ZESZYTY
NAUKOWE
POLITECHNIKI
ŚLĄSKIEJ

Zbigniew TRZECIAKIEWICZ

KSZTAŁTOWANIE DWUSTREFOWEGO PRZEPŁYWU POWIETRZA W POMIESZCZENIU Z WENTYLACJĄ WYPOROWĄ

WYDAWNICTWO POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ

GLIWICE 2007

POLITECHNIKA ŚLĄSKA
ZESZYTY NAUKOWE
Nr 1767

Zbigniew TRZECIAKIEWICZ

KSZTAŁTOWANIE DWUSTREFOWEGO PRZEPŁYWU POWIETRZA W POMIESZCZENIU Z WENTYLACJĄ WYPOROWĄ

GLIWICE 2007

Opiniodawcy
Prof. dr hab. inż. Bogdan MIZIELIŃSKI
Prof. zw. dr hab. inż. Czesław OLEŚKOWICZ-POPIEL

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 2007

Utwór w całości ani we fragmentach nie może być powielany ani rozpowszechniany za pomocą urządzeń elektronicznych, mechanicznych, kopiujących, nagrywających i innych, w tym również nie może być umieszczany ani rozpowszechniany w postaci cyfrowej zarówno w Internecie, jak i w sieciach lokalnych bez pisemnej zgody posiadacza praw autorskich.

SPIS TREŚCI

WYKAZ WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ I INDEKSÓW UŻYWANYCH W PRACY 7
1. WPROWADZENIE 11
2. WARUNKI CIEPLNE W POMIESZCZENIACH Z WENTYLACJĄ WYPOROWĄ 15
2.1. Rozkłady temperatury powietrza 15
2.2. Gradient temperatury powietrza i sposoby jego obliczania 18
2.3. Dyskomfort cieplny spowodowany gradientem temperatury 26
2.4. Temperatura powietrza nawiewanego 28
2.5. Strumień objętości powietrza dla wentylacji wyporowej 30
2.6. Sufity chłodzące w wentylacji wyporowej 36
2.7. Strefy napływu i cyrkulacji w pomieszczeniach z wentylacją wyporową 37
2.8. Wpływ warunków klimatycznych na działanie wentylacji wyporowej 42
2.9. Podsumowanie rozdziału 2 43
3. ANALIZA CZYNNIKÓW WARUNKUJĄCYCH DZIAŁANIE WENTYLACJI WYPOROWEJ 45
3.1. Strugi nawiewane w wentylacji wyporowej 45
3.1.1. Kategorie nawiewników dla wentylacji wyporowej 53
3.1.2. Zdolność chłodząca nawiewników dla wentylacji wyporowej 57
3.1.3. Niekonwencjonalne rozwiązania nawiewania powietrza do pomieszczeń z wentylacją wyporową 58
3.2. Strugi konwekcyjne w wentylacji wyporowej 59
3.3. Warunki geometryczne pomieszczeń i zakłócenia 70
3.3.1. Rozmieszczenie źródeł ciepła i zanieczyszczeń w pomieszczeniu wentylowanym 70
3.3.2. Wysokość pomieszczenia wentylowanego 73
3.3.3. Rodzaj pomieszczenia 74
3.3.4. Rozmieszczenie otworów nawiewnych i wywiewnych 74
3.3.5. Aktywność osób przebywających w pomieszczeniu 76
3.3.6. Wpływ zakłóceń na działanie wentylacji wyporowej 78

