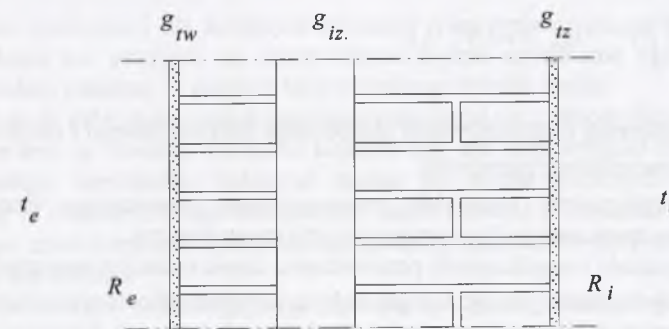
Rys. 5.10. Przeciętne dobowe dla miesięcy sezonu grzewczego i wentylacji naturalnej liczby wymian dla trzech typów budynków mieszkalnych wyposażonych w okna o różnej szczelności a i dla mieszkań bądź łazienek oraz danych meteorologicznych różnych stacji: I- $a=0,33 \text{ m}^3/\text{hm}(\text{Pa})^{2/3}$, mieszkania, Suwałki, II- $a=0,33 \text{ m}^3/\text{hm}(\text{Pa})^{2/3}$, łazienki, Kołobrzeg, III- $a=1,0 \text{ m}^3/\text{hm}(\text{Pa})^{2/3}$, mieszkania, Katowice, IV- $a=1,0 \text{ m}^3/\text{hm}(\text{Pa})^{2/3}$, łazienki, Piła

Fig. 5.10. Twenty-four hours average air exchange rates during heating season months for three building types, for flats and bathrooms. Building equipped with windows of different air tightness a . Climatic data for three weather stations: I- $33 \text{ m}^3/\text{hm}(\text{Pa})^{2/3}$, flats, Suwałki, II- $a=0,33 \text{ m}^3/\text{hm}(\text{Pa})^{2/3}$, bathrooms, Kołobrzeg, III- $a=1,0 \text{ m}^3/\text{hm}(\text{Pa})^{2/3}$, flats, Katowice, IV- $a=1,0 \text{ m}^3/\text{hm}(\text{Pa})^{2/3}$, bathrooms, Piła

5.4.4. Dobowa zmienność czasowa zapotrzebowania ciepła na kompensację strat ciepła przez przegrody

W przypadku obliczeń strumieni ciepła przenikających przez przegrody zewnętrzne z uwzględnieniem dobowej zmienności czasowej przyjęto następujące założenia:

- rozpatrywana przegroda jest przegrodą wielowarstwową – rys. 5.11,
- przepływ ciepła przez przegrodę można traktować jako jednowymiarowy,
- współczynniki określające własności materiałów przegrody są stałe,
- przepływ ciepła na powierzchniach zewnętrznych opisują warunki brzegowe trzeciego rodzaju,
- opory zastępcze przejmowania ciepła na powierzchni zewnętrznej R_e i wewnętrznej R_i przegrody są stałe. Opory R_i , R_e są zgodne z [134],
- temperatura powietrza wewnętrznego jest stała i równa t_i ,
- temperaturę t_e przyjmuje się jako periodycznie zmienną dla kolejnych rozważanych dni d ,



Rys. 5.11. Schemat ogólny przegrody wielowarstwowej

Fig. 5.11. Schematic diagram of multilayer wall

- przebieg temperatury powietrza zewnętrznego dla poszczególnych godzin rozpatrywanej doby w odniesieniu do metody 1, a więc doby średniej w miesiącu m wyrażony jest jako:

$$t_e(m, \tau) = \bar{t}_e^m + t_A^m \cdot \sin\left[\frac{\pi}{12} \cdot (\tau - \tau_\phi^m)\right], \quad (5.17)$$

$$\tau_\phi^m = 7-8 \text{ h, zależnie od } m$$

- amplituda wahań dobowych temperatury powietrza zewnętrznego wynika z równości dodatnich różnic temperatury w stosunku do wartości średniodobowej przebiegu rzeczywistego $t_e^r(m, \tau)$ i sinusoidalnego i wynosi:

$$t_A^m = \frac{\sum_{\tau=1}^{\tau=24} \left\{ 0,5 \cdot [\bar{t}_e^m - t_e^r(m, \tau)] \right\}}{\sum_{\tau=1}^{\tau=24} \left\{ 0,5 \cdot [\bar{t}_e^m - t_e^r(m, \tau)] \right\}} \cdot (5.18)$$

Strumień ciepła wymieniany między przegrodą a wnętrzem pomieszczenia w dniu d i chwili τ można zapisać w postaci:

$$\dot{q}(m, \tau) = \left[g_{w.s.z}(m, \tau) - t_i \right] \cdot \left(R_i + \frac{g_{rw}}{\lambda_{rw}} \right)^{-1} \quad (5.19)$$

a temperaturę na zewnętrznej powierzchni tynku wewnętrznego $\vartheta_{w.s.z.}(d, \tau)$ wyznaczono po zastosowaniu metody Exodus [69,159,160]- Dodatek A1- jako:

$$\vartheta_{w.s.z.}(m, \tau) = \sum_{n=1}^{n=24} \left\{ EZT(n) \cdot [t_e(m, \tau - n) + [q_{s.z.}^{c.prom.}(m, \tau - n) \cdot a_{abs}^{s.z.} \cdot R_e] + [EZW(n) \cdot t_i] \right\} \quad (5.20)$$

gdzie:

- $q_{s.z.}^{c.prom.}$ - natężenie promieniowania słonecznego całkowitego na powierzchnię przegrody,
- g_{tw} - grubość warstwy tynku wewnętrznego,
- λ_{tw} - współczynnik przewodzenia ciepła tynku wewnętrznego,
- $a_{abs}^{s.z.}$ - współczynnik absorpcji promieniowania słonecznego na zewnętrznej powierzchni ściany.

W przypadku przegrody z izolacją transparentną na zewnętrznej powierzchni przegrody (Dodatek A2) można napisać:

$$\vartheta_{w.s.z.}(m, \tau) = \sum_{n=1}^{n=24} \left\{ EZT(n) \cdot \left[t_e(m, \tau - n) + \left[R_e + \frac{g_{iz.}}{\lambda_{iz.}} \right] \cdot \left[\left(q_{s.z.}^{b.prom.}(m, \tau - n) \right) \cdot \tau^{iz.ir.}(\psi, g_{iz.}) + \left[\left(q_{s.z.}^{r.prom.}(m, \tau) \right) \cdot \tau^{iz.ir.r}(g_{iz.}) \right] + EWT \cdot t_i \right] \right\} \quad (5.21)$$

gdzie:

- $q_{s.z.}^{b.prom.}$, $q_{s.z.}^{r.prom.}$ - natężenie promieniowania słonecznego bezpośredniego i rozproszonego na powierzchnię przegrody,
- $\tau^{iz.ir.}$, $\tau^{iz.ir.r}$ - współczynnik transmisji promieniowania słonecznego bezpośredniego i rozproszonego dla warstwy izolacji transparentnej,
- $g_{iz.}$, $\lambda_{iz.}$ - grubość i współczynnik przewodzenia ciepła izolacji transparentnej.

W przypadku metody 3 należy przyjąć kolejne doby z przyporządkowanymi im przebiegami wielkości klimatycznych, z krawcami sprowadzonymi do periodycznych dobowych.

Współczynniki charakterystyczne: $EZT(n)$, EWT wyznaczono po zadaniu przestrzennej siatki i zastosowaniu bilansów elementarnych z ilorazem różnicowym przednim w odniesieniu do metody EXODUS [67,159,160]. Określone dla gęstej siatki dyskretyzacji i odpowiednio dobranych kroków czasowych ciągi współczynników sprowadzono następnie do odpowiadających krokowi $\Delta\tau=1h$ dla dobowo periodycznie zmiennych parametrów klimatu zewnętrznego.

Problem wyznaczania współczynników przedstawiono w dodatku A. Wykazano tam, że współczynniki $EZT(n)$, EWT dla rozważanego typu przegrody i dowolnej grubości warstwy izolacji cieplnej $g_{iz.}$ określić można poprzez interpolację liniową współczynników wyznaczonych dla dyskretnych grubości izolacji. Na tej podstawie opracowano katalog współczynników dla różnych typów wielowarstwowych przegród budowlanych, zawierający wartości $EZT(n)$ i EWT dla kilku dyskretnych grubości izolacji cieplnej: 0,00, 0,05, 0,10, 0,20 m.

Wykorzystując przedstawiony model, przeprowadzono ocenę wpływu przyjęcia stałych współczynników zastępczej wymiany ciepła na powierzchniach przegród budowlanych w miejsce współczynników ujmujących chwilowe prędkości wiatru i stany promieniowania długofalowego. Badania strumieni ciepła przenikających przez przegrody typowego budynku ujawniają, że stosowne uproszczenie nie wywołuje większej zmiany zapotrzebowania ciepła budynku od 3%.

Przeprowadzone przy pomocy przedstawionego dalej programu komputerowego MULTIWAŁ badania wpływu stałej dobowo lub zmiennej temperatury powietrza

zewnętrznego na stan ochrony cieplnej i wielkość optymalną kolektorów słonecznych KS oraz zasobników ciepła ZSC wykazały, że:

- przyjęcie stałej w miejsce dobowo zmiennej temperatury powietrza zewnętrznego nie wywołuje istotnych różnic wyznaczanych jako optymalne wartości współczynników U przegród otaczających ogrzewane wewnątrz budynku,
- wyznaczanie optymalnej wielkości elementów układu słonecznego (KS, ZSC) dla stałych dobowo temperatur powietrza zewnętrznego (zaniechanie dobowych zmian temperatury powietrza) prowadzi do przewymiarowania elementów układu solarnego. Zasadniczy wpływ na taki rezultat wywiera zaopatrzenie budynku w ciepło pobierane z KS w miesiącach rozpoczynającym i kończącym sezon grzewczy- październik, kwiecień i ewentualnie marzec, zależnie od ochrony cieplnej budynku. Wtedy to pojawia się pewien nadmiar ciepła w okresie jego pozyskiwania w godzinach świecenia Słońca, wpływający na wymaganą pojemność ZSC oraz powierzchnię KS.

5.4.5. Zmienność dla kolejnych miesięcy roku sprawności regulacji dostawy ciepła przez instalację c.o.

Dla ustalenia zmienności dla kolejnych miesięcy roku sprawności regulacji dostawy ciepła przez instalację c.o. przyjęto, że obserwowane będzie mieszkanie ogrzewane za pomocą instalacji wodnej zasilanej w ciepło z indywidualnego źródła ciepła.

Mieszkanie to, w którym wszystkie pomieszczenia łączą się z przedpokojem, a drzwi między pomieszczeniami są otwarte, kubatura łazienki zaś jest odpowiednio mała w stosunku do kubatury całego mieszkania, traktować można jak obszar jednostrefowy o temperaturze wewnętrznej t_i . Nieznaczne zapotrzebowanie ciepła łazienki w stosunku do zapotrzebowania ciepła całego mieszkania pozwala pominąć grzejnik łazienkowy przy analizie pracy układu grzewczego mieszkania.

Założenia do modelu matematycznego opisującego dynamiczne przekazywanie ciepła od grzejnika c.o. do wnętrza mieszkania międzykondygnacyjnego przedstawiono w dodatku B. Na podstawie przyjętego modelu zbudowano program komputerowy DYNINST [49]. Przeprowadzona ocena jakości odtwarzania przebiegów zapotrzebowania ciepła pomieszczenia generowanych za pomocą programu DYNINST i programu ESP-r [28] wykazała znaczącą zbieżność tych przebiegów [52].

Celem obserwacji pracy instalacji c.o. jest wyznaczenie średniej sezonowej sprawności regulacji przekazania ciepła do mieszkania i jej zmienności w ciągu sezonu grzewczego. Średniosezonową sprawność można traktować jako stosunek sezonowego zużycia ciepła w mieszkaniu zaopatrywanym w ciepło przez instalację c.o. o określonej nominalnej mocy grzewczej, pojemności cieplnej i charakterystycznych dla realnych instalacji właściwościach regulacyjnych w stosunku do teoretycznego sezonowego zużycia ciepła instalacji c.o. dostosowującej się w każdym momencie czasowym doskonale do zapotrzebowania ciepła analizowanego mieszkania.

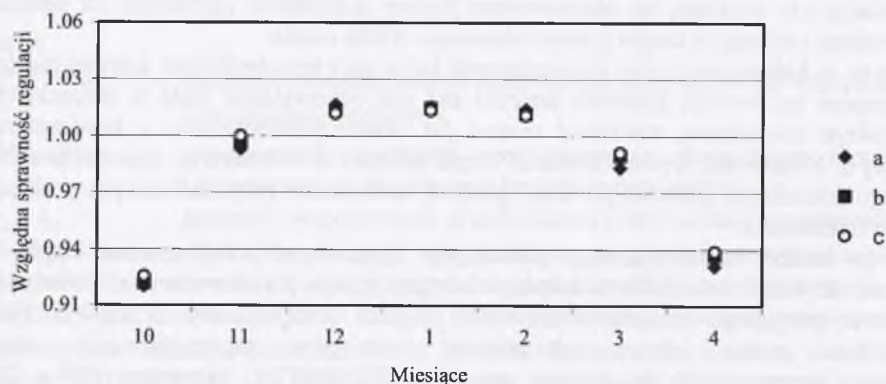
Średnie w sezonie grzewczym wartości sprawności regulacji dostawy ciepła do pomieszczeń wyznaczone za pomocą programu DYNINST dla typowego mieszkania w budynku wielorodzinnym [52] (z przegrodami zewnętrznymi 1, bez izolacji cieplnej) podano w tablicy 5.1. Instalacja c.o. zaopatrzona jest w centralną regulację pogodową i termostatyczne zawory grzejnikowe. Przyjęto, że opóźnienie temperatury czynnika zasilającego grzejniki w stosunku do t_e wynosi 0,5h, a wartość t_i jest niższa od wymaganej ze względu na straty ciepła sieci przewodów doprowadzających czynnik grzewczy. Przebiegi średnich miesięcznych względnych (w odniesieniu do wartości średniosezonowej) sprawności dla różnych poziomów temperatury nominalnej instalacji c.o. z grzejnikami konwekcyjnymi płytowymi, a więc o małej bezwładności cieplnej, zaprezentowano na wykresie 5.12.

Tablica 5.1

Średnie w sezonie grzewczym wartości sprawności regulacji dostawy ciepła do pomieszczenia - η_{reg}

Średnie w sezonie grzewczym wartości sprawności regulacji dostawy ciepła do pomieszczenia				
Rodzaj grzejnika	Grzejnik konwekcyjny płytowy			Grzejnik podłogowy
Parametry instalacji c.o.	70/55°C	55/40°C	45/30°C	55/45°C
Sprawność regulacji dostawy ciepła	0,981	0,986	0,989	0,93

Obniżenie temperatury w instalacji prowadzi do nieznacznej poprawy sprawności regulacji dostawy ciepła przez instalację c.o. do ogrzewanego pomieszczenia. Średni sezonowy przyrost sprawności przy obniżeniu temperatury nominalnej z 70/55°C do 45/35°C dla instalacji c.o. wyposażonej w grzejniki płytowe - konwekcyjne nie przekracza 2,0%.



Rys. 5.12. Miesięczne średnie względne sprawności regulacji η_{reg} w zależności od temperatur nominalnych instalacji c.o.: a - 70/55°C, b - 55/40°C, c - 45/30°C

Fig. 5.12. Monthly average relative efficiency η_{reg} dependent on nominal heating installation temperatures: a - 70/55°C, b - 55/40°C, c - 45/30°C

W przypadku stosowania grzejników podłogowych należy się liczyć z pogorszeniem sprawności regulacji dostawy ciepła przez instalację c.o. do ogrzewanego pomieszczenia, w stosunku do instalacji z grzejnikami konwekcyjnymi. Średnie miesięczne sprawności są zbliżone do siebie, najniższe wartości odpowiadają miesiącom z najwyższą temperaturą. Znaczne podobieństwo miesięcznych η_{reg} związane jest z przeciwnym wpływem dwóch zasadniczych czynników: pracy grzejnika z przerwami, pogarszającej sprawność regulacji, głównie w okresie początku i końca sezonu grzewczego oraz samoregulacji wydajności cieplnej grzejnika, której efektywność objawia się szczególnie w miesiącach najmniejszego zapotrzebowania ciepła. Skuteczność samoregulacji jest słabsza w okresie niskich t_e , ale wówczas praca grzejnika jest ciągła. Wraz z przyjęciem podwyższonej temperatury nominalnej instalacji c.o. następuje zmniejszenie samoregulacyjności instalacji. Jednocześnie zmniejsza się powierzchnia grzejników, a w ślad za tym również ich pojemność cieplna.

Zmniejsza się także „wrażliwość instalacji” na odchylenie Δt od wymaganej temperatury zasilania, bowiem:

$$\frac{\partial Q(\Delta t_m^1, \Delta t)}{\partial \Delta t} ; \frac{\partial Q(\Delta t_m^2, \Delta t)}{\partial \Delta t} \approx \left(\frac{\Delta t_m^2}{\Delta t_m^1} \right)^{2+m} \quad (5.22)$$

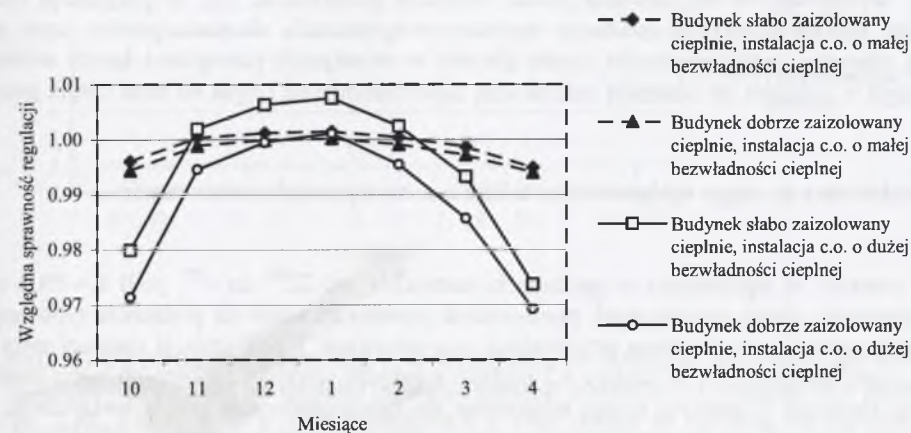
a więc im mniejszy iloraz średniej arytmetycznej temperatury czynnika i temperatury wewnętrznej $\frac{\Delta t_m^1}{\Delta t_m^2}$, tym większa wartość ilorazu (5.22). Tendencje zmian η_{reg} są zgodne z

kierunkiem wzrostu stopnia wykorzystania zysków wewnętrznych wraz z obniżaniem temperatury czynnika grzejnego w instalacji c.o. [33, 34]. Taki przebieg zmienności sprawności regulacji uzyskano dla budynku o słabej izolacji cieplnej. Nie potwierdzają tego kierunku zmienności badania wpływu temperatury nominalnej instalacji c.o. na sprawność regulacji w dobrze izolowanych cieplnie budynkach.

Zakładając, że sprawność regulacji w warunkach nominalnych η_{reg}^N jest zbliżona do wartości maksymalnej sprawności, można bieżącą (na przykład średniomiesięczną) sprawność regulacji wyznaczać jako:

$$\eta_{reg}(m) = \eta_{reg}^N \cdot \bar{\eta}_{reg}(m) \quad (5.23)$$

Na rysunku (5.13) podano miesięczne średnie względne sprawności regulacji w zależności od izolacji cieplnej budynku mieszkalnego wielorodzinnego i bezwładności cieplnej instalacji c.o. wyznaczone według [144] - wzór (5.10). Przyjęto instalację c.o. zaopatrzoną w regulację pogodową i termostatyczne zawory grzejnikowe. Założono, że małej bezwładności cieplnej instalacji c.o. odpowiada $\eta_{reg}^N = 0,99$, natomiast dużej bezwładności: $\eta_{reg}^N = 0,95$. Wartości względne uzyskano poprzez odniesienie wyznaczonych wartości średniomiesięcznych do η_{reg}^N .



Rys. 5.13. Miesięczne średnie względne sprawności regulacji w zależności od izolacji cieplnej budynku i bezwładności cieplnej instalacji c.o. wyznaczone według (5.10)

Fig. 5.13. Monthly average relative efficiency dependent on the building thermal insulation and thermal inertia of the heating installation determined according to (5.10)

Z porównania przebiegów wartości względnych wynika znaczna zgodność wartości $\bar{\eta}_{reg}$ dla poszczególnych miesięcy okresu grzewczego, z wyjątkiem miesięcy krańcowych. Tutaj wartości względne $\bar{\eta}_{reg}$ wyznaczone według [144] są większe.

5.4.6. Ocena wpływu innych wybranych uproszczeń na wyznaczane zapotrzebowanie ciepła budynku

Wpływ akumulacyjności cieplnej szyb i promieniowania długofalowego w obrębie szyb okien na zapotrzebowanie ciepła ogrzewanych pomieszczeń

W celu oceny wpływu pomijania akumulacyjności cieplnej szyb na zapotrzebowanie ciepła ogrzewanych pomieszczeń dokonano porównania wyników obliczeń zapotrzebowania ciepła typowego mieszkania cechującego się przeciętną ochroną cieplną, z uwzględnieniem dwóch wariantów opisu przenikania ciepła i promieniowania słonecznego przez okna w obrębie szyb:

- opis pierwszy ujmuje akumulację ciepła w szybach, zgodnie z dodatkiem B,
- opis drugi wyraża sumaryczny strumień ciepła wymieniany przez okno w obszarze szyb w postaci identycznej z [131]:

$$q(d, \tau) = k_{uszzyb} \cdot [t_e(d, \tau) - t_i(d, \tau)] + \tau_{uszzyb} \cdot q_{s.z.}^{c.prom.}(d, \tau) \quad (5.24)$$

gdzie: τ_{uszzyb} - zastępcza przepuszczalność układu szyb dla promieniowania słonecznego.

W wyniku badań przeprowadzonych za pomocą odpowiednio zmodyfikowanego programu DYNINST ustalono, że różnica sezonowego zapotrzebowania ciepła dla uwzględnionych przypadków budynków o słabej oraz przeciętnej izolacji cieplnej nie przekracza 1,5%. Można jednak spodziewać się większych różnic w przypadku budynków o bardzo dobrej ochronie cieplnej. Wydaje się, że nie powinna jednak wówczas przekraczać 3%. W przypadku tych budynków można oczekiwać istotnego wpływu uwzględniania akumulacyjności szyb na przebieg czasowy zapotrzebowania ciepła dla dni w miesiącach początku i końca sezonu grzewczego w związku ze znaczącą zależnością zapotrzebowania ciepła od strat ciepła przez okna.

Wpływ osłabienia nocnego wydajności instalacji c.o. na zapotrzebowanie ciepła

Wpływ przerwy w ogrzewaniu w godzinach nocnych (od 22⁰⁰ do 6⁰⁰, jeśli $t_e > -5^\circ\text{C}$) na zapotrzebowanie ciepła ogrzewanych pomieszczeń przeanalizowano na podstawie typowego mieszkania- mieszkania otoczone przegrodami zewnętrznymi I bez izolacji cieplnej oraz z izolacją o grubości 0,15 m. W tabelicy 5.2 podano względne wartości zapotrzebowania ciepła dla pracy instalacji z przerwą nocną odniesione do zapotrzebowania ciepła związanego z pracą ciągłą instalacji c.o. wyznaczone przy pomocy programu komputerowego DYNINST.

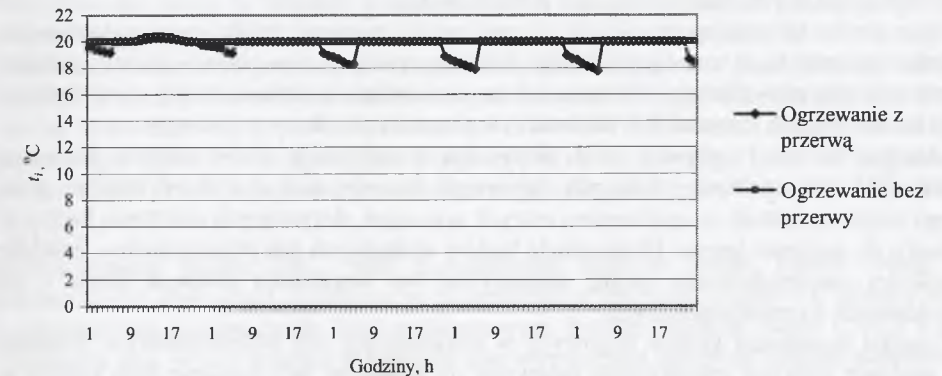
Miesięczne wartości zapotrzebowania ciepła dla pracy instalacji z przerwą nocną odniesione do zapotrzebowania ciepła związanego z pracą ciągłą instalacji c.o.

Miesiące	X	XI	XII	I	II	III	IV
Przegroda I bez izolacji cieplnej	0,948	0,955	0,954	0,955	0,955	0,955	0,954
Przegroda I z izolacją cieplną	0,912	0,961	0,963	0,960	0,963	0,926	0,925

Oslabienie nocne w budynku bez izolacji cieplnej umożliwia zmniejszenie zapotrzebowania ciepła o ok. 4- 5% i wartość ta jest praktycznie stała dla poszczególnych miesięcy sezonu grzewczego. Wyjątkiem są miesiące początku oraz końca sezonu grzewczego pracy instalacji c.o. w budynkach o dobrej izolacji cieplnej ogrzewanych pomieszczeń. Wówczas zmniejszenie zapotrzebowania ciepła dochodzi do 8-9%, ale dotyczy jednocześnie bardzo małych wartości.

Dalsze badania, wykonane przy użyciu programu MULTIWAL wykazały, że rodzaj ciągłej pracy instalacji c.o. praktycznie nie wpływa na optymalną grubość warstwy izolacji przegród i nieznacznie tylko na wartości optymalne, dotyczące instalacji solarnej.

Na rys. 5.14 przedstawiono przykładowy przebieg t_i w mieszkaniu z przegrodami zewnętrznymi I bez izolacji cieplnej (z oknami o współczynniku przenikania ciepła $U_{ok.z.}=1,3 \text{ W/m}^2\text{K}$) dla pięciu dni kwietnia w zależności od sposobu działania idealnej instalacji c.o.: ciągłej lub z 7 - godzinną przerwą.



Rys. 5.14. Przykładowy przebieg t_i w mieszkaniu w budynku dla pięciu dni kwietnia w zależności od sposobu działania idealnej instalacji c.o.: ciągłej lub z przerwą
Fig. 5.14. Example of a room temperature t_i time course in building during five days in April. An ideal heating installation operating continuously and intermittently

6. OPIS MULTIWALENTNEGO ŹRÓDŁA CIEPŁA ORAZ ZAPOTRZEBOWANIE ENERGII CHEMICZNEJ ZUŻYWANYCH PALIW

6.1. Opis uogólnionego indywidualnego źródła ciepła

Przyjęto, że źródło ciepła w postaci uogólnionej zawiera w sobie: kocioł grzewczy (KG), sprężarkową pompę ciepła (ESPC), kolektory słoneczne (KS) oraz wodne bufory i zasobniki ciepła (ZWC, ZSC, ZC), przy czym bufor ZSC występuje w układzie tylko łącznie z KS, natomiast ZC tylko z ESPC.

Poszczególne elementy wybierane są z grupy następujących:

- kotły grzewcze gazowe zwykłe (KGG), kondensacyjne (KGGk) i olejowe (KGO),
- kotły na paliwo stałe (KGW),
- pompy ciepła sprężarkowe elektryczne (ESPC) z dowolnym dolnym źródłem ciepła: wymienniki dla poboru ciepła z wody, wymienniki gruntowe poziome lub pionowe, wymienniki dla pozyskiwania ciepła z powietrza, absorbery energii,
- kolektory słoneczne płaskie (KSz) lub próżniowe (KSw).

Eliminacja któregoś z elementów podstawowych (KG, ESPC, KS) powoduje przekształcenie układu źródłowego do biwalentnego [60], natomiast obecność jednego elementu ((KG, ESPC) prowadzi do źródła monowalentnego.

Wśród kotłów mogą być stosowane kotły stojące oraz wiszące z otwartą lub zamkniętą komorą spalania. Kotły wiszące przeznaczone są do spalania paliwa gazowego lub płynnego. Mogą one stanowić atrakcyjny element biwalentnego lub multiwalentnego źródła ciepła – są tańsze i zajmują mniej miejsca w stosunku do stojących.

Kotły gazowe, w których spala się gaz ziemny, mogą tworzyć źródła monowalentne lub biwalentne gazowe bądź z udziałem KS. Aktualny poziom cen paliw i koszty zakupu urządzeń nie usprawiedliwiają ich stosowania w źródłach multiwalentnych, z wyjątkiem sytuacji bardzo niskich kosztów (lub ich braku) wykonania przyłącza gazowego.

Brak dostępu do sieci gazowej oraz rezygnacja z używania paliw stałych wymusza zastosowanie oleju opałowego lub gazu płynnego. Rozwiązanie z wykorzystaniem gazu płynnego wiąże się jednak ze spełnieniem ostrych wymagań, dotyczących położenia kotłowni w stosunku do poziomu terenu. Eksploatację kotłów spalających gaz płynny można, zależnie od wielkości zapotrzebowania ciepła, rozpatrywać we wszystkich źródłach ciepła - od multiwalentnych do monowalentnych.

W przypadku stosowania kotłów olejowych w biwalentnych lub multiwalentnych źródłach ciepła znaczące korzyści inwestycyjne pojawiają się wówczas, gdy zasilanie tych kotłów w paliwo odbywa się ze zbiorników o pojemności nie przekraczającej 1m^3 .

Kotły z zamkniętą komorą spalania mogą stanowić wartościowy element źródeł biwalentnych lub multiwalentnych z ESPC. Moc nominalna kotła grzewczego jest w tych źródłach stosunkowo niewielka, a układ doprowadzenia powietrza do pomieszczenia kotłowni może być zwymiarowany tak, aby zapewniał tylko odpowiednią ilość powietrza do wentylacji.

Wśród kotłów przeznaczonych do spalania paliw stałych na szczególną uwagę, ze względu na warunki obsługi i emisji zanieczyszczeń w stosunku do kotłów gazowych lub olejowych, zasługują kotły węglowe z paleniskami retortowymi i automatycznym podawaniem paliwa oraz automatyczne kotły przewidziane do spalania rozdrobnionej biomasy. Miejsmem stosowania tych kotłów będą jednak głównie źródła monowalentne. Kotły spalające biomasę eksploatowane będą w budynkach o mniejszym zapotrzebowaniu ciepła ze względu na znaczną wymaganą kubaturę pomieszczeń magazynowania paliwa.

Źródłami monowalentnymi mogą być również:

- kotły wykorzystujące energię elektryczną, według dowolnej taryfy opłat, poprzez centralną instalację grzewczą i bezpośrednie punktowe lub akumulacyjne podgrzewacze c.w.u.,
- węzeł cieplny dla poboru ciepła z sieci ciepłej.

Elementy źródła ciepła w postaci kotła grzewczego (KG) i pompy ciepła (ESPC) występujące w źródle biwalentnym mogą współpracować ze sobą w sposób równoległy lub alternatywny. Podobnie jest dla układu KGG i KGGk, zastępującego w układzie ESPC. Moce składowe elementów źródła biwalentnego typu KG + ESPC lub KGG + KGGk wyznacza temperatura biwalentna t_p . W dalszej kolejności przedstawione zostaną główne założenia, dotyczące organizacji pracy multiwalentnego źródła ciepła [11, 12, 59-62, 64], uwzględnianego w niniejszej pracy. Opisywane źródło wykorzystuje istniejące urządzenia. Ogólnie przyjmuje się, że pozyskiwanie ciepła w kolektorach słonecznych odbywa się, zależnie od t_e , następująco:

- $t_e \geq t_{pKS}$ – praca układu w obiegu KS odbywa się ogólnie według zasady low flow [137], temperatura czynnika opuszczającego kolektory słoneczne nie jest niższa od wymaganej temperatury zasilania dla instalacji c.o. lub instalacji c.w.u., zależnie od fazy ładowania bufora - okres podstawowy pracy układu solarnego,
- $t_e < t_{pKS}$ – praca odbywa się również według zasady high flow, a przyrosty temperatury w KS nie powinny przekraczać 10 K,
- w przypadku załadowania bufora do temperatury minimalnej, ze względu na przygotowanie c.w.u., dalsze zasilanie bufora może odbywać się według przepływu high flow, różnica temperatur czynnika wypływającego i wpływającego do kolektorów słonecznych nie przekracza 10 K.

Temperatura graniczna t_{pKS} jest pewną ustaloną temperaturą, zależną od rodzaju kolektorów, przeznaczenia pozyskiwanego ciepła oraz rodzaju podstawowego źródła ciepła.

Pozyskiwanie ciepła w układzie solarnym przy $t_e < t_{pKS}$ związane jest z niską temperaturą czynników przejmujących ciepło, co pozwala na uzyskanie stosunkowo wysokich sprawności działania kolektorów słonecznych w warunkach niskich temperatur powietrza zewnętrznego i małych natężeń promieniowania słonecznego. Taki sposób pozyskiwania ciepła może mieć istotne znaczenie w przypadku stosowania w układach źródłowych kolektorów płaskich i pomp ciepła z możliwością przejmowania w źródle dolnym ciepła z kolektorów słonecznych poprzez ZSC. Jeżeli jednak dolnym źródłem ciepła dla pompy ciepła nie jest ZSC, wówczas

$$t_{pKS} = t_e^N.$$

Wykorzystanie bufora ZSC, jako dodatkowego dolnego źródła ciepła, wiąże się z koniecznością stosowania dodatkowego pośredniego wymiennika ciepła WC między buforem i parownikiem pompy ciepła lub/i podstawowym dolnym źródłem ciepła (DZC) a pompą ciepła- rys. 6.2. Wybór miejsca lokalizacji tego wymiennika zależy od rodzaju podstawowego dolnego źródła ciepła, zawsze jednak przyczynia się do obniżenia temperatury czynnika dopływającego do parownika pompy ciepła.

Ogólnie ciepło pozyskiwane w kolektorach słonecznych gromadzone jest w 3-strefowych wodnych buforach ciepła (rys. 6.1), a czynnik opuszczający kolektory przekazuje niesione przez siebie ciepło do strefy „wysoko”- lub „średnotemperaturowej”, zależnie od temperatury, jaką posiada. Zasadniczo temperatura strefy „wysokotemperaturowej” jest wyższa od temperatury wymaganej przez instalację c.o., temperatura strefy „średnotemperaturowej” jest równa aktualnej temperaturze zasilania dla instalacji c.o., a temperatura strefy niskotemperaturowej nie jest wyższa od aktualnej temperatury czynnika powracającego z instalacji c.o. Maksymalna temperatura w zasobniku nie może przekroczyć $t_{S_{max}} = 95^\circ\text{C}$, a minimalna być niższa od 5°C . Czynniki kierowane do ZSC podgrzewany jest do temperatury właściwej dla wyróżnionych stref.: t_{S1} - temperatura strefy 1, t_{S2} - temperatura strefy 2. W przypadku częściowego rozładowania stref uzupełnianie odbywa się

z pierwszeństwem zaopatrzenia strefy drugiej. Jeśli źródłem ciepła jest ESPC lub KGGk i $KS = KSw$, ładowanie stref powinno się odbywać z pierwszeństwem strefy pierwszej. Po załadowaniu stref do temperatur zasadniczych dalsze pobieranie ciepła z KS prowadzić powinno do podwyższenia temperatury w strefie 2 do $t_{S2} = t_{S1}$. Dalsze ładowanie powoduje zapewnienie strefy 3 czynnikiem o temperaturze t_{S1} . Po całkowitym wypełnieniu bufora czynnikiem o temperaturze t_{S1} późniejsze ładowanie, rozpoczynając od strefy 1, odbywa się warstwowo do temperatury t_{Smax} . Stopień podgrzania regulowany jest, w pewnym zakresie, wydajnością zmiennoobrotowych pomp wymuszających przepływ w obiegu kolektorów i zasobnika lub ewentualnie poprzez zawory regulacyjne ZTR1R i ZTR2R, współpracujące ze stałobrotowymi pompami- przykładowe włączenie zaworów regulacyjnych przedstawiono na rys. 6.1. Sprawność pozyskiwania ciepła w KS w drugim przypadku będzie jednak niższa na skutek wyższej średniej różnicy temperatury absorberów KS i otoczenia. Różnica sprawności pozyskiwania ciepła promieniowania słonecznego obu rozwiązań jest również funkcją stosunku natężeń przepływu czynnika roboczego w układzie KS.

Pewną odmianą końcowego etapu ładowania zasobnika ZSC, w przypadku $KS = KSw$, mogłoby być ładowanie z przyrostem temperatury 10 K.

Gdy źródło ciepła zawiera ESPC i $t_e < t_{pKS}$ oraz $KS = KSw$, ciepło pozyskiwane w KS kierowane jest do strefy środkowej ZSC, a przyrost temperatury nie przekracza 10 K.

Zasadniczo, 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.u. czynnik grzewczy pobierany jest z zasobnika ze strefy górnej, w innej sytuacji ze strefy środkowej. Jeśli temperatura czynnika pobieranego z ZSC jest niewystarczająca, 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 ze sobą w sposób równoległy lub alternatywny, zależnie od dolnego źródła ciepła ESPC. Przekazywanie ciepła przy jednoczesnej pracy ESPC i KG powinno odbywać się przy szeregowym połączeniu tych urządzeń.

Podane założenia pracy źródła, poza przekazywaniem ciepła z ZSC do parownika pompy ciepła, urzeczywistnia układ na rys. 6.1.

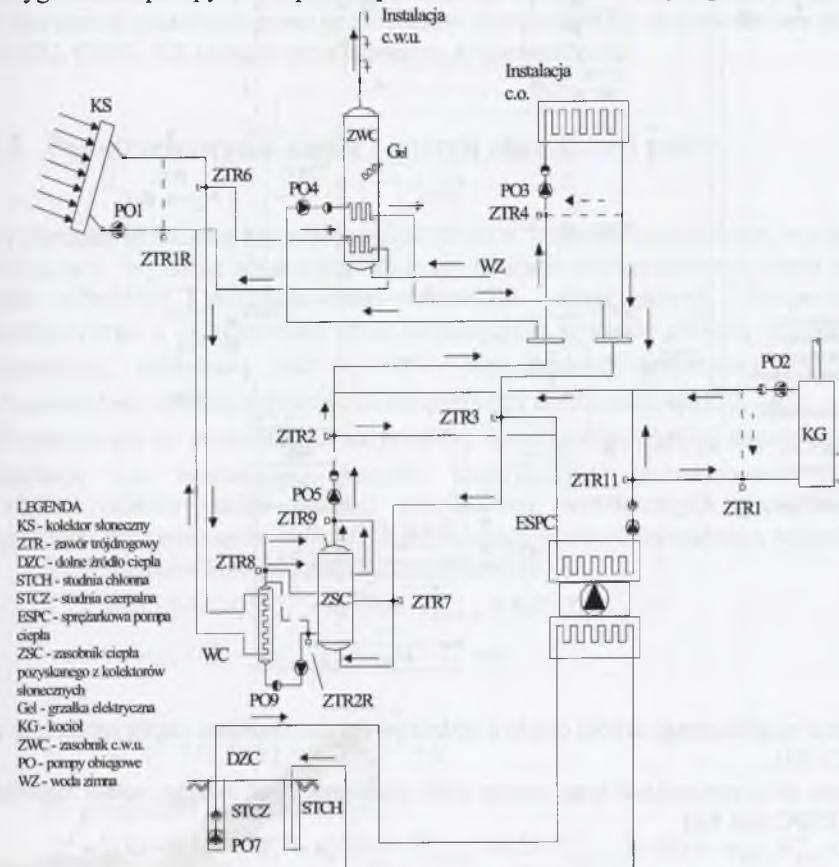
W przypadku rozładowania ZSC czynnik powracający z instalacji może być skierowany bezpośrednio do ESPC i/lub KG, z ominięciem ZSC. Takie rozwiązanie powinno prowadzić do zwiększenia sprawności działania źródła na skutek zmniejszenia rozpraszania ciepła poprzez ZSC.

Wadą rozwiązania jest konieczność stosowania zmiennoobrotowych pomp cyrkulacyjnych w instalacji c.o. i źródle ciepła, sterowanych impulsem różnicy ciśnień lub stabilizatorów różnicy ciśnienia o działaniu dławiącym. Przyjęcie zaworów przelewowych lub sprzęgła hydraulicznego względnie bezciśnieniowego rozdzielacza [40], jako alternatywy do wymienionych sposobów odpowiedzi na zmienność przepływów w instalacji c.o. wywołanej działaniem termostacyjnych zaworów grzejnikowych, prowadzić może do zwiększenia rozpraszania ciepła- strat ciepła w sieci przewodów i ZSC.

Modyfikacją tego rozwiązania jest źródło ciepła z ZSC pełniącym rolę centralnego bufora ciepła, w stosunku do wszystkich elementów wytwarzających ciepło. Na skutek tego możliwe są: zmniejszenie liczby włączeń i wyłączeń ESPC oraz rezygnacja z pompy PO5. Wadą rozwiązania, ze względu na brak zasobników idealnie rozwarstwiających, jest pogorszenie sprawności pozyskiwania ciepła z układu solarnego i działania ESPC jak również zwiększone straty ciepła ZSC.

Znaczna eliminacja tych wad może nastąpić poprzez wprowadzenie dodatkowego, dwuwarstwowego bufora ZC, współpracującego z ESPC. Efektem tego będzie zwiększenie

stopnia wykorzystania ciepła wytwarzanego przez ESPC w całorocznym zapotrzebowaniu ciepła budynku. W strefie górnej ZC gromadzony jest czynnik przeznaczony do podgrzewania c.w.u., w dolnej czynnik do instalacji c.o. Układ z ZC przedstawiono na rys. 6.2. Różnica temperatury czynnika pobieranego z ZC, a przeznaczonego do podgrzewania c.w.u., oraz czynnika powracającego z układu przygotowania c.w.u. powinna być zbliżona do 25- 30 K, a czas ładowania tej części bufora zbliżony do 20-40'. W okresie letnim cały bufor może być wykorzystywany do gromadzenia ciepła przeznaczonego do podgrzewania c.w.u. poprzez odcięcie dopływu i odpływu czynnika do strefy środkowej za pomocą zaworów ZR3 i ZR12. Cechą ujemną rozwiązania jest powiększenie pojemności układu i powiększenie strat ciepła na skutek obecności drugiego bufora. Problem określenia pojemności bufora ZC w obszarze gromadzenia ciepła dla c.o. zawarto w [20, 146]. Jeśli KG cechuje się stosunkowo wysokimi oporami przepływu, wówczas w układzie źródłowym nie będzie można zrezygnować z pompy PO2 i prawdopodobnie z PO5, lokowanej w punkcie A.

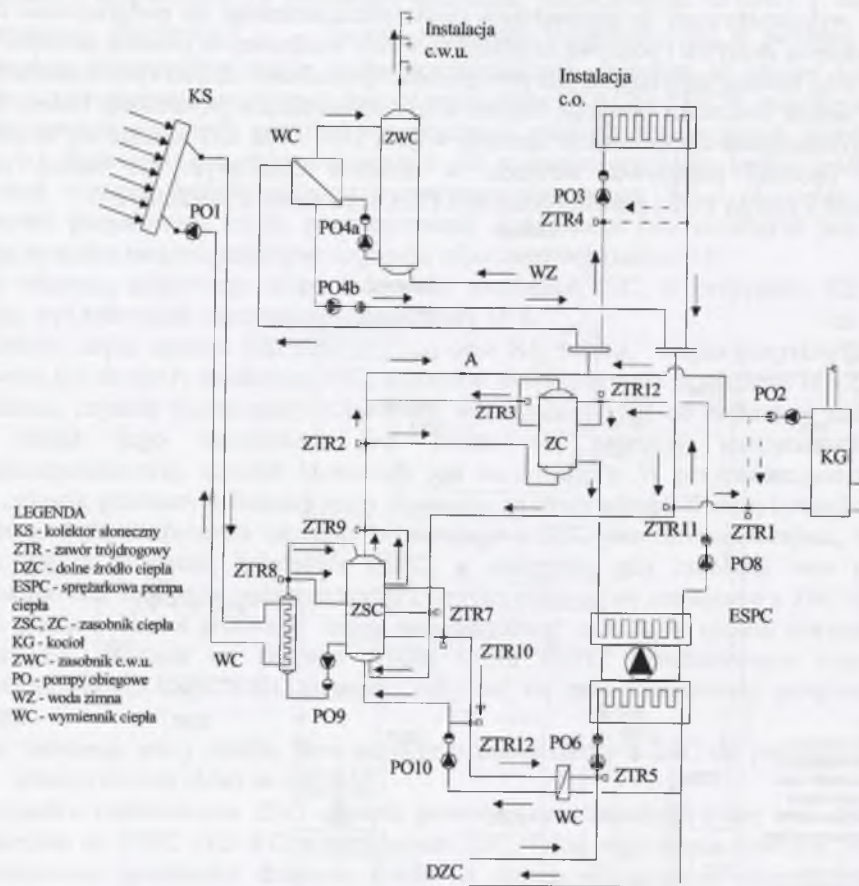


Rys. 6.1. Schemat uogólnionego źródła ciepła z szeregowo połączonymi ESPC i KG
Fig. 6.1. Scheme of a generalized heat source with ESPC and KG connected in series

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.

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 wody powracającej do kotła, niepotrzebny staje się zawór ZTR1. Jeśli przygotowanie c.w.u. odbywa się z pełnym pierwszeństwem - zbędny może być ZTR4. W przypadku braku KG w układzie nie wystąpi ZTR2 i ZTR6 itp.



Rys. 6.2. Schemat uogólnionego źródła ciepła z dodatkowym zasobnikiem ciepła zasilanym z ESPC i KG.

Fig. 6.2. Scheme of a generalized heat source with additional heat storage vessel supplied from ESPC and KG

Rodzaj zaworów trójdrogowych zależy od stosowanych urządzeń, np. w przypadku kotła grzewczego KG stałotemperaturowego -rys.6.1- zawory trójdrogowe ZTR4 lub ZTR3 i ZTR11 byłyby zaworami regulacyjnymi, w innym przypadku ZTR3 i ZTR11 są zaworami przełączającymi.

Zawór ZTR12, bez energii pomocniczej, jest niezbędny wówczas, jeśli temperatura czynnika pobieranego z bufora przewyższa dopuszczalną temperaturę zasilania parownika, np. 25°C.

Rozwiązania z centralnym buforem lub z dodatkowym buforem wprowadzają hydrauliczne rozdzielanie ESPC i KG (w wariantcie pierwszym) od instalacji. Umożliwiają przez to płynną pracę elementów źródłowych, minimalizują liczbę ich włączeń do pracy. Jest to cenną zaletą

tych rozwiązań wobec niewielkiej pojemności cieplnej nowo budowanych instalacji i częstych zmian zapotrzebowania ciepła dobrze chronionych cieplnie ogrzewanych pomieszczeń [61]. Przedstawiony sposób działania źródła ciepła można nazwać pracą z priorytetem wykorzystania układu solarnego na potrzeby c.o.

Alternatywą w stosunku do tak zorganizowanej pracy źródła ciepła jest zorientowanie działania układu solarnego na zaspokajanie głównie potrzeb c.w.u. Wówczas ładowanie podstawowe bufora ciepła odbywa się z założeniem stałej temperatury, równej temperaturze wymaganej dla przygotowania c.w.u.

Podane schematy odnoszą się do źródeł ciepła w budynkach wielorodzinnych. W przypadku budynków jednorodzinnych w źródle wystąpi tylko jeden element podstawowy w postaci KG lub ESPC. Bufor i zasobnik do przygotowania c.w.u. mogą tworzyć jedną całość lub podgrzewanie c.w.u. będzie się odbywało bez zasobnika ciepła.

Opis matematyczny wytwarzania, gromadzenia i przenoszenia ciepła ze źródła do instalacji wykorzystuje podawane przez producentów charakterystyki sprawnościowe urządzeń, takich jak KG, ESPC, KS i ujmuje przedstawione działanie źródła.

6.2. Zapotrzebowanie ciepła i energii chemicznej paliw

Na potrzeby określania zapotrzebowania ciepła w budynku mieszkalnym wyróżniono 3 strefy związane z wyraźnie różniącymi się temperaturami obliczeniowymi: strefa łazienek, strefa klatki schodowej i pozostała strefa mieszkalna - strefa główna. Temperatura powietrza wewnętrznego t_i stabilizowana przez instalację c.o. w strefie głównej wynika z temperatury operacyjnej, zakładanej jako $t_o = 20^\circ\text{C}$, oraz średniej temperatury promieniowania t_r . W pozostałych strefach t_i jest równa temperaturze obliczeniowej [130, 143].

W odniesieniu do przeciętnego budynku (n_k -kondygnacyjnego, o stopniu przeszklenia p) z instalacją c.o. zawierającą grzejniki konwekcyjne, konwektorowe lub podłogowe i współczynników emisji własnej powierzchni wewnętrznych przegród otaczających ogrzewane pomieszczenia zbliżonych do jedności, można temperaturę t_r zapisać w postaci:

$$t_r^4 = (0,83 - 0,41 \cdot n_k^{-1}) \cdot T_i^4 + n_k^{-1} (0,16 \cdot T_{s,n,p}^4 + 0,25 \cdot T_{p,n,p}^4) + (0,16 - \varphi_{ok,z}) T_{s,z}^4 + \varphi_{ok,z} T_{ok,z}^4 + 0,012 \cdot T_g^4 \quad (6.1)$$

oraz

$$t_g = [0,5 \cdot (t_1^N + t_2^N) - t_i] \cdot \sqrt[1+\eta]{\frac{Q_B^{c.o.}(T)}{Q_B^N}} + t_i \quad (6.2)$$

- dla grzejników konwektorowych

$$T_r^4 = (0,83 - 0,41 \cdot n_k^{-1}) T_i^4 + n_k^{-1} (0,16 \cdot T_{s,n,p}^4 + 0,25 \cdot T_{p,n,p}^4) + (0,17 - \varphi_{ok,z}) T_{s,z}^4 + \varphi_{ok,z} T_{ok,z}^4 \quad (6.3)$$

- dla grzejników podłogowych

$$T_r^4 = (0,59 - 0,16 \cdot n_k^{-1}) \cdot (0,7 \cdot T_i + 0,3 \cdot T_g)^4 + n_k^{-1} 0,16 \cdot [T_{s,n,p}^4 + 0,33 \cdot (T_g - T_i)^4] + (0,16 - \varphi_{ok,z}) \cdot [T_{s,z}^4 + 0,27 \cdot (T_g - T_i)^4] + \varphi_{ok,z} \cdot [T_{ok,z}^4 + 0,25 \cdot (T_g - T_i)^4] + 0,25 T_g^4, \quad (6.4)$$

oraz

$$t_g = [0,5 \cdot (t_1^N + t_2^N) - t_i] \cdot \sqrt[1+\eta]{\frac{Q_B^{c.o.}(T)}{Q_B^N}} + t_i \quad (6.5)$$

$$\varphi_{ok.z.} = 0,024 \cdot p + 0,16 \cdot \sqrt{p} - 0,024 \quad (6.6)$$

gdzie:

t_e - temperatura powietrza zewnętrznego, °C,

t_i - temperatura wewnętrzna powietrza w budynku, °C,

$t_{s.n.p.}$ - temperatura powierzchni podłogi nad piwnicą, °C,

$t_{s.p.n.p.}$ - temperatura powierzchni sufitu pod poddaszem, °C,

t_r - średnia temperatura promieniowania, °C,

$t_{s.z.}$ - temperatura wewnętrznej powierzchni ścian zewnętrznych, °C,

$t_{ok.z.}$ - temperatura wewnętrznej powierzchni okien, °C,

t_g - temperatura powierzchni grzejnika, °C,

m - wykładnik charakterystyczny grzejnika,

p - stopień przeszklenia przegród,

$Q_B^N, Q_B^{c.o.}(\tau)$ - nominalne i bieżące zapotrzebowanie ciepła pomieszczeń budynku, kW,

$\varphi_{ok.z.}$ - przeciętny w budynku współczynnik konfiguracji osoby siedzącej w środku ogrzewanego pomieszczenia w stosunku do okien.

Dla warunków ustalonych i stanu nominalnego można temperatury powierzchni wewnętrznych przegród wyznaczyć w oparciu o współczynniki przenikania ciepła U przegród i zastępcze opory przejmowania ciepła [134].