4. BADANIA STRUG KONWEKCYJNYCH W POMIESZCZENIU Z WENTYLACJĄ WYPOROWĄ 80
4.1. Metodyka badań i obliczeń 81
4.2. Badania właściwości strug konwekcyjnych oraz parametrów modelu strugi nad punktowym źródłem ciepła 83
4.3. Określanie odległości biegunowej za pomocą wizualizacji przepływu 90
4.4. Badania struktury przepływu w strugach konwekcyjnych 94
4.5. Podsumowanie i wnioski do rozdziału 4 99
5. BADANIA WARUNKÓW WYSTĘPOWANIA DWUSTREFOWEGO PRZEPŁYWU POWIETRZA W POMIESZCZENIU Z WENTYLACJĄ WYPOROWĄ 102
5.1. Cel i metodyka badań eksperymentalnych 105
5.2. Zakres i warunki badań eksperymentalnych 108
5.3. Badania wentylacji wyporowej w pomieszczeniu z naturalnym napływem powietrza wentylacyjnego 109
5.4. Badania wentylacji wyporowej w pomieszczeniu z wymuszonym napływem powietrza wentylacyjnego 113
5.5. Metoda obliczania położenia warstwy granicznej 122
5.6. Dyskusja wyników badań 124
5.7. Wnioski do rozdziału 5 126
6. PORÓWNANIE WYNIKÓW BADAŃ EKSPERYMENTALNYCH I NUMERYCZNYCH PRZEPŁYWÓW POWIETRZA W POMIESZCZENIU Z WENTYLACJĄ WYPOROWĄ 127
6.1. Zgodność wyników badań eksperymentalnych i obliczeń metodą CFD 128
6.2. Wyniki badań eksperymentalnych 132
Podsumowanie 141
Literatura 143
Streszczenie 153

CONTENTS

LIST OF MAJOR SYMBOLS USED IN THE WORK 7
1. INTRODUCTION 11
2. THERMAL CONDITIONS IN ROOMS WITH DISPLACEMENT VENTILATION 15
2.1. Air temperature distributions 15
2.2. Air temperature gradient and methods of calculating it 18
2.3. Thermal discomfort caused by temperature gradient 26
2.4. Supply air temperature 28
2.5. Volumetric air flow rate for displacement ventilation 30
2.6. Cooling ceilings in displacement ventilation systems 36
2.7. Supply and re-circulation zones in rooms with displacement ventilation 37
2.8. Impact of climatic conditions on the performance of displacement ventilation 42
2.9. Summary 43
3. ANALYSIS OF THE FACTORS AFFECTING DISPLACEMENT VENTILATION PERFORMANCE 45
3.1. Supply jets in rooms with displacement ventilation 45
3.1.1. Categories of air supply units for displacement ventilation 53
3.1.2. Cooling capacity of air supply units for displacement ventilation 57
3.1.3. Unconventional solutions of air supply to rooms with displacement ventilation 58
3.2. Thermal plumes in rooms with displacement ventilation 59
3.3. Geometrical conditions in rooms and disturbances 70
3.3.1. Location of heat and contaminant sources in a ventilated room 70
3.3.2. Height of a ventilated room 73
3.3.3. Type of a room 74
3.3.4. Location of air inlets and air outlets 74
3.3.5. Activity of a room's occupants 76
3.3.6. Impact of disturbances on displacement ventilation performance 78
4. TESTING THERMAL PLUMES IN A ROOM WITH DISPLACEMENT VENTILATION 80

4.1. Methodology of the experiments and calculations 81
4.2. Testing the properties of thermal plumes and the model parameters of a plume over a point heat source 83
4.3. Determination of the plume origin distance with an air flow visualization method 90
4.4. Testing the flow structure of thermal plumes 94
4.5. Summary and conclusions 99
5. TESTING THE CONDITIONS OF TWO-ZONE AIR FLOW OCCURRENCE IN A ROOM WITH DISPLACEMENT VENTILATION 102
5.1. Purpose and methodology of the experimental tests 105
5.2. Range and conditions of the experimental tests 108
5.3. Testing displacement ventilation systems in a room with natural ventilation air supply 109
5.4. Testing displacement ventilation systems in a room with forced ventilation air supply 113
5.5. The method of the interface position calculation 122
5.6. Discussion of the results of the tests 124
5.7. Conclusions 126
6. COMPARISON OF THE RESULTS OF THE EXPERIMENTAL AND NUMERICAL (CFD) TESTS OF AIR FLOWS IN A ROOM WITH DISPLACEMENT VENTILATION 127
6.1. Consistency of the results of the experimental tests and CFD calculations 128
6.2. Results of the experimental tests 132
Summary 141
References 143
Abstract 153

WYKAZ WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ I INDEKSÓW UŻYWANYCH W PRACY

Oznaczenia

A - pole powierzchni

Ar - liczba Archimedesa, $Ar = \dfrac{\beta \cdot g \cdot H \cdot \Delta t}{\bar{w}^2}$

C - stężenie znacznika gazowego

C^* - bezwymiarowe stężenie znacznika gazowego (tzw. simpleks stężenia) $C^* = (C - C_{min})/(C_{max} - C_{min})$

c_p - ciepło właściwe powietrza przy stałym ciśnieniu

D - średnica

d - średnica źródła ciepła

E - udział strumienia objętości powietrza indukowanego do strugi nawiewanej

f - współczynnik indukcji powietrza, wzór (3.10)

g - przyspieszenie ziemskie

G - strumień masy powietrza wentylacyjnego

Gr - liczba Grashofa, $Gr = \dfrac{g \cdot l^3 \beta \cdot \Delta T}{\nu^2}$

h - odległość od podłogi, wysokość nawiewnika

H - wysokość pomieszczenia

h_{50} - odległość od podłogi, na której stężenie znacznika gazowego wynosi 50% przyrostu stężenia w wentylowanym pomieszczeniu

h_p - przewidywana wysokość położenia warstwy oddzielającej strefę napływu od strefy cyrkulacji

h_t - wysokość źródła ciepła

I - moment przepływu powietrza w strudze powietrza nawiewanego

k_V - współczynnik charakteryzujący wchłanianie powietrza przez strugę konwekcyjną

l - wymiar charakterystyczny strugi nawiewanej

m - wykładnik gaussowskich profili prędkości

n - częstotliwość wymiany powietrza

Nu - liczba Nusselta, $Nu = \dfrac{\alpha \cdot d}{\lambda}$

p - wykładnik gaussowskich profili temperatury

q - jednostkowy strumień ciepła

Q - strumień ciepła, moc źródła ciepła

Q_c - konwekcyjna moc źródła ciepła

r - odległość promieniowa

Pr - liczba Prandtla, $\mathrm{Pr} = \dfrac{\nu}{a}$

Ra - liczba Rayleya, $Ra = Gr \cdot \mathrm{Pr}$

Ri - liczba Richardsona, $Ri = \frac{g \cdot \Delta\rho \cdot l}{\rho \cdot w^2}$

R_s - promień źródła ciepła
R_t - promień profilu temperatury w strudze konwekcyjnej
R_w - promień profilu prędkości w strudze konwekcyjnej
S - stratyfikacja temperaturowa, $(T_u - T_N)/H$
T - temperatura
t_{rl} - średnia temperatura powietrza w strefie przebywania ludzi
V - strumień objętości powietrza wentylacyjnego
w - prędkość przepływu powietrza
w_A - stosunek strumienia objętości powietrza wentylacyjnego do powierzchni podłogi pomieszczenia wentylowanego
w_m - prędkość w osi strugi konwekcyjnej
x - odległość od płaszczyzny wylotowej nawiewnika
z - odległość w pionie
θ - różnica temperatury
Ψ - udział ciepła przekazywanego przez źródło ciepła na drodze konwekcji
φ - udział ciepła przekazywanego przez źródło ciepła na drodze promieniowania
ΔT_m - nadwyżka temperatury powietrza w osi strugi konwekcyjnej
ΔT_N - nadwyżka temperatury powietrza nawiewanego
ΔT - przyrost temperatury
ΔT^* - bezwymiarowy stosunek różnic temperatury powietrza nawiewanego i usuwanego $\Delta T^*=(T - T_N)/T_u - T_N)$ (tzw. simpleks temperaturowy)
$\Delta\rho$ - przyrost gęstości powietrza
α - współczynnik przejmowania ciepła
β - współczynnik rozszerzalności objętościowej
η - współczynnik korekcyjny strumienia objętości powietrza wentylacyjnego przy wentylacji wyporowej
ρ - gęstość powietrza
λ - stosunek promieni profili temperatury w strudze konwekcyjnej do promieni prędkości, $\lambda=R_t/R_w$