Ze względu na odmienny, w stosunku do pozostałej części budynku, przebieg zapotrzebowania ciepła ostatniej kondygnacji przyjęto, że obszar tej kondygnacji podlega dodatkowemu bilansowaniu cieplnemu. Bilansowanie to prowadzić powinno do ustalenia użytecznej części wewnętrznych zysków ciepła ostatniej kondygnacji, wchodzącej do użytecznych wewnętrznych zysków ciepła całego budynku.

W dalszej części tego podrozdziału zaprezentowano podstawowe zależności przyjętego sposobu wyznaczania zapotrzebowania ciepła i energii chemicznej paliw dla wybranych źródeł ciepła i stosowanych metod.

Budynek ze źródłem ciepła nie zawierającym kolektorów słonecznych i zasobników ciepła

Wyznaczanie sezonowego zapotrzebowania ciepła, zapotrzebowania energii chemicznej paliwa, ilości ciepła wytwarzanego przez źródło ciepła może być przeprowadzone z wykorzystaniem metod określania zapotrzebowania ciepła 1 i 2, opartych na wartościach średniodobowych rozważanych wielkości w charakterystycznych dla metody odcinkach czasowych (okresach cząstkowych), wyrażanych przez czas trwania z . Oznacza to, że poszczególne wielkości wynikowe określane są dla warunków ustalonych, związanych z przeciętnym, dla poszczególnych okresów cząstkowych, stanem wielkości wymuszających. Sezonowe zapotrzebowanie ciepła budynku dla okresów cząstkowych m roku lub sezonu grzewczego ze średniodobowymi temperaturami \bar{t}_e^m i czasem trwania $z(\bar{t}_e^m)$ wynosi:

$$Q_B^z = \sum_m \left[\bar{Q}_B^{c.o.}(\bar{t}_e^m) + \bar{Q}_B^{c.w.u.} \right] \cdot z(\bar{t}_e^m) \quad (6.7)$$

Średniodobowe zapotrzebowanie ciepła dla dni z temperaturą średniodobową \bar{t}_e jest równe:

$$\bar{Q}_B^{c.o.}(\bar{t}_e^m) = \bar{Q}_B^{c.o.}(\bar{t}_e^m) = \bar{Q}_B^{prz.}(\bar{t}_e^m) + \bar{Q}_B^a(\bar{t}_e^m) - \bar{Q}_B^{p.z.prom.}(\bar{t}_e^m) + \bar{Q}_B^w(\bar{t}_e^m) - [\eta^{wew}(\bar{t}_e^m)] \cdot [\bar{Q}_B^{wew} + \bar{Q}_B^{b.z.prom.}(\bar{t}_e^m)] \quad (6.8)$$

Sprawność wykorzystania wewnętrznych zysków ciepła przyjęto [131] jako:

$$\eta^{wew}(\bar{t}_e^m) = 1 - e^{-\frac{1}{GLR}} \quad (6.9)$$

natomiast

$$GLR = \frac{\bar{Q}_B^{wew} + \bar{Q}_B^{b.z.prom.}(\bar{t}_e^m)}{\bar{Q}_B^{prz.}(\bar{t}_e^m) + \bar{Q}_B^a(\bar{t}_e^m) - \bar{Q}_B^{p.z.prom.}(\bar{t}_e^m) + \bar{Q}_B^w(\bar{t}_e^m)}, \quad (6.10)$$

przy czym $\bar{Q}_B^{c.o.}(\bar{t}_e^m) \geq 0$. (6.11)

Średniodobowy strumień ciepła przenikający przez przegrody zewnętrzne o powierzchni $A_{prz.}^j$ przyporządkowanej orientacji j i oporze przenikania ciepła R wynosi:

$$\bar{Q}_B^{prz.}(\bar{t}_e^m) = \sum_j \left[\left(A_{prz.}^j - F_{ok.z.}^j \right) \frac{(t_i^j - \bar{t}_e^m)}{R_{prz.}^j} \cdot a_m + F_{ok.z.}^j \frac{(t_i^j - \bar{t}_e^m)}{R_{ok.z.}^j} \right] \quad (6.12)$$

przy czym a_m jest mnożnikiem dla uwzględnienia mostków cieplnych [128],[134].

Przy wyznaczaniu strat ciepła przez stropodach oraz strop pod nieogrzewanym poddaszem przyjmuje się, że temperatura powietrza przylegającego do tych powierzchni jest większa od t_i^j o 2 K [114,179].

Przeciętne dobowe zapotrzebowanie ciepła dla wentylacji naturalnej wyznaczane jest zgodnie z (5.14):

$$\bar{Q}_B^w(\bar{t}_e^m) = Q_B^w(\bar{t}_e^m), \quad (6.13)$$

natomiast w przypadku wentylacji mechanicznej, dla wyróżnionych stref k budynku o kubaturach V^k , jest równe:

$$\bar{Q}_B^w(\bar{t}_e^m) = \sum_k \left[0,00034 \cdot V^k \cdot (t_i^k - \bar{t}_e^m) \cdot n_w^k \right] \cdot [1 - \eta_{odz.}(\bar{t}_e^m)], \quad (6.13a)$$

gdzie:

V^k - kubatura ogrzewanej strefy k budynku,

t_i^k - temperatura powietrza wewnętrznego strefy k ,

n_w^k - liczba wymian powietrza wentylacyjnego dla strefy k ,

$\eta_{odz.}$ - sprawność odzysku ciepła w instalacji wentylacyjnej.

Włączenie dobowego zapotrzebowania ciepła dla podgrzania powietrza wentylacyjnego w przypadku wentylacji mechanicznej nawiewno - wywiewnej, wyrażonego przez (6.13a) do (6.8), oznacza założenie łącznej sprawności przekazania ciepła od źródła do nawiewanego powietrza równej sprawności przekazania ciepła od źródła do powietrza ogrzewanych pomieszczeń poprzez instalację c.o. Uwaga ta dotyczy również zależności: (6.26a) i (6.23).

Przeciętny dobowy strumień zysków ciepła od promieniowania słonecznego przez przegrody nieprzeźroczyste:

$$\bar{Q}_B^{p.z.prom.}(\bar{t}_e^m) = \sum_j \left[(A_{prz.}^j - F_{ok.z.}^j) \cdot \bar{q}_z^j(\bar{t}_e^m) \right] \quad (6.14)$$

i przeźroczyste o orientacji i oraz transmisyjności $\tau_{u.szyb}$ promieniowania słonecznego:

$$\bar{Q}_B^{b.z.prom.}(\bar{t}_e^m) = \sum_i \left[F_{ok.z.}^i \cdot \bar{q}_i^{c.prom.}(\bar{t}_e^m) \cdot \tau_{u.szyb} \cdot z_c(i) \right] \quad (6.15)$$

gdzie:

\bar{q}_z^j - przeciętny dla okresu m jednostkowy strumień zysków ciepła od promieniowania słonecznego przez przegrodę j ,

$\bar{q}_i^{c.prom.}$ - przeciętne dla okresu m natężenie strumienia promieniowania słonecznego całkowitego na powierzchnię o orientacji i ,

$\tau_{u.szyb}$ - przepuszczalność promieniowania słonecznego przez okno,

z_c - współczynnik zacielenia okna.

Przyjęto, że średniodobowy strumień ciepła akumulowany w okresie cząstkowym, związanym z t_e , w przegrodach złożonych z l warstw o grubości g , można w odniesieniu do metody 1 wyznaczenia rocznego zapotrzebowania ciepła wyrazić jako:

$$\bar{Q}_B^a(t_e^m) \approx \sum_n A_n^{s.z.} \cdot \sum_l \left\{ g^l \cdot \left[\mathcal{G}_l(t_e^{m+0,5}) - \mathcal{G}_l(t_e^{m-0,5}) \right] \cdot c^l \cdot \rho^l \right\} \cdot \left[z(t_e^m) \right]^{-1}. \quad (6.16)$$

Średnie dla warstwy l przegrody temperatury: $\mathcal{G}_l(t_e^{m+0,5})$, $\mathcal{G}_l(t_e^{m-0,5})$ wyznaczane są dla średnich, w stosunku do uprzedniego i następnego okresu cząstkowego, warunków zewnętrznych i tylko dla ścian zewnętrznych – pomija się tym samym akumulację ciepła w przegrodach wewnętrznych wobec stabilizowania t_i w czasie sezonu grzewczego przez instalację c.o.

W przypadku metody 2 dni przynależne do grupy z daną t_e^m zawierają doby zarówno z tendencją rosnącą, jak i malejącą zmian temperatury średniodobowej. Wobec tego, w odniesieniu do tej metody, należy przyjąć:

$$\bar{Q}_B^a(t_e^m) = 0. \quad (6.17)$$

Średniodobowy strumień zysków wewnętrznych ciepła uzależniono od liczby mieszkańców n_L poprzez jednostkowy strumień zysków q_{wew} :

$$\bar{Q}_B^{wew} = q_{wew} \cdot n_L. \quad (6.18)$$

Średniodobowe zapotrzebowanie ciepła dla podgrzania c.w.u. przyjęto, po pominięciu strat ciepła cyrkulacji, na podstawie jednostkowego zapotrzebowania c.w.u. - $v_{c.w.u.}$ jako:

$$\bar{Q}_B^{c.w.u.} = \frac{1}{86400} n_L \cdot v_{c.w.u.} \cdot c_w \cdot \rho_w \cdot (t_{c.w.u.} - t_{wz}). \quad (6.19)$$

Sezonowe zapotrzebowanie energii chemicznej paliwa spalanego w monowalentnym źródle ciepła wyznacza się jako:

$$Q_B^{ch.} = \sum_m \left[\bar{Q}_B^{ch.}(t_e^m) \cdot z(t_e^m) \right] \quad (6.20)$$

oraz

$$\bar{Q}_B^{ch.}(t_e^m) = \frac{\bar{Q}_B^{c.o.}(t_e^m)}{\eta_{wyk} \cdot \eta_{reg} \cdot \eta_{prz}^{c.o.}(t_e^m) \cdot \eta_{prz}^{c.o.}(t_e^m) \cdot \eta_{prz}^{c.o.}(t_e^m)} + \frac{\bar{Q}_B^{c.w.u.}}{\eta_{prz}^{c.w.u.} \cdot \eta_{prz}^{c.w.u.}(t_e^m)}, \quad (6.21)$$

gdzie:

η_{wyk} - sprawność wykorzystania ciepła,

η_{reg} - sprawność regulacji,

$\eta_{prz}^{c.o.}, \eta_{prz}^{c.w.u.}$ - sprawność przenoszenia ciepła ze źródła do grzejników lub wymiennika ciepła c.w.u.,

$\eta_{prz}^{c.o.}, \eta_{prz}^{c.w.u.}$ - sprawność wytwarzania ciepła przez KG dla c.o. i c.w.u.

Budynek ze źródłem ciepła zawierającym kolektory słoneczne i zasobniki ciepła

W tym przypadku system: budynek, instalacje, źródło ciepła obserwowany będzie w kolejnych godzinach τ rozpatrywanych dni, reprezentujących okresy cząstkowe m roku. Metodą podstawową wyznaczenia zapotrzebowania ciepła i śledzenia pracy urządzeń jest tu metoda 3, możliwe jest jednak wykorzystanie metody 1 i 2.

Wyznaczanie zapotrzebowania ciepła i energii chemicznej paliw dla kolejnych godzin związane jest z uwzględnieniem następujących zasad:

- w stosunku do elementów instalacji c.o., c.w.u., wentylacyjnej oraz źródła ciepła (poza buforami ciepła), traktowanych jako elementy o małej pojemności cieplnej, rozpatrywane

są występujące kolejno po sobie stany ustalone, odpowiadające przeciętnym warunkom dla poszczególnych godzin,

- w stosunku do elementów o znacznej pojemności (przegrody zewnętrzne budynku, bufor ciepła słonecznego) rozważane są pojawiające się z krokiem czasowym co godzinę, stany wynikające z warunków nieustalonych, sprowadzonych do okresowo powtarzających się dobowych przebiegów średnich. W przypadku metod 1 i 3 oraz przegród zewnętrznych cyklicznie powtarzające się przebiegi dobowe nakładane są na średni, w rozpatrywanych odcinkach czasu (miesiąca, kilku dni), strumień ciepła akumulowanego w tych przegrodach,
- pomija się rozpatrywanie w analizach ruchu ciepła w rozważanym układzie tych elementów (przykładowo przegród wewnętrznych budynku), których stany energetyczne nie ulegają znaczącym zmianom w czasie.

Roczne lub sezonowe zapotrzebowanie ciepła na cele c.o. i c.w.u. opisuje:

$$Q_B^r = \sum_m \left\{ \frac{1}{24} \cdot \sum_{\tau=1}^{\tau=24} \left[\bar{Q}_B^{c.o.}(m, \tau) + \bar{Q}_B^{c.w.u.} \right] \cdot z(m) \right\}, \quad (6.22)$$

gdzie:

$$\bar{Q}_B^{c.o.}(m, \tau) = Q_B^{prz.}(m, \tau) + \bar{Q}_B^a(m) + Q_B^w(m) - \left[\bar{Q}_B^{wew} + Q_B^{b.z.prom.}(m, \tau) \right], \quad (6.23)$$

przy czym $\bar{Q}_B^{c.o.}(m, \tau) \geq 0$. (6.23a)

Strumień ciepła przenikający przez przegrody zewnętrzne j o powierzchni $A_{prz.}^j$:

$$\bar{Q}_B^{prz.}(m, \tau) = \sum_j \left[\left(A_{prz.}^j - F_{ok.z.}^j \right) \frac{(t_i^j - \mathcal{G}_i^j(m, \tau))}{R_i + R^j} \cdot a_m + F_{ok.z.}^j \frac{(t_i^j - t_e(m, \tau))}{R_{ok.z.}^j} \right]. \quad (6.24)$$

Temperaturę $\mathcal{G}_i^j(m, \tau)$ wyraża zależność:

$$\mathcal{G}_i^j(m, \tau) = \sum_{n=1}^{n=24} \left\{ EZT(n) \cdot \left[t_e(m, \tau - n) + \left[q_j^{c.prom.}(m, \tau - n) \cdot a_{abs}^{s.z.} \cdot R_e \right] \right] + EWT \cdot t_i^j \right\}, \quad (6.25)$$

gdzie:

$q_j^{c.prom.}$ - przeciętne natężenie strumienia promieniowania słonecznego całkowitego dla godziny τ na powierzchnię przegrody j ,

R_e, R_i - zastępcze współczynniki przejmowania ciepła na zewnętrznej i wewnętrznej powierzchni przegrody,

R^j - opór przewodzenia ciepła przez warstwę tynku wewnętrznego,

$a_{abs}^{s.z.}$ - współczynnik absorpcji promieniowania słonecznego na zewnętrznej powierzchni ścian,

EZT, EWT - współczynniki charakterystyczne dla metody EXODUS.

Dla metody 3 należy przyjąć kolejne doby z przyporządkowanymi im przebiegami wielkości klimatycznych, z krańcami sprowadzonymi do periodycznych dobowych.

Zapotrzebowanie ciepła dla wentylacji naturalnej, na podstawie (5.14), jest równe:

$$\bar{Q}_B^w(m) = Q_B^w(\tau = m), \quad (6.26)$$

a w przypadku wentylacji mechanicznej wyróżnionych k stref budynku o kubaturach V^k wynosi:

$$\bar{Q}_B^w(m, \tau) = \sum_k \left[0,00034 \cdot V^k \cdot (t_i^k - t_e(m, \tau)) \cdot n_w^k \right] \cdot [1 - \eta_{odz.}(m)]. \quad (6.26a)$$

Strumień zysków ciepła od promieniowania słonecznego przenikający przez okna o orientacji i :

$$Q_B^{b.z.prom.}(m, \tau) = \sum_i \left[F_{ok.z.}^i \cdot q_i^{c.prom.}(m, \tau) \cdot \tau_{u.szyb} \cdot z_c(m) \right], \quad (6.27)$$

gdzie:

$q_i^{c.prom.}$ - przeciętne dla godziny τ natężenie strumienia promieniowania słonecznego całkowitego na powierzchnię o orientacji i ,

$\tau_{u.szyb}$ - przepuszczalność promieniowania słonecznego przez okno,

z_c - współczynnik zacielenia okna.

Średniodobowy strumień ciepła akumulowany w okresie cząstkowym m , w przegrodach z warstwami l o grubości g , można w odniesieniu do metod 1 i 3 wyrazić jako:

$$Q_B^a(m) \approx \sum_n A_{n.z.}^n \cdot \sum_l \left\{ g^l \cdot [\vartheta_l(m) - \vartheta_l(m-1)] \cdot c^l \cdot \rho^l \right\} \cdot [z(m)]^{-1}. \quad (6.28)$$

Średnie dla warstwy l przegrody temperatury: $\vartheta_l(m)$, $\vartheta_l(m-1)$ wyznaczone są dla średnich wartości parametrów klimatu zewnętrznego bieżącego i uprzedniego okresu cząstkowego i tylko dla ścian zewnętrznych – pomija się tym samym akumulację ciepła w przegrodach wewnętrznych. W przypadku metody 2 przyjmuje się:

$$Q_B^a(m) = 0. \quad (6.29)$$

Średniodobowy strumień zysków wewnętrznych ciepła:

$$Q_B^{wew} = q_{wew} \cdot n_L. \quad (6.30)$$

Średniodobowe zapotrzebowanie ciepła dla podgrzania c.w.u.:

$$Q_B^{c.w.u.} = \frac{1}{86400} n_L \cdot v_{c.w.u.} \cdot c_w \cdot \rho_w \cdot (t_{c.w.u.} - t_{wz}). \quad (6.31)$$

Sezonowe zapotrzebowanie energii chemicznej paliwa spalane w biwalentnym źródle ciepła z KS wyznacza się jako:

$$Q_B^{ch} = \sum_m \left\{ \sum_{\tau} Q^{ch}(m, \tau) \cdot z(m) \right\} \quad (6.32)$$

oraz

$$Q^{ch}(m, \tau) = \frac{Q_B^{c.o.}(m, \tau) - Q_{KS-B}^{c.o.}(m, \tau)}{\eta_{w-p}^{c.o.}(m, \tau) \cdot \eta_{zr}^{c.o.}(m, \tau)} + \frac{Q_B^{c.w.u.}(\tau) - Q_{KS-B}^{c.w.u.}(m, \tau)}{\eta_{prz}^{c.w.u.} \cdot \eta_{zr}^{c.w.u.}(m, \tau)}, \quad (6.33)$$

gdzie:

$Q_{KS-B}^{c.o.}$, $Q_{KS-B}^{c.w.u.}$ - strumienie ciepła przekazywane z układu solarnego do instalacji c.o. i układu przygotowania c.w.u.,

$Q_B^{c.w.u.}$ - przeciętne dla poszczególnych godzin doby zapotrzebowanie ciepła dla podgrzania c.w.u.

W przypadku multiwalentnego (równoległa współpraca KG i ESPC) źródła ciepła z ESPC i ZC oraz pierwszeństwa przekazywania ciepła z ESPC do instalacji c.o., otrzymujemy:

$$Q^{ch}(m, \tau) = \frac{Q_B^{c.w.u.}(\tau) - Q_{KS-B}^{c.w.u.}(m, \tau) - \left[1 - \frac{Q_B^{c.o.}(m, \tau) - Q_{KS-B}^{c.o.}(m, \tau)}{\eta_{w-p}^{c.o.}(m, \tau) \cdot Q^{ESPC}(t_1(m, \tau), t_d(m, \tau))} \right] \cdot Q^{ESPC}(t_{c.w.u.}, t_d(m, \tau))}{\eta_{prz}^{c.w.u.} \cdot \eta_{zr}^{c.w.u.}(m, \tau)} \quad (6.34)$$

$$\text{dla: } \frac{Q_B^{c.w.u.}(\tau) - Q_{KS-B}^{c.w.u.}(m, \tau)}{\eta_{prz}^{c.w.u.}} > \left[1 - \frac{Q_B^{c.o.}(m, \tau) - Q_{KS-B}^{c.o.}(m, \tau)}{\eta_{w-p}^{c.o.}(m, \tau) \cdot Q^{ESPC}(t_1(m, \tau), t_d(m, \tau))} \right] \cdot Q^{ESPC}(t_{c.w.u.}, t_d(m, \tau))$$

i jednocześnie:

$$Q^{ESPC}(t_1(m, \tau), t_d(m, \tau)) \geq \frac{Q_B^{c.o.}(m, \tau) - Q_{KS-B}^{c.o.}(m, \tau)}{\eta_{w-p}^{c.o.}(m, \tau)} \quad (6.35)$$

oraz

$$Q^{ch}(m, \tau) = \frac{Q_B^{c.o.}(m, \tau) - Q_{KS-B}^{c.o.}(m, \tau) - Q^{ESPC}(t_1(m, \tau), t_d(m, \tau))}{\eta_{w-p}^{c.o.}(m, \tau) \cdot \eta_{zr}^{c.o.}(m, \tau)} + \frac{Q_B^{c.w.u.}(\tau) - Q_{KS-B}^{c.w.u.}(m, \tau)}{\eta_{prz}^{c.w.u.} \cdot \eta_{zr}^{c.w.u.}(m, \tau)} \quad (6.36)$$

$$\text{dla } Q^{ESPC}(t_1(m, \tau), t_d(m, \tau)) < \frac{Q_B^{c.o.}(m, \tau) - Q_{KS-B}^{c.o.}(m, \tau)}{\eta_{w-p}^{c.o.}(m, \tau)} \quad (6.37)$$

$$\text{i } Q^{ch}(m, \tau) = 0 \quad (6.38)$$

$$\text{dla } \frac{Q_B^{c.w.u.}(\tau) - Q_{KS-B}^{c.w.u.}(m, \tau)}{\eta_{prz}^{c.w.u.}} \leq \left[1 - \frac{Q_B^{c.o.}(m, \tau) - Q_{KS-B}^{c.o.}(m, \tau)}{\eta_{w-p}^{c.o.}(m, \tau) \cdot Q^{ESPC}(t_1(m, \tau), t_d(m, \tau))} \right] \cdot Q^{ESPC}(t_{c.w.u.}, t_d(m, \tau)), \quad (6.39)$$

przy czym: $\eta_{w-p}^{c.o.}(m, \tau) = \eta_{wyk} \cdot \eta_{reg}(m) \cdot \eta_{prz}^{c.o.}(m, \tau)$.

Zużycie energii elektrycznej $E(\tau)$ przez ESPC współpracującą z KS w źródle biwalentnym wynosi:

$$E(m, \tau) = \frac{Q_B^{c.o.}(m, \tau) - Q_{KS-B}^{c.o.}(m, \tau)}{\eta_{w-p}^{c.o.}(m, \tau) \cdot \varepsilon^{c.o.}(m, \tau)} + \frac{Q_B^{c.w.u.}(\tau) - Q_{KS-B}^{c.w.u.}(m, \tau)}{\eta_{prz}^{c.w.u.} \cdot \varepsilon^{c.w.u.}(m, \tau)}, \quad (6.40)$$

natomiast w przypadku układu multiwalentnego:

$$E(m, \tau) = \frac{Q_B^{c.o.}(m, \tau) - Q_{KS-B}^{c.o.}(m, \tau)}{\eta_{w-p}^{c.o.}(m, \tau) \cdot \varepsilon^{c.o.}(m, \tau)} + \frac{Q_B^{c.w.u.}(\tau) - Q_{KS-B}^{c.w.u.}(m, \tau)}{\eta_{prz}^{c.w.u.} \cdot \varepsilon^{c.w.u.}(m, \tau)} \quad (6.41)$$

dla

$$\frac{Q_B^{c.w.u.}(\tau) - Q_{KS-B}^{c.w.u.}(m, \tau)}{\eta_{prz}^{c.w.u.}} \leq \left[1 - \frac{Q_B^{c.o.}(m, \tau) - Q_{KS-B}^{c.o.}(m, \tau)}{\eta_{w-p}^{c.o.}(m, \tau) \cdot Q^{ESPC}(t_1(m, \tau), t_d(m, \tau))} \right] \cdot Q^{ESPC}(t_{c.w.u.}, t_d(m, \tau)) \quad (6.42)$$

oraz

$$E(m, \tau) = \frac{Q_B^{c.o.}(m, \tau) - Q_{KS-B}^{c.o.}(m, \tau)}{\eta_{w-p}^{c.o.}(m, \tau) \cdot \varepsilon^{c.o.}(m, \tau)} + \frac{\left[1 - \frac{Q_B^{c.o.}(m, \tau) - Q_{KS-B}^{c.o.}(m, \tau)}{\eta_{w-p}^{c.o.}(m, \tau) \cdot Q^{ESPC}(t_1(m, \tau), t_d(m, \tau))} \right] \cdot Q^{ESPC}(t_{c.w.u.}, t_d(m, \tau))}{\eta_{prz}^{c.w.u.} \cdot \varepsilon^{c.w.u.}(m, \tau)} \quad (6.42)$$

$$\text{dla } \frac{Q_B^{c.w.u.}(\tau) - Q_{KS-B}^{c.w.u.}(m, \tau)}{\eta_{prz}^{c.w.u.}} > \left[1 - \frac{Q_B^{c.o.}(m, \tau) - Q_{KS-B}^{c.o.}(m, \tau)}{\eta_{w-p}^{c.o.}(m, \tau) \cdot Q^{ESPC}(t_1(m, \tau), t_d(m, \tau))} \right] \cdot Q^{ESPC}(t_{c.w.u.}, t_d(m, \tau))$$

i jednocześnie

$$Q^{ESPC}(t_1(m, \tau), t_d(m, \tau)) \geq \frac{Q_B^{c.o.}(m, \tau) - Q_{KS-B}^{c.o.}(m, \tau)}{\eta_{w-p}^{c.o.}(m, \tau)} \quad (6.43)$$

oraz

$$E(m, \tau) = \frac{Q^{ESPC}(t_1(m, \tau), t_d(m, \tau))}{\eta_{w-p}^{c.o.}(m, \tau) \cdot \varepsilon^{c.o.}(m, \tau)} \quad (6.44)$$

$$\text{dla } Q^{ESPC}(t_1(m, \tau), t_d(m, \tau)) < \frac{Q_B^{c.o.}(m, \tau) - Q_{KS-B}^{c.o.}(m, \tau)}{\eta_{w-p}^{c.o.}(m, \tau)} \quad (6.45)$$

gdzie:

$\varepsilon^{c.o.}(t_1(m,\tau), t_d(m,\tau)) = f[t_1(m,\tau), t_d(m,\tau)]$, $\varepsilon^{c.w.u.}(t_{c.w.u.}, t_d(m,\tau)) = f[t_{c.w.u.}(\tau), t_d(m,\tau)]$ - współczynniki wydajności pompy ciepła przyjmowane według danych katalogowych producentów pomp, t_1 - temperatura zasilania dla instalacji c.o.

Elementy instalacji i źródeł ciepła (również KS [23]) traktowane są, z wyjątkiem bufora ciepła, jak bezpojemnościowe. Charakterystyki pracy tych elementów przyjęto na podstawie danych producentów, np. przebiegi sprawności pozyskiwania ciepła w kolektorach słonecznych, efektywność pracy elektrycznej sprężarkowej pompy ciepła, zgodnie z [168,169].

Temperaturę czynnika napływającego do parownika pompy ciepła (charakterystyka wydajności ESPC podana przykładowo w [169] jest funkcją tej wielkości), po analizie [13,32, 73, 145, 150,152 168, 169, 176, 177], przyjmowano jako:

$t_d(m,\tau) = t_e(m,\tau)$ - w przypadku powietrza wykorzystywanego jako dolne źródło ciepła,

$t_d(m,\tau) = 8^\circ\text{C}$ - w przypadku wody gruntowej wykorzystywanej bezpośrednio,

$t_d(m,\tau) = 0,5 \cdot [t_e(m-1) + 8] - 4$ - w przypadku dolnego źródła ciepła w postaci gruntu.

Należy przy tym zauważyć, że zmiana temperatury czynnika dolnego źródła ciepła (powietrza, solanki) o 5K wywołuje zmianę współczynnika ε o ok.10 - 15% [169], zależnie od temperatury górnego źródła ciepła.

W stosunku do bufora ciepła słonecznego (rys. 6.3 i 6.4) przyjęto, że:

- jest to krótkoterminowy zasobnik ciepła, dobrze izolowany cieplnie, z wodą jako czynnikiem akumulującym ciepło,
- konstrukcja bufora pozwala na warstwowe ładowanie i rozładowanie zgromadzonego ciepła,
- bufor dysponuje znaczną ilością króćców przyłączeniowych,
- dopuszczalne temperatury pracy bufora: od 5°C do 95°C .

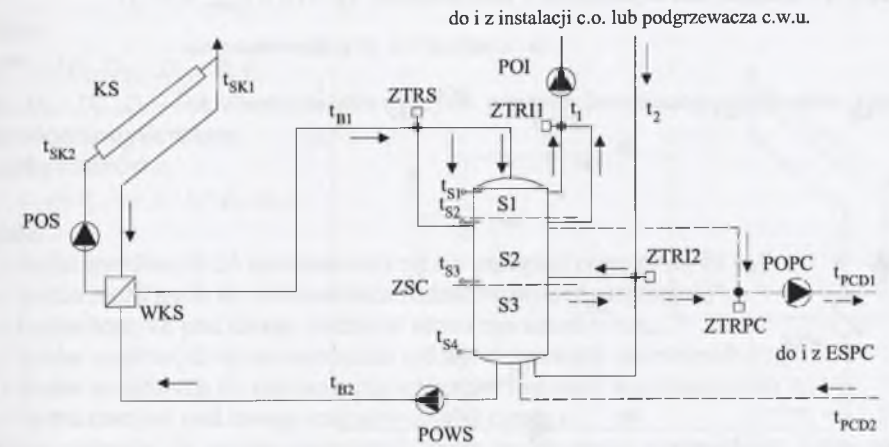
Gromadzenie ciepła w buforze solarnym może odbywać się, jak to zaznaczono już w 6.1, zgodnie z jednym z dwóch wariantów. W pierwszym wariantcie (rys. 6.3) zakłada się, że:

- poprzez odpowiednie przyłączenie przewodów doprowadzających i odprowadzających czynniki robocze można stworzyć kilka umownych stref gromadzenia ciepła: strefy S1 i S2 służą do akumulacji ciepła odpowiednio dla podgrzewania c.w.u. ($t_{S1} \geq t_{c.w.u.} + 5$) i na potrzeby c.o. ($t_{S2} \geq t_1(m,\tau)$), w strefie S3 gromadzony jest czynnik o najniższej temperaturze ($t_{S3} < t_1(m,\tau)$), również powracający z instalacji (głównie c.o.),
- ciepło gromadzone w buforze pochodzi z kolektorów słonecznych. Praca układu ładującego zaplanowana jest z różnym jej zorganizowaniem w sezonie grzewczym i poza tym okresem. W sezonie grzewczym (ale tylko wówczas, gdy w danej chwili istnieje zapotrzebowanie ciepła dla c.o.) ciepło w pierwszej kolejności dostarczane jest do strefy S2 ($t_{B1} = t_1(m,\tau)$), z przeznaczeniem na potrzeby instalacji c.o.

Dopiero po załadowaniu strefy S2 lub jeśli brak zapotrzebowania dla c.o., zasilana jest strefa S1 ($t_{B1} = t_{c.w.u.} + 5$). Jeśli jednak $t_{S1} < t_1(m,\tau) - 10$ - najpierw ładowana jest warstwa S1 do $t_{S1} = t_1(m,\tau)$.

Po wypełnieniu stref S1 i S2 na poziomie podstawowym ($t_{S1} = t_{c.w.u.} + 5$, $t_{S2} = t_1(m,\tau)$) następuje załadowanie strefy S3 przy $t_{B1} = t_1(m,\tau)$. Jeśli po pełnym załadowaniu tych stref występuje jeszcze pozyskiwanie ciepła z KS - następuje ładowanie kolejno stref S2, S3 do temperatury takiej jak w strefie S1, ale tylko wówczas jeżeli $t_{S1} - t_{S2} \geq 10$. W przeciwnym wypadku odbywa się ładowanie kolejnych stref, poczynając od S1, przy $t_{B1} = t_{S4} + \Delta t_S$, $\Delta t_S = 10 - 20\text{K}$, aż do osiągnięcia $t_{S4} = 95^\circ\text{C}$. W przypadku gdy $t_e(m,\tau) < t_{pKS}$, bufor zasilany

jest przy $t_{B1} = t_1(m,\tau)$ - jeżeli zastosowano płaskie kolektory i źródło zawiera ESPC z zasilaniem z bufora, to $t_{B1} \leq t_{B3} + (10 - 15^\circ\text{C})$. Uzyskiwany wówczas przyrost temperatury czynnika w układzie ładowania bufora ZSC zależy od ilości ciepła przejmowanego w kolektorach i dopuszczonych maksymalnych przepływów czynników, przekazujących ciepło od kolektorów do bufora. Jeśli temperatura czynnika powracającego z instalacji $t_1(m,\tau) \geq t_{S2}$, wówczas czynnik ten kierowany jest do strefy S2. Jeśli $t_{S3} \leq t_1(m,\tau)$ i/lub $t_{S2} \leq t_1(m,\tau)$, lecz temperatury te są większe od 10°C lub od aktualnej temperatury dolnego źródła ciepła ESPC i przewidziano zasilanie ESPC z bufora, woda zawarta w tych strefach może stanowić dolne źródło ciepła dla ESPC i być schłodzona do 5°C . Jeżeli temperatura czynnika pobieranego z bufora w okresie podstawowym pracy układu solarnego jest niższa od 20°C (po ewentualnym rozładowaniu bufora przez ESPC), wtedy odbywa się ładowanie stref 2 i 3 do aktualnej temperatury zasilania instalacji c.o. lub do temperatury 30°C w okresie poza sezonem grzewczym.



Rys. 6.3. Schemat ogólny włączenia bufora ciepła słonecznego do układu źródłowego, zgodnie z pierwszym wariantem pracy

Fig. 6.3. General scheme of a solar heat buffer incorporated in source system according to the first operation mode

Ilość ciepła wnoszonego do warstwy S w przedziale czasowym $\Delta\tau = 1h$ i chwili τ jest równa ilości ciepła pozyskiwanego w tej samej chwili z KS, po uwzględnieniu sprawności przesyłu na drodze od KS do ZSC:

$$\dot{Q}^S(m,\tau) \cdot \Delta\tau = \dot{Q}^{KS}(m,\tau) \cdot \eta_{prz}^{KS-ZSC} \cdot \Delta\tau. \quad (6.46)$$

Powoduje to przyrost objętości obszaru strefy S związanego z temperaturą $t_s = t_{B1}$ o:

$$\Delta V_s^{t_s} = \frac{\dot{Q}^S(m,\tau)}{c_w \cdot \rho_w \cdot (t_s - t_{B2}(m,\tau))} \quad (6.47)$$

i tożsame zmniejszenie objętości innych warstw.

Pozyskiwanie ciepła odbywa się przy średniej temperaturze czynnika roboczego w KS wynoszącej:

$$\bar{t}^{KS}(m,\tau) = 0,5 \cdot [t_s + t_{B2}(m,\tau) + 5]. \quad (6.48)$$

Strumień ciepła pozyskiwanego w KS w chwili τ :

$$\dot{Q}^{KS}(m,\tau) = F^{KS} \cdot \dot{q}_{KS}^{c.prom.}(m,\tau) \cdot \eta^{KS}(m,\tau). \quad (6.49)$$

Sprawność pozyskiwania ciepła w KS jest równa [155,168,171]:

$$\eta^{KS}(m, \tau) = \eta_0^{KS} - k_1 \cdot \frac{\bar{I}^{KS}(m, \tau) - t_e(m, \tau)}{q_{KS}^{c.prom.}(m, \tau)} - k_2 \cdot \left[\frac{\bar{I}^{KS}(m, \tau) - t_e(m, \tau)}{q_{KS}^{c.prom.}(m, \tau)} \right]^2, \quad (6.50)$$

a przepływ czynnika roboczego w układzie kolektorów, wymuszany działaniem pompy, odbywa się tylko wówczas, gdy:

$$\eta^{KS}(m, \tau) > 0, \quad (6.51)$$

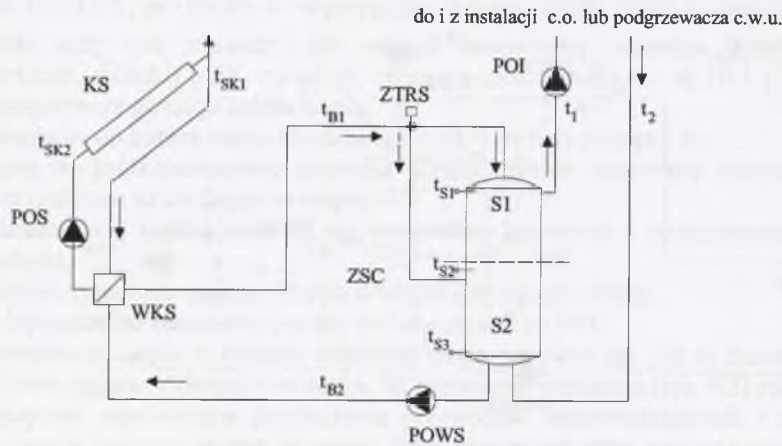
gdzie:

$q_{KS}^{c.prom.}$ - natężenie promieniowania słonecznego całkowitego na powierzchnię KS,

k_1, k_2 - współczynniki przyjmowane na podstawie danych producentów kolektorów.

Modyfikacją tego wariantu może być algorytm ładowania bufora z pierwszeństwem zasilania strefy S1 do do $t_{S1} \geq t_{c.w.u.} + 5$, jeśli tylko spełniony jest warunek $t_e(m, \tau) \geq t_{pKS}$.

W wariantcie drugim (rys.6.4.) przyjmuje się, że w buforze organizowane są tylko dwie strefy: S1, S2. Strefa S1 zasilana jest czynnikiem o temperaturze: $t_{B1} = t_{S1} = t_{c.w.u.} + 5$.



Rys. 6.4. Schemat ogólny włączenia bufora ciepła słonecznego do układu źródłowego, zgodnie z drugim wariantem pracy

Fig. 6.4. General scheme of a solar heat buffer incorporated in source system according to the second operation mode

Do strefy S2 trafia czynnik powracający z instalacji. Do tej strefy kierowany jest również czynnik po opuszczeniu wymiennika WKS, jeśli temperatura $t_{B1} < t_{c.w.u.} + 5$. Po wypełnieniu bufora czynnikiem o temperaturze $t_S = t_{c.w.u.} + 5$ następują dalsze ładowania z przyrostami temperatury $t_{S1} = t_{S2} + \Delta t_S$ aż do osiągnięcia maksymalnej temperatury: $t_{Bmax} = 90 - 95^\circ C$.

Rozbiór c.w.u. przyjęto za [14,112,113,117]. Założono jednakowy przebieg zużycia c.w.u. dla poszczególnych dni tygodnia. W okresie od 9⁰⁰ - 17⁰⁰ rozbiór c.w.u. aproksymowano do stałego.

Praca źródła ciepła z priorytetem podgrzewania c.w.u., przy maksymalnym czasie podgrzewania c.w.u. nie przekraczającym 0,5h, wymaga zazwyczaj stosowania zasobnika c.w.u. o pojemności zbliżonej do 0,15-0,3 dobowego zużycia c.w.u.

7. METODA WYZNACZANIA ROZWIĄZANIA DLA ROZWAŻANEGO ZAGADNIENIA OPTYMALIZACJI

7.1. Ogólny opis metody

Przedstawiony model optymalizacyjny jest modelem nieliniowym. Przyjęto następujący sposób wyznaczenia racjonalnej ochrony cieplnej i źródła ciepła:

$$k_c = (k_c)_{\min} \Rightarrow \left\{ g_{iz1} \dots g_{izm}, F_{ok.z.1} \dots F_{ok.z.jk}, \dot{Q}_1^{pr}, t_p, F_{KS}, V_{ZSC}, t_{pKS} \right\}^{opt.} \Big|_{D^{opt.}} \Leftrightarrow \left\{ r \right\}^{opt.} \Leftrightarrow \left\{ r_{s.z.}^{opt.}, r_{i.c.}^{opt.}, r_{ok.z.}^{opt.}, r_{i.c.o.}^{opt.}, r_{i.w.}^{opt.}, r_{z.c.}^{opt.} \right\} \Leftrightarrow \left\{ R \right\}^{opt.} \quad (7.1)$$

gdzie:

$$D^{opt.} \in (D_1, D_2, \dots, D_i, \dots, D_s), \quad (7.2)$$

$D_1, D_2, \dots, D_i, \dots, D_s$ – są zbiorami utworzonymi poprzez kombinację elementów zmiennych o charakterze dyskretnym.

Liczba zbiorów s :

$$s = k_r \cdot i_r \cdot j_r \cdot l_r \cdot p_r \cdot n_r, \quad (7.3)$$

gdzie:

k_r - liczba możliwych do zastosowania typów przegród zewnętrznych $r_{s.z.}^\circ$,

i_r - liczba możliwych do zastosowania rodzajów izolacji cieplnej $r_{i.c.}^\circ$,

j_r - liczba branych pod uwagę rodzajów okien zewnętrznych $r_{ok.z.}^\circ$,

l_r - liczba możliwych do zastosowania rodzajów instalacji grzewczych $r_{i.c.o.}^\circ$,

p_r - liczba możliwych do zastosowania rodzajów instalacji wentylacyjnych $r_{i.w.}^\circ$,

n_r - liczba branych pod uwagę rodzajów źródeł ciepła $r_{z.c.}^\circ$.

Liczbę zbiorów D można ograniczyć przez wykluczenie przypadków, które cechują się niewielkim prawdopodobieństwem spełnienia jako rozwiązanie optymalne, np. zastosowanie okien o bardzo dobrej izolacyjności cieplnej i wentylacji mechanicznej nawiewno-wywiewnej z odzyskiem ciepła w budynku z kotłem węglowym.

Wyznaczanie wielkości tworzących $\{r\}^{opt.}$ odbywa się metodą kolejnych przybliżeń, prowadzonych w kilku warstwach obliczeniowych – dekompozycja według zmiennych decyzyjnych o charakterze ciągłym. Na podstawie zadanych wielkości wejściowych (startowych- deklarowanych wielkości określających zastany lub założony początkowy stan rozważanego budynku wraz ze źródłem ciepła i instalacjami) wyznaczane jest nominalne zapotrzebowanie ciepła budynku oraz optymalny skład i wydajności (wielkości) nominalne elementów układu źródła ciepła – rys.7.1.

W przypadku układu wieloźródłowego wyznacza się wydajność nominalną pompy ciepła (ESPC) i kotła grzewczego (KG), powierzchnię kolektora słonecznego (KS) i pojemność zasobnika ciepła słonecznego (ZSC) oraz temperaturę przejścia z pracy pośredniej KS (przez ESPC) do bezpośredniej KS (t_{pKS}). Wielkości te określone są metodą gradientową [121,162,178] i kolejnych porównań (t_{pKS}) na podstawie kosztów k_c .

W przypadku układu biwalentnego poszukiwana jest tylko temperatura biwalentna t_p (temperatura przełączenia). Wartość temperatury t_p pokrywająca się z temperaturą obliczeniową nominalną lub temperaturą końca okresu grzewczego oznacza eliminację jednego z elementów źródłowych.

Dla źródła monowalentnego wyznaczana jest moc nominalna oraz sezonowe: zużycie paliwa (energii elektrycznej) i emisja zanieczyszczeń.

Po określeniu układu źródłowego następuje wyznaczanie gradientu cyfrowego zmian k_c dla grubości izolacji poszczególnych przegród otaczających ogrzewaną przestrzeń budynku oraz gradientu cyfrowego zmian k_c według powierzchni okien w przegrodach pionowych i połączeniach stropodachu.

W dalszej kolejności zerowane są składowe dodatnie gradientów. W odniesieniu do pozostałych wyznaczane są wartości bezwzględne, po czym względne w stosunku do składowej o maksymalnej wartości bezwzględnej. Poszczególne zmienne poprawiane są zgodnie z określonymi i zaokrąglonymi do liczb całkowitych (0, 1) składowymi względnymi gradientów, przy czym w odniesieniu do składowych maksymalnych stosowany jest stały krok w kolejnych iteracjach. Odmianą metody jest poprawianie tej zmiennej, dla której uzyskano największą wartość względną składowej gradientu k_c . Wynikające stąd spowolnienie dochodzenia do punktu optymalnego można złagodzić poprzez powiększenie korku przyrostu zmiennej w stosunku do metody poprzedniej.

Zachowując przedstawiony schemat działań, w kolejnych iteracjach modyfikuje się stan ochrony cieplnej, wiążąc ją każdorazowo z wyznaczanym nowym, najkorzystniejszym układem elementów składowych źródła ciepła (ten uzyskiwany jest poprzez korektę wcześniej wyznaczonego metodą gradientów i przeszukiwania bliskiego sąsiedztwa), do osiągnięcia wartości minimalnej funkcji celu.

Ogólnie, kolejne modyfikacje wielkości określających ochronę cieplną budynku, źródła ciepła oraz instalacje odbywają się głównie na podstawie badania gradientu funkcji celu względem poszczególnych wielkości dla zmiennych o charakterze ciągłym i porównywania wartości funkcji celu dla poszczególnych stanów w odniesieniu do zmiennych o charakterze dyskretnym. Obliczenia gradientu cyfrowo przeprowadzane są dla dyskretnej reprezentacji wielkości o charakterze ciągłym. Gęstość siatki dyskretyzacji tych wielkości uzależniona jest od przeciętnego gradientu zmian funkcji celu wywołanego zmianą danej wielkości. W przypadku warstw izolacji cieplnej przegród i powierzchni okien krok zakładano jako 0,01 m i 1,0 m². Pozostałe wielkości przyjmują wartości odpowiadające dopuszczalnym przedziałom zmian podzielonym na skończoną ilość odcinków. Jeden z krańców przedziału zmian wyznaczony jest przez stan startowy (np. stan istniejący budynku), a drugi określa stan dyspozycyjny związany z konstrukcją budynku (np. powierzchnia dachu do zagospodarowania kolektorami słonecznymi) albo szacowany w trakcie obliczeń wstępnych (realizuje je wydzielony segment programu) stan maksymalny (maksymalna objętość buforowego zasobnika ciepła), lub wynikający z sensu fizycznego wielkości (np. temperatura biwalentna).

Należy przy tym zauważyć, że po dokonaniu poprawy izolacji cieplnej zmiany dotyczące elementów źródłowych odbywają się w kierunku zmniejszania sumarycznej mocy nominalnej tych elementów. Tak jest również w przypadku układu solarnego- jego efektywność jest największa dla budynków bez izolacji cieplnej. Reguła ta nie musi być jednak zachowana w przypadku ewentualnego powiększania powierzchni okien.

Wzrost jednostkowych kosztów wytwarzania ciepła przez źródło ciepła na skutek obniżania temperatury równowagi strat i zysków ciepła dotyka zarówno elementy układu solarnego, jak i pozostałe, choć nie w takim samym stopniu. Wynikające stąd drobne różnice w zmianach efektywności działania elementów nie wywołują jednak odwrócenia tendencji zmian mocy elementów źródłowych wraz z poprawą ochrony cieplnej. Tę prawidłowość zaburza jedynie nieciągłość funkcji celu na granicy przedziałów występowania, np. w odniesieniu do t_p - przekształcenie układu biwalentnego w monowalentny (rys. 7.2).

Przedstawiony sposób postępowania zapewnia dużą stabilność w ustalaniu poszukiwanego rozwiązania.

W celu wyznaczenia wielkości optymalnych następuje w pierwszej kolejności badanie występowania minimum wewnątrz dopuszczalnego obszaru rozwiązań, przy czym minimum

wewnętrzne oznacza tutaj takie jego położenie, dla którego przynajmniej jedna ze zmiennych przyjmuje stan poza brzegiem.

Po określeniu we wnętrzu obszaru poszukiwań optymalnych wielkości o charakterze ciągłym następuje badanie możliwości występowania minimum właściwego poza ustalonym. Stosowanie dodatkowego badania obszaru rozwiązań wynika z założenia braku „odpowiedniej gładkości” wskaźnika jakości k_c . W tym celu stosowane jest losowe przeszukiwanie obszarów wokół wyznaczonego minimum metodą Monte Carlo, z użyciem liczb pseudolosowych o rozkładzie normalnym i normowaniem badanych przedziałów zmiennych decyzyjnych do przedziału $<0,1>$ lub systematyczne przeglądanie tych obszarów. Pierwszy sposób wykorzystywany jest w odniesieniu do wielkości określających ochronę cieplną, a drugi w stosunku do elementów źródła ciepła. Przeszukiwanie uważa się za negatywne, jeśli nie natrafiono na przypadki związane z dalszym obniżeniem kosztów całkowitych k_c przekraczającym 3% dotychczasowej zmiany k_c , wywołanej zastosowaniem układu solarnego, i 2% zmniejszenia k_c , odpowiadającego dotychczasowemu polepszeniu ochrony cieplnej. Wreszcie sprawdza się występowanie minimum na brzegach dopuszczalnego obszaru rozwiązań. Dotyczy to szczególnie sprawdzania istnienia minimum dla startowych (głównie zerowych) wartości wielkości zmieniających się w sposób ciągły wewnątrz obszaru i spowodowane jest nieciągłością funkcji celu na krańcach obszaru rozwiązań. Przyjęto dwa sposoby badania istnienia minimum globalnego na brzegach obszaru występowania. W stosunku do temperatury t_p oraz elementów układu solarnego następuje porównywanie k_c dla wyznaczonego minimum wewnętrznego i krawędzi obszaru (w przypadku układu solarnego dla stanu jego braku). W odniesieniu do grubości warstw izolacji cieplnej poszczególnych przegród poszukiwanie minimum funkcji celu wewnątrz dopuszczalnego obszaru odbywa się przy pominięciu stałych składników kosztów izolacji cieplnej $\{S_{iz}\}$ - rys.7.1. Do nich należy koszt materiałów i wykonania zewnętrznej warstwy osłonowej oraz inne, np. koszt wzniesienia rusztowania lub montażu windy. Po wyznaczeniu minimum wewnętrznego przeprowadza się porównywanie k_c , z uwzględnieniem stałych $\{S_{iz}\}$, dla stanu izolacji odpowiadającego wyznaczonemu minimum i stanu braku izolacji cieplnej. W przypadku niepotwierdzenia minimum wewnętrznego następuje badanie, dla poszczególnych przegród x podlegających izolacji cieplnej, ilorazu:

$$(k_c)^{S_x} = \frac{(k_c)^0 - (k_c)^{S_x}}{S_x}, \quad (7.4)$$

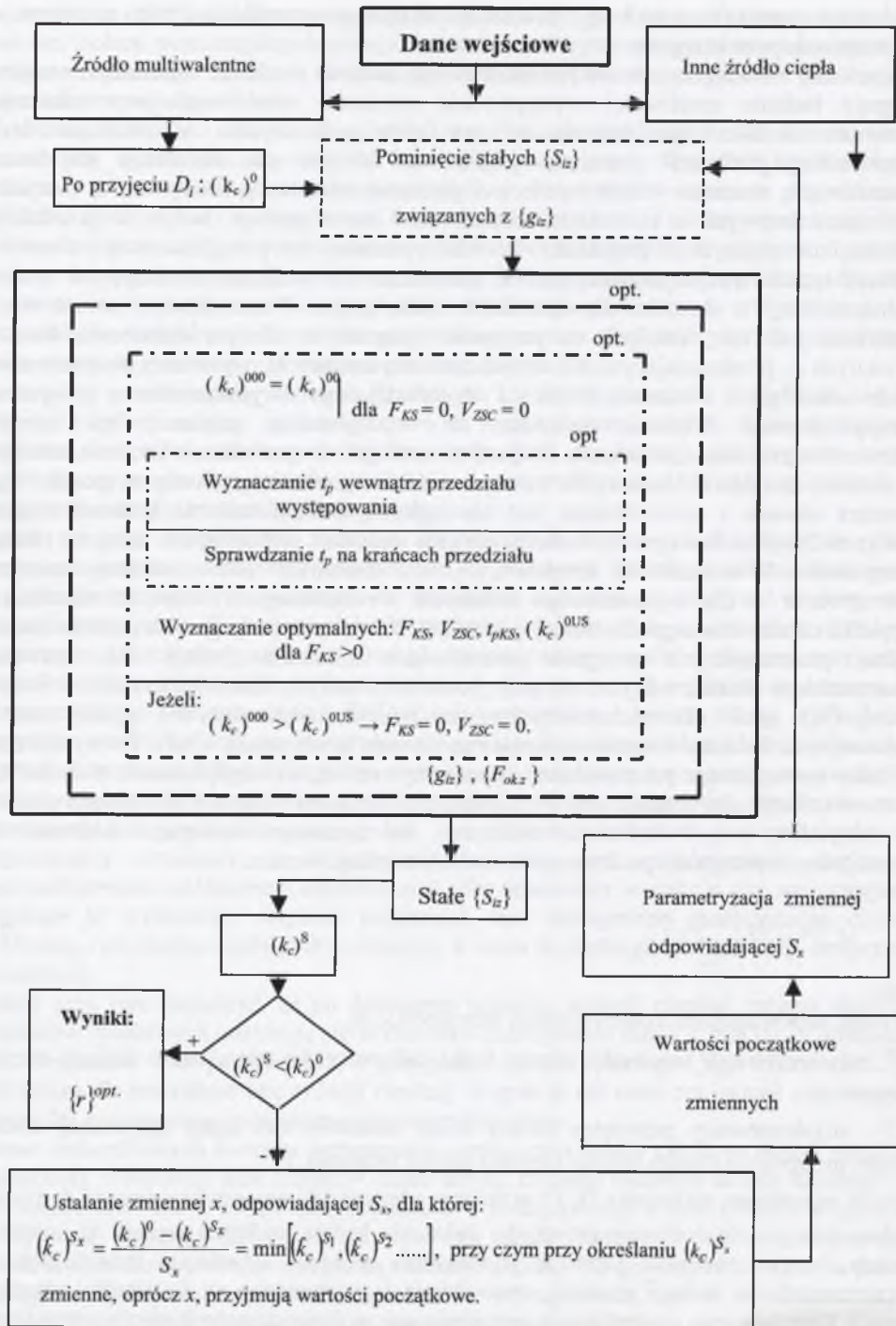
gdzie:

S_x - stała, odpowiadająca izolacji cieplnej przegrody x , zł,

$(k_c)^0$ - zdyskontowany przeciętny roczny koszt całkowity dla stanu braku izolacji cieplnej przegród, zł,

$(k_c)^{S_x}$ - zdyskontowany przeciętny roczny koszt całkowity dla stanu optymalnej izolacji cieplnej przegrody x i braku izolacji cieplnej innych przegród, zł.