Indeksy

A - dotyczy powierzchni
c - dotyczy konwekcji
den - dotyczy gęstości
e - dotyczy zewnętrznych zysków ciepła, otoczenia
ex - dotyczy eksperymentu
g - dotyczy przyspieszenia ziemskiego
hf - dotyczy różnicy wysokości pomiędzy poziomem głowy i stóp
i - dotyczy wewnętrznych zysków ciepła
max - dotyczy wartości maksymalnej
ms - dotyczy wentylacji mieszającej
N - dotyczy powietrza nawiewanego
$oś$ - dotyczy zysków ciepła od oświetlenia elektrycznego
p - dotyczy poziomu podłogi, poziomu odnoszonego do podłogi, pozorne źródło ciepła

pz - dotyczy obszaru w pobliżu podłogi
r - dotyczy promieniowania
rl - dotyczy strefy przebywania ludzi
R - dotyczy strefy przebywania ludzi
t - dotyczy powierzchni źródeł ciepła
turb - dotyczy turbulencji

u - dotyczy powietrza wywiewanego
V - dotyczy strumienia objętości powietrza wentylacyjnego
wyp - dotyczy wentylacji wyporowej
źr - dotyczy temperatury powierzchni źródeł ciepła
∞ - dotyczy otoczenia strugi konwekcyjnej

Skróty

PTSK - turbulentna struga konwekcyjna powyżej punktowego źródła ciepła
SK - burzliwa turbulentna struga konwekcyjna

1. WPROWADZENIE

Warunki cieplne oraz jakość powietrza w pomieszczeniach przeznaczonych dla stałego przebywania ludzi są w znacznym stopniu uzależnione od skuteczności działającej w nich wentylacji. Trudno jest znaleźć takie rozwiązanie wentylacji, które jednocześnie zapewni dobrą jakość powietrza i komfort cieplny, przy racjonalnym zużyciu energii. Dotychczas najbardziej rozpowszechnionym systemem wentylacji jest system *wentylacji mieszającej*, w którym strugi nawiewane do pomieszczenia, poprzez mieszanie z powietrzem wewnętrznym, przyczyniają się do rozcieńczenia zanieczyszczeń do poziomu niższego od dopuszczalnego. Dotyczy to zarówno zanieczyszczeń ciepłem, parą wodną, jak również gazami i pyłami. W pomieszczeniach z wentylacją mieszającą ludzie oddychają powietrzem w znacznym stopniu zanieczyszczonym, przy czym rozkład parametrów powietrza w pomieszczeniu niewiele zależy od miejsca w pomieszczeniu.

Alternatywna dla wentylacji mieszającej *wentylacja wyporowa* opiera się na zupełnie odmiennej koncepcji wymiany powietrza w stosunku do wentylacji mieszającej. Wentylacja wyporowa jest rodzajem wentylacji, w którym przepływ jest kierowany przez siły wyporu, powstające nad występującymi w pomieszczeniu źródłami ciepła. Powietrze jest nawiewane z niewielką prędkością, o niskim stopniu burzliwości do strefy przebywania ludzi, przez nawiewniki o specjalnej konstrukcji. Temperatura powietrza nawiewanego jest niższa od temperatury powietrza w pomieszczeniu, dzięki czemu powietrze nawiewane przemieszcza się „przyklejone" do podłogi w kierunku źródeł ciepła, ogrzewa się i unosi do góry tworząc strugę konwekcyjną. W ten sposób usuwana jest nadwyżka ciepła, a także różne zanieczyszczenia ze strefy przebywania ludzi, unoszone w kierunku otworów wywiewnych zlokalizowanych w pobliżu sufitu. Dzięki temu strefa przebywania ludzi może pozostawać w znacznym stopniu wolna od zanieczyszczeń.