Wartość najmniejsza wskaźnika $(k_c)^{S_x}$ w zbiorze odpowiadającym przeznaczonym do izolacji cieplnej przegrodom wskazuje przegrodę, która nie będzie podlegać izolacji w kolejnych krokach. Po tym następuje ponowne wyznaczanie grubości optymalnej izolacji przegród dopuszczonych do izolacji cieplnej, sprawdzanie i powtarzanie aż do skutku opisanych operacji. Odmianą tego postępowania jest eliminacja w dalszym poszukiwaniu optymalnych grubości izolacji takiej ilości przegród według wzrastającego wskaźnika $(k_c)^{S_x}$, dopóki koszt całkowity dla stanu optymalnej izolacji pozostałych przegród przekracza koszt dla stanu braku izolacji cieplnej.



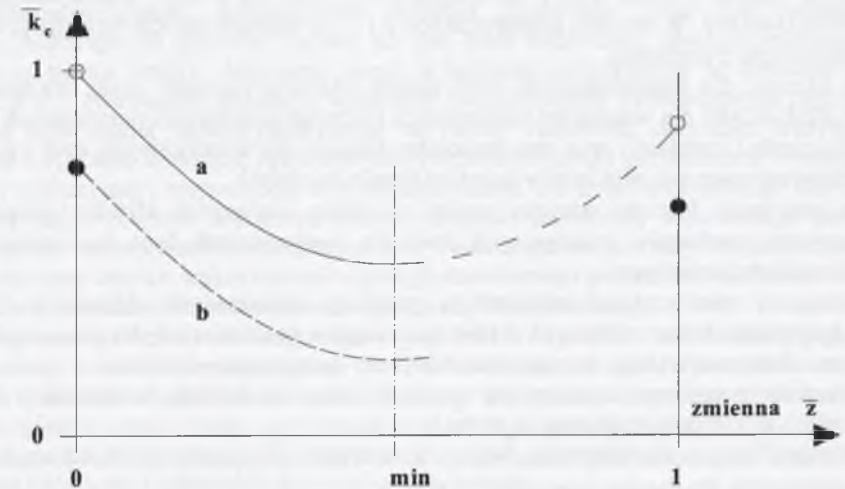
Rys. 7.1. Uproszczony schemat wyznaczania najkorzystniejszych wielkości o charakterze ciągłym

Fig. 7.1. Simplified scheme for determination of the most advantageous parameters characterized by continuous properties

W przypadku powiększania powierzchni okien, po określeniu minimum wewnętrznego, nie zachodzi potrzeba sprawdzania istnienia minimum dla początkowych powierzchni okien, bowiem przyjęty opis kosztów materiałowych i montażu okien nie zawiera składników stałych – rys. 7.2.

Wyznaczenie $\{R\}^{opt}$ następuje poprzez porównywanie k_c odpowiadających $\{r\}^{opt}$ dla różnych kombinacji elementów zmiennych o charakterze dyskretnym, co prowadzi do określenia D^{opt} . Dla wyznaczenia sezonowego zapotrzebowania ciepła analizowanego budynku, którego ochrona cieplna podlega ustawicznym zmianom, stosowana jest jedna z przedstawionych wcześniej metod, zgodnie z realizowanym przypadkiem obliczeniowym i uwagami podanymi w 5.2.

Bilans cieplny budynku ujmuje: strumień ciepła przenikające przez poszczególne przegrody otaczające ogrzewane pomieszczenia z uwzględnieniem promieniowania słonecznego, zyski wewnętrzne oraz strumień ciepła potrzebny na podgrzanie powietrza wentylacyjnego dla rozważanego systemu wentylacji (z ewentualnym uwzględnieniem odzysku ciepła w układzie wentylacji).



Rys. 7.2. Przebieg w unormowanym przedziale $\langle 0,1 \rangle$ względnych kosztów całkowitych: a - z uwzględnieniem stałych składników i b - bez uwzględnienia stałych składników

Fig. 7.2. Course of total costs in normalized interval $\langle 0,1 \rangle$: a - constant components taken into consideration, b - constant components not considered

Zyski ciepła od promieniowania słonecznego uwzględniają strumień promieniowania słonecznego, przenikające przez okna i przewodzone przez przegrody nieprzeźroczyste (analizie podlegają między innymi ściany z kombinowanym układem izolacji transparentnej z tynkiem transparentnym oraz izolacji nieprzeźroczystej) - w tym celu wykorzystano katalogi przeciętnych zysków ciepła, odpowiadających poszczególnym dyskretnym wartościom temperatur powietrza zewnętrznego $\{t_e\}$ lub kolejnym miesiącom roku dla różnych rodzajów przegród zewnętrznych i różnych ich orientacji. Związane z tym badania wykonane zostały przy pomocy własnych programów – grupa programów EXODUS oraz programu TRNSYS. Przeciętne liczby wymian powietrza związane z dyskretnymi wartościami $\{t_e\}$ lub kolejnymi miesiącami określone zostały przy pomocy własnego programu komputerowego WENTNAT.

W przypadku układów wieloźródłowych wyznaczane są chwilowe stany zapotrzebowania ciepła budynku, dostawy ciepła i gromadzenia ciepła przez elementy źródła ciepła. Dla pozostałych rodzajów źródeł ciepła wyznaczane są średniodobowe stany zapotrzebowania i dostawy ciepła, odpowiadające stosowanej metodzie wyznaczania rocznego zapotrzebowania ciepła.

Omawiana metoda w kolejnych fazach jej ewolucji prezentowana była w publikacjach [41-45].

Przebiegi funkcyjne kosztów inwestycyjnych instalacji c.o. w zależności od mocy instalacji i stosowanego materiału przedstawiono w [39].

7.2. Klimat zewnętrzny uwzględniany w analizach

Założono, że na potrzeby poszukiwania najkorzystniejszego rozwiązania, dotyczącego ochrony cieplnej i źródła ciepła dla budynku, wyróżnia się 5 stref klimatycznych, zgodnie z PN-82/B-02403. W strefach klimatycznych 2 i 3, ze względu na ich rozległość, wyróżniono dodatkowo po 2 podstrefy.

Stan klimatu dla poszczególnych stref będzie charakteryzowany przez wielkości zgodne z PN-82/B-02403 dla warunków nominalnych (określenie wielkości nominalnych elementów źródła ciepła i instalacji) oraz stan przeciętny klimatu dla wyróżnionych stref i podstref - na potrzeby wyznaczania składników kosztów eksploatacyjnych.

Stan przeciętny klimatu oznacza roczny przebieg elementów klimatu utworzony jako zestawienie przebiegów miesięcznych średnich, zawierających dane dla kolejnych godzin poszczególnych miesięcy.

Przebiegami miesięcznymi średnimi są przebiegi rozważanych elementów klimatu dla miesięcy średnich wytypowanych z 30-letnich ciągów pomiarowych dla poszczególnych stref klimatu. Podstawą wyboru miesięcy średnich były następujące parametry:

- średnia temperatura miesięczna porównywana ze średnią wieloletnią dla danego miesiąca - kryterium główne wyboru,
- średnia miesięczna amplituda wahań dobowych temperatury porównywana ze średnią wieloletnią dla danego miesiąca,
- średnie miesięczne natężenie promieniowania słonecznego porównywane ze średnią wieloletnią dla danego miesiąca,
- średnia miesięczna prędkość wiatru porównywana ze średnią wieloletnią dla danego miesiąca.

Określenia miesięcy średnich dla wybranych stacji meteorologicznych (Suwałki, Kołobrzeg, Mikołajki, Piła, Leszno, Sulejów, Katowice) w poszczególnych strefach klimatycznych, na podstawie powyższych kryteriów, dokonali doświadczeni analitycy klimatu z Instytutu Meteorologii i Gospodarki Wodnej w Warszawie. Brakujące dla Leszna i Katowic ciągi wartości natężenia promieniowania słonecznego uzupełniono w oparciu o pomiary stacji w Radzynie i Chorzowie.

Tak otrzymane przebiegi poddano przetworzeniu w celu uzyskania postaci zgodnej ze stosowaną metodą wyznaczania rocznego zapotrzebowania ciepła, określania ilości ciepła od promieniowania słonecznego pozyskiwanego w sposób czynny i bierny oraz wyznaczania przepływów powietrza przez budynek.

W przypadku metod: wybranych dni roku oraz pełnego rocznego przebiegu dla kolejnych godzin przebiegi dobowe, stanowiące rok średni, stają się kolejnymi dniami metod. Dla pozostałych metod przebiegi dobowe średnie uzyskiwane są przez uśrednienie arytmetyczne

wartości związanych z poszczególnymi godzinami doby dla dni przynależnych do odpowiednich przedziałów temperaturowych lub miesięcznych.

W celu wyznaczenia natężenia promieniowania słonecznego na dowolną płaszczyznę na podstawie tworzących przebiegi średnie klimatu danych dotyczących promieniowania na płaszczyznę poziomą wykorzystano opisy matematyczne rozprzestrzeniania promieniowania słonecznego [16,26,76,88,119,120,155,166,167], przekształcone dalej do wspomnianego już programu komputerowego SOLAR.

7.3. Program komputerowy MULTIWAŁ do poszukiwania rozwiązań optymalnych

Wykorzystując przedstawioną metodę, opracowano program komputerowy MULTIWAŁ w języku DELPHI 3, opisany między innymi w [51, 64].

Program ten służy do określenia optymalnej postaci ochrony cieplnej, źródła ciepła i instalacji dla budynku mieszkalnego. Rozpatrywany budynek mieszkalny może być budynkiem istniejącym, poddawanym odnowie cieplnej lub nie, bądź budynkiem nowo projektowanym położonym na terenie Polski. Odbiorami ciepła w budynku mieszkalnym są instalacja c.o., instalacja c.w.u. i ewentualna instalacja wentylacji kontrolowanej. Podstawowym kryterium wyróżnienia rozwiązania najkorzystniejszego są koszty całkowite, dotyczące wszystkich nakładów na uzyskanie wewnątrz ogrzewanych (i wentylowanych) pomieszczeń wymaganej temperatury operacyjnej i wytworzenie odpowiedniej ilości c.w.u. dla rozważanego budynku. Program wyznacza również sezonowe zużycie energii chemicznej stosowanego paliwa, sezonowe emisje zanieczyszczeń związanych z wytwarzaniem na potrzeby budynku ciepłem oraz średnioroczny stopień wykorzystania energii stosowanego paliwa i te wielkości można użyć jako kryteria dodatkowe ustalenia rozwiązania najkorzystniejszego.

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

Ustalanie najkorzystniejszego stanu innych wielkości odbywa się na drodze kolejnych porównań wariantów rozwiązania ochrony cieplnej, źródła ciepła i instalacji.

Wszystkie wielkości wejściowe do programu (365) ujęto w 11 następujących grup:

- A - dane ogólne dotyczące budynku,
- B - powierzchnie i orientacje przegród i okien,
- C - wielkości dotyczące przegród budowlanych,
- D - wielkości odnoszące się do źródeł ciepła,
- E - wielkości dotyczące instalacji grzewczych,
- F - wielkości odnoszące się do instalacji wentylacyjnych,
- G - wielkości dotyczące paliw i energii elektrycznej oraz cieplnej,
- H - wielkości dotyczące izolacji przegród,
- I - żywotność elementów,
- J - współczynniki ekonomiczne,
- K - zmienne sterujące.

Wielkości wchodzące w skład grup A, B i C opisują rozważany budynek, natomiast wielkości w grupie K pozwalają wybrać realizowany wariant obliczeń - wielkości tych grup podlegają każdorazowej modyfikacji.

Wielkościom pozostałych grup przypisano wartości domyślne, które podlegają zmianom w zależności od potrzeb.

7.4. Sprawdzenie wybranych procedur obliczeniowych (modeli składowych) programu komputerowego MULTI WAL

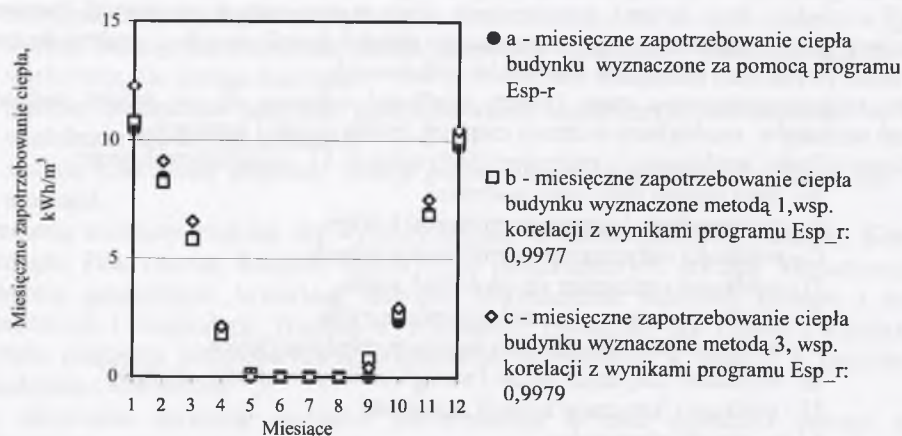
Sprawdzenie ograniczono do wyznaczania sezonowego zapotrzebowania ciepła, natężenia promieniowania słonecznego na płaszczyznę o dowolnej orientacji oraz pozyskiwania ciepła w układach solarnych.

Wyznaczanie sezonowego zapotrzebowania ciepła

Dokonano porównania przebiegów miesięcznych zapotrzebowania ciepła uzyskanych za pomocą programów MULTI WAL i ESP-r. Porównanie przeprowadzono dla czterokondygnacyjnego, średnioizolowanego ciepłnie budynku mieszkalnego. Przebiegi przedstawiono na rys. 7.3.

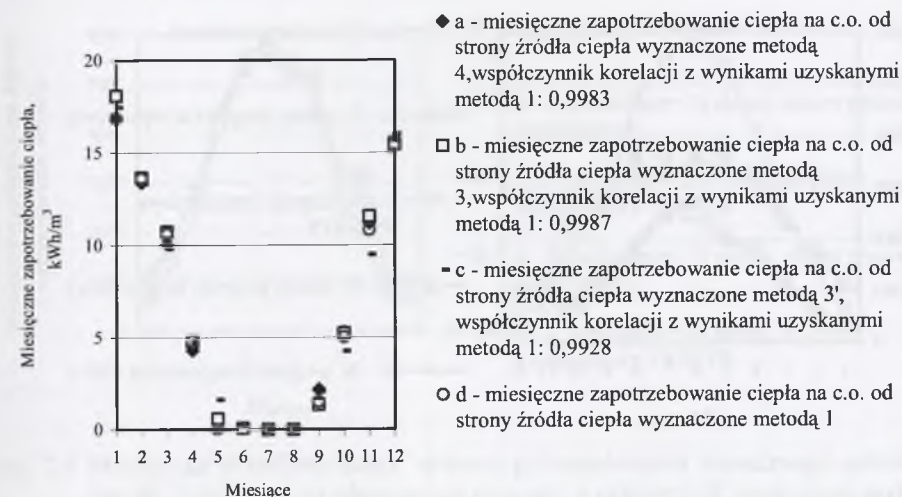
W ramach oceny jakości generowania rozkładów zapotrzebowania ciepła zestawiono również miesięczne zapotrzebowania ciepła wyznaczone programem MULTI WAL przy użyciu kilku metod obliczeniowych: 1, 3, 3', 4; metoda 3' to również metoda 3, lecz z odstępstwem czasowym wybieranych dni: 5 dni, podczas gdy standardowo odstępstwo to przyjmowane jest jako 4 dni. Wyniki w postaci sezonowego przebiegu miesięcznego zapotrzebowania ciepła w odniesieniu do jednostki kubatury ogrzewanej budynku jednorodzinne bez dodatkowej izolacji cieplnej przedstawiono na rys. 7.4.

Zaprezentowane przebiegi miesięcznego zapotrzebowania ciepła odnoszone do podobnych, wynikających z obliczeń za pomocą programu ESP-r, oraz porównywane w obrębie wprowadzonych metod wyznaczania zapotrzebowania ciepła (tutaj jako podstawę przyjęto metodę 1) uwiadcniają dobrą zbieżność przebiegów z porównawczymi, najlepszą wykazuje metoda 3.



Rys. 7.3. Jednostkowe miesięczne zapotrzebowania ciepła, kWh/m³, dla budynku wielokondygnacyjnego (roczne zapotrzebowanie ciepła dla poszczególnych przypadków: a – 45,8 kWh/m³, b – 47,1 kWh/m³, c – 50,2 kWh/m³)

Fig. 7.3. Unitary monthly heat demand, kWh/m³, for multi-storey building (annual heat demand for particular cases: a – 45,8 kWh/m³, b – 47,1 kWh/m³, c – 50,2 kWh/m³)



Rys. 7.4. Jednostkowe miesięczne zapotrzebowanie ciepła dla c.o. od strony źródła ciepła, kWh/m³, dla budynku jednorodzinne bez dodatkowej ochrony cieplnej (roczne zapotrzebowanie ciepła dla poszczególnych przypadków: a – 79,6 kWh/m³, b – 81,5 kWh/m³, c – 79,0 kWh/m³, d – 78,6 kWh/m³)

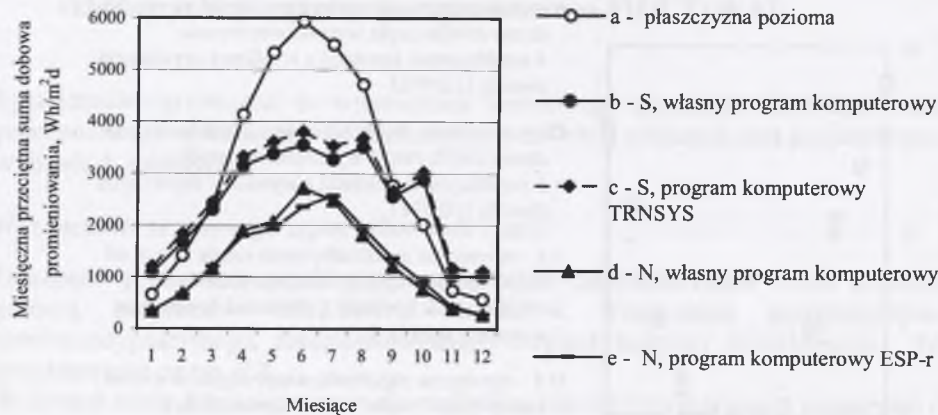
Fig. 7.4. Unitary monthly heat demand for central heating from a heat source side, kWh/m³, in single family building without additional heat protection (annual heat demand for particular cases: a – 79,6 kWh/m³, b – 81,5 kWh/m³, c – 79,0 kWh/m³, d – 78,6 kWh/m³)

Przyjęty przez PN[131] i zastosowany również w tej pracy w stosunku do wartości średniomiesięcznych, średniodobowych i wybranych dni miesiący sposób określania sprawności wykorzystania zysków wewnętrznych, oparty na współczynniku GLR [131], prowadzi do bardzo zbliżonych wyników obliczania zapotrzebowania ciepła w obrębie wszystkich rozważanych metod i w odniesieniu do wyników uzyskanych za pomocą programu ESP-r.

Przyczyną różnic wartości miesięcznego zapotrzebowania ciepła wyznaczonych metodami 3 i 1 oraz programem ESP-r jest zmniejszona precyzja odwzorowania wartości średniomiesięcznych parametrów klimatu za pomocą metody 3 - np. względne odchylenie wartości średniomiesięcznych różnic temperatury wewnętrznej ogrzewanych pomieszczeń mieszkalnych i powietrza zewnętrznego wyznaczonej za pomocą metody 3 od rzeczywistej sięga 4%. Powodem tej rozbieżności jest bardzo duża intensywność zmian pogodowych w miesiącu styczniu rozważanego roku średniego. Różnice zapotrzebowania ciepła dla miesiąca września są wynikiem pominięcia akumulacji ciepła w przegrodach wewnętrznych w metodzie 3 i dodatkowo pominięcia akumulacji ciepła w przegrodach zewnętrznych w metodzie 4.

Wyznaczanie sum dobowych promieniowania słonecznego na płaszczyznę dowolną

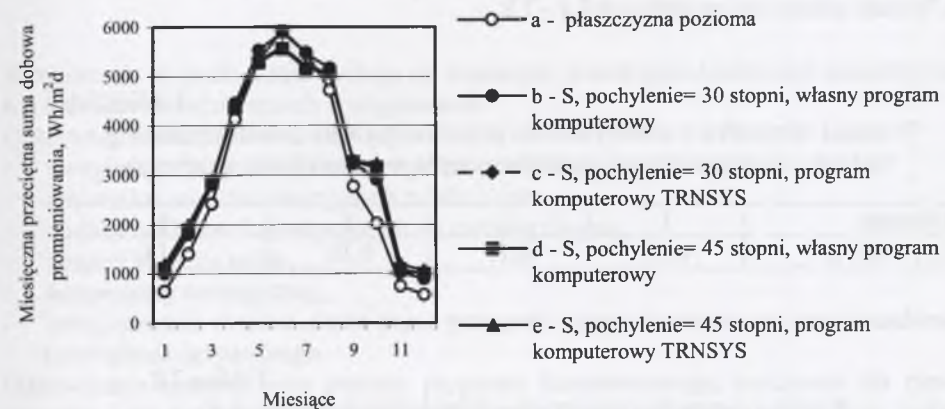
Porównano sumy dobowe promieniowania słonecznego wyznaczone za pomocą programu komputerowego MULTI WAL (wykorzystuje procedury obliczeniowe, dotyczące promieniowania słonecznego wspomnianego już wcześniej programu SOLAR) i znanych programów TRSNYS [88] i ESP-r [28].



Rys. 7.5. Miesięczne przeciętne sumy dobowe promieniowania słonecznego całkowitego w Wh/m^2 padającego na płaszczyznę pionową o orientacji S i N, ustalone różnymi programami komputerowymi (średnie roczne sumy dobowe dla poszczególnych przypadków: a – 3014 Wh/m^2 , b – 2448 kWh/m^2 , c – 2615 kWh/m^2 , d – 1319 kWh/m^2 , e – 1321 kWh/m^2)

Fig. 7.5. Average monthly 24-hours sums of total solar radiation, Wh/m^2 , on vertical south S and north N oriented surface. Values determined by different computer programs (average monthly 24-hours sums for particular cases: a – 3014 Wh/m^2 , b – 2448 kWh/m^2 , c – 2615 kWh/m^2 , d – 1319 kWh/m^2 , e – 1321 kWh/m^2)

Wspólnym wejściem były przebiegi roczne natężenia na płaszczyznę poziomą. Przykładowe wyniki w postaci przeciętnych dla miesięcy roku dobowych sum promieniowania słonecznego dla kilku wybranych orientacji przegród przedstawiono na rys. 7.5 i 7.6. Uzyskano znaczącą współbieżność wyznaczonych przebiegów średniomiesięcznych. Współczynnik korelacji wyników z programu 'MULTIWAL' z pozostałymi był większy od 0,98, natomiast względna różnica średniorocznych sum nie przekraczała 3%.



Rys. 7.6. Miesięczne przeciętne sumy dobowe promieniowania słonecznego całkowitego w Wh/m^2 padającego na płaszczyznę pionową o orientacji S, pochylonej pod różnymi kątami, ustalone różnymi programami komputerowymi (średnie roczne sumy dobowe dla poszczególnych przypadków: a – 3014 Wh/m^2 , b – 3507 kWh/m^2 , c – 3594 kWh/m^2 , d – 3315 kWh/m^2 , e – 3368 kWh/m^2)

Fig. 7.6. Average monthly 24-hours sums of total solar radiation, kWh/m^2 , on vertical south S oriented surface tilted by different angles. Values determined by different computer programs (average monthly 24-hours sums for particular cases: a – 3014 Wh/m^2 , b – 3507 kWh/m^2 , c – 3594 kWh/m^2 , d – 3315 kWh/m^2 , e – 3368 kWh/m^2)

Pozyskiwanie ciepła w układach solarnych

Ocenę poprawności odwzorowania procesów poboru, magazynowania i przekazania ciepła promieniowania słonecznego w programie MULTIWAŁ przeprowadzono poprzez porównanie stopnia zaspokojenia potrzeb cieplnych za pomocą ciepła słonecznego dla budynku jednorodzinnego z podobnym, wyznaczonym przy pomocy programu GetSolar [79]. Badanie ograniczono do przypadku układu kolektorów płaskich, z absorberem pokrytym warstwą selektywną, zasilającego podgrzewacz do przygotowania c.w.u. dla czterech osób, zużywających dobowo 240 dm^3 . Uzyskano znaczące pokrycie obliczanych wartości- różnica nie przekraczała 5% (49,9%- GetSolar i 48,1%- MULTIWAŁ).

7.5. Wpływ rodzaju metody wyznaczania potrzeb cieplnych i pozyskiwanego ciepła od promieniowania słonecznego na wynik poszukiwania rozwiązania optymalnego

Obserwacji poddano współczynniki przenikania ciepła U ściany pionowej o orientacji N w przypadku źródła ciepła w postaci kotła olejowego, powierzchni kolektorów słonecznych F_{KS} i objętości zasobników ciepła V_{ZSC} z podstawowym źródłem ciepła w postaci kotła olejowego oraz temperatury przełączenia dla źródła ciepła zawierającego KGO i ESPC przyjętych dla

budynku wielorodzinnego. Badane wielkości określono za pomocą 4 wersji programu MULTIWAL, wykorzystujących metody: 1 - 4 wyznaczania sezonowego zapotrzebowania ciepła. Wyniki zestawiono w tablicach 7.1 - 7.2.

Tablica 7.1

Wartości optymalne współczynników przenikania ciepła U ściany pionowej budynku wielorodzinnego ze źródłem ciepła w postaci kotła olejowego

Metoda	1	2	3	4
$U, \text{W/m}^2\text{K}$	0,18	0,17	0,18	0,18

Tablica 7.2

Wartości optymalne powierzchni kolektorów słonecznych F_{KS} i objętości zasobników ciepła V_{ZSC} (oraz odniesione do kubatury budynku roczne ilości ciepła pobieranego z KS- Q_{kob}) wyznaczone dla budynku wielorodzinnego dobrze izolowanego cieplnie ze źródłem podstawowym ciepła w postaci kotła olejowego

Metoda	1	3	4
$F_{KS}, \text{m}^2/1000 \text{m}^3$	38,0	34,1	35,9
$V_{ZSC}, \text{dm}^3/\text{m}^2$	69	51	47
$Q_{kol}, \text{MJ}/\text{m}^3$	67,5	58,4	56,1

W obrębie współczynników U występuje zgodność ich optymalnych wartości, niezależnie od stosowanej metody wyznaczania (odstępstwo wartości U wyznaczonej metodą 2 w porównaniu do pozostałych jest przypuszczalnie mniejsze od 0,01 $\text{W/m}^2\text{K}$ - w tablicach wynikowych programu MULTIWAL drukowane są wartości zaokrąglane do setnej części U). Rozbieżność wyników dotyczy wymiarów optymalnych układu kolektory słoneczno-zasobnik ciepła, jednak względna różnica rocznej ilości ciepła pobieranego z KS dla odpowiadających sobie układów KS-ZSC wyznaczona metodami 1 i 3 nie przekracza 7%. Metody 3 i 4 ujmuje dokładniej przebieg roczny pozyskiwania oraz gromadzenia ciepła w układzie solarnym, a także przekazywania ciepła do instalacji c.o. i układu przygotowania c.w.u. w porównaniu do metody 1, która z kolei cechuje się kilkakrotnie krótszym czasem wyznaczenia poszukiwanych wielkości. Wobec tego metodę 1 należy traktować jako umożliwiającą szybkie, ale i jednocześnie tylko orientacyjne określenie wielkości, dotyczących źródła ciepła z układem solarnym. W analizie metod w odniesieniu do źródła z KS i ZSC pominięto metodę 2. Metoda ta, w postaci wyrażonej w niniejszej pracy, nie pozwala śledzić procesu poboru, magazynowania i zużycia ciepła dla kolejnych faz przebiegu rocznego. Pozwala natomiast precyzyjniej w stosunku do metody 1 określać optymalne moce nominalne układów biwalentnych nie zawierających KS.

Wartości optymalne temperatury biwalentnej (t_p) dla źródła ciepła zawierającego KGO oraz ESPC i przedstawionych przypadków pokrywają się z sobą.

7.6. Analiza wrażliwości rozwiązania

Rozpatrzono czynniki, które cechują się znacznym prawdopodobieństwem czasowej zmiany lub szerokim przedziałem ich występowania.

Obserwacji poddano określenie wpływu:

- uwzględniania zmiennej liczby wymian powietrza,
- zmiany kosztów inwestycyjnych źródła ciepła,
- zmiany nakładów inwestycyjnych na izolację cieplną,
- zmiany kosztów paliw,
- temperatury wewnętrznej,
- uwzględniania zysków ciepła przez przegrody nieprzeźroczyste na stan poszukiwanego rozwiązania optymalnego.

Odpowiednie badania, przy pomocy programu komputerowego, wykonano dla typowego budynku jednorodzinne oraz wielorodzinnego. Bliższa charakterystyka tych budynków przedstawiona będzie w rozdziale 8.

Wpływ uwzględniania zmiennej liczby wymian powietrza na rozwiązanie końcowe

Zgodnie z [75,96, 99, 110, 111, 123, 124, 133, 143] liczba wymian powietrza wentylacyjnego w budynkach mieszkalnych, warunkująca odpowiednią czystość powietrza, powinna być zawarta w zakresie 0,5 - 1,0 h^{-1} . Według [133, 143] liczba wymian powietrza ze względu na zyski wilgoci, traktowane jako główne zanieczyszczenie powietrza, może wynosić nawet jedynie $n_w=0,3 \text{h}^{-1}$ - taka liczba wymian pozwala na utrzymanie w warunkach przeciętnych dopuszczalnych stężeń innych zanieczyszczeń powietrza.

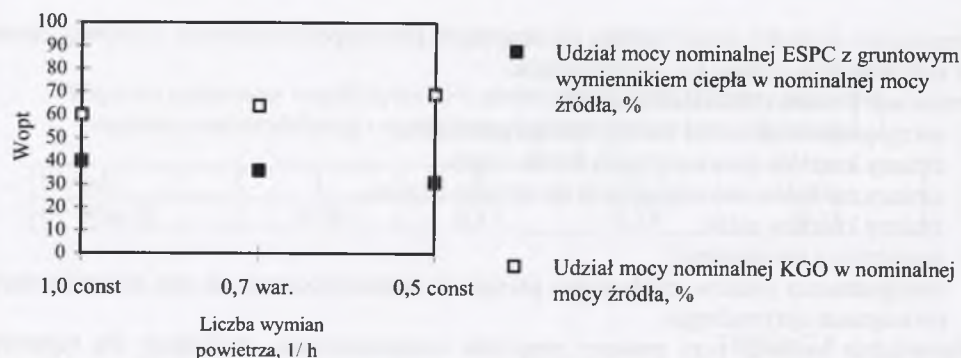
Zmienność liczb wymian powietrza ograniczono tutaj do przyjęcia dla poszczególnych dni rozpatrywanych miesięcy sezonu grzewczego średnich miesięcznych liczb wymian. Zmiennej w ciągu sezonu grzewczego liczbie wymian powietrza ze średnią $0,7\text{h}^{-1}$ odpowiada krotność wymian powietrza dla stanu nominalnego zbliżona do 1h^{-1} . Rozważano również stałą w przeciągu sezonu grzewczego liczbę wymian powietrza zawartą w zakresie 0,5 - 1,0 h^{-1} . Badaniu poddano wpływ liczby wymian powietrza na stan optymalny izolacji cieplnej budynku i postać optymalną źródła ciepła.

Wyniki badań wpływu liczby wymian powietrza i uwzględniania zmiennej liczby wymian na stan optymalny ochrony cieplnej i źródła ciepła dla budynku wielorodzinnego przedstawiono w tablicy 7.3 i na rys. 7.7 i 7.8.

Tablica 7.3

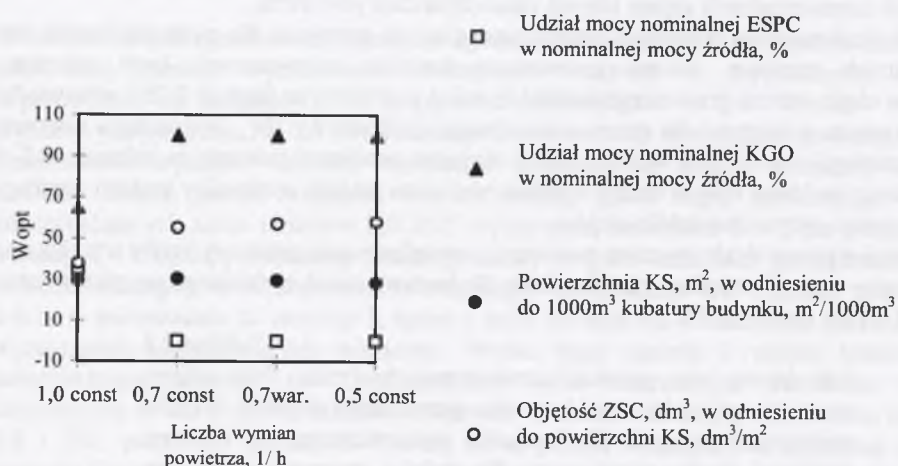
Uśrednione dla powłoki zewnętrznej budynku (bez okien) wartości optymalne współczynnika przenikania ciepła $U, \text{W/m}^2\text{K}$ wybranych przegród dla budynku wielorodzinnego z różnymi źródłami ciepła, wyznaczone dla stałej i zmiennej ilości (wg średnich miesięcznych) powietrza wentylacyjnego

Rodzaj źródła ciepła	ESPC	KGO i ESPC
	$U, \text{W/m}^2\text{K}$	
$n_w = \text{const} = 1\text{h}^{-1}$	0,20	0,21
$n_w = \text{war}, n_w^{sr} = 0,7\text{h}^{-1}$	0,20	0,21
$n_w = \text{const} = 0,5\text{h}^{-1}$	0,21	0,22
$n_w = \text{const} = 0,5\text{h}^{-1}, \eta = 60\%$	0,23	0,23



Rys. 7.7. Wielkości (W_{opt}) dotyczące optymalnego biwalentnego, równoległego źródła ciepła z ESPCg i KGO dla budynku wielorodzinnego ($t_1/t_2=55/45^\circ\text{C}$) w zależności od liczby wymian n_w i stałej (const) lub zmiennej (war.) ilości powietrza

Fig. 7.7. Parameters (W_{opt}) related to optimal bivalent, parallel heat source with ESPCg and KGO in multifamily building ($t_1/t_2=55/45^\circ\text{C}$) depending on air exchange rate n_w and constant (const) or variable (war.) amount of ventilation air



Rys. 7.8. Wielkości (W_{opt}) dotyczące optymalnego multiwalentnego źródła ciepła z ESPC, KGO i KSz dla budynku wielorodzinnego II z optymalną izolacją w zależności od liczby wymian n_w i stałej (const) lub zmiennej (war.) ilości powietrza

Fig. 7.8. Parameters (W_{opt}) related to optimal multivalent heat source with ESPC, KGO and KSz in multifamily building II with optimal thermal insulation dependant on air exchange rate n_w and constant (const) or variable (war.) amount of ventilation air

Rozwiązanie końcowe jest zależne od uwzględnianej liczby wymian. Przyjęcie w miejsce stałej liczby $n_w = 1\text{h}^{-1}$ (odpowiada to zaleceniom dotyczącym wyznaczania zapotrzebowania ciepła - [131]) przebiegu czasowego n_w , z założeniem uzyskania n_w zbliżonego do $1/h$ w warunkach nominalnych, prowadzi do modyfikacji rozwiązania końcowego, dotyczącego ochrony cieplnej i źródła ciepła (tablica 7.3, rys. 7.7 i 7.8). Istotniejsze zmiany dotyczą ukształtowania źródła wieloelementowego. Zastąpienie przebiegu n_w jego wartością średnią w uwzględnianym okresie czasu nie wpływa w sposób istotny na stan rozwiązania końcowego (rys. 7.8). Wydaje się, że silniejszy wpływ zmiennych przepływów powietrza wentylacyjnego, szczególnie na postać źródeł złożonych z kilku elementów, wystąpiłby w przypadku uwzględniania chwilowych liczb wymian powietrza i budynków o słabej ochronie cieplnej.

Wpływ zmiany kosztów inwestycyjnych źródła ciepła

Dla budynku wielorodzinnego wyznaczono optymalną ochronę cieplną oraz optymalne wartości elementów układu solarnego włączonego do źródła ciepła z KGO, zakładając 3 poziomy kosztów inwestycyjnych wybranych źródeł ciepła: podstawowy (równy uśrednionemu kosztowi większej liczby producentów), 0,7 (0,9) kosztu podstawowego i 1,3 (1,1) kosztu podstawowego. Wyniki dotyczące układu solarnego zawarto w tablicy 7.4.

Tablica 7.4

Wielkości optymalne elementów układu solarnego włączonego do źródła ciepła z KGO oraz stopień pokrycia potrzeb ciepłem z układu solarnego dla budynku wielorodzinnego z optymalną ochroną cieplną w zależności od kosztów inwestycyjnych źródła ciepła

Koszty inwestycyjne źródła ciepła	Wielkości optymalne elementów układu solarnego oraz stopień pokrycia potrzeb ciepłem z układu solarnego		
	F_{KS} $\text{m}^2/1000\text{m}^3$	V_{ZSC} dm^3/m^2	Stopień pokrycia potrzeb %
podstawowy	35	48	28,6
90% podstawowego	35	48	28,6
110% podstawowego	33	47	27,9

Z badań wynika, że wrażliwość średniej dla powłoki zewnętrznej budynku wartości optymalnej współczynnika przenikania ciepła U przegród zewnętrznych na zmianę kosztów inwestycyjnych źródła ciepła nie przekraczającą 10% jest praktycznie pomijalna. Widoczny jest jednak wpływ (nie duży) zmiany kosztów inwestycyjnych źródła ciepła na wartości optymalne układu solarnego.

Wpływ zmiany nakładów inwestycyjnych na izolację cieplną

Badania przeprowadzono dla budynku wielorodzinnego, wyznaczając optymalną ochronę cieplną dla 3 poziomów nakładów inwestycyjnych na izolację cieplną: podstawowego (równy uśrednionemu kosztowi większej ilości producentów), 0,7 kosztu podstawowego i 1,3 kosztu podstawowego. Wyniki zawarto w tablicy 7.5.

Tablica 7.5

Uśrednione wartości optymalne współczynnika przenikania ciepła U , W/m^2K , przegród zewnętrznych dla budynku w zależności od nakładów inwestycyjnych na izolację cieplną

Nakłady inwestycyjne na izolację cieplną	Rodzaj źródła ciepła			
	KGGk	KGO	Oel	ESPC
podstawowy	0,19	0,18	0,15	0,21
70% podstawowego	0,18	0,17	0,14	0,20
130% podstawowego	0,21	0,19	0,15	0,22

Zmiana nakładów inwestycyjnych na izolację cieplną nie przekraczająca 30% wywołuje zmianę średniego dla przegród zewnętrznych budynku współczynnika U nie większą niż 7%.

Wpływ zmiany kosztów paliw

Obliczenia wykonano dla 5 poziomów kosztów paliw i energii elektrycznej związanych ze źródłami ciepła zastosowanymi w budynku wielorodzinnym. Wyniki dla kilku źródeł podano w tablicy 7.6.

Tablica 7.6

Uśrednione wartości optymalne współczynnika przenikania ciepła U , W/m^2K , przegród zewnętrznych dla budynku w zależności od kosztów paliw i energii elektrycznej

Koszty paliw	Rodzaj źródła ciepła			
	KGGk	KGO	Oel	ESPC
podstawowy	0,19	0,18	0,15	0,21
50% podstawowego	0,24	0,22	0,18	0,24
70% podstawowego	0,22	0,20	0,16	0,23
130% podstawowego	0,18	0,17	0,14	0,19
150% podstawowego	0,17	0,16	0,14	0,18

W rozpatrywanym zakresie zmian kosztów paliw i energii elektrycznej obserwuje się znaczący wpływ tych kosztów na stan optymalny izolacji przegród zewnętrznych – w przedziale zmian kosztów: $-50\% \div +50\%$ zmiany współczynnika U ścian pionowych wynoszą: $+20\% \div -10\%$. Odnosząc te zmiany do rozwoju kosztów w przyszłości, należy zauważyć, że wraz z nimi pojawi się również współzależna zmiana kosztów urządzeń i materiałów, co w konsekwencji złagodzi analizowane skutki.

Wpływ temperatury wewnętrznej na wartości optymalne współczynników U

Wpływ średniej temperatury wewnętrznej t_i na stan optymalnej izolacji cieplnej obserwowano porównując wyniki obliczeń wartości optymalnej współczynnika U dla ściany pionowej o orientacji N w budynku wielorodzinnym w zależności od temperatury t_i . Rezultaty dla kilku źródeł ciepła podano w tablicy 7.7.

Temperatura wewnętrzna wpływa na stan optymalnej ochrony cieplnej w rozpatrywanym przedziale jej zmienności, powodując tym większe zmiany U , im niższy jest koszt użytkowanego w budynku ciepła. Przyjęty przedział zmienności t_i obejmuje praktycznie

wszystkie stany (różnicowane ochroną cieplną, przeszkleniem ścian, rodzajem grzejników i temperaturą czynnika grzewczego) temperatury t_i dla $t_o = 20^\circ C$.

W wyniku badań ustalono również, że przyjęcie zmiennej temperatury powietrza, z zachowaniem stałej temperatury operacyjnej, w miejsce stałej temperatury t_i wpływa nieznacznie na stan optymalnej ochrony cieplnej, niezależnie od rodzaju stosowanych grzejników instalacji c.o. Nieco większy wpływ na stan optymalny ochrony cieplnej ma typ stosowanych grzejników (w przypadku grzejników podłogowych w budynku jednorodinnym wielopokoleniowym przeciętna w sezonie grzewczym temperatura $t_i = 19,4^\circ C$ przy $t_o = 20^\circ C$). Bardziej istotne oddziaływanie występuje w obszarze kształtowania postaci wieloelementowego źródła ciepła.

Tablica 7.7

Optymalne wartości współczynnika przenikania ciepła U , W/m^2K , ściany zewnętrznej o orientacji N dla budynku wielorodzinnego w zależności od temperatury wewnętrznej t_i oraz rodzaju źródła ciepła

Rodzaj źródła ciepła	U , W/m^2K		
	KGGk	KGO	Oel
$t_i = 18^\circ C$	0,224	0,202	0,176
$t_i = 22^\circ C$	0,184	0,169	0,150

Wpływ uwzględniania zysków ciepła przez przegrody nieprzeźroczyste na wynik poszukiwania rozwiązania optymalnego ochrony cieplnej

Znaczenie uwzględniania lub pominięcia zysków ciepła przez przegrody nieprzeźroczyste w obliczeniach optymalnego stanu ochrony cieplnej rozpatrzono dla budynku jednorodinnego. W tym celu wyznaczono optymalne wartości współczynnika przenikania ciepła U przegród zewnętrznych budynku dla kilku rodzajów źródeł ciepła z i bez uwzględnienia zysków ciepła przez przegrody nieprzeźroczyste. Wybrane wyniki zestawiono w tablicy 7.8.

Tablica 7.8

Wartości optymalne współczynnika przenikania ciepła U , W/m^2K , dla wybranych przegród wyznaczone z i bez uwzględniania zysków ciepła przez przegrody nieprzeźroczyste dla budynku jednorodinnego ze źródłem ciepła w postaci kotła olejowego (kotła gazowego kondensacyjnego)

U , W/m^2K	Ściany pionowe	Strop pod poddaszem	Strop nad piwnicą
Bez zysków	0,16 (0,17)	0,12 (0,14)	0,22 (0,26)
Z zyskami	0,18 (0,19)	0,13 (0,14)	0,22 (0,26)

Uwzględnienie zysków ciepła od promieniowania słonecznego przez przegrody nieprzezroczyste przy poszukiwaniu optymalnych wartości współczynnika przenikania ciepła U przegród zmienia w sposób istotny wyznaczone wartości. Dotyczy to zarówno źródeł ciepła cechujących się mniejszą, jak i większą ceną jednostkową wytwarzanego ciepła. Konsekwencją tego jest również zmiana sezonowego i nominalnego zapotrzebowania ciepła budynku z optymalną izolacją cieplną, co może wpływać na postać optymalnego źródła ciepła.

Uzasadnieniem różnic współczynników U jest poziom zysków ciepła od promieniowania słonecznego, które dla typowej przegrody wielowarstwowej o współczynniku $U \sim 0,2$ W/m^2K w ciągu sezonu grzewczego wynoszą: $\sim 2,6$ kWh/m^2 dla orientacji S i $\sim 1,1$ kWh/m^2 dla orientacji N. Warto tu również zauważyć, że zmniejszenie sezonowej straty przenikania ciepła przez tę przegrodę, spowodowane przyrostem 0,01m grubości warstwy izolacji cieplnej, wynosi $\sim 0,6$ kWh/m^2 wobec jednoczesnego przeciętnego zmniejszenia zysków ciepła od promieniowania słonecznego: $\sim 0,2$ kWh/m^2 dla orientacji S i $\sim 0,09$ kWh/m^2 dla orientacji N. Zróżnicowanie współczynników U w funkcji orientacji ulegnie zmianie po uwzględnieniu obecności okien w przegrodach i wynikających stąd mostków cieplnych. W rozwiązaniach typowych budynków przegrodami najbardziej przeszklonymi są zazwyczaj ściany o orientacji S, w przeciwieństwie do ścian północnych. Uwzględnienie mostków cieplnych w poszukiwaniu optymalnych współczynników U dla takiego założenia przeszklenia przegród spowoduje zmniejszenie zróżnicowania wywołanego oddziaływaniem promieniowania słonecznego.

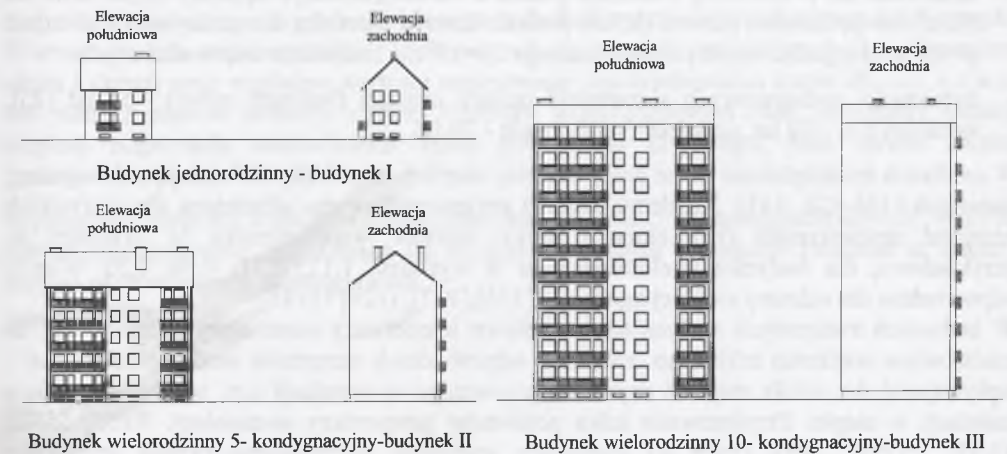
8. ROZWIĄZANIA OPTIMALNE OCHRONY CIEPLNEJ I ŹRÓDŁA CIEPŁA DLA BUDYNKÓW MIESZKALNYCH W WYBRANYCH WARUNKACH

Prezentację wyników analiz określania optymalnych wielkości, dotyczących wymaganych warunków cieplnych dla wybranych przypadków, a przeprowadzonych z użyciem programu MULTIWAL, zawarto w 3 grupach odnoszących się do izolacji cieplnej przegród, instalacji c.o. i źródła ciepła. Analizą objęto określanie wpływu: rodzaju źródła ciepła, rodzaju i temperatury nominalnej instalacji c.o., rodzaju budynku i współczynnika rocznego wzrostu kosztów paliw i stopy dyskonta na wartość optymalną współczynników przenikania ciepła U przegród zewnętrznych budynku. Rozważano zależność postaci multiwalentnego i biwalentnego źródła ciepła od stanu ochrony cieplnej budynku, rodzaju budynku oraz stopnia dotacji do nakładów inwestycyjnych na instalację solarną. Określono również optymalne temperatury nominalne czynnika grzewczego w instalacji c.o. dla wybranych niskotemperaturowych źródeł ciepła.

Przedstawiane rozwiązania optymalne odnoszą się głównie do budynku wielorodzinnego 5-kondygnacyjnego i budynku jednorodzinnego o powierzchni powłoki zewnętrznej A_z i powierzchni ogrzewanej F_B . Budynki te cechują się przeciętną gęstością zamieszkania (n_i/F_B , mieszkańcy/ m^2) i stopniem przeszklenia przegród zewnętrznych ($\sum F_{ok.z.}/\sum A_{s.z.}$, m^2/m^2).

Badaniami objęto ogólnie następujące budynki (rys. 8.1):

- jednorodzinny (I), $V_B = 274,3$ m^3 , $A_z/V_B = 0,686$ m^2/m^3 , $n_i/F_B = 0,037$ $os./m^2$, $\sum F_{ok.z.}/\sum A_{s.z.} = 0,137$ m^2/m^2 ,
- wielorodzinny 5-kondygnacyjny (II): $V_B = 2370$ m^3 , $A_z/V_B = 0,380$ m^2/m^3 , $n_i/F_B = 0,063$ $os./m^2$, $\sum F_{ok.z.}/\sum A_{s.z.} = 0,167$ m^2/m^2 ,
- wielorodzinny 10-kondygnacyjny (III): $V_B = 4740$ m^3 , $A_z/V_B = 0,380$ m^2/m^3 , $n_i/F_B = 0,063$ $os./m^2$, $\sum F_{ok.z.}/\sum A_{s.z.} = 0,167$ m^2/m^2 ,
- wielorodzinny 11-kondygnacyjny (IV): $V_B = 6537$ m^3 , $A_z/V_B = 0,330$ m^2/m^3 , $n_i/F_B = 0,085$ $os./m^2$, $\sum F_{ok.z.}/\sum A_{s.z.} = 0,232$ m^2/m^2 .



Rys. 8.1. Budynki: I, II i III uwzględniane w analizie

Fig. 8.1. Buildings: I, II and III considered in analysis

Przyjęto następujące podstawowe wielkości dotyczące budynków, instalacji i źródła ciepła:

- położenie- 3 strefa klimatyczna,
- wentylacja odbywa się grawitacyjnie z użyciem szczelin nawiewnych o regulowanym stopniu otwarcia, a liczba wymian wynosi: $n_w = 1/h$,
- jednostkowe dobowe zużycie c.w.u.- $v_{c.w.u.} = 0,060 \text{ m}^3/(d \cdot os.)$, a jej temperatura - 55°C ,
- przygotowanie ciepłej wody odbywa się z jej pierwszeństwem,
- układ przygotowania c.w.u. zaopatrzonej jest w zasobnik wody ciepłej,
- instalacja c.o. wykonana jest jako wodna, z przewodów miedzianych i wyposażona w grzejniki konwekcyjne (płytkowe), temperatury nominalne: $t_1^N/t_2^N = 55/45^\circ\text{C}$,
- źródłem ciepła dla budynku jest źródło indywidualne o znacznym upowszechnieniu jego stosowania. Wśród możliwych do wykorzystania źródeł pominięto pompy ciepła z dolnym źródłem ciepła w postaci powietrza zewnętrznego, kotły spalające paliwo gazowe płynne oraz kotły olejowe kondensacyjne,
- źródłem ciepła dla budynku mieszkalnego wielorodzinnego może być: kocioł grzewczy gazowy (spalający gaz ziemny) zwykły (KGG) lub kondensacyjny (KGGk), kocioł olejowy (KGO), elektryczna sprężarkowa pompa ciepła typu woda - woda (ESPCw), grzejniki elektryczne podłogowe (OEL), układ biwalentny kotłów grzewczych gazowych (KGGk+KGG), kotła grzewczego olejowego i pompy ciepła lub któregoś z tych elementów i kolektorów słonecznych oraz układ multiwalentny zawierający pompę ciepła, kocioł grzewczy olejowy i kolektory słoneczne (KGO+ESPC+KS). Pominięto zastosowanie ujęć dolnych ciepła w postaci wymienników gruntowych ze względu na znaczne zapotrzebowanie ciepła budynków wielorodzinnych, z czym wiąże się znaczna powierzchnia dyspozycyjna gruntu dla wymienników poziomych lub liczba odwiertów dla sond pionowych,
- zasilanie w ciepło budynku jednorodzinne odbywa się z: kotła grzewczego gazowego (spalający gaz ziemny) zwykłego (KGG) lub kondensacyjnego (KGGk), kotła olejowego (KGO), kotła węglowego z automatyczną regulacją wydajności, elektrycznej sprężarkowej pompy ciepła typu woda - woda (ESPCw) lub solanka - woda (ESPCg), grzejników elektrycznych podłogowych (OEL) lub układu biwalentnego: KGO+KS,
- źródło multiwalentne działa według schematu przedstawionego na rys.7.1,
- stosowane KS to kolektory słoneczne płaskie z warstwą selektywną pokrywającą absorber (KSz) lub próżniowe rurowe (KSw) zorientowane w kierunku S i pochylone pod kątem $\beta=45^\circ$ w przypadku domu jednorodzinne i $\beta=35^\circ$ dla budynków wielorodzinnych,
- żywotności podstawowych elementów: izolacji cieplnej (budynek nowy) - 50 lat [25], instalacji c.o. - 30 lat, urządzeń źródła ciepła - 20 lat.

W analizach uwzględniono różne stany ochrony cieplnej, wynikające z istniejących regulacji prawnych [126-128, 143]. Każdemu stanowi przyporządkowano uśrednioną dla wszystkich przegród zewnętrznych (bez okien i drzwi) wartość współczynnika U . Wartości te, przykładowo, dla budynku wielorodzinnego II wynoszą: 1,11, 0,71, 0,50, 0,35 $\text{W/m}^2\text{K}$ odpowiednio dla ochrony cieplnej zgodnej z [126],[127], [128] i [143].

W badaniach związanych z określaniem wpływu temperatury nominalnej instalacji c.o. na analizowane wielkości zakładano równość odpowiednich temperatur wody opuszczającej i wpływającej do źródła ciepła i czynnika grzewczego w instalacji c.o. w czasie zasilania instalacji w ciepło. Przyjmowano kilka poziomów temperatury nominalnej: 70/55, 55/45, 45/35, 35/29 $^\circ\text{C}$, przy czym na rysunkach wyrażano poszczególne układy temperatur nominalnych poprzez temperaturę zasilania.

Wyniki odnoszą się do przeciętnych żywotności branych pod uwagę elementów i cen paliw, energii elektrycznej i materiałów budowlanych z 2003 roku oraz współczynników rocznego wzrostu kosztów paliw, energii elektrycznej równych 0,02 i stopy dyskonta - 0,04

[21,86,142,157]. W przypadku źródła ciepła zawierającego kolektory słoneczne zakładano dotację do kosztów inwestycyjnych KS i ZSC.

Stopniem dotacji społecznej- w_{dots} - nazwano obniżenie kosztów inwestycyjnych KS i ZSC w stosunku do rzeczywistych. Zmniejszenie to można traktować jako pozyskiwaną z zewnątrz kwotę pieniężną, nie podlegającą zwrotowi, na realizację zadania inwestycyjnego związanego z wprowadzeniem do źródła ciepła elementów do pozyskiwania energii promieniowania słonecznego dla celów c.o. Za dotację tego typu można uważać umorzenie części kredytu inwestycyjnego przez fundacje lub programy wspierające stosowanie „czystej energii”. Środki takie mogłyby być również przewidzianą przez państwo, a więc całe społeczeństwo, premią stymulującą stosowanie przez inwestorów rozwiązań zmierzających do zmniejszenia zużycia energii i wzrostu wykorzystania energii odnawialnej w związku z ochroną środowiska zewnętrznego, niedopuszczeniem do rozwoju „efektu cieplarnianego”, oszczędzaniem zasobów paliw, realizacją idei „zrównoważonego rozwoju” i powiększaniem niezależności krajowego systemu wytwarzania energii lub rozwojem krajowej bazy produkcji odpowiednich urządzeń - nowe miejsca pracy.

Niektóre wielkości na rysunkach podano w postaci wartości względnych. Jako stan odniesienia, dla wyrażenia tych wielkości, przyjęto w przypadku:

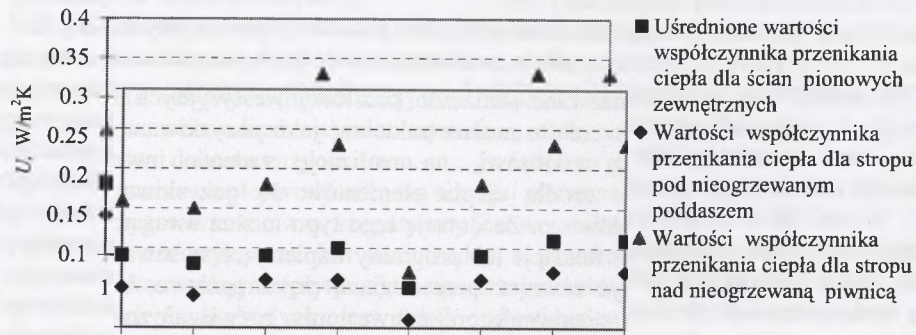
- kosztów całkowitych, zapotrzebowania energii chemicznej paliwa, emisji CO_2 - odpowiadającą wielkość dla rozwiązania z zastosowaniem kotła grzewczego olejowego,
- sezonowego zapotrzebowania ciepła dla c.w.u. - całkowite zapotrzebowanie ciepła budynku.

8.1. Wartości optymalne współczynników U przegród zewnętrznych

8.1.1. Wpływ rodzaju źródła ciepła na wartość optymalną współczynników przenikania ciepła U przegród zewnętrznych

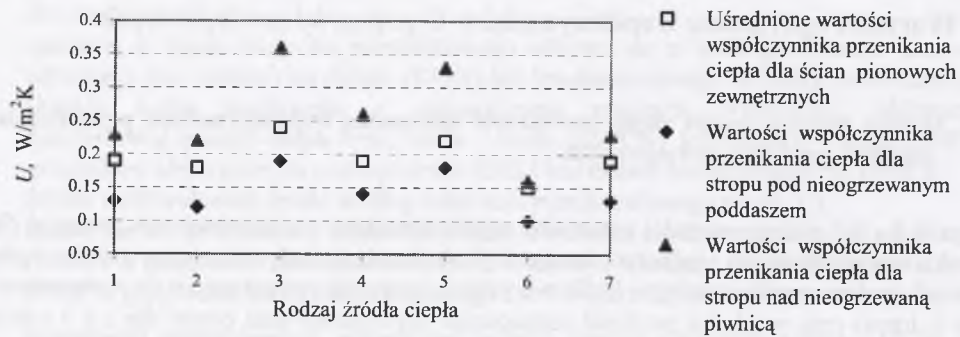
Na rys. 8.2 - 8.5 podano wartości optymalne współczynników U podstawowych przegród dla budynku wielorodzinnego i jednorodzinne w funkcji rodzaju indywidualnego źródła ciepła. Wartości średnie współczynników U dla wszystkich przegród zewnętrznych (z wyłączeniem okien i drzwi) oraz względne wartości sezonowego zapotrzebowania ciepła dla c.o. i c.w.u. dla różnych stanów ochrony cieplnej budynku jednorodzinne (stan optymalny izolacji cieplnej odpowiada zastosowaniu kotła grzewczego olejowego, jako źródła ciepła) przedstawiono na rys. 8.8 i 8.9.

Wyznaczane wartości współczynników przenikania ciepła U są zaokrąglane do 0,01 $\text{W/m}^2\text{K}$. Pewne nieregularności pojawiające się na przedstawianych rysunkach związane są między innymi ze stosowanym zaokrągleniem.



Rys. 8.2. Wartości optymalne U , W/m^2K , przegród dla budynku wielorodzinnego II i źródeł ciepła: 1- KGG, 2- KGO, 3- KGGk, 4- ESPC, 5- OEL, 6- KGG+KGGk, 7- KGO+ESPC, 8- KGO+ESPC+KSz

Fig. 8.2. Averaged optimal values of U -coefficient, W/m^2K , of walls and roof in multifamily building and heat source: 1- KGG, 2- KGO, 3- KGGk, 4- ESPC, 5- OEL, 6- KGG+KGGk, 7- KGO+ESPC, 8- KGO+ESPC+KSz



Rys. 8.3. Wartości optymalne U , W/m^2K , przegród dla budynku jednorodzinne i źródeł ciepła: 1- KGG, 2- KGO, 3- KGW, 4- KGGk, 5- ESPC, 6- OEL, 7- KGO+KS

Fig. 8.3. Optimal U values, W/m^2K , of walls and ceilings in a single family house and heat source: 1- KGG, 2- KGO, 3- KGW, 4- KGGk, 5- ESPC, 6- OEL, 7- KGO+KS

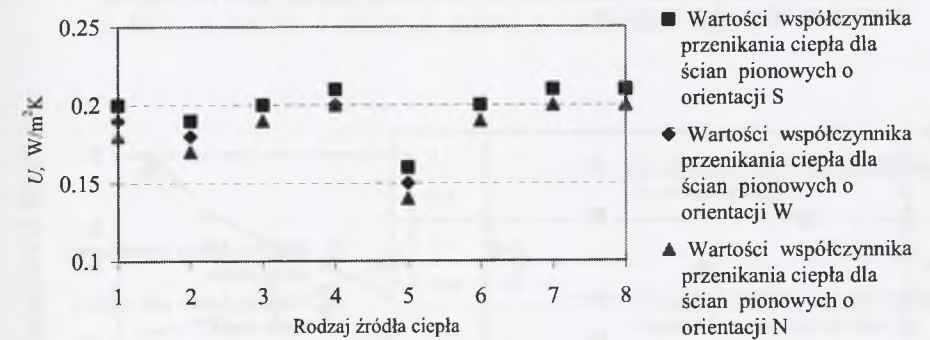
Wartości optymalne współczynników U_{opt} są funkcją rodzaju źródła ciepła przewidywanego do zastosowania w analizowanym budynku.

Najmniejsze odpowiadają ogrzewaniu przez grzejniki elektryczne - nieznacznie na stan U_{opt} wpływa rodzaj stosowanych grzejników: o dużej lub małej akumulacyjności cieplnej. Wysoki koszt wytwarzanego z energii elektrycznej ciepła jest usprawiedliwieniem do zastosowania także innych, poza ocieplaniem, sposobów oszczędzania energii, na przykład urządzeń odzysku ciepła w układzie wentylacji mechanicznej.

Uśrednione dla całej powłoki budynku współczynniki U_{opt} przyjmują mniejsze wartości dla budynku jednorodzinne. Wywołane to jest większym jednostkowym sezonowym

zapotrzebowaniem ciepła dla budynku jednorodzinne, w porównaniu do wielorodzinnego, w związku z większą wartością A_z/V_B . Różnice wartości optymalnych współczynników przenikania ciepła dla budynku wielorodzinnego i jednorodzinne wynikają również z różnic ograniczenia minimalnej mocy nominalnej źródła ciepła ze względu na jego pracę z pierwszeństwem dla przygotowania c.w.u. Ma to szczególne znaczenie w przypadku rozpatrywania pompy ciepła jako źródła ciepła, w związku z istotnym udziałem nakładów inwestycyjnych w całkowitych kosztach wytwarzanego ciepła.

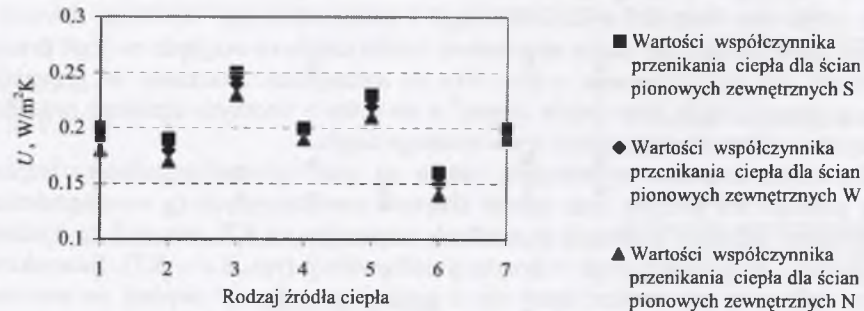
Wpływ całkowitych kosztów wytwarzania ciepła na stan optymalny ochrony cieplnej ujawnia się poprzez ich poziom oraz udział kosztów inwestycyjnych (z uwzględnieniem dotacji do kosztów układów solarnych w źródłach zawierających KS, zwanych tu źródłami multiwalentnymi) i eksploatacyjnych w kosztach całkowitych (rys. 8.6 – 8.7). Stosunkowo wysoki koszt całkowity nie zawsze łączy się z ustaleniem ochrony cieplnej na poziomie bardzo niskiego zapotrzebowania ciepła. Tak jest w przypadku monowalentnych źródeł ciepła wykorzystujących pompy ciepła.



Rys. 8.4. Wartości optymalne U , W/m^2K , przegród pionowych dla budynku wielorodzinnego i źródeł ciepła: 1- KGG, 2- KGO, 3- KGGk, 4- ESPC, 5- OEL, 6- KGG+KGGk, 7- KGO+ESPC, 8- źródło multiwalentne, w funkcji orientacji przegród

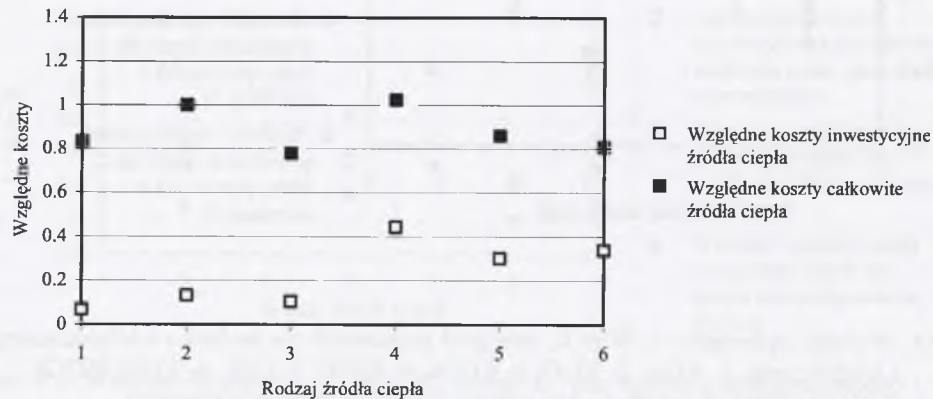
Fig. 8.4. Optimal U values, W/m^2K , of vertical walls in a multi family house and heat source: 1- KGG, 2- KGO, 3- KGGk, 4- ESPC, 5- OEL, 6- KGG+KGGk, 7- KGO+ESPC, 8-multivalent source, dependent on wall orientation

W wyniku oddziaływania promieniowania słonecznego pojawiają się również różne wartości U_{opt} przegród w zależności od ich orientacji. Wartości najniższe związane są oczywiście z orientacją N, najwyższe z S. Istnieją także różnice U_{opt} dla przegród W i E- mniejsze wartości dotyczą orientacji E. Różnice U_{opt} dla różnie zorientowanych przegród przekładają się na różnice grubości warstw izolacji nie przekraczających jednak kilku centymetrów.



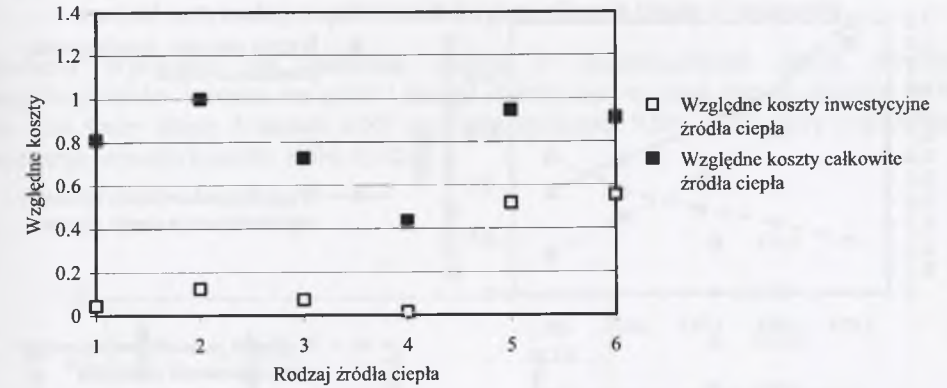
Rys. 8.5. Wartości optymalne U , W/m^2K , przegród pionowych dla budynku jednorodzinnego i źródeł ciepła: 1- KGG, 2- KGO, 3- KGW, 4- KGGk, 5- ESPC, 6- OEL, 7- KGO+KSz w zależności od orientacji przegród

Fig. 8.5. Optimal U values, W/m^2K , of vertical walls in a single family house I and heat sources: 1- KGG, 2- KGO, 3- KGW, 4- KGGk, 5- ESPC, 6- OEL, 7- KGO+KSz dependent on wall orientation



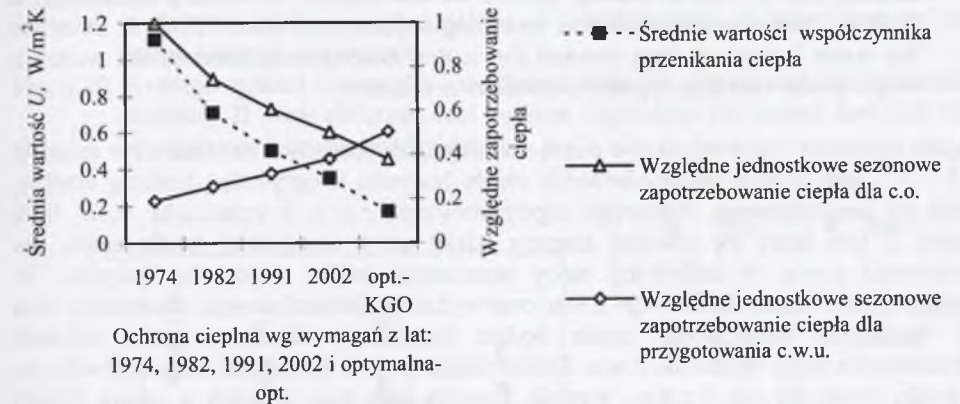
Rys. 8.6. Względne przeciętne roczne koszty inwestycyjne i całkowite wytwarzania ciepła w budynku wielorodzinnym z optymalną ochroną cieplną, w zależności od rodzaju źródła ciepła: 1- KGG, 2- KGO, 3- KGGk, 4- ESPC, 5- ESPC+KGO, 6- źródło multiwalentne

Fig. 8.6. Relative average annual capital and total costs of heat generation in multifamily building with optimal heat protection depending on heat source type: 1- KGG, 2- KGO, 3- KGGk, 4- ESPC, 5- ESPC+KGO, 6- multivalent source



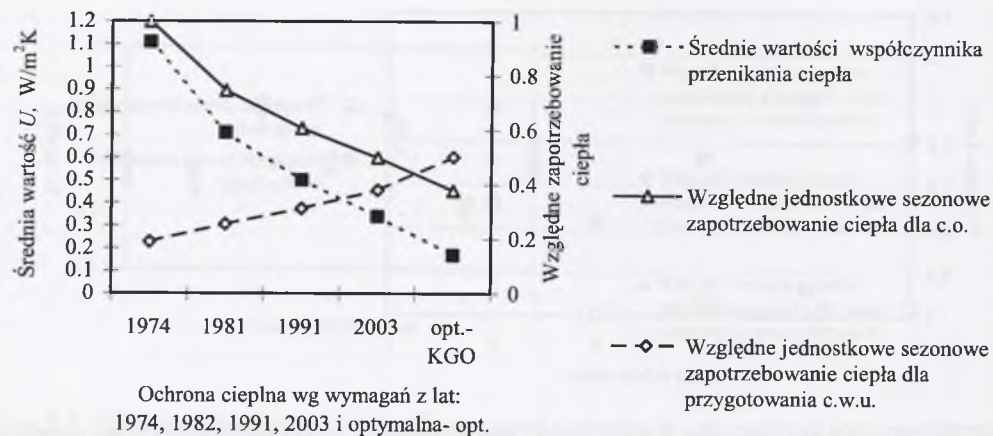
Rys. 8.7. Względne przeciętne roczne koszty inwestycyjne i całkowite wytwarzania ciepła w budynku jednorodzinym słaboociepłym, w zależności od rodzaju źródła ciepła: 1- KGG, 2- KGO, 3- KGGk, 4- KGW, 5- ESPC, 6- źródło multiwalentne

Fig. 8.7. Relative annual average capital and total costs of heat generation in single family house with poor thermal insulation, dependent on heat source type: 1- KGG, 2- KGO, 3- KGGk, 4- KGW, 5- ESPC, 6- multivalent source



Rys. 8.8. Średnie, dla przegród otaczających (bez okien), wartości współczynnika U i względne sezonowe zapotrzebowanie ciepła dla: 1. c.o. (w stosunku do zapotrzebowania dla c.o. budynku z ochroną cieplną według wymagań z roku 1974), 2. c.w.u. (w stosunku do zapotrzebowania dla c.o.i c.w.u.) w budynku wielorodzinnym II w zależności od wymagań

Fig. 8.8. Average U coefficient values of walls (without windows) and average seasonal heat demand for: 1. Central heating (related to heat demand for heating installation in building with thermal protection according requirements from 1974), 2. Domestic hot water (related to heat demand for central heating and domestic hot water) in multifamily building II dependent on the requirements



Rys. 8.9. Średnie, dla przegród (bez okien) otaczających, wartości współczynnika U i względne sezonowe zapotrzebowanie ciepła dla: 1. c.o. (w stosunku do zapotrzebowania dla c.o. budynku z ochroną cieplną według wymagań z roku 1974), 2. c.w.u. (w stosunku do zapotrzebowania dla c.o. i c.w.u.) w budynku jednorodzinnym w zależności od wymagań

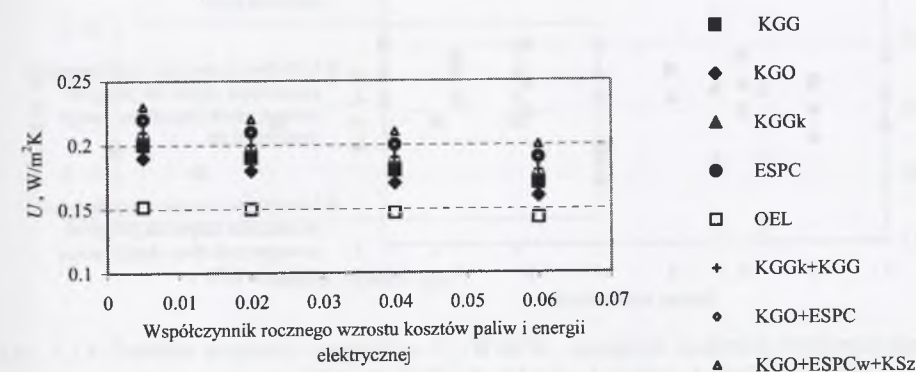
Fig. 8.9. Average U coefficient values of walls (without windows) and average seasonal heat demand for: 1. Central heating (related to heat demand for heating installation in building with thermal protection according requirements from 1974), 2. Domestic hot water (related to heat demand for central heating and domestic hot water) in single family building dependent on the requirements

Względne sezonowe zapotrzebowanie ciepła dla przygotowania c.w.u. zawiera się w zakresie od 0,5 - 0,7 całkowitego zapotrzebowania ciepła budynku z optymalną izolacją cieplną, zależnie od jednostkowego dobowego zapotrzebowania c.w.u. z przedziału: 0,12- 0,06 $m^3/osobę$. Z tym łączy się również znaczny udział mocy nominalnej źródła ciepła dla przygotowania c.w.u. w całkowitej mocy nominalnej źródła ciepła dla budynku. W przypadku układu bezzasobnikowego c.w.u. oraz wyższego jednostkowego zapotrzebowania c.w.u. wymagana moc źródła ciepła będzie decydująco określana przez składnik zapotrzebowania mocy źródła dla c.w.u. Zastosowanie w tych warunkach kotła grzewczego, jako źródła ciepła dla c.o. i c.w.u., wywoła znaczną ilość jego włączeń w czasie sezonu grzewczego. Wykorzystanie pompy ciepła będzie wymagało z tych powodów wprowadzenia do układu źródłowego współpracującego z nią bufora ciepła. Liczbę włączeń zmniejsza zastosowanie zasobnika c.w.u., z czym związane jest jednak większe niebezpieczeństwo skażenia wody bakterią Legionella.

Znaczny udział zapotrzebowania ciepła dla c.w.u. wskazuje na jeden z podstawowych kierunków zmniejszania zużycia ciepła w dobrze izolowanych budynkach: odzyskiwanie ciepła z zużytej ciepłej wody. Innym jest z pewnością racjonalna wentylacja pomieszczeń, z ograniczeniem ilości powietrza doprowadzanego do poszczególnych pomieszczeń do niezbędnego, chwilowego minimum oraz odzyskiwanie ciepła z powietrza odlotowego w przypadku wentylacji mechanicznej.

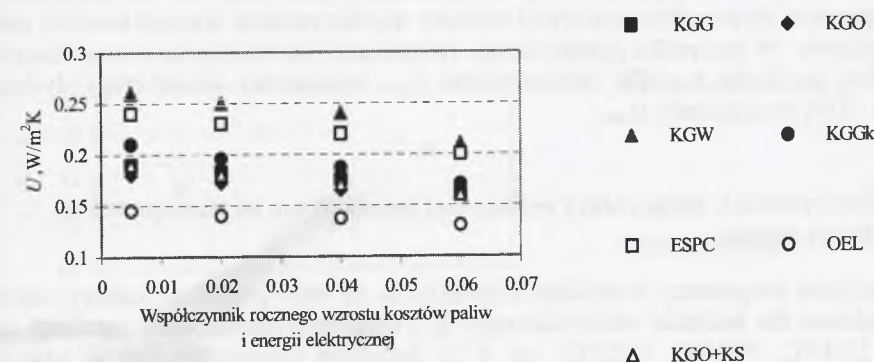
8.1.2. Wpływ współczynnika rocznego wzrostu kosztów paliw i stopy dyskonta na wartość optymalną współczynników przenikania ciepła U przegród

Badania wykonano dla założenia stałych w poszczególnych latach eksploatacji współczynników wzrostu cen paliw i energii elektrycznej w ciągu roku w zakresie od 0,005 do 0,06 (przy stopie dyskonta 0,04) oraz stóp dyskonta: 0,04 - 0,08 (przy współczynniku rocznego wzrostu kosztów paliw-0,02).



Rys. 8.10. Średnie wartości optymalne U , W/m^2K , przegród dla budynku wielorodzinnego II z różnymi źródłami ciepła, zależne od współczynnika rocznego wzrostu kosztów paliw i energii elektrycznej

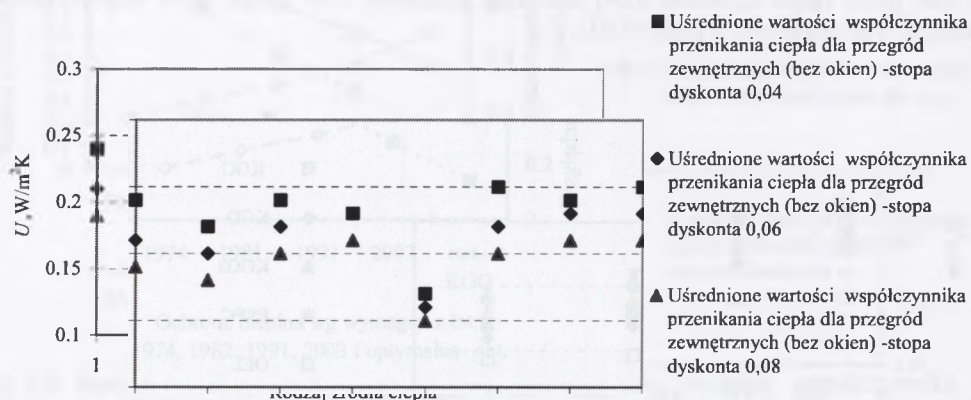
Fig. 8.10. Average optimal values of U -coefficient, W/m^2K , of walls and roof in multifamily building II with different heat sources depending on annual fuel and electric energy price increase coefficient



Rys. 8.11. Średnie wartości optymalne U , W/m^2K , przegród dla budynku jednorodzinnego z różnymi źródłami ciepła, zależne od współczynnika rocznego wzrostu kosztów paliw i energii elektrycznej

Fig. 8.11. Average optimal U values, W/m^2K , of walls for single family building with different heat sources, dependent on annual fuel and electric energy cost increase coefficient

Przyjęto jednakowe wartości współczynników wzrostu kosztów dla paliw i energii elektrycznej.



Rys. 8.12. Wartości optymalne U , W/m^2K , przegród dla budynku wielorodzinnego II ze źródłami ciepła: 1- KGG, 2- KGO, 3- KGGk, 4- ESPC, 5- OEL, 6- KGG+KGGk, 7- KGO+ESPC, 8- ESPC+KGO+KSz w zależności od stopy dyskonta

Fig. 8.12. Optimal values of U -coefficient, W/m^2K , for multifamily building II with heat sources: 1- KGG, 2- KGO, 3- KGGk, 4- ESPC, 5- OEL, 6- KGG+KGGk, 7- KGO+ESPC, 8- ESPC+KGO+KSz depending on rate of discount

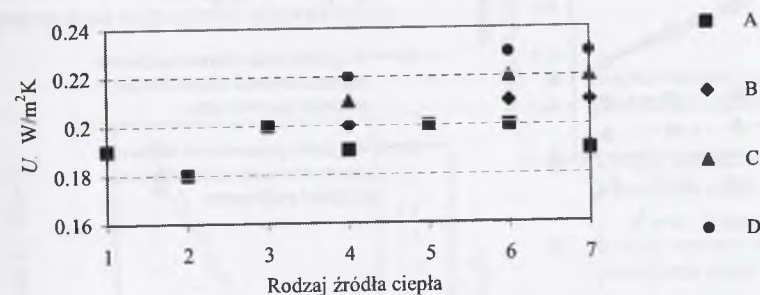
Podane zmiany U_{opt} umożliwiają prognozowanie optymalnego stanu ochrony cieplnej budynku w zależności od przewidywanych (zakładanych jako stałe lub też uśrednionych w rozpatrywanym okresie obliczeniowym) wartości współczynników wzrostu kosztów paliw i stopy dyskonta. W przypadku jednokrotnego zwiększenia współczynnika wzrostu kosztów paliw należy się liczyć z $\sim 10\%$ zmniejszeniem U_{opt} , jednokrotny wzrost stopy dyskonta powoduje $\sim 15\%$ zmniejszenie U_{opt} .

8.1.3. Wpływ rodzaju i temperatury nominalnej instalacji c.o. na stan optymalny ochrony cieplnej

Badania wpływu temperatury nominalnej instalacji c.o. na stan optymalny ochrony cieplnej przeprowadzono dla budynku wielorodzinnego II i temperatury nominalnej instalacji c.o.: $70/55^\circ C$, $55/45^\circ C$, $45/35^\circ C$, $35/28^\circ C$ - rys. 8.13. Instalacja wyposażona jest w grzejniki konwekcyjne.

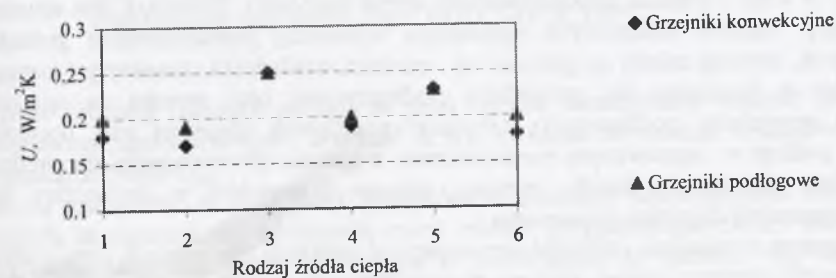
W celu określenia wpływu rodzaju instalacji c.o. na ochronę cieplną i względne zapotrzebowanie ciepła budynku wyznaczono stan optymalnej ochrony cieplnej dla budynku jednorodzinego z instalacją c.o. wyposażoną w grzejniki konwekcyjne typu płytowego i typowe grzejniki podłogowe dla temperatury nominalnej czynnika grzewczego $55/45^\circ C$ - rys. 8.14. W kosztach inwestycyjnych grzejników podłogowych uwzględniono jedynie te składniki materiałowe, które dotyczą bezpośrednio ich konstrukcji. W związku z tym pominięto między innymi koszty pokrycia warstwy wierzchniej grzejnika. Pominięto również

różnicę kosztów przetwarzania czynnika grzewczego w instalacjach z grzejnikami konwekcyjnymi i podłogowymi. Przedstawione na rys. 8.15 przebiegi średniosezonowej wymaganej temperatury powietrza wewnętrznego określono jako wartości średnie tej temperatury dla wszystkich pomieszczeń mieszkalnych budynku z wyłączeniem łazienki, WC i korytarzy.



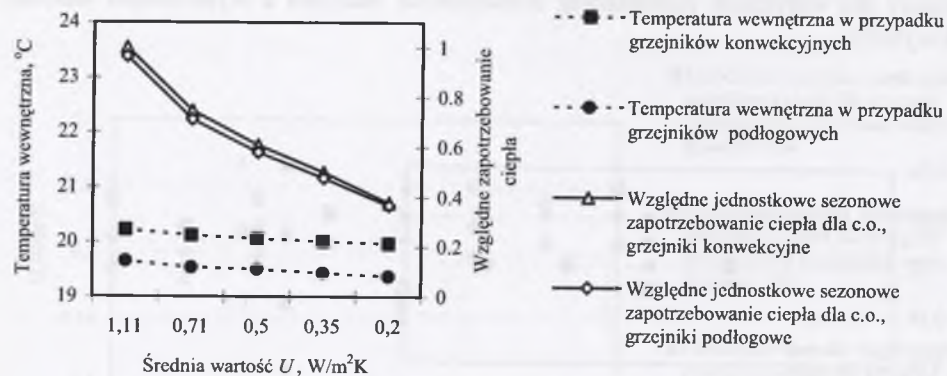
Rys. 8.13. Średnie wartości optymalne U , W/m^2K , przegród budynku wielorodzinnego II i źródeł ciepła: 1- KGG, 2- KGO, 3- KGGk, 4- ESPC, 5- KGG+KGGk, 6- KGO+ESPC, 7- KGO+ESPC+KSz w funkcji temperatury nominalnej instalacji c.o. Poszczególne przypadki dotyczą: A - $t_1/t_2 = 70/55^\circ C$, B - $t_1/t_2 = 55/45^\circ C$, C - $t_1/t_2 = 45/35^\circ C$, D - $t_1/t_2 = 35/25^\circ C$

Fig. 8.13. Average optimal U values, W/m^2K , of walls for multi family building II with different heat sources: 1- KGG, 2- KGO, 3- KGGk, 4- ESPC, 5- KGG+KGGk, 6- KGO+ESPC, 7- KGO+ESPC+KSz dependant on nominal heating installation temperature. Particular cases considered: A - $t_1/t_2 = 70/55^\circ C$, B - $t_1/t_2 = 55/45^\circ C$, C - $t_1/t_2 = 45/35^\circ C$, D - $t_1/t_2 = 35/25^\circ C$



Rys. 8.14. Średnie wartości optymalne U , W/m^2K , przegród pionowych dla budynku jednorodzinego I i źródeł ciepła: 1- KGG, 2- KGO, 3- KGW, 4- KGGk, 5- ESPC, 6- OEL, 7- KGO+KSz w zależności od rodzaju grzejników c.o.

Fig. 8.14. Average optimal U values, W/m^2K , of vertical walls for single family building I with different heat sources: 1- KGG, 2- KGO, 3- KGW, 4- KGGk, 5- ESPC, 6- OEL, 7- KGO+KSz related to radiator type



Rys. 8.15. Wymagana, średniosezonowa temperatura wewnętrzna t_i i względne zapotrzebowanie ciepła dla c.o. w budynku jednorodzinny w zależności od jego izolacji cieplnej, charakteryzowanej przez średnie U , i rodzaju grzejników

Fig. 8.15. Average required seasonal room temperature t_i and relative heat demand for central heating in single family house dependent on thermal insulation level characterized by average U value and on the radiator type

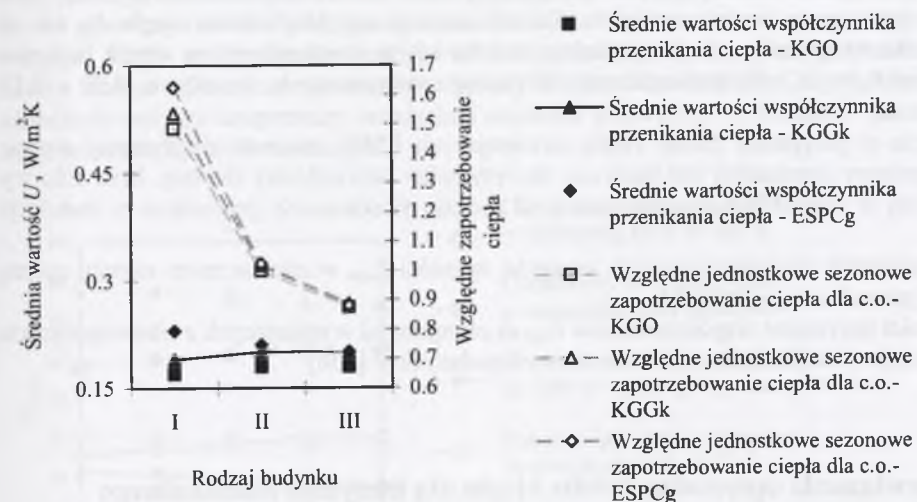
Rodzaj stosowanych grzejników instalacji c.o. wpływa nieznacznie na stan optymalny ochrony cieplnej budynku, przy czym większy obserwuje się w przypadku stosowania źródeł, którym przyporządkowany jest wyższy jednostkowy koszt całkowity wytwarzanego ciepła. Rodzaj grzejników oddziałuje na stan optymalny ochrony cieplnej poprzez różną wymaganą temperaturę wewnętrzną t_i oraz różną redukcję nakładów inwestycyjnych na instalację c.o. wraz z poprawą izolacji cieplnej budynku. Zastosowanie instalacji c.o. wyposażonej w grzejniki konwekcyjne odpowiada wyższej wymaganej temperaturze wewnętrznej t_i (a więc i większe zapotrzebowanie ciepła budynku). Silniejszy jest również stopień redukcji kosztów całkowitych ogrzewania wywołany powiększeniem grubości izolacji przegród, bowiem zależy on głównie od wartości wykładnika charakterystycznego dla grzejników m (mniejszy dla grzejników podłogowych) oraz wynika ze sposobu lokalizowania grzejników podłogowych. Grzejniki podłogowe obejmują całą dostępną powierzchnię podłogi w ogrzewanym pomieszczeniu, a zmiana ich wydajności nominalnej uzyskiwana jest głównie na skutek zmiany: odstępów przewodów w węzownicy lub temperatury nominalnej czynnika grzewczego.

Poziom temperatury nominalnej czynnika grzewczego w instalacji c.o. ujawnia swój wpływ na stan optymalny ochrony cieplnej, głównie poprzez związek ze sprawnością wytwarzania ciepła oraz nakładami inwestycyjnymi na instalację c.o., zależnymi od wymaganej powierzchni grzejników. Dla źródeł ciepła typu: pompa ciepła, kocioł grzewczy kondensacyjny wpływ tych czynników na koszt całkowity uzyskania wymaganej temperatury wewnętrznej w budynku jest przeciwny. W przypadku pompy ciepła wzrost sprawności wytwarzania ciepła ma charakter dominujący. Obniżeniu temperatury nominalnej czynnika grzewczego towarzyszy również wzrost sprawności przekazania ciepła od źródła do ogrzewanego pomieszczenia oraz zmniejszenie wymaganej temperatury wewnętrznej, z czym związane jest zmniejszenie kosztów ogrzewania. Wyrazem tych

oddziaływań jest istotny wpływ poziomu temperatury nominalnej instalacji c.o. na stan optymalny ochrony cieplnej budynku w przypadku zastosowania w nim źródła ciepła zawierającego pompę ciepła oraz pomijalny dla innych źródeł ciepła.

8.1.4. Wpływ rodzaju budynku mieszkalnego na stan optymalny ochrony cieplnej

Współczynniki optymalne U wyznaczano dla przyjętych do analizy budynków ze źródłami ciepła w postaci: KGO, KGGk oraz ESPCg. Źródła zasilają w ciepło instalację c.o. zaopatrzoną w grzejniki konwekcyjne.



Rys. 8.16. Średnie optymalne dla przegród otaczających (bez uwzględniania okien) wartości U i względne sezonowe zapotrzebowanie ciepła dla c.o. (55/45°C) w zależności od kubatury budynku i rodzaju źródła ciepła: KGO, KGGk, ESPC

Fig. 8.16. Average optimal U values of building envelope (without windows) and relative heat demand for central heating installation (55/45°C) dependent on building cubature and heat source type: KGO, KGGk, ESPC

Wzrost kubatury budynku pociąga za sobą ogólnie zmniejszenie wartości jednostkowego sezonowego zapotrzebowania, a w ślad za tym zwiększa się wartość średnia współczynnika przenikania ciepła U_{opt} .

Inaczej jest jednak w przypadku budynków ze źródłami zawierającymi ESPC. Tutaj, ze względu na ograniczenie minimalnej mocy źródła (przygotowanie c.w.u.) wartości U_{opt} dla budynków jednorodzinnych są większe w porównaniu do wartości U_{opt} dla budynków wielorodzinnych średnich.

8.1.5. Podsumowanie

Zasadnicze stwierdzenia dotyczące optymalnych współczynników U przegród zewnętrznych można sprowadzić do następujących:

- uśrednione dla całej powłoki budynku współczynniki U_{opt} przyjmują mniejsze wartości dla budynku jednorodzinny,
- wartości optymalne współczynników U ścian pionowych są funkcją orientacji przegród,

- wartości optymalne współczynników U zależą od współczynnika rocznego wzrostu kosztów paliw i energii elektrycznej. Zależność ta jest tym silniejsza, im mniejsze są jednostkowe koszty wytwarzania ciepła. Stan optymalny współczynników U jest również funkcją założonej stopy dyskonta - z jej wzrostem wiąże się zmniejszenie wartości optymalnej współczynników U . Jednokrotne zwiększenie współczynnika wzrostu kosztów paliw wywołuje zbliżone do 10%, a jednokrotny wzrost stopy dyskonta do 15% zmniejszenie U_{opt} ,
- jednostkowe sezonowe zapotrzebowanie ciepła budynku z optymalną izolacją cieplną (i zastosowaniem nowoczesnych okien) nie przekracza 35% sezonowego zapotrzebowania ciepła budynku z tradycyjnymi przegrodami bez dodatkowej izolacji cieplnej, lecz wyposażonego w nowoczesne okna. Udział rocznego zapotrzebowania ciepła dla c.o. w budynku z optymalną izolacją cieplną w całkowitym zapotrzebowaniu ciepła budynku wynosi 0,5 - 0,7 dla jednostkowego dobowego zużycia c.w.u. z zakresu: 0,06 - 0,12 m³/osobę,
- jedynie w przypadku źródeł ciepła zawierających ESPC zauważa się wyraźny wpływ temperatury nominalnej instalacji c.o. na optymalny stan ochrony cieplnej. Stan ochrony cieplnej w niewielkim stopniu zależy od rodzaju stosowanych grzejników w instalacji c.o.,
- dla typowych wielowarstwowych przegród wartości U_{opt} w nieznacznym stopniu zależą od U początkowego przegród,
- wartości optymalne współczynników U_{opt} są mniejsze od wynikających z obowiązujących przepisów [143] i różnią się nieznacznie od podanych w [136].

8.2. Rozwiązania optymalne źródła ciepła dla budynku mieszkalnego

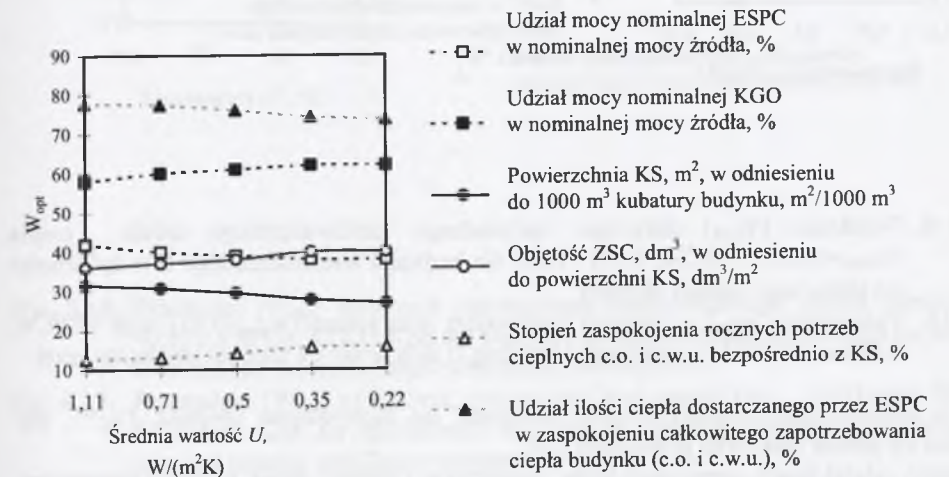
Przyjęto, że postać multiwalentnego źródła ciepła wyznaczana jest przez: moc nominalną kotła grzewczego, moc nominalną pompy ciepła, powierzchnię kolektorów słonecznych oraz objętość zasobnika ciepła słonecznego. Zakładano wykorzystanie wody pobieranej ze studni lub gruntu, poprzez wymiennik poziomy, jako dolne źródła ciepła dla pomp ciepła (ESPCw, ESPCg) w źródłach multiwalentnych i biwalentnych. Przewidziano możliwość zainstalowania kolektorów płaskich z selektywnym pokryciem absorbera (KSz) bądź wysoko sprawnych próżniowo – rurowych (KSw). W badaniach przyjmowano obniżone wartości nakładów inwestycyjnych na elementy układu solarnego: KS i ZSC. Stopień zmniejszenia tych kosztów w stosunku do rzeczywistych był równy zakładanej dotacji społecznej - w_{dots} . Praca kolektorów słonecznych odbywa się głównie z pierwszeństwem zaopatrzenia w ciepło instalacji c.o.

Powierzchnie KS odnoszono do 1 m³ kubatury użytkowej budynku, inaczej niż w [18, 93, 106, 122, 172]. W wymienionych pracach podaje się jednostkowe powierzchnie KS w stosunku do 1 mieszkańca lub przyjmuje się, że powierzchnia całkowita jest sumą powierzchni przypisanej podgrzewaniu c.w.u. (wówczas jednostkowa powierzchnia wyrażana jest w m²/mieszkańca) oraz powierzchni „odpowiedzialnej” za wspomaganie wytwarzania ciepła dla c.o. i wyrażanej w m²/m² powierzchni użytkowej budynku [122, 172]. Ponieważ obie części KS dostarczają ciepło do wspólnego bufora, a stąd następuje dystrybucja gromadzonego ciepła do układu przygotowania c.w.u. i c.o. zależnie od chwilowych potrzeb, więc taki podział powierzchni KS wydaje się nie zawsze uzasadniony. Różne stany ochrony cieplnej wyrażano na rysunkach poprzez wymagane maksymalne, przeciętne dla całej obudowy budynku (bez uwzględniania okien) wartości współczynników U , które dla wymagań ochrony cieplnej zgodnej z [126],[127], [128] i [143] wynoszą: 1,11,

0,71, 0,50, 0,35W/m²K, natomiast dla optymalnej ochrony cieplnej zbliżone są do: 0,22W/m²K.

8.2.1. Postać optymalna multiwalentnego źródła ciepła w zależności od stanu ochrony cieplnej budynku

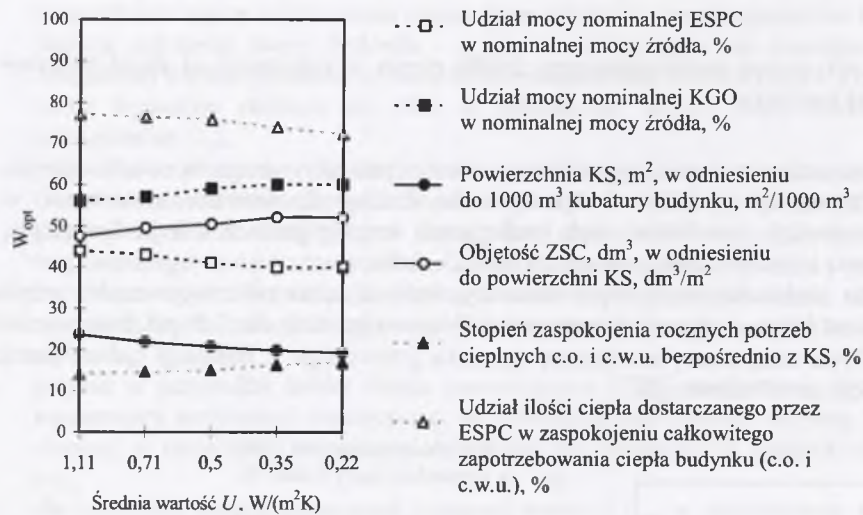
Rozważano stany ochrony cieplnej zgodnie z wymienionymi już wymaganiami oraz ochronę optymalną. Obserwacji poddano budynek wielorodzinny II, bowiem stosowanie w budynkach jednorodzinnych źródeł ciepła grupujących w sobie jednocześnie pompę ciepła, kocioł grzewczy i kolektory słoneczne uznano za niecelowe. Przyjęte źródło multiwalentne zawiera elementy, których sprawność wytwarzania ciepła zależy istotnie od nominalnej temperatury pracy. Wobec tego badaniem objęto tutaj również określenie wpływu temperatury nominalnej czynnika grzewczego w instalacji c.o. na postać optymalną źródła multiwalentnego.



Rys. 8.17. Wielkości (W_{opt}) dotyczące optymalnego multiwalentnego źródła ciepła ($w_{dots}=0,8$) z ESPCw, KGO i KSz w zależności od izolacji cieplnej budynku

Fig. 8.17. Parameters (W_{opt}) connected to optimal multivalent heat source ($w_{dots}=0,8$) with ESPCw, KGO and KSz depending on building thermal insulation

Polepszenie stanu ochrony cieplnej wiąże się ze zmniejszeniem jednostkowej powierzchni F_{KS}^{opt} (dla założonej stopy dotacji), przy czym stopień obniżenia F_{KS}^{opt} jest słabszy od przynależnego obniżenia sezonowego zapotrzebowania dla c.o. Dzieje się tak za sprawą zmniejszającej się efektywności pracy układu solarnego wraz z poprawą ochrony cieplnej oraz stałego zapotrzebowania ciepła dla przygotowania c.w.u. Obniżenie efektywności związane jest z ograniczeniem zapotrzebowania ciepła dla c.o. (w związku z przesuwaniem „granicy ogrzewania” w stronę niższych temperatur) przy wyższych t_e – zapotrzebowaniu temu towarzyszą niższe temperatury zużywanego ciepła w przypadku pracy układu solarnego, głównie na potrzeby c.o. w okresie grzewczym.



Rys. 8.18. Wielkości (W_{opt}) dotyczące optymalnego multiwalentnego źródła ciepła ($w_{dots}=0,85$) z ESPCw, KGO i KSw dla budynku wielorodzinnego II w zależności od stanu jego izolacji cieplnej

Fig. 8.18. Parameters (W_{opt}) of optimal multivalent heat source ($w_{dots}=0,85$) with ESPCw, KGO and KSw for multifamily building II dependant on thermal insulation level

Wraz z polepszeniem ochrony cieplnej zwiększa się jednostkowa objętość V_{ZSC}^{opt} , nie zwiększa się jednak całkowita pojemność ZSC.

Optymalny udział mocy nominalnej kotła grzewczego i pompy ciepła w mocy nominalnej źródła ciepła zależy w niewielkim stopniu, dla danego rodzaju budynku wielorodzinnego, od jego izolacji cieplnej. Podobny jest wpływ temperatury nominalnej instalacji c.o. dla jej przedziału zmienności $35 \leq t_i^N \leq 55^\circ C$.

Wzrost izolacji cieplnej budynku powoduje wzrost stopnia pokrycia potrzeb cieplnych budynku ciepłem pozyskiwanym z kolektorów słonecznych o optymalnej powierzchni.

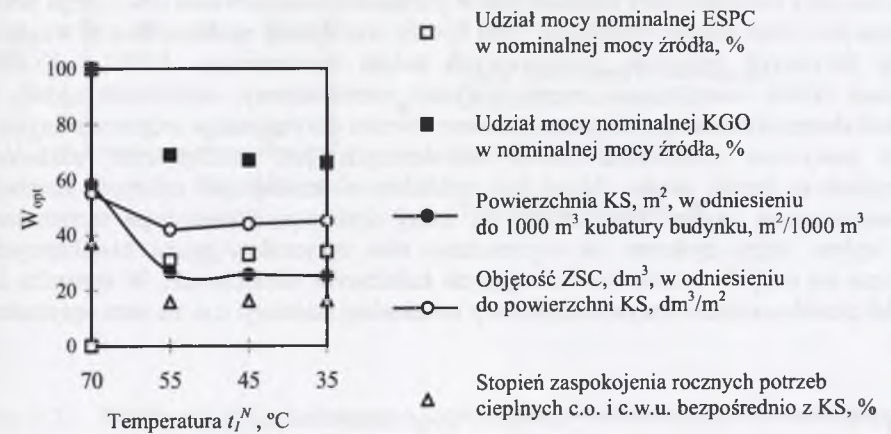
Optymalna powierzchnia KS i objętość ZSC zależą od przyjętej stopy dotacji społecznej.

Niższym kosztom jednostkowym wytwarzania ciepła odpowiada mniejsza powierzchnia optymalna kolektorów słonecznych.

Zakładając, że na całkowitą F_{KS}^{opt} składa się część tej powierzchni związana z pozyskiwaniem ciepła dla układu przygotowania c.w.u. i przyjmując typową powierzchnię tej części jako: 1,0 - 1,2 m²/os. [122,138], można wyznaczyć powierzchnię kolektorów „przypisaną” zasilaniu w ciepło instalacji c.o. Określone w ten sposób optymalne powierzchnie KS dla budynków słabo ocieplonych i odpowiadające większym stopom dotacji społecznej są zgodne z zalecanymi dla dużych systemów słonecznych [138], dla których powierzchnię KS dla celów wspomaganie instalacji c.o. należy przyjmować jako: 0,03- 0,05 m²/ m² powierzchni ogrzewanej budynku lub jako 0,3- 0,5 m²/osobę.

Optymalna objętość ZSC w stosunku do powierzchni KS jest mniejsza od zalecanej (50-100 dm³/m²) w [122] i zbliżona do podanej w [22, 23]- 0,015-0,030 m³/dm³ lub w [138]- 50-60

dm³/m² bądź dolnej granicy (37,5-300 dm³/m²) zawartej w [86]. Wynika to ze stosunkowo wysokich kosztów magazynowania energii w stosowanych buforach - zbiornikach lokowanych w pomieszczeniach piwnicznych.



Rys. 8.19. Wielkości (W_{opt}) dotyczące optymalnego multiwalentnego źródła ciepła ($w_{dots}=0,8$) z ESPCg, KGO i KSw dla budynku wielorodzinnego II (izolacja optymalna) w zależności od temperatury nominalnej instalacji c.o.

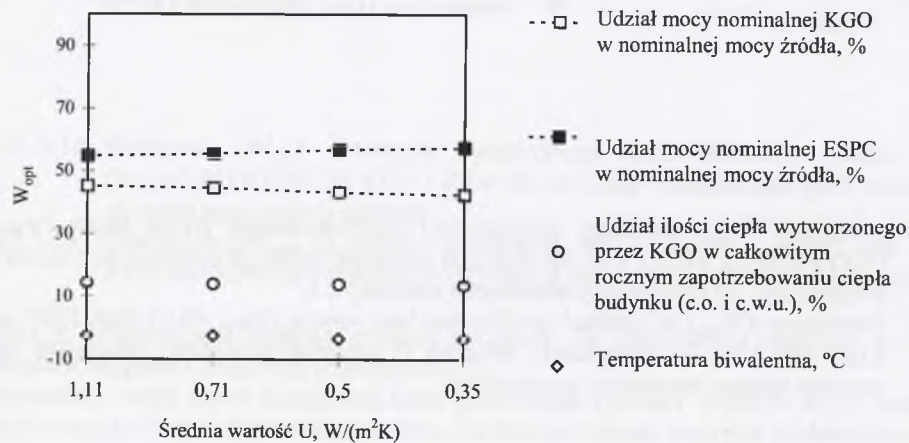
Fig. 8.19. Parameters (W_{opt}) of optimal multivalent heat source ($w_{dots}=0,8$) with ESPCg, KGO and KSw for multifamily building II (optimal insulation) dependant on nominal heating installation temperature

Optymalna jednostkowa powierzchnia wysoko sprawnych kolektorów próżniowych KSw zastosowanych w miejsce kolektorów płaskich KSz, tak aby uzyskać zbliżony stopień pokrycia potrzeb cieplnych bezpośrednio z KS, jest o około 25% mniejsza od wymaganej dla KSz. Z przyjęciem kolektorów KSw w miejsce KSz wiąże się również konieczność wyższej stopy dotacji społecznej. Zastąpienie KSz przez KSw wpływa wówczas tylko nieznacznie na udziały mocy nominalnych kotła grzewczego i pompy ciepła w wymaganej mocy nominalnej źródła ciepła.

8.2.2. Postać optymalna biwalentnego źródła ciepła w zależności od stanu ochrony cieplnej budynku

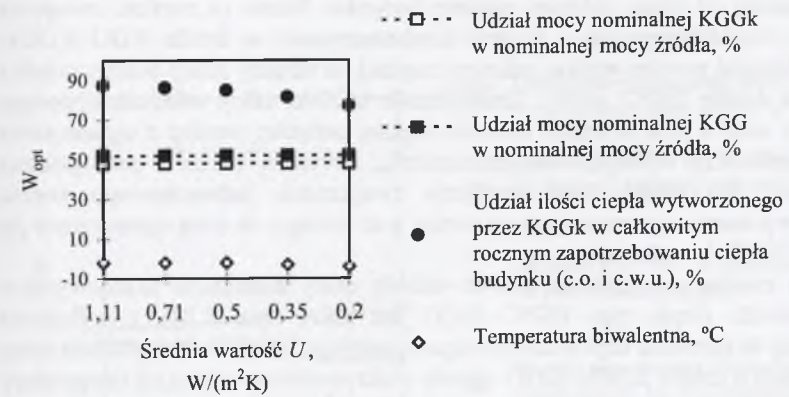
Rozważano źródła biwalentne zawierające współpracujące ze sobą: kotły grzewcze gazowe KGG i gazowe kondensacyjne KGGk oraz kotły grzewcze olejowe KGO łączone z elektryczną sprężarkową pompą ciepła ESPC. Do źródeł tych zaliczono również układy KGO lub ESPC, współpracujące z kolektorami słonecznymi KS. W przypadku połączenia

KGO i KS rozpatrywano także pracę kolektorów KS w takim układzie z priorytetem przygotowania c.w.u.. Oznacza to zasilanie w ciepło instalacji lub zasobnika ciepła słonecznego w trakcie podstawowego ładowania czynnikiem wyprowadzanym z układu solarnego o temperaturze 60°C. Założono równoległą współpracę elementów źródłowych, tzn. przy wyższych temperaturach powietrza zewnętrznego pracuje samodzielnie urządzenie podstawowe, przy temperaturach niższych lub w przypadku podgrzewania c.w.u. jego praca uzupełniana jest przez drugie urządzenie. Taki sposób współpracy możliwy jest ze względu na rodzaj przyjętych urządzeń podstawowych źródła biwalentnego: ESPC i KGGk. Analizowane źródła zaopatrują w ciepło budynek wielorodzinny, aczkolwiek układy z kolektorami słonecznymi mogą być przewidywane również dla budynków jednorodzinnych. Głównym motywem stosowania źródeł biwalentnych jest zmniejszenie nakładów inwestycyjnych na źródło ciepła. Udział tych nakładów w przeciętnych rocznych kosztach wytwarzanego przez źródło ciepła zależy od stopy dyskonta. Wobec tego rozpatrzono również wpływ stopy dyskonta na wyznaczany stan optymalny źródeł biwalentnych. Ograniczono się tutaj do źródeł nie zawierających kolektorów słonecznych. W stosunku do tych źródeł określono także wpływ temperatury nominalnej instalacji c.o. na stan optymalny źródła.



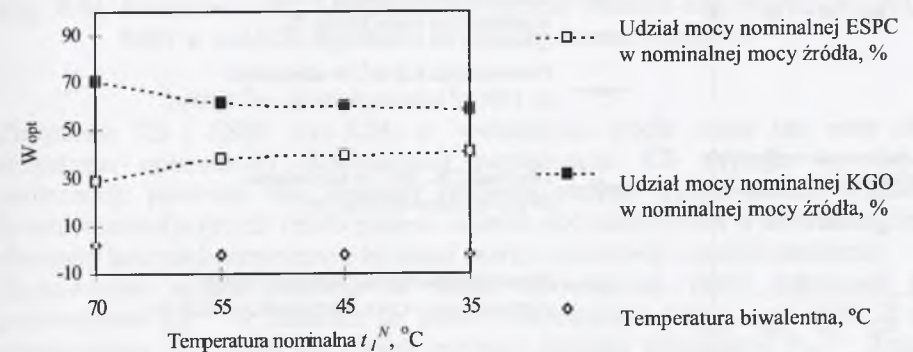
Rys. 8.20. Wielkości (W_{opt}) dotyczące optymalnego biwalentnego, równoległego źródła ciepła z ESPCw i KGO w zależności od izolacji cieplnej budynku

Fig. 8.20. Parameters (W_{opt}) of optimal bivalent, parallel heat source with ESPCw and KGO dependant on thermal insulation level



Rys. 8.21. Wielkości (W_{opt}) dotyczące optymalnego biwalentnego, równoległego źródła ciepła z KGGk i KGG w zależności od jego izolacji cieplnej budynku

Fig. 8.21. Parameters (W_{opt}) of optimal bivalent, parallel heat source with KGGk and KGG dependant on thermal insulation level



Rys. 8.22. Wielkości (W_{opt}) dotyczące optymalnego biwalentnego, równoległego źródła ciepła z ESPCg i KGO dla budynku z optymalną izolacją cieplną w zależności od temperatury nominalnej instalacji c.o.

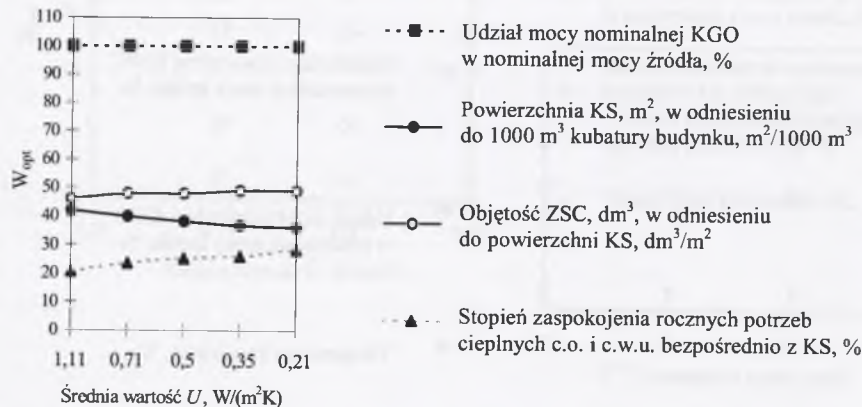
Fig. 8.22. Parameters (W_{opt}) of optimal bivalent, parallel heat source with ESPCg and KGO in building with optimal thermal insulation dependant on nominal heating installation temperature

W przypadku źródeł biwalentnych: KGGk-KGG udziały mocy nominalnych tych elementów w mocy nominalnej źródła ciepła zbliżone są do 50%/50%, natomiast dla źródeł ESPC-KGO

wynoszą ok. 40%/60% -rys. 8.20 i 8.21. Udziały mocy nominalnych elementów składowych: KGGk, KGG nie zależą od stanu ochrony cieplnej budynku. Warto tu zwrócić uwagę na nieobecność bufora współpracującego z kotłem kondensacyjnym w źródle KGG+KGGk. Zauważalny jest natomiast pewien wpływ ochrony cieplnej na udziały mocy pompy ciepła i kotła grzewczego w źródle ESPC- KGO. Zmniejszenie udziału mocy nominalnej pompy ciepła w tym źródle wraz z polepszeniem izolacji cieplnej budynku wynika z ograniczenia zapotrzebowania ciepła przy wyższych temperaturach t_e , a więc w obszarze samodzielnej pracy pompy ciepła. Na skutek tego następuje zwiększenie jednostkowego kosztu całkowitego ciepła wytwarzanego przez pompę ciepła, a to pociąga za sobą ograniczenie jej mocy nominalnej w źródle biwalentnym.

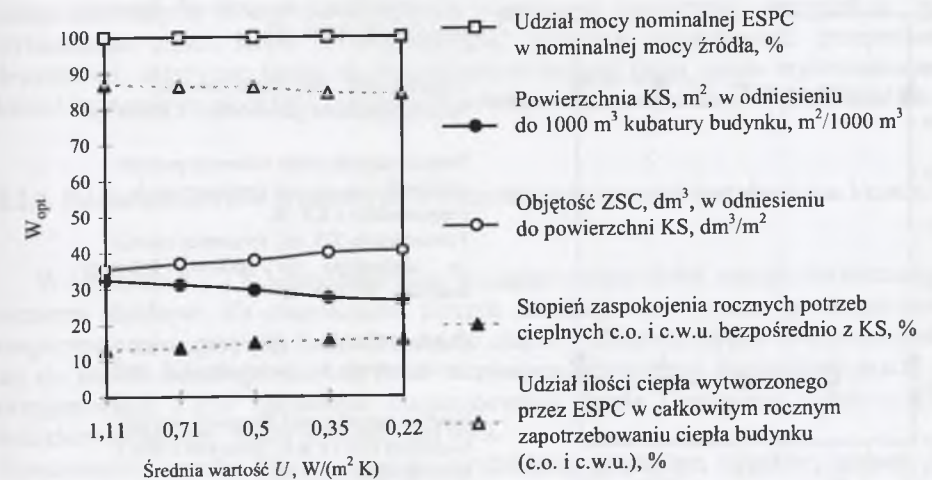
Wpływ temperatury nominalnej instalacji c.o. na udziały mocy elementów składowych w mocy nominalnej źródła ciepła typu ESPC- KGO jest słaby (rys. 8.22), z wyjątkiem temperatury zbliżonej do poziomu najwyższych rozpatrywanych: 70/55°C. Badania wykazały również, że w przypadku źródła KGGk- KGG udziały praktycznie nie zależą od temperatury nominalnej w instalacji c.o.

W rozważaniach uwzględniano jedynie kotły grzewcze stojące. Zastosowanie kotłów wiszących mogłoby zmienić uzyskane wyniki na skutek znacznej różnicy nakładów inwestycyjnych dla tych kotłów.



Rys. 8.23. Wielkości (W_{opt}) dotyczące optymalnego biwalentnego źródła ciepła ($w_{dots}=0,7$) z KGO i KSz w zależności od izolacji cieplnej budynku

Fig. 8.23. Parameters (W_{opt}) connected to optimal bivalent heat source ($w_{dots}=0,7$) with KGO and KSz depending on building thermal insulation

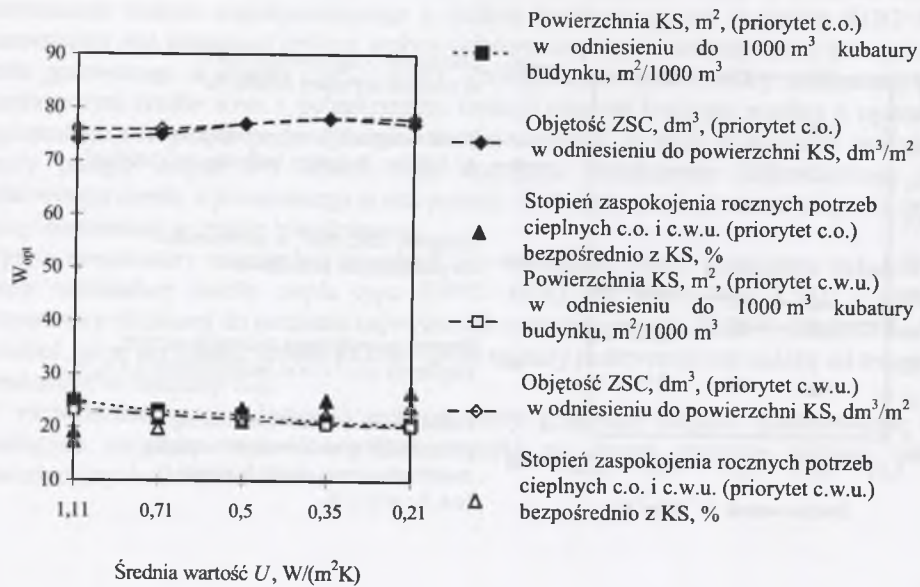


Rys. 8.24. Wielkości (W_{opt}) dotyczące optymalnego biwalentnego źródła ciepła ($w_{dots}=0,75$) z ESPCw i KSz w zależności od izolacji cieplnej budynku

Fig. 8.24. Parameters (W_{opt}) connected to optimal bivalent heat source ($w_{dots}=0,75$) with ESPCw and KSz depending on building thermal insulation

Połączenie KS i ESPC (rys. 8.24) w biwalentnym źródle ciepła jest mało efektywne (uzyskanie opłacalności ekonomicznej zastosowania KS wymaga wysokiej dotacji społecznej), ponieważ oba elementy źródłowe cechuje wysoki poziom jednostkowych kosztów inwestycyjnych i niski poziom kosztów eksploatacyjnych wytworzenia ciepła. Oba elementy korzystają zazwyczaj z tej samej energii wejściowej - energii słonecznej. Zastosowaniu układu solarnego w źródle zawierającym ESPC odpowiada mniejsza powierzchnia F_{KS}^{opt} w stosunku do źródła zawierającego KGO - rys. 8.24. Z mniejszą powierzchnią F_{KS}^{opt} wiążą się również mniejsze objętości jednostkowe V_{ZSC}^{opt} . Zmniejszona moc układu solarnego wynika z częściowego rozładowywania ZSC przez ESPC oraz głównie z niższych kosztów eksploatacyjnych źródła z ESPC, bowiem przyjęto, że włączenie układu solarnego do źródła ciepła nie zmniejsza sumarycznej mocy nominalnej elementów źródła (a więc i nakładów inwestycyjnych na te elementy), nie wchodzących w skład układu solarnego.

W przypadku źródeł ciepła zawierających pompy ciepła optymalne powierzchnie KS i ZSC są mniejsze od zalecanych [19, 22, 23, 122, 137]. Przyczyną tego są mniejsze koszty wytwarzanego ciepła (rys. 8.6 i 8.7) w źródle z ESPC w porównaniu do źródeł zawierających KGO i związany z tym bardziej znaczący udział ilości ciepła dostarczanego z ESPC do układu przygotowania c.w.u.



Rys. 8.25. Wielkości (W_{opt}) dotyczące optymalnych źródeł ciepła: 1.KGO, KSw - priorytet c.o., 2.KGO, KSw- priorytet c.w.u. dla budynku wielorodzinnego II w zależności od stanu jego izolacji cieplnej budynku ($w_{dots}=0,80$)

Fig. 8.25. Parameters (W_{opt}) of optimal heat sources: 1.KGO, KSw - priority for central heating, 2.KGO, KSw- priority for domestic hot water in multifamily building II dependent on the thermal insulation level ($w_{dots}=0,80$)

Zastąpienie kolektorów płaskich KSz przez kolektory wysoko sprawne KSw (rys. 8.25) w źródle biwalentnym, przy założeniu uzyskania podobnego pokrycia potrzeb z układu solarnego, wiąże się ze zmniejszeniem optymalnej jednostkowej powierzchni kolektorów o ok. 25%. Wzrasta przy tym wartość optymalna jednostkowej objętości zasobnika ciepła ZSC. Zwiększenie jednostkowej objętości zasobnika wywołane jest większą sprawnością kolektorów i zmianą proporcji nakładów na kolektory słoneczne i zasobnik ciepła, przejawiającą się wzrostem kosztów pozyskiwania ciepła w KS w stosunku do kosztów gromadzenia ciepła w zasobniku ZSC - koszt kolektorów próżniowych jest prawie dwukrotnym kosztem kolektorów płaskich. Uzyskuje się przy tym podobne zmiany wielkości elementów układu solarnego w funkcji ochrony cieplnej budynku jak w przypadku multiwalentnego źródła ciepła, co wynika z dominującego udziału ciepła wytwarzanego przez pompę ciepła w całkowitym zapotrzebowaniu ciepła w obu rodzajach źródła ciepła. Udział mocy elementów składowych w mocy nominalnej biwalentnego źródła ciepła nie zawierającego kolektorów słonecznych nie zależy praktycznie od wartości stopy dyskonta w zakresie jej zmian od 0,04 - 0,08.

Wielkości optymalne dotyczące układu solarnego zależą od stanu izolacji cieplnej budynku-rys. 8.23 – 8.25. Przebieg krzywych jednostkowych powierzchni KS jest jednak dość płaski, co świadczy o znaczącym wpływie zapotrzebowania ciepła na przygotowanie c.w.u. na wielkości optymalne układu solarnego.

Uwzględnienie w analizach dotyczących określania optymalnego źródła ciepła zawierającego KGO i ESPC nakładów ciepła na przeprowadzenie dezynfekcji termicznej nie powinno znacząco zmienić przedstawianych wyników. Zakładając, że ciepło na dodatkowe podgrzanie ciepłej wody, dla uzyskania wymaganej temperatury dezynfekcji, zostanie wytworzone przez KGO i uwzględniając zalecaną częstotliwość przeprowadzania dezynfekcji, należy się liczyć ze zwiększeniem rocznej ilości ciepła wytwarzanego przez kocioł wynoszącym około 4% rocznego zapotrzebowania ciepła dla przygotowania c.w.u.

8.2.3. Udział elementów źródłowych w zaspokajaniu potrzeb instalacji c.o. i c.w.u.

W tablicach 8.1 - 8.3 przedstawiono względne roczne ilości energii dostarczonej przez elementy źródłowe dla zaspokojenia potrzeb instalacji c.o. i c.w.u., po pominięciu strat magazynowania i przesyłu na drodze: źródła ciepła - odbiorniki ciepła. Wielkości odnoszące się do układu solarnego dotyczą ilości ciepła przekazywanego do instalacji c.o. i układu przygotowania c.w.u. Sprawność magazynowania ciepła i transportu ciepła w obrębie: kolektory słoneczne - bufor przyjęto jako 90%. Przedstawione wyniki dotyczą wyznaczonych, jako optymalne, układów: izolacja cieplna budynku - źródło ciepła (biwalentne, multiwalentne) dla budynku wielorodzinnego II. W obrębie źródła ciepła oznacza to różne powierzchnie kolektorów słonecznych i pojemności buforów ciepła, a w odniesieniu do ochrony cieplnej - różne stany izolacji cieplnej przegród zewnętrznych, zależnie od rodzaju rozpatrywanego źródła ciepła. Postać optymalna źródła i ochrony cieplnej jest również rezultatem przyjętej stopy dotacji społecznej do kosztów inwestycyjnych układu solarnego, różnej dla poszczególnych źródeł ciepła.

Tablica 8.1

Względne roczne ilości energii związane z elementami optymalnie ukształtowanego multiwalentnego źródła ciepła ($w_{dots}=0,8$) z ESPCg, KGO i KSz

Sezonowe zapotrzebowanie ciepła na granicy źródła ciepła 1,0				
Sezonowe zapotrzebowanie ciepła na potrzeby c.o. 0,45		Sezonowe zapotrzebowanie ciepła na potrzeby c.w.u. 0,55		
Ilość ciepła dostarczona przez SPC i KS do instalacji c.o. i układu przygotowania c.w.u. 0,88				
Ilość ciepła pobranego z KS i wykorzystanego w instalacjach c.o. i c.w.u. 0,22		Ilość ciepła wytworzonego przez ESPC 0,77		
Ilość ciepła wytworzona przez KGO 0,07				
Średnia dobowa w ciągu roku ilość ciepła pozyskiwanego przez KS, kWh/m ² /d 1,39				
Ilość ciepła z KS pobranego bezpośrednio do instalacji c.o. i c.w.u. 0,16		Ilość ciepła pobranego z KS przez ESPC 0,06	Ilość ciepła pobranego z wymiennika gruntowego przez pompę ciepła 0,49	Zużycie energii elektrycznej przez ESPC 0,22
W czasie świecenia Słońca 0,10	Pozostała ilość 0,06			

Tablica 8.2

Względne roczne ilości energii związane z poszczególnymi elementami optymalnie ukształtowanego biwalentnego źródła ciepła ($w_{dots}=0.7$) z KGO i KSz

Sezonowe zapotrzebowanie ciepła instalacji c.o. i c.w.u. na granicy źródła ciepła 1,0			
Sezonowe zapotrzebowanie ciepła na potrzeby c.o. 0,44		Sezonowe zapotrzebowanie ciepła na potrzeby c.w.u. 0,56	
Ilość ciepła pobranego z KS i wykorzystanego w instalacjach c.o. i c.w.u. 0,29		Ilość ciepła wytworzona przez kocioł grzewczy 0,71	
Średnia dobowa w ciągu roku ilość ciepła pozyskiwanego przez KS, kWh/m ² /d 1,32			
W czasie świecenia Słońca 0,15	Pozostała ilość 0,14		

Tablica 8.3

Względne roczne ilości energii związane z elementami optymalnie ukształtowanego biwalentnego źródła ciepła z ESPCg i KSz

Sezonowe zapotrzebowanie ciepła instalacji c.o. i c.w.u. w na granicy źródła ciepła 1,0			
Sezonowe zapotrzebowanie ciepła dla c.o. 0,45		Sezonowe zapotrzebowanie ciepła dla c.w.u. 0,55	
Ilość ciepła pobranego z KS i wykorzystanego w instalacjach c.o. i c.w.u. 0,23		Ilość ciepła pobranego przez ESPC z wymiennika gruntowego i zużycie energii elektrycznej przez ESPC 0,83	
Średnia dobowa w ciągu roku ilość ciepła pozyskiwanego przez KS, kWh/m ² /d 1,33			
Ilość ciepła pobranego z KS bezpośrednio (bez transformacji temperaturowej) do instalacji c.o. i c.w.u. 0,17	Ilość ciepła pobranego z KS poprzez pompę ciepła 0,06	Ilość ciepła pobranego z wymiennika gruntowego przez pompę ciepła 0,54	Zużycie energii elektrycznej przez ESPC 0,23

Ogólnie można stwierdzić, że w źródłach multiwalentnych z pompą ciepła i kotłem grzewczym, współpracującymi równolegle, zużycie energii napędowej ESPC nie przekracza 20%, a ilość ciepła wytwarzanego przez kocioł grzewczy nie jest większa od 10% sezonowego zapotrzebowania ciepła budynku dla c.o. i c.w.u. Ilość ciepła słonecznego przekazanego bezpośrednio do instalacji c.o. i c.w.u., tzn. bez dłuższego magazynowania, jest mniejsza od 20%. W przypadku źródła biwalentnego z kotłem olejowym i KS kocioł grzewczy pokrywa około 2/3 rocznego zapotrzebowania ciepła - uzyskana dla tego typu źródła przeciętna dobowa w ciągu roku ilość ciepła pozyskiwanego przez KS zbliżona jest do rocznych przeciętnych wydajności KS dla Europy Środkowej, wynoszących: 400 - 430 kWh/m². Nieco większe wartości ilości ciepła pozyskiwanego w roku wyznaczone w pracy mogą być wynikiem stosowania kolektorów z powierzchnią selektywną absorberów oraz

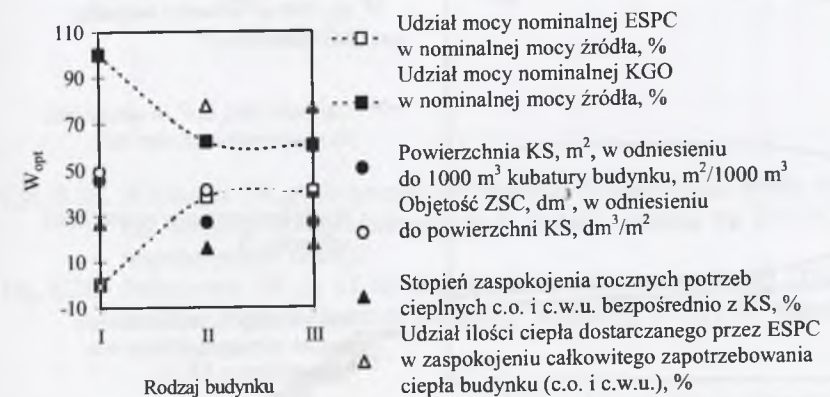
zakładanymi korzystnymi warunkami pracy układu solarnego, zaopatrującego w ciepło niskotemperaturową instalację c.o.

Wyznaczona przeciętna ilość ciepła pozyskiwanego z kolektorów współpracujących z KGO zbliżona jest z podawaną w literaturze ilością ciepła pozyskiwanego w układach zawierających KS i krótkoterminowy wodny ZSC, wynoszącą od 350 do 500 kWh/m² [149]. Jeśli KGO zastąpimy pompą ciepła z podstawowym dolnym źródłem w postaci gruntu, wówczas ilość ciepła dostarczana przez pompę ciepła zbliżona będzie do 75% rocznego zapotrzebowania ciepła.

Ilość ciepła pobieranego przez pompę ciepła z ZSC jest mniejsza od 13% całkowitej ilości ciepła dostarczonej z dolnego źródła ciepła do parownika ESPC, co nie powoduje znacznego wzrostu współczynnika efektywności pompy ciepła. Stanowi to zarazem więcej niż 25% całkowitej ilości ciepła gromadzonego w ZSC i przyczynia się do ograniczenia pojemności bufora ciepła. Wykorzystanie ciepła z ZSC, jako dodatkowego dolnego ciepła, wiąże się jednak z koniecznością wprowadzenia do układu źródła ciepła kilku dodatkowych urządzeń (pośredniego wymiennika ciepła WC, pompy obiegowej, armatury) i rozbudowy układu automatycznej regulacji.

8.2.4. Postać optymalna multiwalentnego źródła ciepła w zależności od rodzaju budynku

Porównano rozwiązania optymalne multiwalentnego źródła ciepła dla optymalnie zaizolowanych cieplnie rozważanych budynków.



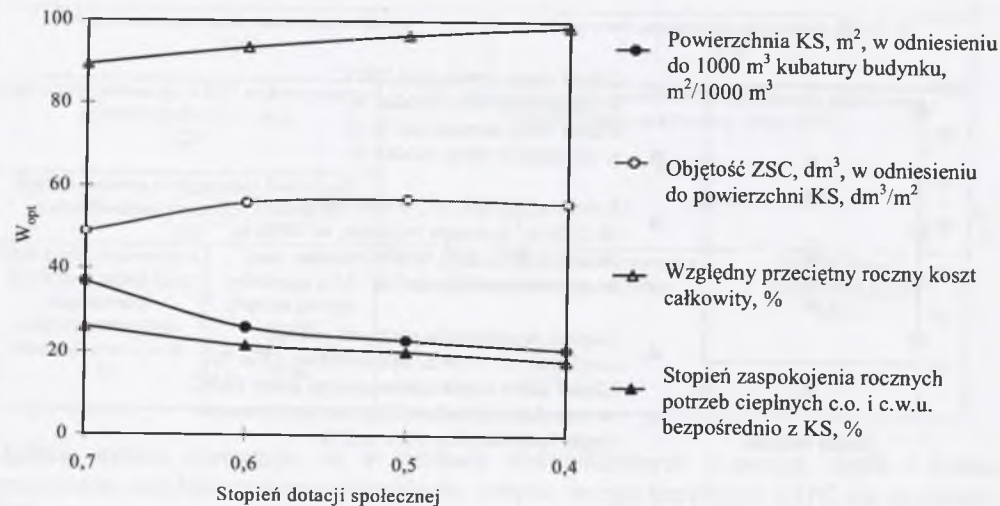
Rys. 8.26. Wielkości (W_{opt}) dotyczące optymalnego multiwalentnego źródła ciepła dla budynków: I ($w_{dots}=0,75$), II ($w_{dots}=0,8$), III ($w_{dots}=0,85$) z optymalną izolacją cieplną w zależności od rodzaju budynku

Fig. 8.26. Parameters (W_{opt}) of optimal multivalent heat source in buildings: I ($w_{dots}=0,75$), II ($w_{dots}=0,8$), III ($w_{dots}=0,85$) with optimal thermal insulation dependent on building type

W przypadku budynków II i III nieznaczne różnice rozwiązań wiążą się z różnym jednostkowym zapotrzebowaniem ciepła dla c.o. (różny stosunek F_z / V_{bud}) oraz wartościami współczynników godzinowych nierównomierności rozbioru c.w.u., co wpływa na niezbędną moc urządzeń źródłowych do przygotowania c.w.u.

8.2.5. Wielkość optymalna elementów układu solarnego dla biwalentnego źródła ciepła a wartość dotacji społecznej do nakładów inwestycyjnych na ten układ

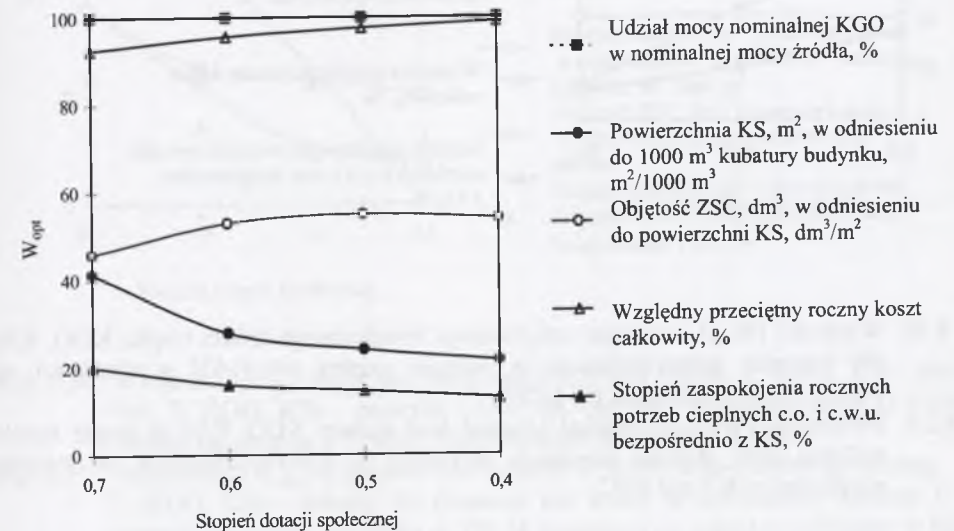
Dotacja oznacza zmniejszenie w jednakowym stopniu nakładów inwestycyjnych na kolektory słoneczne KS i zasobnik ciepła ZSC. Rozważano stopnie dotacji co najmniej równe dotacji granicznej (progowej). Przez nią rozumie się taką wartość dotacji, przy której jednostkowy koszt całkowity ciepła pozyskiwanego w układzie solarnym i przekazywanego do instalacji grzewczych jest taki sam jak dla pozostałych elementów tworzących multiwalentne lub biwalentne źródło ciepła. Cechą charakterystyczną układu solarnego odpowiadającego dotacji progowej jest bardzo wysoki stopień wykorzystania ciepła pozyskiwanego w kolektorach słonecznych - stopień ten zmniejsza się wraz z powiększaniem mocy elementów składowych układu solarnego. Związane to jest z występowaniem w pewnych okresach roku nadmiaru ciepła możliwego do przekazania do instalacji grzewczych i zasobników ciepła.



Rys. 8.27. Wielkości (W_{opt}) dotyczące optymalnego biwalentnego źródła ciepła: KGO, KSz dla budynku wielorodzinnego II z izolacją cieplną wg 2003 w zależności od współczynnika dotacji

Fig. 8.27. Parameters (W_{opt}) of optimal bivalent heat source: KSz for multifamily building II with thermal insulation according to 2003 depending on subsidy coefficient

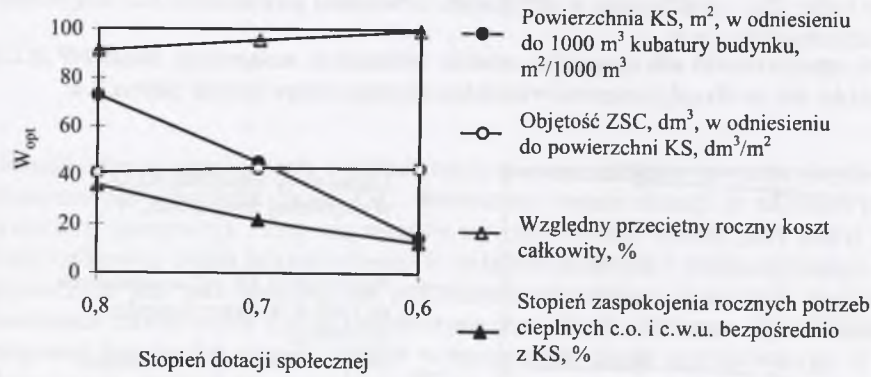
Ogólnie zakładano, że przekazywanie ciepła z układu solarnego do instalacji pobierających ciepło odbywa się z pierwszeństwem na rzecz instalacji c.o. (priorytet przekazania ciepła pozyskanego w układzie solarnym do instalacji c.o.). Rozważano jednak również priorytet przekazania ciepła słonecznego do układu przygotowania c.w.u.- rys. 8.30. W przypadku budynku jednorodzinnego przyjęto także, że w źródle ciepła z KS występuje zawsze wielostrefowy bufor ZSC- praktycznie w przypadku niewielkiej powierzchni KS rolę bufora może sprawować zbiornik c.w.u.



Rys. 8.28. Wielkości (W_{opt}) dotyczące optymalnego biwalentnego źródła ciepła: KGO, KSz dla budynku wielorodzinnego II z izolacją cieplną wg PN-74 w zależności od współczynnika dotacji

Fig. 8.28. Parameters (W_{opt}) of optimal bivalent heat source: KGO, KSz in multifamily building II with thermal insulation according to PN-74 dependent on subsidy coefficient

Istnieje graniczna (progowa) wartość stopy dotacji do kosztów inwestycyjnych KS i ZSC, zależna od rodzaju elementów źródła ciepła, z którymi współpracuje układ solarny. Powierzchnia F_{KS}^{opt} zależy od stopy dotacji, przy czym w przypadku układu z kolektorami wysoko sprawny wartość dotacji jest większa od tej, jaka jest wymagana w stosunku do układu z KSz dla osiągnięcia porównywalnych rocznych stopni pokrycia przy pracy układu solarnego, głównie na potrzeby c.o. Oznacza to, że dodatkowy nakład inwestycyjny związany z zastosowaniem KSz w miejsce KSz nie pokrywa zysków wynikających ze zwiększonego pozyskiwania ciepła przez KSz. Różnica wymaganych stóp dotacji dla uzyskania zbliżonych stopni pokrycia wynosi ok. 0,1. Wartości progowe stopy dotacji, powyżej których źródło ciepła z KGO i układem solarnym staje się konkurencyjne w stosunku do źródła bez tego układu wynoszą: 0,7 i 0,35 dla KSz i KSz w budynku wielorodzinnym (rys. 8.30 i 8.31).

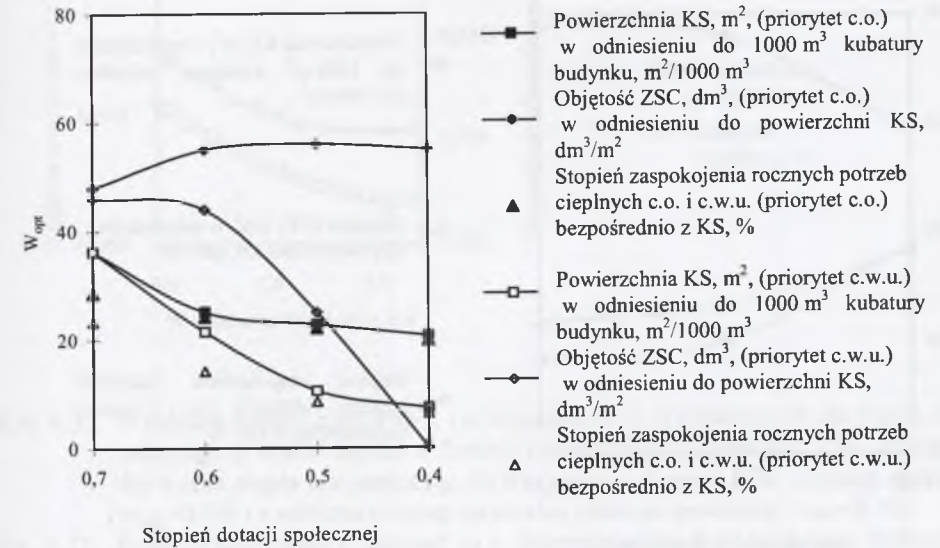


Rys. 8.29. Wielkości (W_{opt}) dotyczące optymalnego biwalentnego źródła ciepła: KGO, KSz dla budynku jednorodzinny z izolacją cieplną wg [143] w zależności od współczynnika dotacji do KS i ZSC

Fig. 8.29. Parameters (W_{opt}) of optimal bivalent heat source: KGO, KSz in single family building with thermal insulation according to PN-74 dependent on subsidy coefficient to KS and ZSC

Wartości progowe dla układu solarnego w budynku jednorodzinny są większe pomimo większego jednostkowego sezonowego zapotrzebowania ciepła dla c.o., a więc i możliwości bardziej efektywnego działania układu solarnego w przypadku jego pracy, głównie dla potrzeb c.o. w okresie grzewczym. Jest tak za sprawą mniejszej gęstości zamieszkania budynków jednorodzinnych, i tym samym mniejszego zapotrzebowania c.w.u. w stosunku do kubatury budynku.

Wartości progowe zależą, co oczywiste, od rodzaju elementów źródła ciepła, z którymi współpracuje układ solarny.

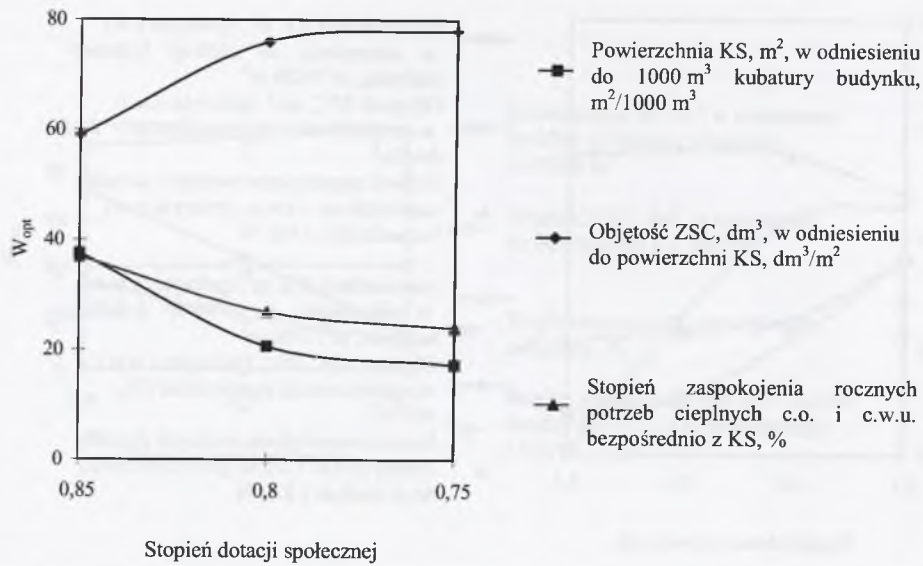


Rys. 8.30. Wielkości (W_{opt}) dotyczące optymalnych źródeł ciepła: 1. KGO, KSz- priorytet c.o., 2. KGO, KSz - priorytet c.w.u. dla budynku wielorodzinny II z izolacją cieplną optymalną w funkcji współczynnika dotacji do KS i ZSC

Fig. 8.30. Parameters (W_{opt}) of optimal heat sources: 1. KGO, KSz-priority for heating, 2. KGO, KSz - priority for domestic hot water, in multifamily building II with thermal insulation according to PN-74 dependent on subsidy coefficient to KS and ZSC

Wymagana jednostkowa objętość ZSC współpracującego z KS jest niższa dla układu z KSz, co nie jest wynikiem oczywistym. Można bowiem częściowo kompensować zmniejszoną podaż ciepła z KSz (w miejscu KSz) poprzez rozbudowę ZSC i przejmowanie większych ilości ciepła z KSz w chwilach znacznego nasłonecznienia.

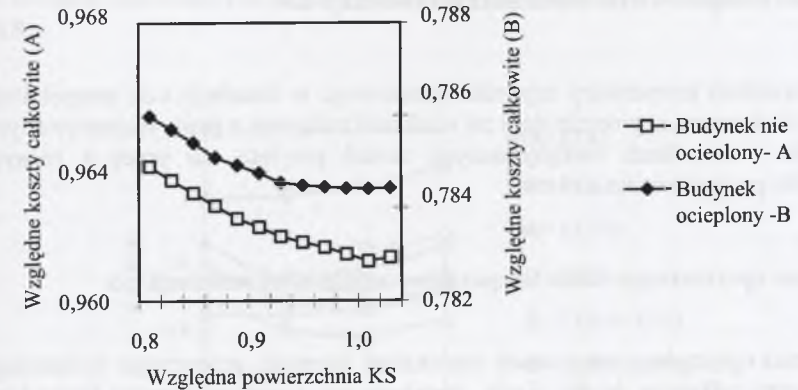
W przypadku zastosowania układu solarnego z KSz zorientowanego na podgrzewanie w pierwszej kolejności c.w.u. uzyskuje się niższe roczne stopnie pokrycia. Odpowiada temu różnica wartości progowych ~0,25 w stosunku do układu dostarczającego w pierwszej kolejności ciepło w czasie sezonu grzewczego do instalacji c.o. Względna różnica stopni pokrycia przy porównywalnych powierzchniach KSz dochodzi do 20%. Zastosowanie kolektorów wysoko sprawnych zmniejszyłoby tę różnicę do ~10%.



Rys. 8.31. Wielkości (W_{opt}) dotyczące optymalnego biwalentnego źródła ciepła zawierającego KGO i KSw dla budynku wielorodzinnego II z izolacją cieplną optymalną w funkcji współczynnika dotacji do KS i ZSC

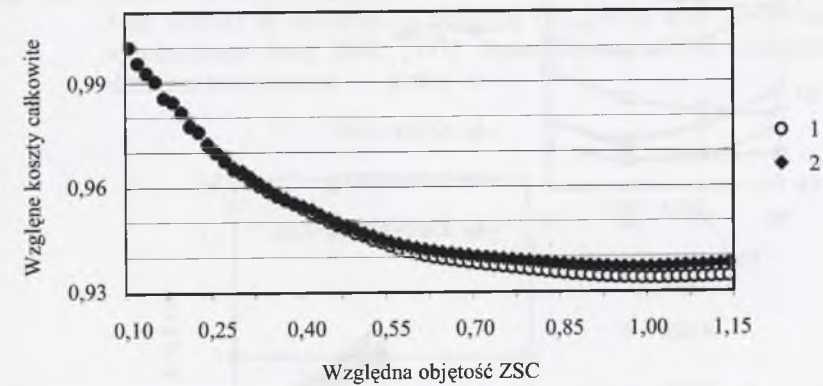
Fig. 8.31. Parameters (W_{opt}) of optimal bivalent heat sources consisting of KGO and KSw in multifamily building II with optimal thermal insulation dependent on subsidy coefficient to KS and ZSC

Stopień dotacji wpływa na przebieg funkcji k_c . Ze wzrostem stopnia dotacji zwiększa się (i tak już znaczna, szczególnie w pobliżu ekstremum) płaskość przebiegu k_c . W wyniku tego mogą pojawić się trudności wyznaczenia wartości „optymalnych”, dotyczących układu solarnego, w przypadku ich określania opartym na śledzeniu gradientu zmian dla kolejnych przesunięć w kierunku minimum k_c , z założeniem zaniechania dalszych kroków, jeśli zmiana wartości funkcji celu dla kolejnych kroków jest mniejsza od przyjętej dokładności. Pewna nieregularność przebiegu funkcji celu i znaczna jej płaskość w pobliżu minimum (przykład na rys. 8.32 i 8.33) prowadzić może do wyznaczenia wartości „optymalnej” F_{KS} i V_{ZSC} na skrajach obszaru znacznej płaskości wokół punktu „minimum k_c ”. Szerokość tego obszaru zależy od przyjętej stopy dotacji społecznej i jest tym większa, im jest większa stopa dotacji. Dla znaczących stóp dotacji oznacza to, że w strefie wartości optymalnych F_{KS} oraz V_{ZSC} zmiany wartości k_c , nie przekraczające 0,04 obniżenia k_c spowodowanego obecnością układu solarnego w źródle ciepła, mogą obejmować zakres $\Delta F_{KS} \sim (0,1-0,2)F_{KS}^{opt}$ i podobnie $\Delta V_{ZSC} \sim (0,1-0,2)V_{ZSC}^{opt}$. Niewielkie zróżnicowanie stóp dotacji do KS i ZSC dla znacznych ich wartości nie wpływa zasadniczo na objętość optymalną ZSC.



Rys. 8.32. Względne koszty całkowite k_c (w stosunku do k_c wyznaczonych dla braku układu solarnego w źródle ciepła) w funkcji powierzchni KS (objętość ZSC- optymalna) dla źródła ciepła zawierającego KGO i układ solarny z KSw (dotacja społeczna: $w_{dots}=0,50$) i z ochroną cieplną optymalną (dotacja społeczna: $w_{dots}=0,70$)

Fig. 8.32. Relative total costs k_c (related to k_c determined for the heat source without solar system) dependent on KS (volume ZSC- optimal) in heat source consisting of KGO and solar system with KSw in multifamily building II without thermal insulation (social subsidy: $w_{dots}=0,50$) and with optimal thermal protection (social subsidy: $w_{dots}=0,70$)



Rys. 8.33. Względne koszty całkowite k_c (w stosunku do k_c wyznaczonych dla braku układu solarnego w źródle ciepła) w zależności od objętości względnej objętości ZSC dla źródła ciepła zawierającego KGO oraz układ solarny z KSw (dotacja społeczna do KS 0,70) zastosowanego w budynku wielorodzinnym II nie ocieplonym i różnych stopni dotacji do ZSC: 1- $w_{dots}=0,80$, 2- $w_{dots}=0,70$

Fig. 8.33. Relative total costs k_c (related to k_c determined for the heat source without solar system) dependent on relative ZSC volume in heat source consisting of KGO and of solar system with KSw (social subsidy to KS 0,70) applied in multifamily building II without thermal insulation dependent on different social subsidy level to ZSC: 1- $w_{dots}=0,80$, 2- $w_{dots}=0,70$

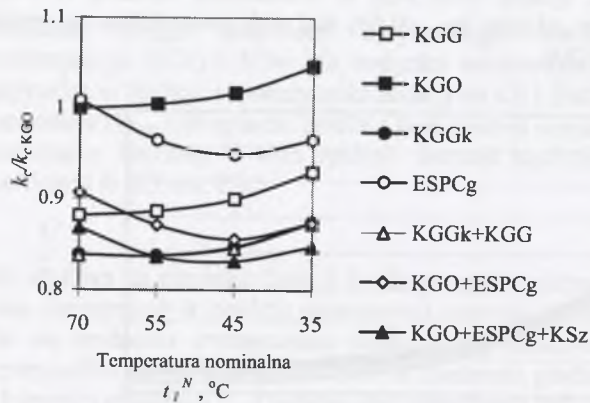
8.3. Optymalna temperatura nominalna instalacji c.o.

Poszukiwanie optymalnej temperatury czynnika grzewczego w instalacji c.o., uzupełniono śledzeniem wpływu temperatury nominalnej na wielkości związane z pracą rozpatrywanych źródeł ciepła. Dla wszystkich uwzględnianych źródeł przyjęto ich pracę z pełnym pierwszeństwem dla przygotowania c.w.u.

8.3.1. Wyznaczanie optymalnego stanu temperatury nominalnej instalacji c.o.

W celu wyznaczenia optymalnej temperatury nominalnej czynnika grzewczego w instalacji c.o. określono koszty całkowite źródła ciepła, instalacji c.o. i izolacji cieplnej budynków jednorodzinnych i wielorodzinnego 5-kondygnacyjnego w zależności od parametrów nominalnych instalacji c.o. Dla budynku spełniającego wymagania ochrony cieplnej z 2002 roku w kosztach całkowitych pominięto nakłady na izolację cieplną budynku.

Podane na rysunkach temperatury nominalne $t_i^N=70, 55, 45, 35^\circ\text{C}$ oznaczają następujące układy temperatury nominalnej instalacji c.o.: 70/55, 55/45, 45/35, 35/28 $^\circ\text{C}$.

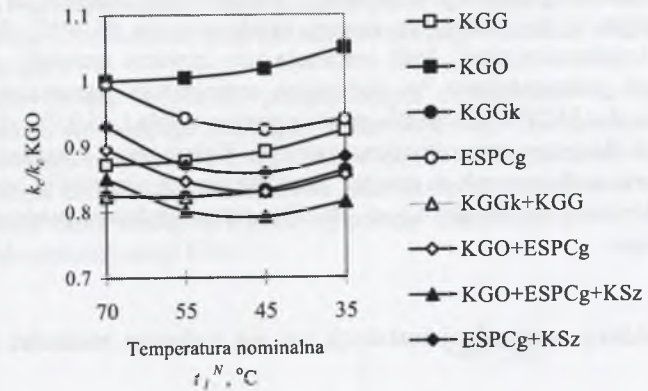


Rys. 8.34. Względne koszty całkowite k_c odnowy cieplnej budynku wielorodzinnego ($w_{\text{dots}}=0,8$) z optymalną izolacją cieplną w funkcji temperatury nominalnej instalacji c.o. dla grzejników konwekcyjnych i różnych źródeł ciepła

Fig. 8.34. Relative average annual total costs ($k_c/k_c,KGO$) of thermal renovation of multifamily building (final thermal protection level identical with optimal thermal protection) depending of nominal temperature of central heating installation with heaters for different heat sources

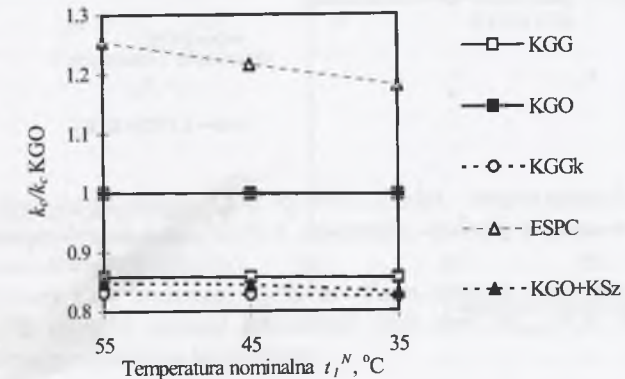
W przypadku monowalentnych źródeł ciepła z ESPC obliczenia dla temperatury nominalnej $t_i^N=70^\circ\text{C}$ wykonano po przeprowadzeniu ekstrapolacji liniowej charakterystyk katalogowych pomp ciepła do temperatury czynnika wpływającego ze skraplacza równej 70°C .

W źródłach zawierających KGO+ESPC+KS w przypadku $t_i^N=70^\circ\text{C}$ występują jedynie KGO i KS.



Rys. 8.35. Względne koszty całkowite k_c odnowy cieplnej (okna, instalacja c.o., źródło ciepła) budynku wielorodzinnego. ($w_{\text{dots}}=0,8$) z U przegród wg wymagań z 2002 r. [143] w funkcji t_i^N dla grzejników c.o. konwekcyjnych i różnych źródeł ciepła

Fig. 8.35. Relative total costs k_c of thermal renovation (windows, central heating installation, heat source) of multifamily building ($w_{\text{dots}}=0,8$) with U of walls according to requirements from 2002 [143] dependent on t_i^N for convective heaters and different heat sources



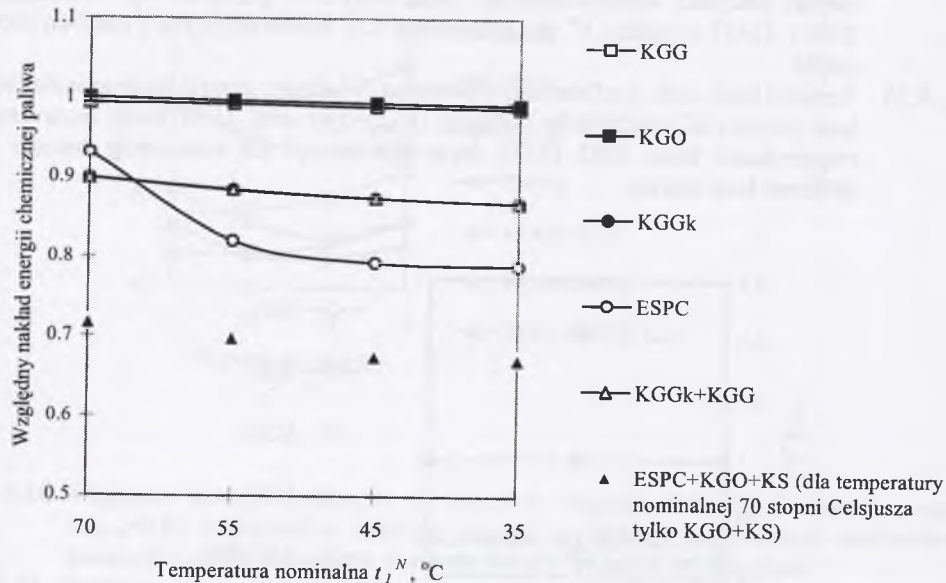
Rys. 8.36. Względne k_c odnowy cieplnej budynku jednorodzinego ($w_{\text{dots}}=0,9$) z optymalną izolacją cieplną w funkcji temperatury nominalnej instalacji c.o. dla grzejników podłogowych i różnych źródeł ciepła

Fig. 8.36. Relative total costs k_c of thermal renovation of single family building ($w_{\text{dots}}=0,9$) with optimal thermal insulation dependent on nominal heating installation temperature with floor heating and different heat sources

W przypadku budynku wielorodzinnego z optymalną ochroną cieplną lub dobrze ocieplonym najkorzystniejsze, ze względu na koszty całkowite, temperatury nominalne czynnika grzewczego instalacji c.o. wyposażonej w grzejniki konwekcyjne zbliżone są do 50/40-45/35°C dla źródeł ciepła wykorzystujących pompy ciepła oraz do 55/45°C dla źródeł z kotłami grzewczymi kondensacyjnymi. Jeśli instalacja c.o. zawiera grzejniki podłogowe i rozpatrujemy budynek jednorodzinny, to optymalne temperatury nominalne czynnika grzewczego zbliżone są do: 35/28°C dla źródła ciepła z pompą ciepła i 45/35°C dla zasilania instalacji w ciepło z kotła grzewczego kondensacyjnego. Należy przy tym zauważyć, że zastosowanie grzejników podłogowych w miejsce konwekcyjnych umożliwia zmniejszenie sezonowego zapotrzebowania ciepła dla c.o. o ok. 5%, przy uzyskaniu porównywalnego stanu komfortu cieplnego.

8.3.2. Wpływ temperatury nominalnej instalacji c.o. na wybrane wielkości dotyczące źródeł ciepła

Obserwowanymi wielkościami były: roczne nakłady energii chemicznej paliwa oraz sprawność wykorzystania energii chemicznej paliwa używanego do zaspokojenia potrzeb instalacji c.o. (z grzejnikami konwekcyjnymi) oraz c.w.u. i związana z tym emisja CO₂ (zobowiązania Polski dotyczące ograniczenia emisji CO₂).

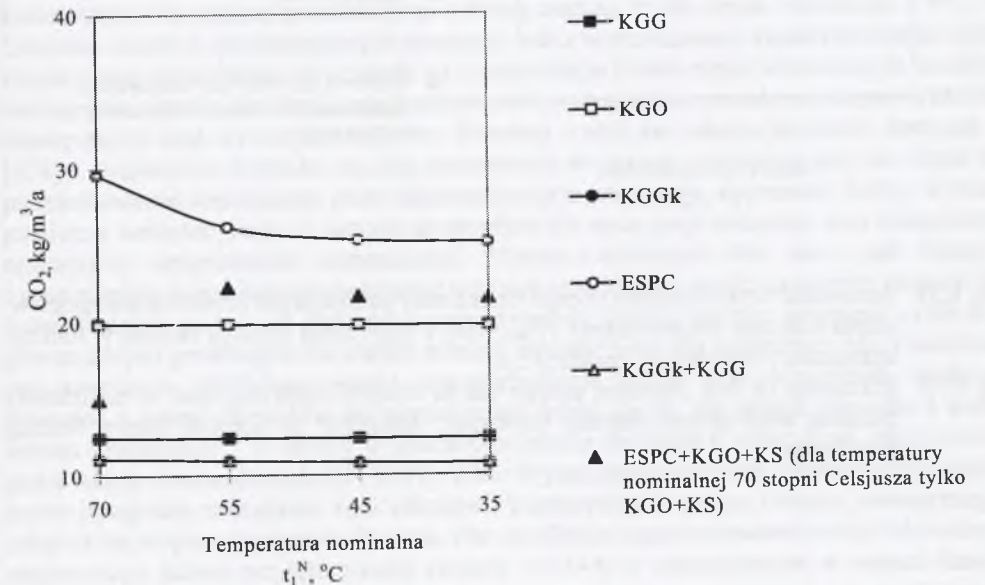


Rys. 8.37. Względny wymagany nakład energii chemicznej paliwa źródeł zaopatrujących w ciepło budynek wielorodzinnego ($w_{dots}=0,8$, optymalna izolacja cieplna) z instalacją c.o. w funkcji temperatury nominalnej instalacji c.o.- t_1^N

Fig. 8.37. Relative (in relation to solution with KGO) input of fuel chemical energy required in sources supplying multifamily building with optimal thermal insulation and central heating installation depending on t_1^N

Wielkości te określano dla założenia zasilania w ciepło budynku wielorodzinnego z optymalną izolacją cieplną. Przyjęto, że źródłem energii elektrycznej jest węglowa siłownia cieplna, w której zastępcza sprawność przekształcenia energii chemicznej węgla w energię elektryczną i przesyłu energii elektrycznej wynosi 0,3. Zapotrzebowanie energii chemicznej paliwa i emisję CO₂ ustalono poprzez sumowanie odpowiednich wielkości w źródle ciepła i siłowni cieplnej.

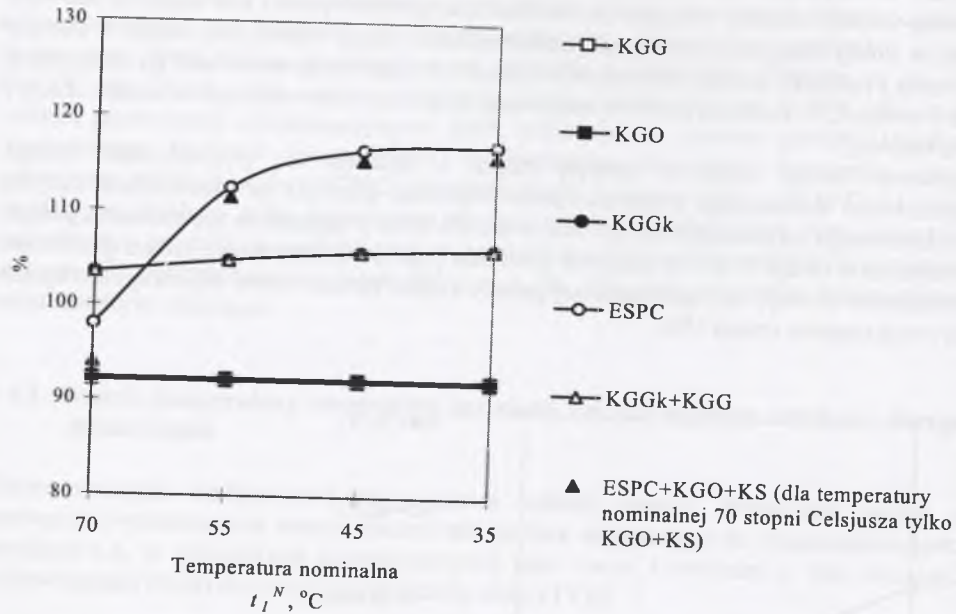
Zastosowanie źródła ciepła z pompą ciepła i układem do pozyskiwania energii promieniowania słonecznego w miejsce kotła olejowego pozwala na zmniejszenie zużycia paliwa umownego na potrzeby c.o. i c.w.u. o ok. 20-40%. Działanie to nie prowadzi jednak do zmniejszenia emisji CO₂ – to możliwe jest tylko poprzez zastosowanie paliwa gazowego. Wprowadzenie elektrycznej sprężarkowej pompy ciepła zamiast kotła olejowego związane jest ze zwiększeniem emisji CO₂.



Rys. 8.38. Jednostkowa emisja CO₂, kg/m³/a, źródeł zaopatrujących w ciepło budynek wielorodzinnego ($w_{dots}=0,8$) z optymalną izolacją cieplną w funkcji temperatury nominalnej instalacji c.o.

Fig. 8.38. Unitary CO₂ emission, kg/m³/a, from sources supplying multifamily building (with optimal thermal insulation) with heat ($w_{dots}=0,8$) dependent on nominal heating installation temperature

Obniżanie temperatury nominalnej czynnika grzewczego w instalacji c.o. powoduje wzrost sprawności wykorzystania energii chemicznej paliwa - w przypadku źródeł z elektryczną sprężarkową pompą ciepła przyrost sprawności jest największy. Jedynie w zakresie niskiej temperatury nominalnej sprawność wykorzystania energii chemicznej paliwa źródeł z pompą ciepła jest większa od sprawności energetycznej kotła gazowego kondensacyjnego.



Rys. 8.39. Sprawność wykorzystania energii chemicznej paliwa przez źródła zaopatrujące w ciepło budynek wielorodzinny ($w_{dots}=0,8$) z optymalną izolacją cieplną w funkcji temperatury nominalnej instalacji c.o.
 Fig. 8.39. Efficiency of fuel chemical energy use in sources supplying heat to multifamily building with optimal thermal insulation, dependent on nominal central heating installation

9. PODSUMOWANIE

Przyjęto, że właściwy dla rozważanego budynku stan temperatury wewnętrznej, czystości powietrza i ilości oraz jakości ciepłej wody nazywany będzie wymaganymi (pożądanymi) warunkami cieplnymi.

Założonymi narzędziami spełniania pożądaných warunków cieplnych dla budynku mieszkalnego są instalacje centralnego ogrzewania i wentylacji oraz układ ciepłej wody użytkowej. Instalacje te muszą w odpowiedni sposób współpracować z przewidzianym do ich zasilania źródłem ciepła. Czynnikiem współtworzącym warunki cieplne jest również konstrukcja budynku.

Praca obejmuje zasadniczo dwa zadania: określenie sposobu kompleksowego wyznaczania najkorzystniejszej ochrony cieplnej budynku mieszkalnego oraz wielkości dotyczących źródła ciepła i instalacji grzewczych dla uzyskania pożądaných warunków cieplnych oraz przeprowadzenie analiz związanych z rozwiązaniami optymalnymi.

Jako kryterium określające przyjęto zdyskontowane, przeciętne w okresie eksploatacji roczne koszty całkowite obejmujące nakłady na ochronę cieplną, źródło ciepła i instalacje.

Ustalenie kosztów eksploatacyjnych związane jest z wyznaczaniem zapotrzebowania ciepła rozpatrywanego budynku. Ze względu na różne rodzaje źródeł ciepła wchodzących w zakres analizy jako metodę określania zapotrzebowania ciepła przyjęto metodę przeciętnych stanów miesięcznych oraz wybranych dni roku. Pierwsza z nich jest adaptacją metody zawartej w [131] i obejmuje w stosunku do niej rozszerzenia w postaci ujmowania zysków ciepła od promieniowania słonecznego przez nieprzeźroczyste przegrody, zmienności liczby wymian powietrza wentylacyjnego w sezonie grzewczym dla wentylacji naturalnej oraz temperatury operacyjnej ogrzewanych pomieszczeń. Metoda wybranych dni roku jest dalszym rozszerzeniem, pozwalającym polepszyć zarówno reprezentatywność zmienności rocznej, jak i uwzględniać zmienność dobową zapotrzebowania ciepła, poprzez przyjęcie cyklicznie powtarzalnych przebiegów dobowych klimatu zewnętrznego dla wybranych dni. Umożliwia ona stosunkowo dokładnie ustalać zapotrzebowanie ciepła oraz wyznaczać wielkości związane z pracą elementów multiwalentnego źródła ciepła dla okresu początku i końca sezonu grzewczego - te okresy w znacznym stopniu decydują o całorocznej efektywności pracy takich elementów, jak KS, ESPC, ZSC. Wyznaczanie strumieni ciepła przenikających przez przegrody zewnętrzne (dla okresowo powtarzalnych zmian klimatu zewnętrznego) odbywa się za pomocą metody Exodus. Dla określania zapotrzebowania energii chemicznej stosowanego paliwa przyjęto sposób zawarty w [144] z rozszerzeniem w postaci funkcji zmian czasowych współczynnika regulacji dostawy ciepła przez instalację c.o. w zależności od temperatury nominalnej instalacji oraz rodzaju grzejników. Funkcję opracowano przy użyciu własnego programu komputerowego DYNINST.

Z analizy właściwości przyjętej funkcji celu wynika, że jakkolwiek zasadniczo optymalna ochrona cieplna zależy od rodzaju źródła ciepła, to stan optymalny ochrony cieplnej jest również funkcją: stopnia przeszklenia ścian, rodzaju i kształtu budynku i gęstości jego zamieszkania, rodzaju stosowanej wentylacji i innych czynników. Skumulowane oddziaływanie czynników drugiej grupy wpływać może znacząco na stan ochrony cieplnej.

Przedstawiona metoda zawiera w sobie rezultaty badań przeprowadzonych przy pomocy własnych programów oraz programów TRNSYS i ESP-r. W wyniku tych badań wykazano między innymi, że w przypadku przeciętnego budynku mieszkalnego:

- stan strumieni ciepła przenikających przez przegrody praktycznie nie zależy od chwilowych wartości temperatury zewnętrznej, poprzedzających rozpatrywany moment czasowy o co najmniej 3 doby,
- zmiany dobowe zapotrzebowania ciepła w typowych budynkach z typowymi przegrodami budowlanymi nieprzeźroczystymi, którym nadano współczynniki $U < 0,4 \text{ W/m}^2\text{K}$, w

niewielkim stopniu (pomijalnym dla rozważanego problemu) zależą od zmian strumieni ciepła przenikających przez te przegrody. Jednak w przypadku niskich liczb wymian powietrza wentylacyjnego i odzysku ciepła w układzie wentylacyjnym wpływ strumieni ciepła przenikającego przez przegrody staje się znaczący,

- zaniechanie akumulacyjności szyb przy rozpatrywaniu przepływu ciepła przez przenikanie i promieniowanie wywołuje zmianę wyznaczonego sezonowego zapotrzebowania ciepła budynku nie przekraczającą 2%,
- zastąpienie w przegrodach zewnętrznych wielowarstwowych lekkiej warstwy osłonowej izolacji cieplnej warstwą ciężką wywołuje nieznaczne zmniejszenie zysków ciepła od promieniowania słonecznego przez tę przegrodę,
- w przypadku przegród wielowarstwowych dobrze izolowanych cieplnie za pomocą izolacji nieprzeźroczystej - $U < 0,2 \text{ W/m}^2\text{K}$ - zyski ciepła od promieniowania słonecznego nie zależą od rodzaju przegrody,
- nieuwzględnianie zysków ciepła od promieniowania słonecznego przez przegrody nieprzeźroczyste wpływa na optymalną grubość izolacji tych przegród,
- zastąpienie przebiegów dobowych temperatury stałą, średniodobową wartością tej temperatury wpływa na stan optymalnych wielkości układu solarnego,
- pominięcie sezonowej zmienności współczynników przejmowania ciepła na zewnętrznej i wewnętrznej powierzchni przegrody nie wpływa znacząco na zmianę sezonowego zapotrzebowania ciepła budynku,
- ze względu na przeciwstawne oddziaływanie czynników wpływających na współczynnik regulacji instalacji c.o. pomijalna jest sezonowa zmienność tego współczynnika, z wyjątkiem miesięcy krańcowych sezonu grzewczego,
- zaniechanie w analizach ustalania postaci najkorzystniejszego źródła ciepła nocnego obniżenia temperatury nie wpływa znacząco na stan wielkości optymalnych, określających źródło ciepła oraz optymalną ochronę cieplną.

Z analiz przeprowadzonych za pomocą programu komputerowego, opartego na przedstawionej metodzie, wynika, że uśrednione dla całej powłoki budynku współczynniki przenikania ciepła U_{opt} przyjmują mniejsze wartości dla budynku jednorodzinne w porównaniu do wielorodzinnego. Wyznaczone wartości współczynników U są mniejsze od określonych przez obowiązujące wymagania.

W przypadku źródeł ciepła o mocy przekraczającej 50kW sensowne jest stosowanie biwalentnych źródeł ciepła z kotłami grzewczymi w miejsce monowalentnych, zawierających kotły grzewcze gazowe kondensacyjne lub pompy ciepła. Mniejsze źródła ciepła wykorzystujące pompy ciepła mogą być również źródłami biwalentnymi z drugim elementem, dostarczającym ciepło w postaci grzałki elektrycznej.

Optymalny podział mocy nominalnych elementów źródła biwalentnego zawierającego kotły grzewcze gazowe kondensacyjne i zwykle zbliżony jest do 0,50/0,50, natomiast w przypadku źródła z pompą ciepła i kotłem grzewczym olejowym do 0,45/ 0,55. Połączenie KS i ESPC w biwalentnym źródle ciepła jest mało efektywne (uzyskanie opłacalności ekonomicznej zastosowania KS wymaga wysokiej dotacji społecznej), ponieważ oba elementy źródłowe cechuje wysoki poziom jednostkowych kosztów inwestycyjnych i niski poziom kosztów eksploatacyjnych wytworzenia ciepła.

Racjonalne zastosowanie kolektorów słonecznych w źródle ciepła umożliwia zmniejszenie zużycia paliwa od 15- 30%. Zawsze jednak, w celu uzyskania porównywalnych z innymi źródłami kosztów całkowitych wytworzenia ciepła, wymagana jest znaczna dotacja do kosztów inwestycyjnych układu solarnego. Wartość tej stopy jest zależna od rodzaju elementu źródłowego, z którym współpracuje układ solarny oraz rodzaju stosowanych kolektorów słonecznych. Większym stopniem dotacji odpowiada oczywiście większa moc układu solarnego. Stopnie dotacji, z którymi związane są moce układu solarnego

(włączonego do źródła ciepła z KGO, ESPC), zapewniające co najmniej 10% pokrycie rocznych potrzeb cieplnych budynku, wynoszą od 0,5 – 0,8. Wyższe stopnie dotacji wymagane są w przypadku wykorzystania KS wysoko sprawnych.

Jakkolwiek wyznaczone optymalne jednostkowe objętości zasobników w układzie solarnym mieszczą się w przedziałach zalecanych, to jednak są zbliżone do ich dolnej granicy. Zastosowaniu układu solarnego w źródle ciepła zawierającym pompę ciepła odpowiada mniejsza pojemność optymalna zasobnika ciepła niż w źródle z kotłem grzewczym olejowym. Przyjęcie większych objętości zasobników może być usprawiedliwione unikaniem stagnacji pracy układu solarnego.

Optymalne temperatury nominalne dla instalacji c.o. zasilanej ze źródła ciepła zawierającego elementy, których sprawność energetyczna wytwarzania ciepła zależy znacząco od temperatury wody przejmującej ciepło, są zbliżone do 55/45°C, 45/35°C.

Postać optymalnie ukształtowanego źródła ciepła wpływa, oczywiście, na udziały ilości ciepła wytwarzanego przez elementy składowe w całkowitym rocznym zapotrzebowaniu ciepła dla c.o. i c.w.u. Udziały są funkcją rodzaju budynku i stopnia jego izolacji cieplnej.

W przypadku budynków wielorodzinnych z dobrą izolacją cieplną można ogólnie stwierdzić, że w źródłach multiwalentnych z pompą ciepła i kotłem grzewczym, współpracującymi równolegle, zużycie energii napędowej ESPC nie przekracza 20%, a ilość ciepła wytwarzanego przez kocioł grzewczy nie jest większa od 10% sezonowego zapotrzebowania ciepła budynku dla c.o. i c.w.u. Ilość ciepła solarnego, przekazanego bezpośrednio do instalacji c.o. i c.w.u., tzn. bez dłuższego magazynowania, jest mniejsza od 20%. W przypadku źródła biwalentnego z kotłem olejowym i KSz kocioł grzewczy pokrywa ~2/3 rocznego zapotrzebowania ciepła. Uzyskana dla tego typu źródła przeciętna dobowo w ciągu roku ilość ciepła pozyskiwanego przez KS zbliżona jest do rocznych przeciętnych wydajności KS dla Europy Środkowej, wynoszących: 400- 430 kWh/m². Nieco większe ilości pozyskiwanego w roku ciepła wyznaczone w pracy mogą być wynikiem stosowania kolektorów z powierzchnią selektywną absorberów oraz zakładanymi korzystnymi warunkami pracy układu solarnego zaopatrującego w ciepło niskotemperaturową instalację c.o.

Wyznaczona przeciętna ilość ciepła pozyskiwanego z KS współpracującego z KGO zbieżna jest z ilością ciepła pozyskiwanego w układach zawierających KS i krótkoterminowy wodny ZSC. Ilość ta wynosi od 350 do 500 kWh/m².

Jeśli KGO zastąpimy pompą ciepła z podstawowym dolnym źródłem w postaci gruntu, wówczas ilość ciepła dostarczana przez pompę ciepła zbliżona będzie do 75% rocznego zapotrzebowania ciepła.

Zastosowanie źródła ciepła z układem do pozyskiwania energii promieniowania słonecznego i pompy ciepła w miejsce kotła olejowego pozwala na zmniejszenie zużycia paliwa umownego na potrzeby c.o. i c.w.u. Działanie to nie prowadzi jednak do zmniejszenia emisji CO₂ – to możliwe jest tylko poprzez zastosowanie paliwa gazowego. Wprowadzenie elektrycznej sprężarkowej pompy ciepła związane jest ze zwiększeniem emisji CO₂. Obniżanie temperatury nominalnej czynnika grzewczego w instalacji c.o. powoduje wzrost sprawności wykorzystania energii chemicznej paliwa - w przypadku źródeł z elektryczną sprężarkową pompą ciepła przyrost sprawności jest największy. W zakresie niskiej temperatury nominalnej sprawność wykorzystania energii chemicznej paliwa źródeł z pompą ciepła jest większa od sprawności kotła gazowego kondensacyjnego.

Wyznaczone wielkości dotyczące ochrony cieplnej są w niewielkim stopniu zależne od kosztów urządzeń źródeł ciepła. Znaczący wpływ na te wielkości wywierają koszty izolacji oraz koszty paliw i energii. Te ostatnie, łącznie z kosztami urządzeń, decydują o postaci multiwalentnego źródła ciepła.

LITERATURA

1. Ast H.: Energetische Beurteilung von Warmwasserheizanlagen durch rechnerische Betriebssimulation. Univerität Stuttgart, 1989.
2. Bach H.: Trends in der Gebäudetechnik. IKZ- HAUSTECHNIK 7. 1994.
3. Bach H.: Wertanalyse in der Heiztechnik. HLH 6/1994.
4. Bach H.: Mit der Dämmung der Gebäude steigt die Anforderung an die Nutzenübergabe. HLH 11/1991.
5. Bartnicki G., Nowak B.: Projektowanie wielkości układów przygotowania ciepłej wody użytkowej w świetle obowiązujących w Polsce przepisów prawnych. COW 3/2004.
6. Besler G.: Bezprzeponowy gruntowy wymiennik ciepła i masy. Patent 128261. Politechnika Wrocławska 1980.
7. Blasin K. RWE Energie. Bau- Handbuch. 11 Ausgabe.
8. Boecke A. W. I inni: A Synthetic Outdoor Climate Reference Year for the calculation of yearly energy consumption. XV International Congress Of Refrigeration. Wenecja 1979.
9. Boerstra A., Veld P., Eijdens H. : „The health, safety and comfort advantages of low temperature heating systems. A literature review”. (<http://www.vt.fi/rte/projects>)
10. Bolsius J.: Gebäudekühlung mittels Luft-Erdwärmeübertrager. HLH 10/2002.
11. Brach-Anniens Ch. Karbach A.: Potentiale und Entwicklungsmöglichkeiten bivalenter Heizsysteme. Teil 1,2. HLH. 5,6/1996.
12. Bradke H.: Theoretische und experimentelle Untersuchungen zur Wärmeversorgung von Gebäuden mit multiwalenten Heizsystemen. Fortschritt- Berichte VDI, Reihe 6, Nr 252, Düsseldorf, VDI 1991.
13. Brodowicz K., Dyakowski T.: Pompy ciepła. PWN, Warszawa 1990.
14. Burkhardt W.: Projektierung von Warmwasserheizungen. R. Oldenburg Verlag, München, Wien 1994.
15. Bühring A.: Theoretische und experimentelle Untersuchungen zum Einsatz von Lüftungskompaktgeräten mit integrierter Kompressionswärmepumpe, Dissertation an der TU Hamburg, Erschienen im Fraunhofer IRB- Verlag, Stuttgart 2001.
16. Clarke J.A.: Energy Simulation in Bulding Design. Bulding, Construction, Architecture 2000.
17. Charakterystyka bezspoinowych systemów ociepleń. Materiały Budowlane 1/2004.
18. Chochowski A., Czekalski D.: Słoneczne instalacje grzewcze. COIT, Warszawa 1999.
19. Crommelin R. D.: Simulation des dynamischen Verhaltens eines Raumes. GI 4/1978.
20. Cube H. L., Steimle F.: Wärmepumpen. Grundlagen und Praxis. VDI- Verlag GmbH, Düsseldorf 1978.
21. Cube H. L.: Handbuch der Energiespartechiken. Verlag C.F. Müller, Karlsruhe 1983.
22. Czekalski D., Mirski T.: Ocena wpływu harmonogramu rozbioru ciepłej wody na przebieg pracy instalacji słonecznej. COW 7-8/2002.
23. Czekalski D., Mirski T.: Eksploatacyjne aspekty dynamiki nagrzewania w instalacji słonecznej. COW 4/2002.
24. Cyunel B., Banaś L.: Efektywne ekonomicznie ocieplenie przegród budowlanych. PB 1/1994.
25. Domińczyk J., Pogorzelski J. A.: Termomodernizacja budynków. COIB. Warszawa 1997.
26. Duffie J.A., Beckman W.A.: Solar Engineering of Thermal Processes. John Wiley & Sons. Inc., New York 1991.
27. Dyzman B.: Izolacyjność termiczna przegród budowlanych jako parametr zależny od kryteriów ekonomicznych. PB 3/1994.
28. ESRU 1999. ESP-r: a building and plan energy simulation environment, User Guide. Version 9 Series. ESRU Publication, University of Strathclyde, Glasgow.
29. Fanger P. O.: Komfort cieplny. Arkady, Warszawa 1994.
30. Fanger P. O., Popiołek Z., Wargocki P.: Środowisko wewnętrzne. Wpływ na zdrowie, komfort i wydajność pracy. Politechnika Śląska, Gliwice 2003.
31. Fenrych M.: Ściany wielowarstwowe- sposób na optymalne rozwiązania pionowych przegród zewnętrznych budynku. Materiały Budowlane 3/2005.
32. Fic A., Hanuszkiewicz- Drapała M.: Strumienie ciepła przejmowanego w poziomym wymienniku pompy grzewczej. Chłodnictwo, 6/2002.
33. Figiel E : Wpływ obniżania parametrów czynnika grzewczego na wykorzystanie zysków ciepła w pomieszczeniach ogrzewanych. Forum Ciepłowników Polskich. Międzyzdroje, 20-22 września 1996.
34. Figiel E : Obniżone parametry obliczeniowe czynnika grzewczego w instalacjach centralnego ogrzewania, Rynek Instalacyjny nr 6/2000.
35. Foit H.: Wykorzystanie zdolności gruntu do akumulacji ciepła dla wstępnej obróbki powietrza wentylacyjnego. Praca doktorska. Gliwice 1985.
36. Foit.H., Majerski H.: Przeponowy wymiennik gruntowy i jego zastosowanie w systemach wentylacyjnych. COW 7-8/1986.
37. Foit.H., Majerski H.: Bodenmembrantauscher und ihre Anwendung in dem Ventilationssystem. Der Beitrag der Lüftungs- und Klimatechnik zum Leistungsanstieg der Volkswirtschaft, Drezno 1986.
38. Foit H.: O niektórych właściwościach funkcji celu dla kompleksowej optymalizacji źródła ciepła oraz zapotrzebowania ciepła budynku mieszkalnego. Materiały VI Konferencji Naukowo - Technicznej „Fizyka budownictwa w teorii i praktyce”, Łódź 1997.
39. Foit H.: Określenie racjonalnej ochrony cieplnej i źródła ciepła dla budynku mieszkalnego - model matematyczny dla programu komputerowego MULTI WAL. Gliwice 1997. Praca nie publikowana.
40. Foit H., Majerski S.: Sprzęgło hydrauliczne w ogrzewnictwie. IX Konferencja Naukowo - Techniczna „Wentylacja w budownictwie i przemyśle”. Kraków, listopad 1994.
41. Foit H. Metoda jednoczesnego poszukiwania najkorzystniejszej ochrony cieplnej i źródła ciepła dla budynku mieszkalnego. Materiały V Konferencji Naukowo - Technicznej „Fizyka budownictwa w teorii i praktyce”. Łódź 1999.
42. Foit H.: Bestimmung der optimalen Wärmequelle eines Wohngebäudes in Zusammenhang mit der Thermorenowierung des Gebäudes. Materiały konferencyjne „Building and Energy 2“, Koszyce 1996.
43. Foit H.: Określenie racjonalnej ochrony cieplnej i źródła ciepła dla budynku mieszkalnego za pomocą programu komputerowego MULTI WAL. XIII Ogólnopolska Konferencja Naukowo - Techniczna „Wentylacja i Termoenergetyka w Budownictwie Ogólnym”. Zakopane- Kościelisko 1999.
44. Foit H.: Wybór optymalnego źródła ciepła dla budynku mieszkalnego. Konferencja Naukowo - Techniczna „Zmiana ogrzewania węglowego na gazowe i olejowe w małych i średnich kotłowniach”. Opole- Kamień Śląski , marzec 1997.
45. Foit H.: Jednoczesne wyznaczanie najkorzystniejszej ochrony cieplnej i źródła ciepła dla budynku mieszkalnego. Zeszyty Naukowe Inżynieria Środowiska, 48/2004 (48/1591).
46. Foit H.: Zyski ciepła od promieniowania słonecznego przez nieprzezroczyste przegrody zewnętrzne z izolacją transparentną pokrytą tynkiem przezroczystym. VIII Konferencja Naukowo- Techniczna 'Fizyka budownictwa w teorii i praktyce. Łódź, 14-17 czerwca 2001.
47. Foit H.: Zyski ciepła od promieniowania słonecznego przez nieprzezroczyste przegrody budowlane. VIII Konferencja Naukowo - Techniczna „Fizyka budownictwa w teorii i praktyce”. Łódź, 14-17 czerwca 2001.
48. Foit H.: Wpływ gęstości sieci dyskretyzacji przestrzennej na stan wyznaczonych strumieni ciepła przy numerycznym określaniu metodą EXODUS nieustalonych strumieni

- ciepła przez pływających przez wielowarstwowe przegrody budowlane. XIII Konferencja Ciepłowników 'Perspektywy Rozwoju Ciepłownictwa. Solina 26-28. 09. 2001.
49. Foit H.: Instrukcja obsługi programu komputerowego DYNINST - Gliwice 2003.
 50. Foit H.: Wpływ temperatury powietrza wewnętrznego na zyski ciepła od promieniowania słonecznego przez nieprzeźroczyste wielowarstwowe przegrody budowlane. IX Konferencja Naukowo – Techniczna „Fizyka budowlanej w teorii i praktyce”. Łódź, czerwiec 2003.
 51. Foit H.: Instrukcja obsługi programu komputerowego MULIWAL . Gliwice 1999.
 52. Foit H., Ferdyn- Grygierek J.: Niskoenergetyczne systemy grzewcze budynków. IX Konferencja Naukowo – Techniczna „Fizyka budowlanej w teorii i praktyce”. Łódź, czerwiec 2003.
 53. Foit H., Lubina P.: Propozycja metody obliczania sezonowego zapotrzebowania ciepła dla potrzeb wentylacji w budynkach mieszkalnych, Materiały V Konferencji Naukowo - Technicznej „Fizyka budowlanej w teorii i praktyce”. Łódź 1997.
 54. Foit H., Lubina P., Nantka M.: Wentylacja budynków mieszkalnych i ich roczne potrzeby cieplne. Materiały konferencyjne jubileuszowego IX Zjazdu Ogrzewników Polskich „Problemy ciepłownictwa, ogrzewnictwa, wentylacji i klimatyzacji”. Warszawa 1996.
 55. Foit H., Lubina P., Majerski S.: Wyznaczanie sezonowego zapotrzebowania na ciepło dla wentylacji budynków mieszkalnych. XIII Ogólnopolska Konferencja Naukowo - Techniczna „Wentylacja i Termoenergetyka w Budownictwie Ogólnym”. Zakopane-Kościelisko 1999.
 56. Foit H., Lubina P.: Sezonowe zapotrzebowanie ciepła do wentylacji dla budynków mieszkalnych. COW 3, 4/2000.
 57. Foit H., Lubina P., Kawalerowicz M.: Średnie miesięczne w sezonie grzewczym liczby wymian powietrza w przypadku wentylacji naturalnej budynków mieszkalnych. Instal 1/2002.
 58. Foit H., Majerski S.: Rok porównawczy parametrów klimatu zewnętrznego dla potrzeb wentylacji i klimatyzacji. COW 6-7/1982.
 59. Foit H., Majerski S.: Optymalizacja składu i wielkości elementów wieloźródłowego zasilania w ciepło budynków mieszkalnych. COW 8/1992.
 60. Foit H., Majerski S.: Biwalentne źródła ciepła dla budynków mieszkalnych. COW 11/1994.
 61. Foit H., Miara M.: Zaopatrzenie w ciepło pasywnych budynków mieszkalnych. INSTAL nr 2, 2004.
 62. Foit H., Kolasa C., Majerski S., Nantka M.: Wieloźródłowa stacja ciepła. COW 9/1992.
 63. Foit H.: Determining the heat requirements for residential buildings. Energy Supply for Modern Buildings, Gliwice, September 21 –24, 2004.
 64. Foit H.: Określenie sposobu zasilania w ciepło budynku mieszkalnego za pomocą programu komputerowego Multiwal. Cz. I, II COW 6,7 /2002.
 65. Foit H.: Zasilanie budynku mieszkalnego w ciepło ze źródła ciepła zawierającego kolektory słoneczne. Materiały X Konferencji Naukowo -Technicznej „Fizyka budowlanej w teorii i praktyce”, Łódź 2005.
 66. Gandemer J. i inni: Champ de pression moyenne sur les constructions usuelles. Application à la conception des installations de ventilation, Cahiers du Centre Scientifique et Technique du Batiment N° 187 6/1978 .
 67. Gdula S. J. i inni: Przewodzenie ciepła. PWN, Warszawa 1984.
 68. Gertis K., Wolfseher U.: Veränderung des thermischen Mikroklimas durch Bebauung. GI 1/1977.
 69. Górczyński J.: Opłacalność termorenowacji cieplnej budynków przemysłowych. Gospodarka Paliwami i Energią 5/1992.

70. Górczyński J.: Optymalna grubość izolacji cieplnej w istniejących przegrodach przemysłowych. Gospodarka Paliwami i Energią 6/1996.
71. Górczyński J.: Ekologiczna ocena efektów termomodernizacji przegrody zewnętrznej budynku. Gospodarka Paliwami i Energią 10/1997.
72. Grochal P.: Das Transparente Wärmedämmverbundsystem. Bauphysik 6/1996.
73. Gryglaszewski L.: Pompy ciepła CETUS. Dolne źródła ciepła. SeCeS-Pol. Gdańsk 1995.
74. Gustafsson S.I.: A computer model for optimal energy retrofits in multi-family buildings. Swedish Council for Building Research, Stockholm 1990.
75. Hausladen G., Springl P.: Heizung und Lüftung im Niedrigenergiehaus. IRB Verlag, 2000.
76. Heindl W., Koch H. A.: Die Berechnung von Sonneneinstrahlungsintensitäten für wärmetechnische Untersuchungen im Bauwesen. GI 11/1976.
77. Hell F.: Folgen abgesenkter Auslegungstemperaturen bei Heizanlagen. HLH 5/1996.
78. Hopkowicz M., Szul A.: Ocena wpływu zmian klimatu zewnętrznego oraz sposobu użytkowania pomieszczeń mieszkalnych na ich mikroklimat. The 9-th International Conference of Air Conditioning & District Heating. Wrocław 1998 .
79. Horn A.: GetSolar. Version 7.4. 2004.
80. Humm O.: NiedrigEnergieHäuser. ISE, Ökobuch-Magnum, Freiburg 1997.
81. Jahn A.: Das Test- Referenzjahr. HLH 1997.
82. Jędrzejuk H.: Optymalizacja wielokryterialna wykorzystania źródeł ciepła w urządzeniach grzewczych i przygotowania ciepłej wody użytkowej. Praca doktorska, Warszawa 1995.
83. Jędrzejuk H., Marks W.: Optymalizacja kształtu i struktury budynków oraz wykorzystania źródeł ciepła. Sformułowanie zagadnienia. Materiały VI Konferencji Naukowo - Technicznej „Fizyka budowlanej w teorii i praktyce”. Łódź 1997.
84. Jędrzejuk H., Marks W., Owczarek S.: Optymalizacja kształtu i struktury budynków oraz wykorzystania źródeł ciepła. Sposób rozwiązania i przykład. Materiały VII Konferencji Naukowo -Technicznej „Fizyka budowlanej w teorii i praktyce”. Łódź 1999.
85. Jędrzejuk H., Marks W.: Optymalizacja ewolucyjna osiedli mieszkaniowych. Sformułowanie zagadnienia i optymalizacja kształtu budynków. Materiały IX Konferencji Naukowo -Technicznej „Fizyka budowlanej w teorii i praktyce”. Łódź 2003.
86. Khartchenko N.V.: Thermische Solaranlagen. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York 1996.
87. Kast W.: Zum Erscheinen der DIN 4725- Warmwasser- Fußbodenheizung. HLH /1993.
88. Klein S.A. i inni: TRNSYS. Solar Energy Laboratory. University of Wisconsin- Madison. Madison. July 1994.
89. Koczyk H.: Ogrzewnictwo dla praktyków. System Service. Poznań 2002.
90. Kołodziejczyk W.: Sprawność energetyczna instalacji centralnego ogrzewania. Instal 7-8/2003.
91. Korn G.A., Korn T.M.: Matematyka. PWN, Warszawa 1983.
92. Kossecka E., Łaskot K., Prętczyński Z.: Skrócony testowy sezon grzewczy. IPPT, PAN Warszawa 1992.
93. Krause T.: Ogrzewanie słoneczne. Polski Instalator 4,5/1999.
94. Lewandowski W.: Proekologiczne źródła energii odnawialnej. WNT, Warszawa 2001.
95. Lillich K.H.- Einheitliche Bewertung von Wärmeerzeugern. HLH 12/1995.
96. Loewer H.: Mensch und Raumluft- Gedanken zum wirtschaftlichen Einsatz lüftungstechnischer Maßnahmen. KI Klima- Kälte- Heizung 5/1983.
97. Lorenz W.: Die Auslegungskriterien einer Prismenscheibe für Sonnenschutz und Energieeinsparung. GI 3/2003.
98. Lund H.: Test reference Year, weather data for Enviromental Engineering and Energy Consumption in Buildings. London, September 1975.

99. Lübke P.: Belüftung von Wohneinheiten im Internationalen Vergleich. HLH 8. 1984.
100. Lüdemann B., Schmitz G.: Heizung und Warmwasserbereitung im Niedrigenergiehaus. HLH 3/2003.
101. Maier C.: Die wirtschaftliche Gebäudedämmkonzeption. Teil 1,2,3. BAUPHYSIK. 1,3,5/1986.
102. Maier C.: Umweltschutz und Gebäudewärmedämmung, KI 12/1990.
103. Maier C.: Gebäudewärmedämmung in Spannungsfeld zwischen Wirtschaftlichkeit und Umweltschutz. KI 4/1990.
104. Marks W.: Optymalizacja wielokryterialna kształtów budynków wielorodzinnych. XLIII Konferencja Naukowa Komitetu Inżynierii Lądowej i Wodnej PAN i Komitetu Nauki PZITB, Poznań- Krynica 1997.
105. Maszczyński E.: Optymalizacja ochrony cieplnej budynku. COW 3/1981.
106. Meissner R.: Duże instalacje słoneczne. Polski Instalator 2/2000.
107. Mierzwiński S.: Perspektywy użytkowania energii w aspekcie budownictwa. COW 2002.
108. Mróz T., Thiel. T.: Kryteria wyboru sposobu zaopatrzenia w ciepła obiektów. Ogrzewnictwo Praktyczne 4/1995.
109. Mróz T.: Kryteria wyboru sposobu zaopatrzenia w ciepło obiektów. Materiały konferencji Naukowo - Technicznej „Zamiana ogrzewania węglowego na gazowe i olejowe w małych i średnich kotłowniach”. Opole 1997.
110. Nawrocki W.: Wentylacja i odprowadzanie spalin. XVIII Ogólnopolska Konferencja-Warsztaty Pracy Projektanta Konstrukcji. Ustroń 2003.
111. Nantka M. B.: Air infiltration and ventilation in relation to the thermal performance to dwelling houses in Poland. Building Service Engineering. Research and Technology. Volume 7, 1/1986.
112. Nowak B.: Model ogólny i model wskaźników jednostkowych poboru ciepłej wody w wielorodzinnych budynkach mieszkalnych. COW 8/1997.
113. Nejrzanowski J., Szaflik W.: Zmienność poboru ciepłej wody użytkowej w budynkach mieszkalnych wielorodzinnych wyposażonych w wodomierze mieszkaniowe. COW 1/1999.
114. Olesen, W. Mortensen, E. Thorshauge, J. Berg-Munch : Thermal comfort in a room heated by different methods, ASHRAE Transactions. Volume 86, nr 18.
115. Olesen B.: Vereinfachte Methode zur Vorausberechnung des thermischen Raumklimas. HLH 4/1995.
116. Olesen B.: Sind „Kalte“ Fensterflächen heute noch ein Problem? HLH 1/2003.
117. Olszewski P.: Dobór mocy na potrzeby c.o. i c.w.u. w budynkach jednorodzinnych. COW 7-8/2001.
118. Owczarek S.: Optymalizacja kształtu budynków energooszczędnych o podstawie wieloboku. Studia z zakresu inżynierii. PAN, Warszawa 1992.
119. Owczarek S.: Wieloparametrowy model wektorowy gęstości strumienia słonecznego promieniowania na dowolną płaszczyznę, Materiały V Konferencji Naukowo - Technicznej „Fizyka budowli w teorii i praktyce”. Łódź 1995.
120. Owczarek S.: Weryfikacja modelu gęstości promieniowania słonecznego na dowolną płaszczyznę dla potrzeb budownictwa i heliotechniki. Materiały VII Konferencji Naukowo - Technicznej „Fizyka budowli w teorii i praktyce”. Łódź 1999.
121. Paczkowski W.M.: Wybrane problemy dyskretnej optymalizacji ewolucyjnej. Prace Naukowe Politechniki Szczecińskiej Nr 544. Szczecin 1999.
122. Paradigma. Dane techniczne do projektowania. 2003/2004.
123. Polenske G.: Feuchteabhängige Grundlüftung von Wohnungen. HLH 2/1992.
124. Polenske G.: Kontrollierte Lüfterneuerung im Wohnbau. HLH 10/1992.

125. Portacha J.: Koszty i opłaty ekologiczne przy wytwarzaniu ciepła w źródłach indywidualnych i scentralizowanych. COW 12/1998.
126. PN-74/B-03404: Współczynniki przenikania ciepła K dla przegród budowlanych.
127. PN-82/B-02020: Ochrona cieplna budynków. Wymagania i obliczenia.
128. PN-91/B-02020: Ochrona cieplna budynków. Wymagania i obliczenia.
129. PN-90/M-75010: Termostatyczne zawory grzejnikowe. Wymagania i badania.
130. PN- 82/B-02403. Temperatury obliczeniowe wewnętrzne.
131. PN-EN-02025/2001. Obliczenia sezonowego zapotrzebowania na ciepła do ogrzewania budynków mieszkalnych i zamieszkania zbiorowego.
132. PN-B-03406. Obliczanie zapotrzebowania na ciepło pomieszczeń o kubaturze do 600 m³.
133. PN-B-03430. 1083/Az3; 2000. Wentylacja w budynkach mieszkalnych zamieszkania zbiorowego i użyteczności publicznej.- Wymagania.
134. PN-EN-ISO 6946. Opór cieplny i współczynnik przenikania ciepła. Metoda obliczania.
135. PN-EN 832/2001. Właściwości cieplne budynków. Obliczanie zapotrzebowania na energię do ogrzewania. Budynki mieszkalne.
136. Pogorzelski J.A., Rudczyk- Malijewska E.: Optymalna izolacyjność cieplna przegród zewnętrznych. Materiały Budowlane 1/2004.
137. Pluta Z.: Zbiorniki magazynujące ciepło w instalacjach pozyskujących energię promieniowania słonecznego. COW 10/1997.
138. Pluta Z.: Słoneczne instalacje energetyczne. OWPW. Warszawa 2003.
139. Postrzednik S.: Analiza porównawcza różnych sposobów pozyskiwania energii dla celów grzewczych. Gospodarka Paliwami i Energią 5/1994.
140. Reichmann H.: Heizkörper-Konstruktionen für Niedertemperatur. HLH 2/1985.
141. Robakiewicz M.: Ekonomia termorenowacji budynków. Budownictwo i Gospodarka Miejska 7/94.
142. Robakiewicz M.: Optymalne izolowanie termiczne zewnętrznych ścian budynków. Materiały Budowlane 3/2005.
143. Rozporządzenie Ministra Infrastruktury w sprawie warunków technicznych, jakim powinny odpowiadać budynki i ich usytuowanie. Dz U nr 75. Warszawa 15.06.2002.
144. Rozporządzenie Ministra Infrastruktury z dnia 15. 01 2002r. w sprawie szczegółowego zakresu i formy audytu energetycznego. Dz U nr 114. Warszawa 12/02.
145. Rubik M.: Pompy ciepła. Warszawa 1996.
146. Rubik M.: Współpraca sprężarkowych pomp ciepła z instalacjami odbiorczymi. COW 6,7/1997.
147. Rudczyk- Malijewska E., Sarosiek W.: Błędy termiczne w projektach architektoniczno-budowlanych. Materiały Budowlane 1/2003.
148. Rusiński H.: Koszty systemów ociepleń ścian zewnętrznych. Materiały Budowlane 1/2004
149. Schmidt T., Mangold D., Müller- Steinhagen H: Central solar heating plants with seasonal storage in Germany. Solar Energy 76/2004.
150. Schinke H., Mostofizadeh Ch.: Messung von Erdreichtemperaturen bei direktem Wärmeentzug durch den Verdampfer einer Wärmepumpe. HLH 3/1981.
151. Schlapmann Dieter: Konvektiver Wärmeübergang an beheizten Fussboden, VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf 1982.
152. Składzień J., Fic A., Hanuszkiewicz- Drapała M.: Thermal Analysis of the Systems: Ground Heat Exchanger- Heat Pump.
153. Skorek J., Kruppa R.: Analysis of Exergy Losses in Domestic Heating Systems. Materiały międzynarodowej konferencji „Energy Conservation in Buildings and Community Systems. Kraków, listopad 2001.

154. Skorek J., Kruppa R.: Analysis of Exergy Losses in Domestic Heating Systems. Materiały międzynarodowej konferencji „ECOS”, Berlin 2002.
155. Smolec W.: Fototermiczna konwersja energii słonecznej. PWN, Warszawa. 2000.
156. Sokalski J.: Mury szczelinowe. Przegląd Budowlany 3/1993.
157. Stachniewicz R.: Opłacalność wymiany okien w budynkach zasilanych ze scentralizowanych systemów ciepłowniczych. Materiały Budowlane 2/2004.
158. Szargut J., Ziębik A.: Podstawy energetyki cieplnej. PWN, Warszawa. 2000.
159. Szargut J.: Metody numeryczne w obliczeniach cieplnych pieców przemysłowych. Wydawnictwo Śląsk, Katowice 1977.
160. Szargut J., Składzień J.: Zastosowanie metody egzodus do obliczania periodycznie zmiennych pól temperatury. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej. Energetyka z. 50, Gliwice 1974.
161. Szargut J.: Efektywność energetyczna komunalnych pomp ciepła. COW 5/1991.
162. Szargut J.: Analiza termodynamiczna i ekonomiczna w energetyce przemysłowej. WNT, Warszawa 1983.
163. Szczechowiak E.: Bilans cieplny okien w sezonie grzewczym. The 9-th International Conference of Air Conditioning & District Heating. Wrocław 1998.
164. Urbanek T., Göring J.: Neue Wege bei der Absicherung große Kollektorfelder. HLH 7/2002.
165. Van Paassen A. H. C., De Jong A.G.: The Syntetical Reference Outdoor Climate. Energy and Buildings, 1979.
166. VDI1428. Wirtschaftlichkeit Gebäudetechnischer Anlagen. VDI Berichte 1428/1999.
167. VDI2067: Berechnung der Kosten von Wärmeversorgungsanlagen.
168. Viessmann. Systemy solarne. Wytyczne projektowania.
169. Viessmann. Pompy ciepła. Dane techniczne.
170. Voss K., Stahl W.: Goetzberger A. Das Energieautarke Solarhaus. Bauphysik 3/1993.
171. Weiersmüller R.: Durchfluss und Wärmeaustauscherbemessung bei Sonnenenergieanlagen. HLH 5/1985.
172. Wiśniewski G., Gołębiowski S., Gryciuk M.: Kolektory słoneczne. COIB. Warszawa 2001.
173. Wiśniewski S.: Wymiana ciepła. PWN, Warszawa, 1979.
174. Wolff D., Budde J., Sproten H.: Vereinfachte Heizlastberechnung für hochwärmegedämmte Gebäude. HLH 9/1994.
175. Wollerstrand J.: Wymiarowanie przepływowych podgrzewaczy ciepłej wody użytkowej. COW 2/2000.
176. Zalewski W.: Pompy ciepła sprężarkowe, sorpcyjne, termoelektryczne. IPPU MASTA 2001.
177. Zawadzki M.: Kolektory słoneczne, pompy ciepła na tak. Polska Ekologia, 2003.
178. Ziębik A.: Systemy energetyczne. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 1991.
179. Zöllner G.: Niedertemperaturheiztechnik. HLH 1/1979.
180. Żarski K.: Obiegi wodne i parowe w kotłowniach. Technika instalacyjna w budownictwie. Warszawa 2000.

Dodatek

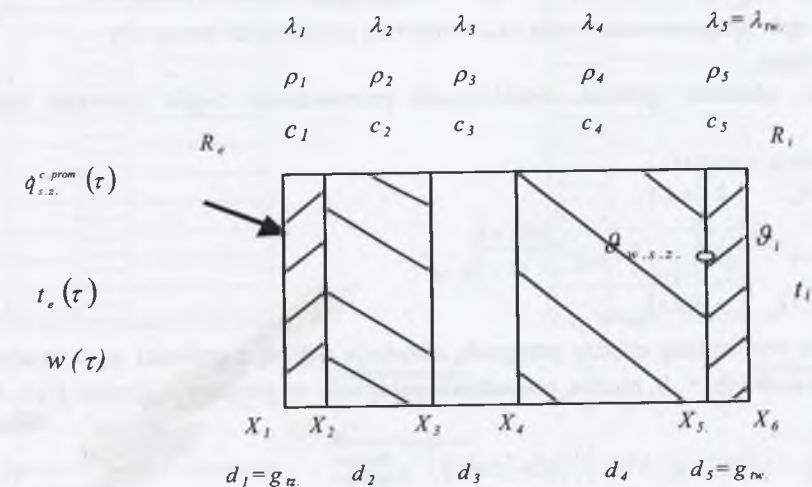
A. Przyjęte modele matematyczne przepływu ciepła przez przegrody z izolacją transparentną i nieprzezroczystą. Zastosowany sposób wyznaczania strumieni ciepła wymienianych przez przegrody

A.1. Model matematyczny przepływu ciepła przez przegrody nieprzezroczyste pokryte tynkiem nieprzezroczystym i zastosowany sposób wyznaczania strumieni ciepła wymienianych przez przegrody

A.1.1. Założenia dotyczące przepływu ciepła w przegrodzie

- przepływ ciepła przez przegrodę można traktować jako jednowymiarowy,
- współczynniki określające własności materiałów przegrody są stałe,
- współczynniki: absorpcji promieniowania słonecznego oraz emisji promieniowania długofalowego powierzchni przegrody i otoczenia są stałe,
- wymiana ciepła przez promieniowanie długofalowe między wewnętrzną powierzchnią przegrody a otoczeniem wewnętrznym związana jest ze stałą i jednolitą temperaturą otoczenia równą $t_i = 20^\circ\text{C}$,
- współczynnik konwekcyjnego przejmowania ciepła po wewnętrznej stronie przegrody jest stały.

A.1.2. Rozważany model matematyczny niustalonego przepływu ciepła przez przegrodę



Rys. A.1. Przegroda wielowarstwowa

Fig. A.1. Multilayer wall

Po przyjęciu założeń można napisać:

- dla $X_1 < x < X_6$ i wewnątrz poszczególnych warstw:

$$\frac{\partial \vartheta(x, \tau)}{\partial \tau} \cdot c \cdot \rho = \frac{\partial}{\partial x} \left[\lambda \cdot \frac{\partial \vartheta(x, \tau)}{\partial x} \right], \quad (\text{A.1})$$

• dla $x = X_1$:

$$\frac{t_e(\tau) + \left[q_{s.z.}^{c.prom.}(\tau) \cdot a_{abs}^{s.z.} \cdot R_e' - \vartheta(X_1, \tau) \right]}{R_e} = -\lambda_1 \cdot \frac{\partial \vartheta(x, \tau)}{\partial x}, \quad (\text{A.2})$$

$$\left[R_e'(\tau) \right]^{-1} = 2,8 + 3,0 \cdot w(\tau) + \frac{\varepsilon_{s.z.z} \cdot \varepsilon_o \cdot \sigma \cdot \left\{ \left[\frac{273,15 + t_e(\tau) - 6}{100} \right]^4 - \frac{1}{\varepsilon_o} \left[\frac{\vartheta(X_1, \tau) + 273,15}{100} \right]^4 \right\}}{t_e(\tau) - \vartheta(X_1, \tau)} = 2,8 + 3,0 \cdot w(\tau) + \Delta \alpha_e, \quad (\text{A.3})$$

• dla $x = X_6$:

$$\lambda_5 \cdot \frac{\partial \vartheta(x, \tau)}{\partial x} = (t_i - \vartheta(X_5, \tau)) \cdot (R_{ki}^{-1} + [\Delta \alpha(\tau)]), \quad (\text{A.4})$$

przy czym:

$$\Delta \alpha(\tau) = \frac{\sigma \cdot \varepsilon_{s.z.w} \cdot \left\{ \left[\frac{\vartheta(X_6, \tau) + 273,15}{100} \right]^4 - \left[\frac{t_i + 273,15}{100} \right]^4 \right\}}{\vartheta(X_6, \tau) - t_i}, \quad (\text{A.5})$$

gdzie:

$a_{abs}^{s.z.}$ - współczynnik absorpcji promieniowania słonecznego,

$\varepsilon_{s.z.w}, \varepsilon_{s.z.z}$ - współczynniki emisji promieniowania długofalowego wewnętrznej i zewnętrznej powierzchni przegrody,

ε_o - współczynniki emisji promieniowania długofalowego otoczenia zewnętrznego przegrody,

$q_{s.z.}^{c.prom.}$ - natężenie promieniowania słonecznego całkowitego na powierzchnię przegrody,

t_e - temperatura powietrza zewnętrznego,

R_{ki} - opór konwekcyjnego wnikania ciepła na wewnętrznej powierzchni przegrody,

R_e' - zastępczy opór przyjmowania ciepła na zewnętrznej powierzchni przegrody,

w - prędkość wiatru,

c, ρ, λ - ciepło właściwe, gęstość, współczynnik przewodzenia ciepła materiału warstw przegrody.

Model uzupełniają warunki:

dla $x = X_n$; $2 \leq n \leq 5$,

$$\lambda_{x_1-dx} \cdot \frac{\partial \vartheta(x, \tau)}{\partial x} \Big|_{X_n+dx} = \lambda_{x_1-dx} \cdot \frac{\partial \vartheta(x, \tau)}{\partial x} \Big|_{X_n-dx}, \quad (\text{A.6})$$

$$\vartheta(x, \tau) \Big|_{X_n+dx} = \vartheta(x, \tau) \Big|_{X_n-dx}. \quad (\text{A.7})$$

Strumień ciepła wymieniany między przegrodą z izolacją cieplną o grubości g_{iz} a wnętrzem pomieszczenia w chwili τ, h , można, po podziale przegrody na warstwy dyskretne (rys. A.1), zapisać jako:

$$q(g_{iz}, \tau) = \left[\vartheta_{w.z.z}(g_{iz}, \tau) - t_i \right] \cdot \left[(R_{ki}^{-1} + [\Delta \alpha(\tau)])^{-1} + \frac{g_{iz}}{\lambda_{tw}} \right]. \quad (\text{A.8})$$

Dla określenia $\vartheta_{w.z.z}(g_{iz}, \tau)$, po założeniu $\Delta \alpha_e = const$, zastosowano metodę Exodus [67,159] (opartą na wykorzystaniu bilansów elementarnych z ilorazem różnicowym przednim), w związku z czym:

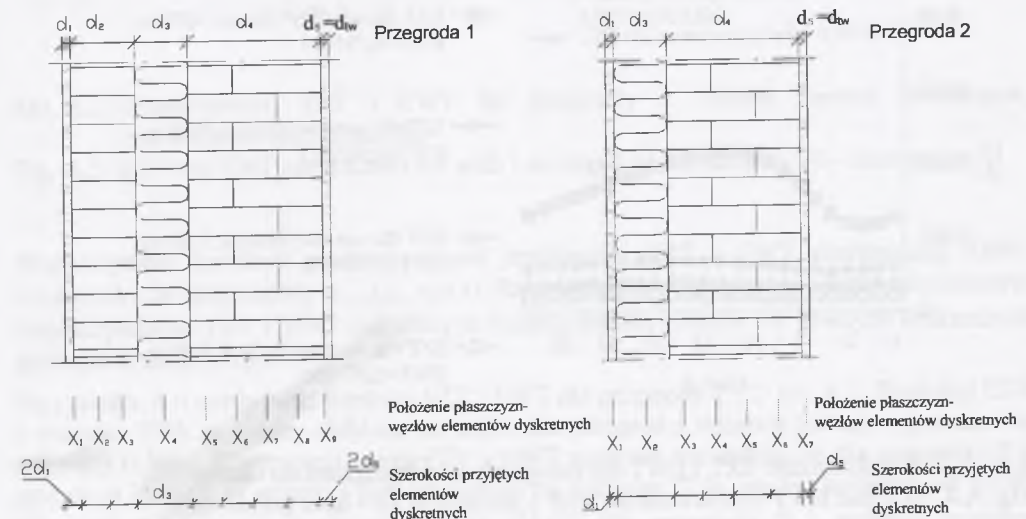
$$\vartheta_{w.z.z}(g_{iz}, \tau) = \sum_{n=1}^{n=n_k} \left\{ EZT(n) \cdot \left[t_e(\tau-n) + \left(q_{s.z.}^{c.prom.}(\tau-n) \cdot a_{abs}^{s.z.} \cdot R_e' \right) \right] + EWT \cdot t_i \right\}, \quad (\text{A.9})$$

gdzie: n_k - liczba godzin, po której następuje dotarcie prawie wszystkich cząstek do rozpatrywanych brzegów.

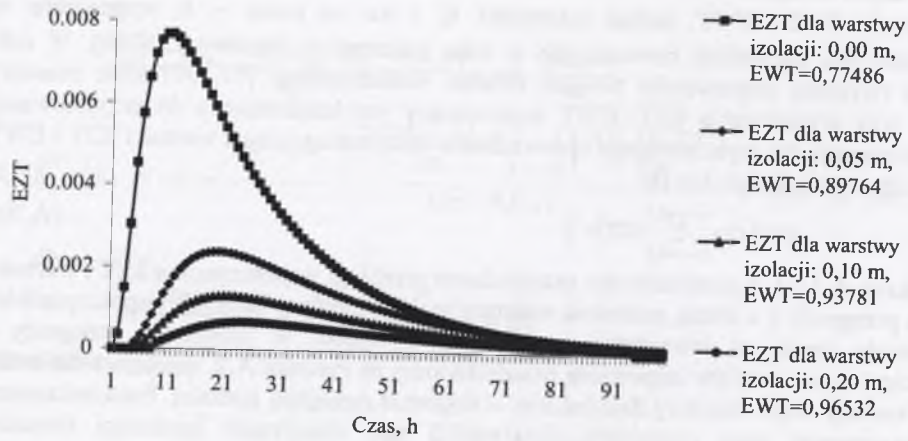
Współczynniki EZT i EWT, wobec zależności R_e' i $\Delta \alpha$ od czasu τ, h , wyznaczone są każdorazowo dla wszystkich rozważanych w roku momentów czasowych (8760). W celu uzyskania fizycznej poprawności równań bilansu elementarnego [67,159] krok czasowy używany przy wyznaczaniu EZT, EWT dostosowany jest każdorazowo do przyjmowanej sieci dyskretyzacji, po czym następuje sprowadzanie otrzymanego ciągu wartości EZT i EWT do ciągu odpowiadającego $\Delta \tau = 1h$:

$$EZT(\tau) = \sum_{\tau=\tau-0,5}^{\tau+\tau+0,5} EZT(\tau^+). \quad (\text{A.10})$$

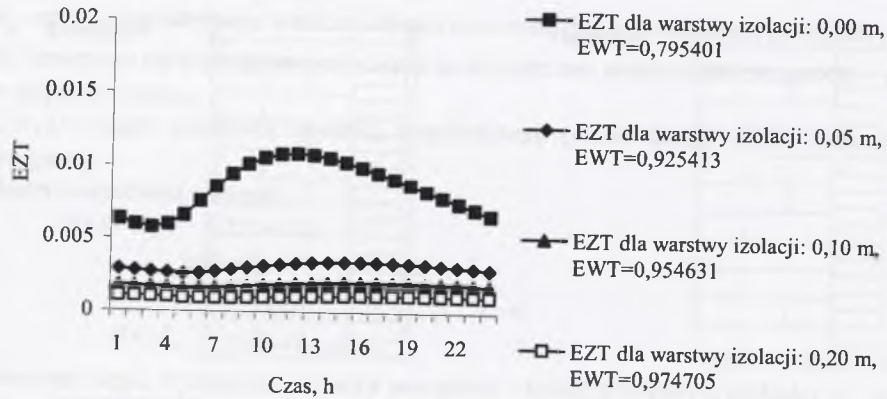
Na rysunkach A.3 i A.4 przedstawiono przykładowe przebiegi współczynnika EZT i wartości EWT dla przegrody 1 z różną grubością warstwy izolacji cieplnej i stałych współczynników przyjmowania ciepła na zewnętrznej powierzchni przegród. W przypadku przegrody z izolacją cieplną sieć węzłów odpowiada przedstawionej na rysunku A.2, natomiast dla braku warstwy izolacji dobre rezultaty daje już sieć o 4-krotnie mniejszej gęstości. Potwierdzeniem uwag dotyczących sieci elementów dyskretnych jest obserwacja zgodności ilorazów $(R_i + g_{tw} \cdot (\lambda_{tw})^{-1}) \cdot U^{-1}$ i współczynników EWT, przy czym U jest współczynnikiem przenikania ciepła przez przegrodę. Współczynniki podane na rys. A.4 odnoszą się do 2-krotnie gęstszej sieci węzłów w stosunku do podanej na rys. A.1 i sprowadzone zostały do okresowo (24h) powtarzalnych. Wartości ilorazów oporów $(R_i + g_{tw} \cdot (\lambda_{tw})^{-1}) \cdot U^{-1}$ dla przegrody 1 i grubości warstwy izolacji: $g_{iz} = 0,00, 0,05, 0,10, 0,20$ m wynoszą odpowiednio: 0,775, 0,916, 0,949, 0,971 i powinny im odpowiadać wartości współczynników EWT. W przypadku sieci węzłów, takiej jaką przyjęto przy sporządzaniu rys. A.4, ilorazy oporów $(R_i + 0,5 \cdot g_{tw} \cdot (\lambda_{tw})^{-1}) \cdot U^{-1}$ dla podanych grubości warstw izolacji wynoszą: 0,795, 0,924, 0,953, 0,974.



Rys. A.2. Przyjęte siatki dyskretyzacji dla dwóch typów przegród budowlanych
Fig. A.2. Discrete lattices assumed for two wall types



Rys. A.3. Współczynniki EZT i EWT dla przegrody 1
Fig. A.3. EZT and EWT coefficients for wall 1



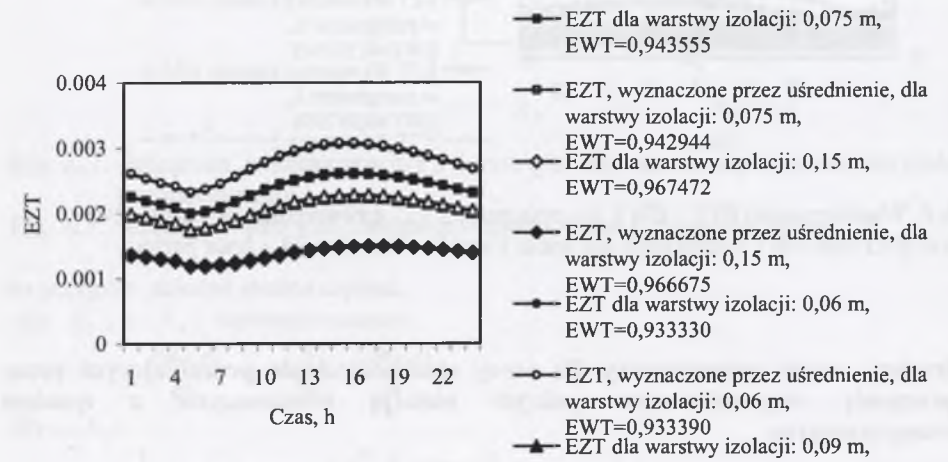
Rys. A.4. Współczynniki EZT i EWT dla przegrody 1 sprowadzone do okresu 24h
Fig. A.4. EZT and EWT coefficients for wall 1 reduced to 24 – hour period

Z rysunku A.3 wynika, że po 72 godzinach wartość sumy współczynników EZT i EWT przekracza 0,975. Oznacza to, że na strumień ciepła wymieniany przez przegrodę między wewnątrz pomieszczenia a jego otoczeniem zewnętrznym praktycznie nie wpływa stan parametrów klimatu zewnętrznego występujący trzy dni wcześniej w stosunku do rozważanego momentu czasowego.

Na rysunku A.4 przedstawiono współczynniki EZT i EWT dla przegrody 1 i czterech stanów jej izolacji cieplnej, sprowadzone do okresu 24h, natomiast na rysunku A.5 porównano współczynniki EZT i EWT uzyskane poprzez obliczenia bezpośrednie i wyznaczone na drodze aproksymacji, zgodnie z zależnością:

$$EZT(g_{iz}) = [EZT(g_*)] \cdot \frac{g_{iz} - g_*}{g_{**} - g_*} \cdot f^* + [EZT(g_{**})] \cdot \left(1 - \frac{g_{iz} - g_*}{g_{**} - g_*}\right) \cdot f^*, \quad (A.11)$$

$$f^* = -0,02924 \cdot \left(\frac{g_{iz} - g_*}{g_{**} - g_*}\right)^2 - 0,128655 \cdot \left(\frac{g_{iz} - g_*}{g_{**} - g_*}\right) + 0,926834. \quad (A.12)$$



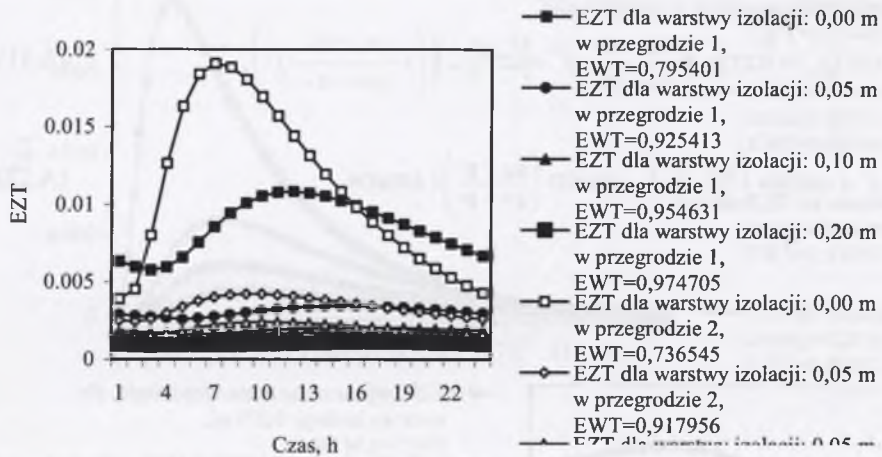
Rys. A.5. Współczynniki EZT i EWT dla przegrody 1, liczone poprzez uśrednianie, sprowadzone do okresu 24h

Fig. A.5. EZT and EWT coefficients for wall 1 averaged and reduced to 24 – hour period

Współczynniki korelacji porównywanych przebiegów EZT i EWT przekraczają 0,999. Oznacza to, że temperaturę $\vartheta_{w,s,z}(g_{iz}, m, d, \tau)$ dla dowolnej g_{iz} można wyznaczać na podstawie współczynników EZT i EWT określonych według metody Exodus dla pewnych dyskretnych grubości izolacji g_* , g_{**} .

Na rysunku A.6 porównano wartości EZT i EWT dla przegrody 1 i 2- rys. A.2. Przebiegi EZT i wartości EZW są bardzo zbliżone do siebie dla przegród z warstwą izolacji o grubości co najmniej 0,10 m. Obserwacja sumy EZT i EWT pozwala stwierdzić, że dla przegrody 2 z grubością izolacji co najmniej 0,05 m wartość tej sumy po 72 h nie jest mniejsza od 0,975. Wartości ilorazów oporów $(R_i + (g_{iw} \cdot 0,5) \cdot (\lambda_{iw})^{-1}) \cdot U^{-1}$ dla przegrody 2 i grubości warstwy izolacji $g_{iz} = 0,00, 0,05, 0,10, 0,20$ m wynoszą: 0,736, 0,917, 0,9507, 0,973.

Metoda Exodus w odniesieniu do wyznaczania zysków ciepła od promieniowania słonecznego nie jest z pewnością metodą optymalną. Jej przyjęcie wynikało z możliwości wykorzystania opracowanych już wcześniej procedur do określania strumieni ciepła, przenikających przez przegrody, dla okresowo powtarzalnych zmian parametrów klimatu zewnętrznego.



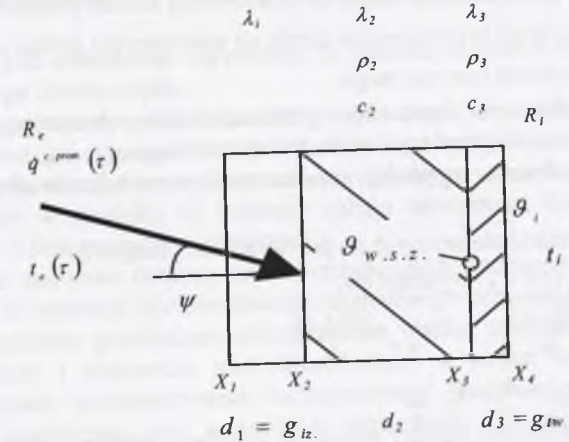
Rys. A.6. Współczynniki EZT i EWT dla przegrody 1 i 2, sprowadzone do okresu 24h
 Fig. A.6. EZT and EWT coefficients for walls 1 and 2 reduced to 24 – hour period

A.2. Przyjęty model matematyczny dla oceny strumieni ciepła przenikających przez przegrody nieprzezroczyste pokryte izolacją przezroczystą z tynkiem transparentnym

A.2.1. Założenia dotyczące przepływu ciepła przez przegrodę

- Przepływ ciepła przez przegrodę można traktować jako jednowymiarowy.
- Współczynniki określające własności materiałów przegrody są stałe.
- Można zaniedbać zmiany temperatury warstwy i tynku transparentnego na skutek pochłaniania promieniowania słonecznego.
- Pojemność cieplna warstwy izolacji przezroczystej jest pomijalnie mała.
- Wymiana ciepła przez promieniowanie długofalowe między wewnętrzną powierzchnią przegrody a otoczeniem wewnętrznym związana jest ze stałą i jednolitą temperaturą otoczenia równą t_i .
- Współczynniki konwekcyjnego przejmowania ciepła po zewnętrznej i wewnętrznej stronie przegrody są stałe.

A.2.2. Rozważany model matematyczny nieustalonego przepływu ciepła między otoczeniem wewnętrznym i zewnętrznym przegrody pionowej o orientacji i



Rys. A.7. Przegroda wielowarstwowa z warstwą izolacji przezroczystej i warstwą tynku transparentnego
 Fig. A.7. Multilayer wall with transparent insulation and transparent plaster

Po przyjęciu założeń można napisać:

- dla $X_2 \leq x \leq X_4$ i wewnątrz warstw:

$$\frac{\partial \theta(x, \tau)}{\partial \tau} \cdot c \cdot \rho = \frac{\partial}{\partial x} \left[\lambda \cdot \frac{\partial \theta(x, \tau)}{\partial x} \right], \tag{A.13}$$

- dla $x = X_2$:

$$\left\{ t_e(\tau) + [R_e + g_{iz} \cdot (\lambda_1)^{-1}] \cdot [\dot{q}_{s.z.}^{prom.}(\tau)] \cdot \tau^{iz.tr.}(\psi, g_{iz}) + \right. \\ \left. + [\dot{q}_{s.z.}^{prom.}(\tau)] \cdot \tau^{iz.tr.}(g_{iz}) - \theta(X_2, \tau) \right\} \frac{1}{R_e + g_{iz} \cdot (\lambda_1)^{-1}} = -\lambda_2 \cdot \frac{\partial \theta(x, \tau)}{\partial x}, \tag{A.14}$$

Przyjęto równocześnie, że:

$$\tau^{iz.tr.}(\psi, g_{iz}) = [\tau^{iz.tr.}(g_{iz})] \cdot \left[1 - \left(\frac{\psi}{2\pi} \right)^2 \right] = (0,75 - 0,05 \cdot g_{iz}) \cdot \left[1 - \left(\frac{\psi}{2\pi} \right)^2 \right], \tag{A.15}$$

przy czym współczynnik transmisji promieniowania dyfuzyjnego [72,170] wynosi:

$$\tau^{iz.tr.}(g_{iz}) = 0,75 - 0,05 \cdot g_{iz}, \tag{A.16}$$

- dla $x = X_4$:

$$-\lambda_3 \cdot \frac{\partial \theta(x, \tau)}{\partial x} = [\theta(X_4, \tau) - t_i] \cdot \left(\frac{1}{R_{ki}} + \Delta\alpha(\tau) \right), \tag{A.17}$$

$$\Delta\alpha(\tau) = \frac{\sigma \cdot \epsilon_{s.z.w} \cdot \left\{ \left[\frac{\theta(X_4, \tau) + 273,15}{100} \right]^4 - \left[\frac{293,15}{100} \right]^4 \right\}}{\theta(X_4, \tau) - t_i}, \tag{A.18}$$

gdzie:

- $a_{abs}^{s.z.}$ - współczynnik absorpcji promieniowania słonecznego,
- $\epsilon_{s.z.w}$ - współczynniki emisji promieniowania długofalowego wewnętrznej powierzchni przegrody,

$\dot{q}_{s,z}^{b.prom.}$, $\dot{q}_{s,z}^{r.prom.}$ - natężenie promieniowania słonecznego bezpośredniego i rozproszonego na powierzchni przegrody,

R_e - zastępczy opór przejmowania ciepła na zewnętrznej stronie przegrody,

R_{ki} - opór konwekcyjnego przejmowania ciepła na wewnętrznej powierzchni przegrody,

t_e - temperatura powietrza zewnętrznego,

$\tau^{iz.tr.}$, $\tau^{iz.tr.r}$ - współczynnik transmisji promieniowania słonecznego bezpośredniego i rozproszonego dla warstwy izolacji i tynku transparentnego,

c , ρ , λ - ciepło właściwe, gęstość, współczynnik przewodzenia ciepła materiału warstw przegrody,

ψ - kąt padania promieni słonecznych na powierzchnię przegrody.

Na granicy warstw ($x = X_3$) wymaga się:

$$\lambda_{x_3-dx} \left. \frac{\partial \vartheta(x, \tau)}{\partial x} \right|_{x_3+dx} = \lambda_{x_3-dx} \left. \frac{\partial \vartheta(x, \tau)}{\partial x} \right|_{x_3-dx}, \quad (A.19)$$

$$\vartheta(x, \tau)_{x_3+dx} = \vartheta(x, \tau)_{x_3-dx}. \quad (A.20)$$

Strumień ciepła wymieniany między przegrodą z izolacją cieplną o grubości g_{iz} a wnętrzem pomieszczenia w dniu d i chwili τ , po podziale przegrody na elementy dyskretne, zapisano jako:

$$\dot{q}(g_{iz}, \tau) = \left[\vartheta_{w.s.z.}(g_{iz}, \tau) - t_i \right] \cdot \left[R_{ki}^{-1} + [\Delta\alpha(\tau)] \right]^{-1} + \frac{g_{tw}}{\lambda_{tw}}. \quad (A.21)$$

Dla wyznaczenia $\vartheta_{w.s.z.}(g_{iz}, m, d, \tau)$ zastosowano metodę Exodus (jak w A.1), a wobec tego:

$$\begin{aligned} \vartheta_{w.s.z.}(g_{iz}, \tau) = & \sum_{n=1}^{n=nk} \left\{ EZT(n) \cdot \left[t_e(\tau-n) + \left[R_e + g_{iz} / \lambda_1 \right] \cdot \left[\left(\dot{q}_{s,z}^{b.prom.}(\tau-n) \right)^{\tau^{iz.tr.}}(\psi, g_{iz}) + \right. \right. \right. \\ & \left. \left. \left. + \left[\dot{q}_{s,z}^{r.prom.}(\tau) \right] \cdot \tau^{iz.tr.r}(g_{iz}) \right] \right\} + EWT \cdot t_i. \end{aligned} \quad (A.22)$$

A.3. Program komputerowy EXODUS

W oparciu o przedstawione w A.1.2 i A.2.2 modele matematyczne powstał program komputerowy EXODUS w języku Turbo Pascal, przeznaczony do wyznaczania strumieni ciepła przenikających przez typowe wielowarstwowe przegrody bez i z izolacją transparentną. Algorytm obliczeń zawiera w sobie kilka siatek dyskretyzacji przestrzennej oraz kroków czasowych, przyjmowanych w zależności od zadanych grubości i właściwości cieplnych warstw przegrody, tak aby spełnić warunek zbieżności i poprawności fizycznej w poszczególnych węzłach. Odpowiednie równania różnicowe uzyskano poprzez bilanse elementarne dla poszczególnych węzłów sieci przestrzennej. Wielkości wejściowe do programu ujmują opis składu warstwowego i własności cieplnych analizowanej przegrody, opis sytuacji (np. pochylenie) i lokalizacji przegrody (długość, szerokość geograficzna, wysokość nad poziomem morza, albedo otoczenia), t_i , numer m miesiąca, dla którego wyznaczane są strumienie ciepła oraz dane klimatyczne w postaci przebiegu: t_e , w , przeciętnego natężenia promieniowania słonecznego całkowitego i rozproszonego na płaszczyznę poziomą dla poszczególnych godzin rozpatrywanego miesiąca m oraz 15 dni poprzedzających miesiąca wcześniejszego – rozdział 7.2. Wyjściem jest przebieg przeciętnych dla kolejnych godzin rozpatrywanego miesiąca natężeń strumieni ciepła, przenikających przez zadaną przegrodę dla 8 podstawowych orientacji: S, SW, W...

B. Założenia do modelu matematycznego dla wyznaczenia sprawności regulacji dostawy ciepła z grzejników instalacji c.o. do ogrzewanych pomieszczeń, opis programu komputerowego DYNINST

Obserwacji poddane jest mieszkanie ogrzewane za pomocą instalacji wodnej zasilanej w ciepło z indywidualnego źródła ciepła.

Model matematyczny opisuje dynamiczne przekazywanie ciepła od grzejnika c.o. do wnętrza mieszkania międzykondygnacyjnego. Mieszkanie, w którym wszystkie pomieszczenia łączą się z przedpokojem a drzwi między pomieszczeniami są otwarte, natomiast kubatura łazienki jest odpowiednio mała w stosunku do kubatury całego mieszkania, traktować można jak obszar jednostrefowy o temperaturze wewnętrznej t_i .

Prezentowane główne założenia dotyczą modeli cząstkowych tworzących opis całościowy. Ogólnie zakłada się, że strumień promieniowania słonecznego bezpośredniego pada zawsze na podłogę i jest częściowo pochłaniany równomiernie wzdłuż całej powierzchni podłogi. Reszta podlega odbiciu i kierowana jest równomiernie w stronę wszystkich przegród wewnętrznych. Strumień promieniowania rozproszonego przepuszczanego przez okna rozprzestrzenia się jednakowo we wszystkich kierunkach. Wymiana ciepła między powierzchniami wewnętrznymi przegród a ich otoczeniem odbywa się przez konwekcję i promieniowanie długofalowe, przy czym przy określaniu wynikowego strumienia promieniowania długofalowego przyjmuje się, że średnia temperatura wewnętrznej powierzchni przegród otaczających równa jest aktualnej temperaturze powietrza wewnętrznego. Opór konwekcyjnego wnikania ciepła i zastępczy, w stosunku do przekazywania ciepła przez promieniowanie długofalowe, współczynnik wnikania ciepła na rozważanych powierzchniach wewnętrznych oznaczono jako: $R_{ki} \Delta\alpha$.

Zamontowana w mieszkaniu instalacja c.o. może działać w sposób ciągły lub z osłabieniem nocnym, a naddająca za t_e temperatura zasilania może być korygowana dodatkowo na podstawie pomiaru temperatury t_i w pomieszczeniu kontrolnym.

B.1. Przepływ ciepła przez pionowe przegrody z nieprzeźroczystą izolacją cieplną

Przyjęto założenia zgodne z A.1. Strumień ciepła wymieniany między przegrodą a wnętrzem pomieszczenia w chwili τ , po podziale przegrody na elementy dyskretne, zapisano jako:

$$\dot{q}(\tau) = \left[\vartheta_{w.s.z.}(\tau) - t_i \right] \cdot \left[\frac{1}{R_{ki}^{-1}(\tau) + \Delta\alpha(\tau)} + \frac{0,5 \cdot g_{tw}}{\lambda_{tw}} \right]^{-1}, \quad (B.1)$$

gdzie:

$\vartheta_{w.s.z.}(g_{iz}, d, \tau)$ - temperatura w węźle elementu dyskretnego, obejmującego warstwę tynku wewnętrznego,

R_{ki} - opór konwekcyjnego przejmowania ciepła na wewnętrznej powierzchni przegrody i na podstawie [19]:

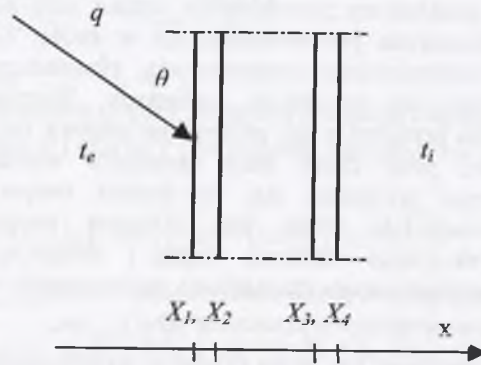
$$R_{ki}(\tau) = 1,66 \cdot \left| \vartheta_{w.s.z.}(\tau) - t_i \right|^{0,32}, \quad (B.2)$$

g_{tw} , λ_{tw} - grubość i współczynnik przewodzenia ciepła tynku wewnętrznego.

B.2. Przekazywanie ciepła przez okna

Przyjęto następujące założenia:

- podstawą do wyznaczania strumienia ciepła przez okna są wartości współczynników $U_{u.szyb}$ dla układu szyb i ościeżnic oraz współczynniki przepuszczalności dla promieniowania słonecznego podawane przez producentów,
- rozpatrywane są okna dwuszybowe, płytko osadzone w przegrodzie w stosunku do zewnętrznego lica przegrody,
- pomija się pojemność cieplną warstwy powietrza zawartego między szybami - stosunek pojemności cieplnej typowej warstwy powietrza do pojemności cieplnej szyb ograniczających warstwę powietrza wynosi $\sim 0,0015$,



Rys. B.1. Przekrój poprzeczny przez fragment szyb okna
Fig. B.1. Cross-section of a window pane

- opór cieplny $R_{w.p.}^N$ warstwy powietrza zawartego między szybami w warunkach nominalnych jest różnicą odwrotności współczynnika $U_{u.szyb}$ dla układu szyb i odwrotności zastępczych współczynników przejmowania ciepła przez konwekcję i promieniowanie dla zewnętrznych powierzchni układu szyb oraz oporów przewodzenia ciepła przez szyby. Opór ten w warunkach dowolnych, po wykorzystaniu równania opisującego zmiany ekwiwalentnego oporu cieplnego warstwy powietrza [173], jest równy:

$$R_{w.p.} = R_{w.p.}^N \cdot \left(\frac{Gr^N}{Gr} \right)^{0,25},$$

co można zapisać praktycznie jako:

$$R_{w.p.} \cong R_{w.p.}^N \cdot \left(\frac{v^N}{v} \right)^{-0,5} \cdot \left[\frac{\vartheta(X_3, \tau) - \vartheta(X_2, \tau)}{(\vartheta(X_3) - \vartheta(X_2))^N} \right]^{0,25}.$$

Zmiana oporu $\Delta R_{w.p.}$ nie przekroczy 20% w zakresie temperatury zewnętrznej: -5°C - 10°C , co oznacza ponad 90% okres czasu sezonu grzewczego. Zmiana współczynnika U okna nie powinna w tym czasie przekroczyć: 10- 16%, zależnie od U okna,

- pomija się przenoszenie ciepła przez okna na skutek przejmowania ciepła promieniowania słonecznego przez ościeżnice,

- pomija się zmniejszenie strumienia promieniowania słonecznego przepuszczanego przez układ szyb na skutek zacienienia - głębokość osadzenia okna jest niewielka, a rozpatrywane okno jest jednoramowe,
- pomija się wpływ kąta padania na przepuszczalność i absorpcję promieniowania słonecznego przez układ szyb. Wpływ kąta padania na współczynnik przepuszczalności $\tau_{s.z.}$ promieniowania słonecznego bezpośredniego zwykle wyraża się jako:

$$\tau_{s.z.}(\theta) = 1 \quad \text{dla } \theta \leq \frac{\pi}{4} \quad \text{oraz } \tau_{s.z.}(\theta) = \cos\left(2 \cdot \theta - \frac{\pi}{2}\right) \quad \text{dla } \frac{\pi}{4} < \theta < \frac{\pi}{2},$$

z czego wynika, że istotne znaczenie kąta padania θ (kąt pomiędzy kierunkiem promieni słonecznych a normalną do powierzchni szyb) na współczynnik przepuszczalności $\tau_{s.z.}$ ma miejsce dopiero przy kątach $\theta > \pi/3$. W przypadku orientacji fasad czołowych budynku z oknami w kierunku S-N czas występowania operacji promieniowania słonecznego w zakresie $\theta > \pi/3$ w okresie grzewczym jest stosunkowo krótki w ogólnym czasie świecenia Słońca,

- pomija się strumień ciepła od promieniowania słonecznego rozproszonego i bezpośredniego odbitego od podłogi i innych powierzchni przegród, a padający na wewnętrzną powierzchnię okna,
- pomija się wpływ zabrudzenia szyb na przepuszczalność promieniowania słonecznego,
- pomija się opory przewodzenia w obszarze szyb.

Na podstawie założeń można, dla części okna obejmującego układ szyb (2 szyby), napisać:

- dla $X_1 < x < X_2$ oraz $X_3 < x < X_4$, tzn. w obszarze szyb:

$$c_{szk.} \cdot \rho_{szk.} \cdot \frac{\partial \vartheta(x, \tau)}{\partial \tau} = \dot{q}_1(\tau) - \dot{q}_2(\tau) + \dot{q}^{abs}(\tau), \quad (B.3)$$

przy czym dla $X_1 < x < X_2$:

$$\dot{q}^{abs}(\tau) \approx \left[\dot{q}_{s.z.}^{c.prom}(\tau) \cdot \left\{ (1 - r_{odb}^{pow.szyby}) \cdot a_{abs}^{szyby} \cdot \left[1 + r_{odb}^{pow.szyby} \cdot (1 - r_{odb}^{pow.szyby}) \cdot (1 - a_{abs}^{szyby}) \right] \right\} \right], \quad (B.4)$$

natomiast dla $X_3 < x < X_4$:

$$\dot{q}^{abs}(\tau) \approx \left[\dot{q}_{s.z.}^{c.prom}(\tau) \cdot \left\{ (1 - r_{odb}^{pow.szyby})^2 \cdot a_{abs}^{szyby} \cdot (1 - a_{abs}^{szyby}) \right\} \right], \quad (B.5)$$

gdzie:

$r_{odb}^{pow.szyby}$ - współczynnik odbicia promieniowania słonecznego od powierzchni szyb,

a_{abs}^{szyby} - współczynnik absorpcji promieniowania słonecznego przez szybę,

$\dot{q}_{s.z.}^{c.prom}$ - natężenie strumienia promieniowania słonecznego całkowitego na powierzchni okna,

- dla $x = X_1$:

$$\dot{q}_1(\tau) = \frac{t_e(d, \tau) - \vartheta(X_1, \tau)}{R_{kr}(\tau)} \quad (B.6)$$

- dla $x = X_2$

$$\dot{q}_2(\tau) = \frac{\vartheta(X_1, \tau) - \vartheta(X_3, \tau)}{R_z} \quad (B.7)$$

$$R_z = (U_{u.szyb})^{-1} - R_i - R_e, \quad (B.8)$$

- dla $x = X_3$

$$\dot{q}_1(\tau) = \frac{[\vartheta(X_3, \tau) - \vartheta(X_1, \tau)]}{R_z} \quad (B.9)$$

- dla $x = X_4$:

$$\dot{q}_2(\tau) = -[t_i - \vartheta(X_3, \tau)] \cdot \left\{ R_{kr}(\tau) \right\}^{-1} + \Delta\alpha(\tau). \quad (B.10)$$

Strumień ciepła wymieniany między oknem a wnętrzem pomieszczenia (bez promieniowania słonecznego) w chwili τ :

$$\dot{q}(\tau) = [\vartheta_3(\tau) - t_i(\tau)] \cdot \{R_{ki}(\tau)\}^{-1} + \Delta\alpha(\tau), \quad (\text{B.11})$$

przy czym:

R_{ke} - opór zastępczy całkowity przejmowania ciepła na zewnętrznej stronie okna,

R_{ki} - opór konwekcyjnego przejmowania ciepła na wewnętrznej powierzchni okna i według [19]:

$$R_{ki}(\tau) = 1,46 \cdot |\vartheta_3(\tau) - t_i|^{0,306}, \quad (\text{B.12})$$

R_e, R_i - zastępcze opory przejmowania ciepła na zewnętrznej i wewnętrznej powierzchni przegrody,

R_z - zastępczy opór przenikania ciepła między szybami okna.

Strumień promieniowania słonecznego przepuszczany przez 1 m² szyb:

$$\dot{q}_{przep}^{prom}(\tau) = [\dot{q}_{s.z.}^{b.prom}(\tau) \cdot \tau_{u.szyb}^{b.prom} + [\dot{q}_{s.z.}^{c.prom}(\tau) - \dot{q}_{s.z.}^{b.prom}(\tau) \cdot \tau_{u.szyb}^{r.prom}], \quad (\text{B.13})$$

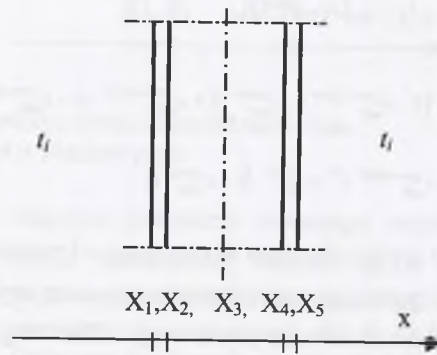
gdzie:

$\tau_{u.szyb}^{b.prom}$ - transmisyjność promieniowania słonecznego bezpośredniego dla układu szyb,

$\tau_{u.szyb}^{r.prom}$ - transmisyjność promieniowania słonecznego rozproszonego dla układu szyb,

c_{szk}, ρ_{szk} - ciepło właściwe, gęstość szkła.

B.3. Przejmowanie ciepła przez pionowe przegrody wewnętrzne



Rys. B.2. Przekrój poprzeczny przez fragment ściany wewnętrznej
Fig. B.2. Cross-section of external wall

Przyjęte założenia:

- jednakowa temperatura powietrza po obu stronach przegród wewnętrznych powoduje symetrię ruchu ciepła w stosunku do osi geometrycznej przekroju poprzecznego przegrody,
- pomija się wpływ oddziaływania otworów drzwiowych i stropów oraz przegród pionowych zewnętrznych łączących się z lub przenikających przegrody wewnętrzne, na skutek czego rozpatrywany jest jednowymiarowy ruch ciepła w tych przegrodach.

Warunki brzegowe dotyczące ruchu ciepła w ścianach wewnętrznych:

- dla $x = X_1$ - powierzchnia przegrody:

$$-\lambda \cdot \frac{\partial \vartheta(x, \tau)}{\partial x} = [t_i(\tau) - \vartheta(X_1, \tau)] \cdot [R_{ki}^{-1}(\tau) + \Delta\alpha(\tau)] + \dot{q}_R^S(\tau), \quad (\text{B.14})$$

gdzie:

$\dot{q}_R^S(\tau)$ - strumień promieniowania słonecznego odbitego i rozproszonego, docierający do powierzchni przegrody wewnętrznej,

- dla $x = X_3$ - oś przegrody:

$$\frac{\partial \vartheta(x, \tau)}{\partial x} = 0. \quad (\text{B.15})$$

Strumień ciepła wymieniany między przegrodą a wnętrzem pomieszczenia w chwili τ po podziale przegrody na elementy dyskretne zapisano jako:

$$\dot{q}(\tau) = [\vartheta_{w.s.w.}(\tau) - t_i] \cdot \left(\frac{1}{R_{ki}^{-1}(\tau) + \Delta\alpha(\tau)} + \frac{0,5 \cdot g_{rw}}{\lambda_{rw}} \right)^{-1}, \quad (\text{B.16})$$

gdzie:

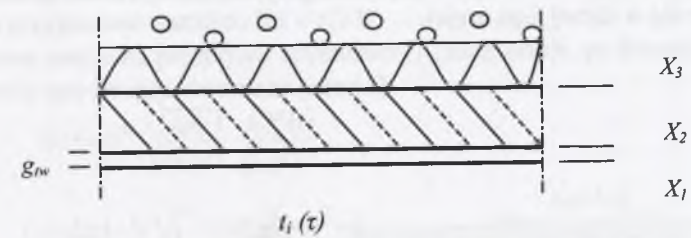
$\vartheta_{w.s.w.}(\tau)$ - temperatura w węźle elementu dyskretnego obejmującego warstwę tynku,

g_{rw}, λ_{rw} - grubość i współczynnik przewodzenia ciepła tynku wewnętrznego.

B.4. Przejmowanie ciepła przez strop międzykondygnacyjny

Założenia przyjęte przy opisie przejmowania ciepła przez sufit:

- część konstrukcyjna stropu wykonana jest w postaci bezżebrowej płyty żelbetowej i pokryta od dołu warstwą tynku wewnętrznego. Na płycie ułożona jest warstwa izolacji cieplnej (akustycznej). Temperatura powietrza pod stropem zbliżona jest do temperatury powietrza nad rozpatrywanym stropem. Na skutek zbliżonych temperatur powietrza nad i pod stropem pomijalnie mały jest strumień ciepła przekazany przez strop w kierunku pomieszczenia położonego powyżej. W procesie akumulacji ciepła przejmowanego z rozpatrywanego pomieszczenia uczestniczy płyta żelbetowa i pokrywający ją tynk wewnętrzny.



Rys. B.3. Przekrój poprzeczny przez fragment stropu związany z sufitem
Fig. B.3. Cross-section of floor connected with ceiling

Warunki brzegowe dla części stropu związanego z sufitem:

- dla $x = X_1$:

$$-\lambda \cdot \frac{\partial \vartheta(x, \tau)}{\partial x} = [t_i(\tau) - \vartheta(X_1, \tau)] \cdot [R_{ki}^{-1}(\tau) + \Delta\alpha(\tau)] + \dot{q}_R^S(\tau), \quad (\text{B.17})$$

gdzie:

$\dot{q}_R^S(\tau)$ - strumień promieniowania słonecznego odbitego i rozproszonego, docierający do powierzchni przegrody wewnętrznej,

- dla $x = X_3$:

$$\frac{\partial \vartheta(x, \tau)}{\partial x} = 0. \quad (\text{B.18})$$

Strumień ciepła wymieniany między przegrodą a wnętrzem pomieszczenia w chwili τ :

$$\dot{q}(\tau) = [\vartheta'_{w, \text{strop}}(\tau) - t_i] \cdot \left[\frac{1}{R_{ki}^{-1}(\tau) + \Delta \alpha(\tau)} + \frac{0,5 \cdot g_{rw}}{\lambda_{rw}} \right]^{-1}, \quad (\text{B.19})$$

gdzie:

$\vartheta'_{w, \text{strop}}(\tau)$ - temperatura w węźle elementu dyskretnego obejmującego warstwę tynku,

g_{rw}, λ_{rw} - grubość i współczynnik przewodzenia ciepła tynku pokrywającego strop.

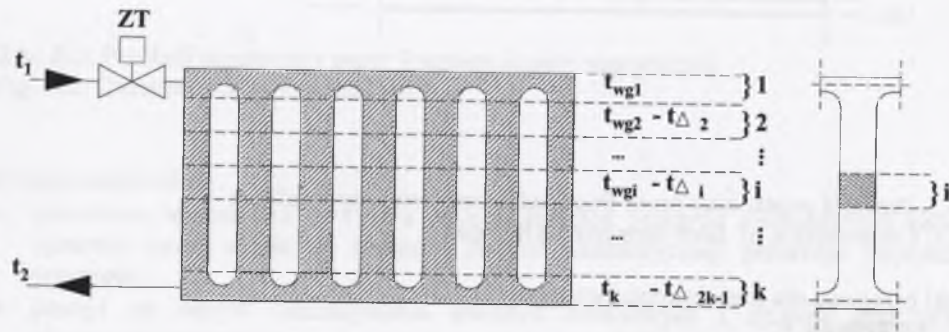
Założenia dotyczące przyjmowania ciepła przez część stropu związanego z podłogą:

- na części konstrukcyjnej stropu znajduje się warstwa izolacji cieplnej (akustycznej), na niej spoczywa warstwa betonu pokryta płytkami ceramicznymi. Temperatura powietrza pod stropem zbliżona jest do temperatury powietrza nad rozpatrywaną podłogą. Na skutek tego pomijalnie mały jest strumień ciepła przekazany przez strop w kierunku pomieszczenia położonego poniżej. W procesie akumulacji ciepła przyjmowanego z rozpatrywanego pomieszczenia biorą udział jedynie warstwy położone nad warstwą izolacji cieplnej,

Warunki brzegowe dotyczące przyjmowania ciepła przez podłogę są podobne do przyjętych dla sufitu.

B.5. Przekazywanie ciepła przez grzejnik płytowy lub radiatorowy

- Grzejnik zamontowany jest przy ścianie zewnętrznej pod oknem, z zachowaniem odpowiedniej odległości między grzejnikiem a wewnętrzną powierzchnią ściany, odpowiadającą warunkom badania wydajności cieplnej grzejnika.
- Grzejnik zasilany jest czynnikiem grzewczym od góry, odbiór czynnika grzewczego z grzejnika odbywa się w dolnej jego części.



Rys. B.4. Grzejnik – schemat ogólny
Fig. B.4. Radiator – schematic diagram

- W wymianie ciepła grzejnika (czynnika grzewczego) z otoczeniem biorą udział pionowe kanały - wpływ wymiany ciepła poziomych kanałów rozpraszających na ogólny strumień czynnika wydatkowanego przez grzejnik jest pomijalnie mały.
- Natężenie przepływu czynnika przez wszystkie kanały pionowe jest jednakowe.
- Pomija się część strumienia ciepła od promieniowania słonecznego bezpośredniego transmitowanego przez okna i odbitego od podłogi oraz część strumienia promieniowania słonecznego rozproszonego przepuszczanego przez okna i padającego na grzejnik.
- Wymianę ciepła między grzejnikiem wypełnionym czynnikiem grzewczym o średniej temperaturze $\bar{t}_g(\tau)$ a otoczeniem - powietrzem o temperaturze $t_i(\tau)$, dla wykładnika charakterystycznego grzejnika m oraz wydajności grzejnika \dot{Q}^N przy nominalnym naporze cieplnym Δt_g^N , opisano zależnością:

$$\dot{Q}(\tau) = \dot{Q}^N \cdot \left[\frac{\bar{t}_g(\tau) - t_i(\tau)}{\Delta t_g^N} \right]^{1+m}. \quad (\text{B.20})$$

- Przed grzejnikiem na przewodzie zasilającym zamontowany jest zawór termostatyczny.
- Równanie wymiany ciepła, głowicy zaworu termostatycznego (sprowadzonej do kuli), z otoczeniem uwzględnia konwekcję i promieniowanie długofalowe (przy określaniu wynikowego strumienia promieniowania długofalowego przyjmuje się, że średnia temperatura wewnętrznej powierzchni przegród otaczających jest równa aktualnej temperaturze powietrza wewnętrznego) oraz strumień ciepła przewodzony przez trzpień zaworu od czynnika roboczego do głowicy. Wykorzystując dane zawarte w [1], można napisać:

$$\frac{\partial \vartheta^g(\tau)}{\partial \tau} = 0,018 \cdot (t_i(\tau) - \vartheta^g(\tau)) + 1,2 \cdot (t_i(\tau) - \vartheta^g(\tau)). \quad (\text{B.21})$$

Temperatura głowicy $\vartheta^g(\tau)$ pozwala wyznaczyć stan otwarcia zaworu termostatycznego.

- Charakterystykę otwarcia (zamknięcia) zaworu z głowicą termostatyczną przyjęto zgodnie z PN-90/M-75010 [129], przy czym histereza (zakładana w [129] jako maksymalnie 1K) może przyjmować wartości: 0,5 – 1,5 K.
- Masowe natężenie przepływu czynnika $G(\tau)$ przez zawór, po linearyzacji charakterystyki otwarcia zaworu, przedstawiono jako [1]:

$$\dot{G}(\tau) = \dot{G}^N \cdot \frac{\sqrt{\Delta p(\tau)}}{\sqrt{(\Delta p)^N}} \cdot \frac{\Delta \vartheta_o^g(\tau)}{(\Delta \vartheta_o^g)^N}, \quad (\text{B.22})$$

$$\Delta \vartheta_o^g(\tau) = (\vartheta^g)^N + (\Delta \vartheta_o^g)^N - \vartheta^g(\tau) \quad \text{dla } \frac{\partial (\vartheta^g(\tau))}{\partial \tau} > 0, \quad (\text{B.23})$$

$$\Delta \vartheta_o^g(\tau) = (\vartheta^g)^N + (\Delta \vartheta_o^g)^N - \vartheta^g(\tau) + \Delta \vartheta_h^g \quad \text{dla } \frac{\partial (\vartheta^g(\tau))}{\partial \tau} < 0, \quad (\text{B.24})$$

gdzie:

$\Delta p(\tau), (\Delta p)^N$ - aktualny i nominalny spadek ciśnienia czynnika przepływającego przez zawór,
 $\Delta \vartheta_o^g(\tau), (\Delta \vartheta_o^g)^N$ - aktualne i nominalne odchylenie temperatury głowicy od temperatury zamknięcia zaworu termostatycznego,

$(\vartheta^g)^N$ - nominalna temperatura głowicy zaworu termostatycznego (nastawa zaworu),

$\Delta \vartheta_h^g$ - histereza zaworu termostatycznego.

- Do grzejnika dopływa czynnik grzewczy o temperaturze, odpowiadającej wykresowi regulacji jakościowej z uwzględnieniem pewnego opóźnienia i tłumienia.

- Na wejściu do grzejnika stabilizowana jest różnica ciśnień – regulator różnicy ciśnień zamontowany jest u podstawy lub na końcu pionu o małej oporności.
- W celu określenia strumieni ciepła wymienianych między grzejnikiem i otoczeniem przeprowadzono podział grzejnika na elementy dyskretne oraz dyskretyzację czasową. Grzejnik podzielono na k skończonych jednakowych elementów (rys. B.4) o długości Δh_g . W elemencie i (i każdym innym) porcja płynu, która go wypełnia, zostaje w nim zatrzymana na okres czasu :

$$\tau_c = \Delta h_g \cdot \left[\frac{\dot{G}(\tau)}{\bar{\rho} \cdot F_p} \right]^{-1}, \quad (\text{B.25})$$

gdzie:

$\dot{G}(\tau)$ - masowe natężenie przepływu czynnika w momencie czasowym τ przez grzejnik,

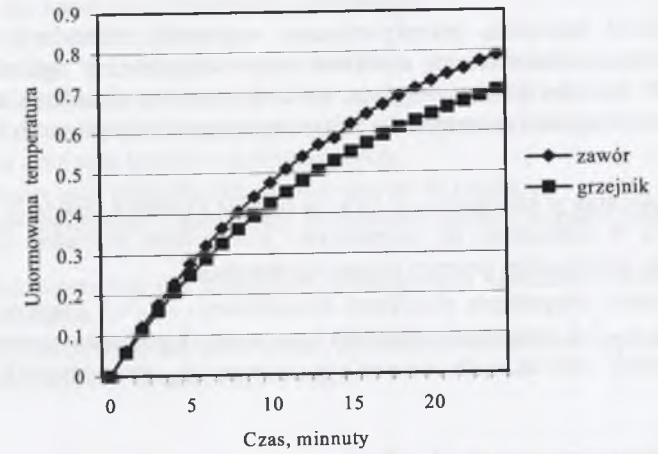
F_p - sumaryczne pole przekroju poprzecznego kanałów pionowych grzejnika,

$\bar{\rho}$ - średnia gęstość czynnika grzewczego wypełniającego element i grzejnika,

Δh_g - długość elementu.

- Dla kolejnych kroków czasowych $\tau = \tau_{n+m}$, $m \in \langle 1 \dots mk \rangle$, $\tau_{n+mk} - \tau_n = \tau_c$, wyznaczana jest ilość ciepła przekazywanego do otoczenia przez element i : $\dot{Q}_i^g(\tau)$, zmiana temperatury tego elementu: $\Delta t_i^g(\tau)$ i aktualna temperatura elementu i (jednakowa dla ścianek grzejnika i płynu wypełniającego): $t_i^g(\tau)$. Po upływie czasu τ_c porcja płynu o temperaturze $t_i^g(\tau_{n+mk})$ przekazana zostaje skokowo do elementu $i+1$ - płyn z ostatniego elementu grzejnika opuszcza grzejnik, a element pierwszy napełnia się płynem o temperaturze $t_1(\tau_{n+mk+1})$.
- Przyjmuje się, że po przekazaniu do elementu $i+1$ porcji płynu o temperaturze $t_i^g(\tau_{n+mk})$ następuje wyrównanie (bez udziału czasu) temperatury płynu i ścianek grzejnika w elemencie $i+1$ - ujednoczona temperatura ścianek i płynu wynika z pojemności cieplnych i temperatur $t_i^g(\tau_{n+mk})$, $t_{i+1}^g(\tau_{n+mk}) \Rightarrow [t_{i+1}^g(\tau_{n+mk})]^k$. Wspólna temperatura płynu i ścianek elementu $i+1$ na początku kroku czasowego τ_{n+mk+1} wynosi $t_{i+1}^g(\tau_{n+mk}) = [t_{i+1}^g(\tau_{n+mk})]^k$. Dopiero po wyrównaniu temperatury płynu i ścianek rozpatrywana jest wymiana ciepła dla kolejnego kroku czasowego.
- Dla przypadku $\dot{G}(\tau) = 0$ wyznaczane są w kolejnych elementach i : $\dot{Q}_i^g(\tau)$, $\Delta t_i^g(\tau)$, $t_i^g(\tau)$ i kolejnych krokach czasowych: $\tau = \tau_{n+mk}$, $mk \in \langle 1 \dots mkk \rangle$ bez przekazywania porcji płynu z elementu do elementu. Dla $\dot{G}(\tau_{n+mkk+1}) > 0$, począwszy od momentu $\tau = \tau_{n+mkk+1}$, następuje wypełnianie kolejnych elementów (po upływie τ_c) płynem o podwyższonej temperaturze. W momencie $\tau = \tau_{n+mkk+1}$ wypełniony zostaje element pierwszy.
- Wydatek cieplny elementu i w momencie τ można wyznaczyć na podstawie równania (B.20) dla średniej temperatury czynnika grzewczego $t_i^g(\tau)$ i $t_i(\tau)$, uwzględniając, że rozpatrywany jest element grzejnika o wysokości Δh_g - wydatek \dot{Q}^N odpowiada wysokości grzejnika h_g . Wydatek cieplny grzejnika dla poszczególnych momentów czasowych jest równy sumie wydatków wszystkich elementów n .

Na rysunku B.5. przedstawiono wyznaczone dla tak przyjętych założeń przebiegi zmian unormowanej temperatury głowicy zaworu termostaticznego i grzejnika płytowego konwekcyjnego jako odpowiedź na wymuszenie skokowe. Określone na tej podstawie stałe czasowe są rzędu kilkunastu minut. Wobec tego wartość stosowanego kroku czasowego dla obserwacji pracy grzejnika nie powinna przekraczać kilku minut.



Rys. B.5. Unormowane przebiegi zmian temperatury: 1. głowicy zaworu termostaticznego, 2. grzejnika, jako odpowiedź na wymuszenie skokowe
Fig. B.5. Normalized temperature course of: 1. Head of thermostatic valve, 2. Heater, as a response to a step function

B.6. Przekazywanie ciepła przez grzejnik podłogowy

- Rozpatrywany grzejnik zajmuje całą powierzchnię podłogi.
- Grzejnik zbudowany jest typowo: na części konstrukcyjnej stropu w postaci bezżebrowej płyty żelbetowej znajduje się warstwa izolacji cieplnej, na której położona jest węzownica zalana jastychem. Warstwa jastychu pokryta jest parkietem.
- Przepływ ciepła w powtarzalnym i dyskretnym elemencie grzejnika traktuje się jako dwuwymiarowy w płaszczyźnie prostopadłej do osi przewodu.
- W przepływie ciepła od czynnika grzewczego do jastychu pomija się wnikanie ciepła od czynnika grzewczego do wewnętrznej powierzchni rury oraz przewodzenie ciepła przez materiał rury.
- Procedura wyznaczania wydajności cieplnej grzejnika podłogowego jest zbliżona do jest sposobu przyjętego dla grzejnika płytowego, przy czym dyskretne elementy tworzone są dla powtarzalnych fragmentów grzejnika wzdłuż długości węzownicy, poczynając od wlotu czynnika grzewczego. Zakłada się ponadto, że pomiędzy przestrzennymi dyskretnymi elementami grzejnika nie odbywa się wymiana ciepła.
- Współczynnik konwekcyjnego przejmowania ciepła z powierzchni podłogi dla jej poszczególnych elementów dyskretnych przyjęto jako [87]:

$$\alpha(\tau) = 8,92 \cdot [g_{pod\log i}(\tau) - t_i]^{1,1} - \Delta\alpha(\tau) \quad (\text{B.26})$$

w związku z zanizonymi wartościami generowanymi przy użyciu zależności [151]:

$$\alpha(\tau) = 1,91 \cdot [g_{pod\log i}(\tau) - t_i]^{1/3}$$

- Pozostałe założenia jak w punkcie B.5, z uzupełnieniem trójwymiarowego przepływu ciepła w warstwie podłogi.

B.7. Określenie liczb wymian powietrza wentylacyjnego

Wyznaczenie ilości powietrza przepływającego w wyniku wentylacji naturalnej przez budynek związane z założeniami i modelem matematycznym, w ogólności zgodnymi z dodatkiem D. W modelu tym, ze względu na krok czasowy określania kolejnych stanów przepływów powietrza przez rozważane tu mieszkanie, wprowadzono modyfikacje:

- $t_i = t_i(\tau)$,
- temperatura powietrza w łazience: $t_{iL} = 24^\circ\text{C}$ w okresie działania instalacji c.o. (założenie to obowiązuje tylko w odniesieniu do wyznaczania przepływów powietrza wentylacyjnego) i $t_{iL} = t_i(\tau)$ w czasie ewentualnej przerwy nocnej ogrzewania,
- parametry klimatu: temperatura powietrza zewnętrznego - $t_e(\tau)$, prędkość wiatru - $w(\tau)$, kierunek wiatru - $k_w(\tau)$, podawane z krokiem czasowym 1h podlegają aproksymacji liniowej dla poszczególnych rozważanych momentów czasowych, zmieniających się z krokiem $\Delta\tau = 60$ s.

B.8. Bilans cieplny rozważanego mieszkania

Uwzględniając przedstawione założenia, możliwe jest sporządzenie bilansu cieplnego rozważanego mieszkania. Efektem bilansu jest określenie zapotrzebowania ciepła pomieszczenia dla wymaganej temperatury t_i (wydatek cieplny grzejnika jest równy zero) lub wydatku cieplnego działającego grzejnika, zasilanego ze źródła ciepła. W przypadku obserwacji pracy grzejnika temperatura t_i w następnym kroku czasowym jest równa:

$$t_i^{\tau+\Delta\tau} = t_i^\tau + \frac{\dot{Q}_g^\tau - \Sigma \dot{Q}_j^\tau}{n_w(\tau) \cdot V_M \cdot c_p \cdot \rho}, \quad (\text{B.27})$$

gdzie:

\dot{Q}_g^τ - strumień ciepła wydatkowany przez grzejnik w chwili τ ,

$\Sigma \dot{Q}_j^\tau$ - suma strumieni ciepła traconych przez przegrody otaczające wnętrze mieszkania

pomniejszona o zyski ciepła w chwili τ ,

V_M, n_w - kubatura mieszkania i liczba wymian powietrza wentylacyjnego,

c_p, ρ - ciepło właściwe i gęstość powietrza.

B.9. Opis programu DYNINST

W oparciu o przedstawiony model matematyczny zbudowano program komputerowy DYNINST [49] w języku Turbo Pascal, umożliwiający wyznaczanie dynamicznego przebiegu zapotrzebowania ciepła lub wydatku cieplnego instalacji grzewczej, zaopatrującej w ciepło mieszkanie (traktowane jak jedna strefa), znajdujące się na kondygnacji środkowej wielorodzinnego budynku mieszkalnego. W przypadku wyznaczania wydatku cieplnego grzejników ustalany jest również przebieg temperatury powietrza wewnętrznego. Określone przebiegi sprowadzane są do średnich godzinowych dla poszczególnych godzin wybranego miesiąca sezonu grzewczego i mogą odnosić się do pracy ciągłej instalacji c.o. lub z przerwą nocną. Instalacja c.o. może zawierać dwupłytkowe grzejniki konwekcyjne lub podłogowe i być zaopatrzona lub nie w zawory termostatyczne. Temperatura czynnika dostarczanego do grzejników wynika z regulacji pogodowej i jest funkcją uśrednionej, w założonym odcinku czasu, temperatury powietrza zewnętrznego. Możliwe jest również uwzględnienie schłodzenia czynnika zasilającego na skutek strat ciepła przewodów doprowadzających czynnika

grzewczy. W obliczeniach analizowany miesiąc poprzedzany jest odcinkiem „rozbiegowym”, obejmującym 10 dni końcowych miesiąca poprzedniego.

Dane wejściowe do programu obejmują:

- opis analizowanego mieszkania - powierzchnie pomieszczeń mieszkania, wysokość kondygnacji, powierzchnie oraz orientacje ścian zewnętrznych i okien,
- opis warstwowy oraz własności cieplne przegród zewnętrznych i okien,
- szczelność okien oraz opis kanałów wentylacyjnych,
- liczbę mieszkańców oraz jednostkowe wewnętrzne zyski ciepła,
- opis grzejników płytowych - nominalna wydajność cieplna, współczynnik m , geometria grzejników,
- wielkości charakterystyczne dla grzejników podłogowych - średnice i rozstaw przewodów, powierzchnie grzejników,
- temperatury nominalne czynnika grzewczego, nominalne schłodzenie czynnika zasilającego,
- sposób pracy instalacji c.o.: ciągła, z przerwami.

C. Wyznaczanie przebiegów i sum dobowych promieniowania słonecznego na dowolną płaszczyznę

Wykorzystując modele [16,26,76,88,119,120,155,166], przyjmuje się, że chwilowy (przeciętny dla danej godziny) jednostkowy całkowity strumień promieniowania słonecznego dla godziny τ w dniu d miesiąca m padający na powierzchnię S_{pn} nachyloną do poziomu pod kątem β i odchyloną od kierunku południowego (odchylenie rzutu normalnej do rozpatrywanej płaszczyzny na płaszczyznę poziomą zgodnie z kierunkiem ruchu wskazówek zegara od kierunku południowego) o λ_p jest równy:

$$\dot{q}^{c, prom} = \dot{S}_{S_{pn}}^c(m, d, \tau) = m_k \cdot \left\{ \dot{S}_N(m, d, \tau) \right\} \cos(\psi) + D_{S_{pn}}(m, d, \tau). \quad (C.1)$$

Chwilowy jednostkowy strumień promieniowania słonecznego bezpośredniego padającego na płaszczyznę normalną do promieniowania \dot{S}_N [119], dla natężenia promieniowania na granicy atmosfery $\dot{S}(m, d, \tau)$, wynosi:

$$\dot{S}_N(m, d, \tau) = n_S(m, d, \tau) \cdot \left[\dot{S}(m, d, \tau) \right] \cdot \eta_1(m, d, \tau). \quad (C.2)$$

Współczynnik transmisji promieniowania bezpośredniego w dzień bezchmurny η_1 [120] wyraża zależność:

$$\eta_1(m, d, \tau) = \exp \left\{ 9,87 \cdot 10^{-6} \cdot [9,95 - 4,44 \cdot \log[m_a(m, d, \tau)]] \right\} \cdot b(m, d, \tau) \cdot P(m, d, \tau) \cdot m_a(m, d, \tau) \quad (C.3)$$

przy czym masa optyczna atmosfery m_a jest równa:

$$m_a(m, d, \tau) = (1 - H \cdot 10^{-4}) \cdot \left[\sin(\hat{h}(m, d, \tau)) + 0,15 \cdot (\hat{h}(m, d, \tau) + 3,9)^{-1,233} \right]^{-1} \quad (C.4)$$

natomiast: $n_S(m, d, \tau)$ jest stopniem zachmurzenia,
 $P(m, d, \tau)$ - współczynnikiem zanieczyszczenia atmosfery,
 $b(m, d, \tau)$ - ciśnieniem atmosferycznym,
 $\hat{h}(m, d, \tau)$ - skorygowaną wysokością Słońca.

Zakładając: $P(m, d) = P(m, d, \tau) = const$ w pewnym otoczeniu czasowym Δd wokół (m, d, τ) , można napisać:

$$\eta_1(m, d, \tau) = \min \left\{ \frac{\left[\dot{S}_H^c(m, d + \Delta d, \tau) - D_H(m, d + \Delta d, \tau) \right]}{\left[\dot{S}(m, d + \Delta d, \tau) \cdot \sin(\hat{h}) \right]} \right\}_{\Delta d, \tau = 1,24} = P(m, d) \cdot \exp \left\{ 9,87 \cdot 10^{-6} \cdot [9,95 - 4,44 \cdot \log[m_a(m, d, \tau)]] \right\} \cdot b(m, d, \tau) \cdot m_a(m, d, \tau), \quad (C.5)$$

co pozwala wyznaczać nieznaną wartość $P(m, d)$.

Natężenia promieniowania całkowitego na płaszczyznę poziomą: $\dot{S}_H^c(m, d + \Delta d, \tau)$ oraz promieniowania dyfuzyjnego $\dot{D}_H^c(m, d + \Delta d, \tau)$ na płaszczyznę poziomą wynikają z przyjętych rocznych przebiegów porównawczych.

Wysokość Słońca \hat{h} z uwzględnieniem ugięcia promieni słonecznych jest równa [76]:

$$\hat{h} = h + \frac{1,4705}{3,0427 + h} + 0,0158, \quad (C.6)$$

$$h = \arcsin(-\cos \delta \cdot \cos \beta_g \cdot \cos \sigma + \sin \delta \cdot \sin \beta_g), \quad (C.7)$$

gdzie:

β_g - szerokość geograficzna rozpatrywanego miejsca,

$$\sigma = 15 \cdot \bar{\tau}, \quad (C.8)$$

$$\bar{\tau} = \tau + z - \frac{\lambda_0 - \lambda}{15}, \quad (C.9)$$

λ_0 - długość geograficzna południka odniesienia,

λ - długość geograficzna rozpatrywanego miejsca,

$$z = 0,008 \cdot \cos \tau - 0,122 \cdot \sin \tau - 0,052 \cdot \cos(2 \cdot \tau) - 0,157 \cdot \sin(2 \cdot \tau) - 0,001 \cdot \cos(3 \cdot \tau) - 0,005 \cdot \sin(3 \cdot \tau), \quad (C.10)$$

$$\bar{\tau} = \frac{360}{365} \cdot \bar{d},$$

\bar{d} - numer kolejny rozpatrywanego dnia w roku, wynikający z d i m .

Deklinacja Słońca δ wynika z zależności:

$$\sin \delta = -0,3979 \cdot \sin \varphi \quad (C.12)$$

Ekliptyczna długość φ jest równa [76]:

$$\varphi = 0,9863 \cdot [d - 2,8749] + 1,9137 \cdot \sin \{0,9863 \cdot [d - 2,8749]\} + 102,06 \quad (C.13)$$

Kąt ψ między normalną do rozpatrywanej powierzchni a kierunkiem do Słońca (kierunkiem promieni słonecznych) wynosi:

$$\cos \psi = \frac{e_1 \cdot \cos \alpha_p \cos \lambda_p + e_1 \cdot \cos \alpha_p \cdot \sin \lambda_p + \sin \alpha_p \cdot \sin(\hat{h})}{\sqrt{e_1^2 + e_2^2 + \sin^2(\hat{h})}}, \quad (C.14)$$

przy czym:

$$e_1 = -\cos \delta \cdot \sin \beta_g \cdot \cos \sigma - \sin \delta \cdot \cos \beta_g, \quad (C.15)$$

$$e_2 = -\cos \delta \cdot \sin \sigma. \quad (C.16)$$

Natężenie nieosłabionego promieniowania na płaszczyznę normalną do promieniowania $\dot{S}(m, d, \tau)$ określa zależność [76]:

$$\dot{S}(m, d) = 1352 \cdot [1 - 0,0167 \cdot \cos(\varphi + 77,94)]^2 \quad (C.17)$$

Natężenie promieniowania dyfuzyjnego w rozpatrywanej płaszczyźnie na podstawie [119, 120] jest równe:

$$\dot{D}_{S_{pn}}(m, d, \tau) = \omega_o \cdot s \cdot \left[\dot{S}_N(m, d, \tau) \cdot \sin(\hat{h}) \cdot \frac{1 + \frac{\eta_2(m, d, \tau)}{\eta_1(m, d, \tau)}}{n_S(m, d, \tau)} \cdot [n_S(m, d, \tau) + (1 - n_S(m, d, \tau)) \cdot \eta_4(m, d, \tau)] + \omega_d \cdot [\dot{S}_N(m, d, \tau) \cdot \sin(\hat{h}) \cdot \frac{1 + \frac{\eta_2(m, d, \tau)}{\eta_1(m, d, \tau)}}{n_S(m, d, \tau)} \cdot (1 - n_S(m, d, \tau)) \cdot \eta_4(m, d, \tau) + \frac{\eta_2(m, d, \tau)}{\eta_1(m, d, \tau)} \cdot n_S(m, d, \tau)] \right], \quad (C.18)$$

przy czym:

s - oznacza refleksyjność otoczenia; przyjmuje się $s = 0,1$ [68].

Współczynnik korekcyjny promieniowania dyfuzyjnego ω_d przyjęto za Reindlem [88] jako:

$$\omega_d = 0,5 \cdot [1 - A_I(m, d, \tau)] \cdot [1 + \cos(\beta)] \cdot \left\{ 1 + f(m, d, \tau) \cdot [\sin(\beta)]^3 \right\} + \left[\dot{S}_H^B(m, d, \tau) \right] \cdot A_I(m, d, \tau), \quad (C.19)$$

gdzie:

$$A_I(m, d, \tau) = \frac{\dot{S}_H^B(m, d, \tau)}{\dot{S}(m, d, \tau)}, \quad (C.20)$$

$$f(m, d, \tau) = \sqrt{\frac{\dot{S}_H^B(m, d, \tau)}{\dot{S}_H^B(m, d, \tau) + D_H(m, d, \tau)}} \quad (C.21)$$

Współczynnik korekcyjny promieniowania odbitego wynosi:

$$\omega_o = 0,5 \cdot [1 + \sin(\beta)]. \quad (C.22)$$

Współczynnik transmisji promieniowania rozproszonego w dzień bezchmurny η_2 jest równy [119]:

$$\eta_2(m, d, \tau) = \frac{D_H(m, d, \tau)}{\dot{S}_N(m, d, \tau) \cdot \sin \hat{h}} = a_1 - a_2 \cdot \eta_1(m, d, \tau), \quad (C.23)$$

a więc:

$$\dot{D}_H(m, d, \tau) = \dot{S}_N(m, d, \tau) \cdot \sinh^* \eta_2(m, d, \tau) \quad (\text{C.24})$$

natomiast współczynnik transmisji promieniowania dla stanu całkowitego zachmurzenia η_4 określa zależność [120]:

$$\eta_4(m, d) = \frac{\left\{ \sum_{\tau=\tau_w}^{\tau=\tau_e} [\dot{S}_N(m, d, \tau) \cdot \sinh^*] \right\} \cdot (D_H(m, d)) - \left\{ \sum_{\tau=\tau_w}^{\tau=\tau_e} [\dot{D}_H(m, d, \tau)] \right\} \cdot (S_H^B(m, d))}{\left\{ \sum_{\tau=\tau_w}^{\tau=\tau_e} [\dot{S}_N(m, d, \tau) \cdot \sinh^*] - (S_H^B(m, d)) \right\} \cdot \left\{ \sum_{\tau=\tau_w}^{\tau=\tau_e} [S_N(m, d, \tau) \cdot \sinh^* + \dot{D}_H(m, d, \tau)] \right\}} \quad (\text{C.25})$$

Przeciętny dla rozpatrywanej doby stopień zachmurzenia w godzinach świecenia Słońca n_S jest równy:

$$n_S(m, d) = \frac{S_H^C(m, d) - D_H(m, d)}{\sum_{\tau=\tau_w}^{\tau=\tau_e} \left\{ \dot{S}(m, d, \tau) \cdot \eta_1(m, d, \tau) \cdot \cos(\psi) \right\}} \quad (\text{C.26})$$

Wartości $S_H^C(m, d)$, $S_H^B(m, d)$, $D_H(m, d)$ są uśrednionymi w rozpatrywanym okresie czasu (miesiąc) sumami dobowymi promieniowania słonecznego całkowitego, bezpośredniego oraz rozproszonego na płaszczyznę poziomą i wynikają z przyjętych rocznych przebiegów porównawczych- pomiarów stacji meteorologicznych.

Wielkości $P(m, d)$, a_1 , a_2 przyjmuje się jako opowiadające minimalnym wartościom $\eta_1(m, d, \tau)$ w zbiorze współczynników $\eta_1(m, d, \tau)$ dla wszystkich godzin świecenia Słońca dni danego miesiąca lub dni ze średnią temperaturą dobową t_e . Współczynniki $\eta_1(m, d, \tau)$ przynależne określonej godzinie w roku wyznaczone są w pewnym rozsądnym, w przypadku dni z daną temperaturą średniodobową, otoczeniu wokół (m, d, τ) dla przebiegów promieniowania, zgodnie z przyjętymi klimatami. Współczynniki te, przypisane dniom reprezentatywnym w miesiącu m lub odpowiadające temperaturom średniodobowym, są elementami składowymi modelu.

Współczynnik korekcyjny m_k przyjmuje się jako:

$$m_k = \frac{\left\{ \sum_{\tau=\tau_n}^{\tau=\tau_e} [S_{Spp}^C(m, d, \tau)] \right\}}{\left[S_{Spp}^C(m, d) \right]_0} \quad (\text{C.27})$$

Sumy średniodobowe promieniowania całkowitego na płaszczyźnie o określonym, wybranym pochyleniu i orientacji o - $\left[S_{Spp}^C(m, d) \right]_0$ są uśrednionymi sumami dobowymi, obliczonymi dla kolejnych dni rozpatrywanego odcinka czasu (miesiąca, temperatury średniodobowej) i zapisane dalej w odpowiedniej, dostępnej dla analizowanego modelu, bazie danych.

Tak przyjęty model przekształcono w rodzinę programów komputerowych SOLAR sporządzonych w języku PASCAL, umożliwiających wyznaczenie rozkładów dobowych promieniowania słonecznego na powierzchnię o dowolnej orientacji na podstawie danych (dla poszczególnych godzin roku porównawczego- 7.2) rozkładów promieniowania słonecznego na płaszczyznę poziomą dla reprezentatywnych dni kolejnych miesięcy (m , d), dni z określoną temperaturą średniodobową (t_e) oraz kolejnych dni roku (d). Danymi do programu są również wielkości dotyczące położenia rozpatrywanego miejsca.

D. Wyznaczanie zapotrzebowania ciepła dla wentylacji naturalnej i przeciętnych miesięcznych liczb wymian powietrza dla budynków

D.1 . Główne założenia przyjęte do określania liczb wymian powietrza

Wyznaczenie ilości powietrza infiltrującego przez nieszczelności do budynku związane z następującymi założeniami:

- budynek według obrysu rzutu poziomego i pionowego ma kształt bryły prostokątnej,
- położenie budynku- nieosłonięte,
- przegrody i drzwi zewnętrzne są szczelne,
- każda łazienka, kuchnia i WC przyłączone są do indywidualnych kanałów wentylacyjnych o jednakowych wymiarach,
- napływ powietrza do mieszkań następuje przez szczeliny w oknach,
- wszystkie okna cechują się jednakową i stałą szczelnością,
- okna zewnętrzne są zamknięte w ciągu całego sezonu grzewczego,
- przyjęto stałą (równą średniej) wartość współczynnika konwersji ciśnienia wytwarzanego na skutek naporu wiatru wzdłuż całej powierzchni ściany o danej orientacji,
- wszystkie drzwi wewnętrzne w mieszkaniu są otwarte, z wyjątkiem drzwi do łazienki i WC,
- drzwi do łazienki i WC mają otwory wentylacyjne,
- ciśnienie grawitacyjne między łazienką a innymi pomieszczeniami jest zużywane do pokonania oporu przepływu przez otwory wentylacyjne w drzwiach łazienki,
- pomija się opory przepływu powietrza przez otwory w drzwiach WC,
- wszystkie drzwi łączące mieszkania z klatką schodową są zamknięte i szczelne,
- temperatury powietrza wewnątrz ogrzewanych pomieszczeń budynku są stałe w ciągu sezonu grzewczego,
- parametry powietrza odprowadzanego kanałami wentylacyjnymi są równe obliczeniowym parametrom powietrza w pomieszczeniach, z których usuwane jest powietrze do kanału.

D.2. Opis stosowanej metody określania liczb wymian powietrza.

Poszukiwana średnia liczba wymian powietrza wentylacyjnego dla budynku w miesiącu m wynosi:

$$n_w(m) = \frac{\dot{V}(m)}{V_B} \quad (\text{D.1})$$

gdzie:

$n_w(m)$ - średnia w miesiącu m liczba wymian powietrza napływającego do budynku, 1/h,

$\dot{V}(m)$ - przeciętna ilość powietrza zewnętrznego wpływająca do budynku dla danego miesiąca m , m^3/h ,

V_B - kubatura budynku, m^3 .

Zgodnie z założeniami $n_w(m)$ dla budynku złożonego z k mieszkań można wyrazić jako:

$$n_w(m) = \frac{\sum_k n_M(m) \cdot V_M}{\sum_k V_M} \quad (\text{D.2})$$

gdzie:

k - liczba mieszkań w budynku,

$n_M(m)$ - liczba wymian powietrza napływającego do mieszkania w miesiącu m , 1/h,

V_M - kubatura mieszkania, m^3 ,

a $n_M(m)$ jest równe:

$$n_M(m) = \frac{\dot{V}_M(m)}{V_M} = \frac{1}{V_M} \left[\sum_{\tau=1}^{\tau=\tau_k(m)} \dot{V}_M(\tau) \right] \frac{1}{\tau_k(m)}, \quad (D.3)$$

przy czym:

τ - kolejna godzina w miesiącu m ,

$x_k(m)$ - numer godziny końcowej w miesiącu m .

Podobnie, przeciętna liczba wymian dla łazienek w budynku wynosi:

$$n_{w\dot{L}}(m) = \frac{\dot{V}_{BL}(m)}{V_{BL}} \quad (D.4)$$

$n_{w\dot{L}}(m)$ - średnia w miesiącu m liczba wymian powietrza dla łazienek (uwzględnia strumień powietrza odprowadzany kanałem wentylacyjnym z łazienki), 1/h,

$\dot{V}_{BL}(m)$ - średni w miesiącu m strumień powietrza odprowadzanego z łazienek, 1/h,

V_{BL} - kubatura łazienek, m^3 .

Strumień powietrza przepływającego przez szczeliny można zapisać jako:

$$\dot{V}_M(\tau) = \sum_j a_j \cdot l_j \cdot \left\{ p_{ej} [t_e(\tau), w(\tau), k_w(\tau)] - p_{iM}(\tau) \right\}^{\frac{1}{2}} \cdot \text{sgn}(\Delta p) \quad (D.5)$$

a_j, l_j - współczynnik przepuszczalności powietrznej, $m^3/h \cdot m \cdot (\text{Pa})^{2/3}$, i długość szczeliny, m,

j - numer rozpatrywanej przegrody,

$p_{ej} - p_{iM}$ - różnica ciśnień, pod wpływem której następuje przepływ powietrza przez szczelinę, Pa,

$t_e(\tau)$ - temperatura powietrza zewnętrznego dla godziny τ , °C,

$w(h, \tau)$ - prędkość wiatru na wysokości h (wysokość położenia okien w stosunku do terenu) dla godziny τ , m/s,

$k_w(\tau)$ - kierunek wiatru dla godziny τ ,

a po przyjęciu współczynnika szorstkości a_s , zależnego od rodzaju terenu położenia budynku, prędkość wiatru na wysokości h nad Ziemią określa związek:

$$w(\tau) = w_{10}(\tau) \cdot \left[\frac{h}{10} \right]^{0.67}, \quad (D.6)$$

przy czym:

w_{10} - prędkość wiatru mierzona przez stację meteorologiczną dla godziny τ , m/s,

a_s - współczynnik szorstkości terenu.

W przypadku łazienek przyjęto, że strumień powietrza wentylacyjnego określony jest przez strumień powietrza odprowadzany kanałem wentylacyjnym:

$$\dot{V}_{\dot{L}}(\tau) = a_k \cdot \left\{ p_{iM}(\tau) - p_{eD}(t_e(\tau), w(\tau)) \right\} + l_k \cdot (\rho_i - \rho_{iL}) \cdot g \}^{1/2}, \quad (D.7)$$

$\dot{V}_{\dot{L}}(\tau)$ - przeciętna ilość powietrza odprowadzonego z łazienki przez kanał wentylacyjny dla godziny τ , m^3/h ,

a_k - współczynnik przepływu powietrza przez kanał wentylacyjny, $m^3/h \cdot (\text{Pa})^{1/2}$,

$p_{iM} - p_{eD}$ - różnica ciśnień, pod wpływem której następuje przepływ powietrza przez kanał wentylacyjny, Pa,

l_k - długość kanału wentylacyjnego, m,

g - przyspieszenie ziemskie, m/s^2 ,

ρ_i - gęstość powietrza wewnętrznego dla $t_i = 20^\circ\text{C}$ i $\phi_i = 55\%$, kg/m^3 ,

ρ_{iL} - gęstość powietrza w łazienkach dla $t_{iL} = 24,25^\circ\text{C}$ i $\phi_{iL} = 60\%$, kg/m^3 .

Różnica ciśnień występująca we wzorze (D.5) zależy od kształtu budynku, rozlokowania szczelin, ilości kanałów wentylacyjnych i ich wymiarów, prędkości i kierunku wiatru oraz położenia budynku.

Ciśnienie p_{ej} związane z położeniem okien w mieszkaniu j jest równe:

$$p_{ej}(C) = p_w[w(\tau), k_w(\tau)] + p_t[t_e(\tau)] \quad (D.8)$$

Ciśnienie uzależnione od wpływu wiatru wyraża się jako:

$$p_w[w(\tau), k_w(\tau)] = \frac{c_k [k_w(\tau)] \cdot \rho_e(\tau) \cdot [w(\tau)]^2}{2}, \quad (D.9)$$

$c_k [k_w]$ - współczynnik konwersji ciśnienia dynamicznego przyjmowany wg [66],

$\rho_e(\tau)$ - gęstość powietrza zewnętrznego, kg/m^3 ,

natomiast ciśnienie wynikające z różnicy temperatur:

$$p_t[t_e(\tau)] = H \cdot g \cdot (\rho_e(\tau) - \rho_i), \quad (D.10)$$

H - odległość środka otworu okiennego (drzwi) od linii odniesienia, pokrywającej się z poziomem wylotu z kanałów wentylacyjnych, m.

Ciśnienie związane z wylotem kanału wentylacyjnego p_{eD} zawiera tylko składnik, wynikający z oddziaływania wiatru.

Ciśnienie p_{iM} wyznaczone zostaje z równania:

$$\begin{aligned} & \sum_j a_j \cdot l_j \cdot \rho_e(\tau) \cdot \left\{ p_{ej} [t_e(\tau), w(\tau), k_w(\tau)] - p_{iM}(\tau) \right\}^{2/3} \cdot \text{sgn}(\Delta p) = \\ & = \sum a_k \cdot \rho_i \cdot \left\{ p_{iM}(\tau) - p_{eD}(t_e(\tau), w(\tau)) \right\}^{1/2} \cdot \text{sgn}(\Delta p) + \\ & + a_{kL} \cdot \rho_{iL} \cdot \left\{ p_{iM}(\tau) - p_{eD}(t_e(\tau), w(\tau)) + l_{kL} (\rho_i - \rho_{iL}) \cdot g \right\}^{1/2} \cdot \text{sgn}(\Delta p). \end{aligned} \quad (D.11)$$

W przypadku napływu powietrza kanałami wentylacyjnym do kuchni, łazienki i WC lub ekstrakcji powietrza przez okna znajdujące się na zawiewnej części budynku następuje, w podanych zależnościach, odpowiednia korekta gęstości powietrza.

Współczynnik a_k (również a_{kL}) wyznaczyć można z zależności:

$$a_k = \frac{V_k(\tau)}{[\Delta p(\tau)]^{1/2}}, \quad (D.12)$$

$$\Delta p_k(\tau) = \frac{\lambda(\tau) \cdot l_k}{d_e} \cdot \frac{[w_k(\tau)]^2 \cdot \rho_{pk}}{2} + \sum \xi \cdot \frac{[w_k(\tau)]^2 \cdot \rho_{pk}}{2}, \quad (D.13)$$

$$w_k(\tau) = \frac{V_k(\tau)}{F_k}, \quad (D.14)$$

gdzie:

- V_k - ilość powietrza płynąca kanałem wentylacyjnym, m^3/h ,
 λ - współczynnik strat liniowych przy przepływie przez kanał wentylacyjny, obliczony wg formuły Colebrooka i White'a,
 d_e - średnica zastępcza kanału, m,
 ρ_{pk} - gęstość powietrza płynącego w kanale, kg/m^3 ,
 w_k - prędkość przepływu powietrza przez kanał wentylacyjny, m/s,
 F_k - przekrój poprzeczny kanału wentylacyjnego, m^2 ,

natomiast: $\rho_{pk} \in (\rho_i, \rho_{it}, \rho_e)$ jest zależne od rozpatrywanego kanału i kierunku ruchu powietrza w kanale.

W celu wyznaczenia ilości powietrza przepływającego przez poszczególne mieszkania zastosowano, ze względu na nieliniowość równań opisujących, metodę kolejnych przybliżeń. Po wstępnym założeniu przepływów przez kanały wentylacyjne, i określeniu na skutek tego współczynników a_k , następuje wyznaczenie strumieni powietrza infiltrującego i odpływającego kanałami. Wyznaczone w rozpatrywanym kroku przybliżeń przepływy przez kanały umożliwiają obliczenie a_k dla kroku następnego. Obliczenia kończą się w momencie uzyskania założonej zgodności strumieni powietrza przepływającego przez kanały dla dwóch kolejnych kroków.

Wykorzystując przedstawiony sposób określania ilości powietrza napływającego i odpływającego z mieszkań budynku, zbudowano w języku TURBO PASCAL program komputerowy WENTNAT, przy pomocy którego wyznaczono poszukiwane krotkości wymian powietrza dla kolejnych godzin analizowanych miesięcy roku i jako wartości średniomiesięczne. Zbiór danych wejściowych do programu zawiera wielkości opisujące: położenie budynku, cechy geometryczne (w tym również orientację) budynku i poszczególnych mieszkań (także temperatury powietrza wewnętrznego), cechy geometryczne oraz materiałowe indywidualnych kanałów wentylacyjnych, szczelność elementów zewnętrznej stolarki budowlanej. Danymi klimatycznymi są: temperatura i wilgotność powietrza zewnętrznego, prędkość oraz kierunek wiatru podawane dla poszczególnych godzin rozpatrywanych miesięcy roku reprezentatywnego.

OPTIMALIZACJA OCHRONY CIEPLNEJ BUDYNKU MIESZKALNEGO, INSTALACJI I ŹRÓDŁA CIEPŁA

Streszczenie

Przedstawiana praca zawiera w sobie dwa zespoły problemów związanych z opracowaniem metody kompleksowego, jednoczesnego określenia optymalnych wielkości odnoszących się do ochrony cieplnej, instalacji i źródła ciepła dla budynku mieszkalnego oraz przeprowadzeniem analiz, dotyczących wyznaczenia rozwiązania optymalnego. Wyróżnikiem rozwiązania optymalnego są przeciętne roczne koszty całkowite uzyskania wymaganej temperatury wewnętrznej oraz podgrzania potrzebnej ilości ciepłej wody dla rozważanego budynku. Opracowanie metody wymagało rozpoznania wrażliwości funkcji celu na wielkości ją określające. Efektem przeprowadzonego rozpoznania było przyjęcie opisu funkcji celu w postaci zagadnienia deterministycznego. Ważnym składnikiem opisu jest model, ujmujący przebieg czasowy bilansu cieplnego budynku, ze zwróceniem szczególnej uwagi na stan zapotrzebowania ciepła w okresie początku i końca sezonu grzewczego, ze względu na określanie źródeł ciepła wykorzystujących energię odnawialną. W celu wyznaczenia zapotrzebowania ciepła przyjęto ogólnie sposób podany w P-EN-02025, dokonując jego adaptacji i rozszerzeń w kierunku kilku różnych metod. W opracowaniu zawarto ocenę rozszerzeń i głównych uproszczeń oraz możliwości stosowania przyjętych metod, zależnie od rozważanego przypadku optymalizacji. Dla poszczególnych rozszerzeń sporządzono katalogi danych wejściowych, zawierających przeciętne dla okresów cząstkowych sezonu grzewczego (roku): liczby wymian powietrza wentylacyjnego dla różnych rodzajów budynków i ich szczelności powietrznej, dobowe zyski ciepła od promieniowania słonecznego dla rozważanych typów przegród budowlanych, sumy dobowe promieniowania słonecznego na płaszczyzny o wybranych orientacjach. Integralną częścią uzupełnień jest również grupa tablic współczynników charakterystycznych dla przyjętego sposobu wyznaczenia nieustalonego przepływu ciepła przez przegrody budowlane. Bazą klimatyczną są opracowane na potrzeby metody roczne przebiegi średnie dla kilku stacji meteorologicznych, obejmujących obszar Polski. Przyjęty sposób wyznaczenia optymalnych wielkości wykorzystuje: w odniesieniu do zmiennych o charakterze ciągłym, po przeprowadzeniu dekompozycji, metodę gradientów, natomiast w odniesieniu do zmiennych o charakterze dyskretnym, ze względu na niewielką liczebność zbiorów tych zmiennych, metodę kolejnych porównań. Sposób ten stał się podstawą programu komputerowego MULTIWAŁ. Główne procedury używane w programie poddano ocenie poprzez porównanie wyników obliczeń z wynikami uzyskanymi przy pomocy uznanych programów komputerowych oraz przeprowadzono badanie wrażliwości wyników na zmianę wartości wybranych parametrów. W oparciu o zbudowany program komputerowy dokonano wyznaczenia rozwiązań optymalnych dla wybranych założeń. Określono optymalne wartości współczynników przenikania ciepła U przegród zewnętrznych budynków: wielorodzinnego i jednorodzinnego w funkcji stosowanych indywidualnych źródeł ciepła. Wyznaczono optymalne udziały mocy nominalnych elementów dla wybranych biwalentnych i multiwalentnych źródeł ciepła, w tym również wielkości dotyczących układów solarnych. Określono optymalne temperatury nominalne czynnika grzewczego w instalacjach c.o., współpracujących z niskotemperaturowymi źródłami ciepła. Wyznaczone stany optymalne cechuje pewna zależność od zmiennych czasowo i trudnych do jednoznacznego określenia współczynników

wzrostu kosztów. Mimo to przedstawione przebiegi wartości optymalnych mogą być cenną pomocą przy kompleksowym opracowaniu zasilania w ciepło budynku mieszkalnego z wykorzystaniem energii odnawialnej, a szczególnie słonecznej. Zrealizowanie przedstawionych prac wymagało przeprowadzenia wielu analiz. Wykonano je przy pomocy programów komputerowych. Wykorzystano programy: TRNSYS, ESP-r oraz znaczną liczbę własnych programów, specjalnie przygotowanych na potrzeby tych analiz.

OPTIMIZATION OF THERMAL PROTECTION, INSTALLATIONS AND HEAT SOURCE IN A DWELLING HOUSE

Summary

Present work contains two sets of issues covering development of a method for complex and simultaneous determination of optimal parameters referred to thermal protection, installations and heat source for a dwelling house and performing analysis concerning determination of an optimal solution. Determinant of the optimal solution is an average annual total cost of achieving the required temperature indoors and heating up the required amount of domestic hot water in the building. Development of the method required identification of the sensitivity of the objective function to the parameters constituting this function. The identification resulted in formulating the objective function as a deterministic problem. An important component of this formulation is a model expressing time course of the building thermal balance. Special attention was paid to the demand level in the beginning and at the end of heating season, caused by the determination of the heat sources utilizing renewable energy. For determination of the heat demand a method recommended in P-EN-02025 was adapted and further extended towards several other methods. Present work includes evaluation of the extensions and the main simplifications made as well as the assessment of possibilities of applying other methods, depending on the optimized case. Catalogues of input data for particular extensions were prepared. The input datasets include the following data: air exchange rates for different building types and their air tightness, 24-hours solar heat gains for considered walls and roofs, 24-hours sums of solar radiation on surfaces of selected orientation, determined for average over partial periods of a heating season (year). An integral part of supplements is a set of tables containing coefficients typical for the selected method to determine transient heat flow through the walls and ceilings. A climatic database consisted of a specially developed average annual time courses for several meteorological stations covering territory of Poland. The method employed to determine optimal parameters included the following main methods: the gradient method for variables of continuous character after applying decomposition, and the successive comparison method for discrete variables as regard to low number of sets of this type of data. Based on this the 'MULTIVAL' computer program was developed. The main calculating procedures used by the program were evaluated by comparing the results with the results obtained from acknowledged computer programs. The sensitivity of results to the change of selected parameters was tested. Using the computer program developed the optimal solutions for selected cases were determined. Optimal values of U coefficient for building envelope in case of single- and multifamily houses were determined for different individual heat sources. Optimal nominal power fractions of individual elements of the bivalent and multivalent heat sources were defined. It included also determination of the solar system parameters. Moreover, optimal nominal temperatures of heating medium in installations working with the low temperature heat sources were defined. The optimal levels are characterized by a certain dependence on the cost increase coefficients, which change in time and are difficult to predict precisely. Nevertheless, the courses of optimal parameters may be valuable help in complex elaboration of the heat supply for dwelling house using renewable energy, especially solar energy.

Presented work required many analyses. Analyses were carried out using computer programs. The following programs were used: TRNSYS, ESP-r and a substantial number of author's own programs, developed specially for the need of these analyses.

WYDAWNICTWO POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ
ul. Akademicka 5, 44-100 Gliwice; tel./fax (0-32) 237-13-81
<http://wydawnictwo.polsl.pl>

Sprzedaż i Marketing
tel. (0-32) 237-18-48
wydawnictwo_mark@polsl.pl

Nakł. 100+50	Ark. wyd. 16,5	Ark. druk. 10,875	Papier offset. 70x100,80g
Oddano do druku: 5.06.2006 r.	Podpisano do druku: 5.06.2006 r.	Druk ukończ. w czerwcu 2006 r.	

Wydrukowano w Zakładzie Graficznym Politechniki Śląskiej w Gliwicach, ul. Kujawska 1
zam. 199/06

Książki Wydawnictwa można nabyć w księgarniach

GLIWICE

- ◆ Punkt Sprzedaży Wydawnictwa na Wydziale Górnictwa i Geologii – ul. Akademicka 2 (237-17-87)
- ◆ „FORMAT” – Akademicka 5 na Wydziale Budownictwa
- ◆ „LAMBDA” – ul. Akademicka 2 (237-21-40)
- ◆ „MERCURIUS” – ul. Prymasa S. Wyszyńskiego 14 b (032) 230-47-22
- ◆ „ŻAK” – ul. Kaszubska (budynek Biblioteki)

BIAŁYSTOK

- ◆ Dom Książki (Księgarnia 84) – ul. Wiejska 45 c
- ◆ EKOPRESS Księgarnia Wysylkowa - ul. Brukowa 28 (085) 746-04-95

GDAŃSK

- ◆ EKO-BIS – ul. Dyrekcyjna 6 (058) 305-28-53

KATOWICE

- ◆ Punkt Sprzedaży na Wydziale Transportu – ul. Krasieńskiego 8
- ◆ Hurtownia „DIK” – ul. Dulęby 7 (032) 204-82-30
- ◆ Hurtownia „JERZY” – ul. Słoneczna 24 (032) 258-99-58

KRAKÓW

- ◆ Techniczna – ul. Podwale 4 (012) 422-48-09
- ◆ Punkt Sprzedaży WND – AGH, Al. Mickiewicza 30 (012) 634-46-40

ŁÓDŹ

- ◆ „POLITECHNIKA 100” – ul. Żeromskiego 116 PL.
- ◆ Hurtownia „BIBLIOPIL” – ul. Jędrowizna 9a (042) 679-26-77

OPOLE

- ◆ BK - „POLITECHNIKA” – Wydz. Budownictwa, ul. Katowicka 48 (077) 456-50-58 wew.333

POZNAŃ

- ◆ Księgarnia „POLITECHNIK” – ul. Piotrowo 3 (061) 665-23-24
- ◆ Księgarnia Techniczna – ul. Półwiejska 28 (061) 659-00-38

RYBNIK

- ◆ „ORBITA” – ul. Rynek 12
- ◆ „NEMEZIS” – ul. Hallera 26

TYCHY

- ◆ „I JA TOURS” - ul. Piłsudskiego 10 (217-00-91 w.130)

WARSZAWA

- ◆ Studencka – Pl. Politechniki 1 (022) 628-77-58
- ◆ Techniczna - ul. Kałiskiego 15 (022) 666-98-02
- ◆ Techniczna – ul. Świętokrzyska 14
- ◆ MDM – ul. Piękna 31

WROCLAW

- ◆ „TECH” – ul. Wybrzeże Wyspiańskiego 27

ZABRZE

- ◆ Punkt Sprzedaży na Wydziale Organizacji i Zarządzania – ul. Roosevelta 26

BIBLIOTEKA GŁÓWNA
Politechniki Śląskiej

P.3356/06/52

Druk: Drukarnia Gliwica, ul. Zwycięstwa 27, tel. 230 49 50