System wentylacji wyporowej może być stosowany w pomieszczeniach, gdzie występuje nadmiar ciepła i strugi konwekcyjne nad źródłami ciepła. Taka sytuacja występuje głównie w okresie letnim, często w połączeniu z sufitami chłodzącymi.

Przepływ powietrza wentylacyjnego w pomieszczeniu z wentylacją wyporową tworzą dwie charakterystyczne strefy: dolna, w której powietrze nawiewane dopływa do strug konwekcyjnych, oraz strefa górna, w której występują cyrkulacja i mieszanie powietrza.

Strefy te rozdzielone są warstwą graniczną powietrza o pewnej grubości charakteryzującej się znacznym przyrostem zarówno temperatury, jak i stężenia zanieczyszczeń.

Zgodnie z modelem wentylacji wyporowej tzw. (ang.) *"filling a box with a plume"* [107] - pomiędzy strefami występuje granica/warstwa rozdziału, zawierająca skok pionowego profilu temperatury i stężenia zanieczyszczeń. Odległość od podłogi pomieszczenia, na której strumień strugi konwekcyjnej zrównuje się ze strumieniem powietrza nawiewanego, stanowi zgodną z tym modelem granicę stref.

Z praktycznego punktu widzenia, dla obliczania wentylacji wyporowej istotna jest możliwość przewidywania wysokości strefy napływu – wysokości tzw. strefy "czystej", która powiązana jest ze strumieniem objętości powietrza wentylacyjnego. Zwiększenie wysokości strefy „czystej" wymaga wzrostu strumienia nawiewanego powietrza, z czym wiąże się wzrost zużycia energii. Zatem, w praktyce korzystne jest stosowanie minimalnego strumienia powietrza nawiewanego, zapewniającego niezbędną wysokość strefy czystej. Wykorzystanie w tym celu modelu *"filling a box with a plume"* może stanowić podstawę obliczania wentylacji wyporowej.

Dotychczas brak jest metody obliczania wentylacji wyporowej, wykorzystującej bezpośrednio wspomniany model. Metoda obliczania wentylacji wyporowej przedstawiona w pracy [82] wykorzystuje, dla określenia strumienia objętości powietrza wentylacyjnego, eksperymentalnie uzyskane zależności, opisujące gradient temperatury powietrza w pomieszczeniu o różnych obciążeniach cieplnych. Problem wysokości strefy napływu powietrza nie jest w tej metodzie brany pod uwagę. Metoda przedstawiona w pracy [115] również nie zajmuje się parametrami strefy napływu, a strumień objętości powietrza wentylacyjnego wyznaczany jest na podstawie tzw. reguły 50% (nadwyżkę temperatury powietrza usuwanego dzieli się w stosunku 50% pomiędzy nadwyżkę temperatury powietrza w strefie roboczej i 50% powyżej tej strefy). Metody przedstawione w pracach [131, 132, 134, 137] bazują na bilansie ciepła w pomieszczeniu w odniesieniu do całego pomieszczenia, a także do strefy roboczej. W pracy [137] w bilansie ciepła strefy przebywania ludzi uwzględnia się również składowe ciepła przekazywanego na drodze promieniowania. Wysokość strefy napływu określa wysokość strefy przebywania ludzi, na którą narzucane jest kryterium dopuszczalnej wartości gradientu temperatury powietrza. Zagadnienia dwustrefowości przepływu powietrza przedstawione są m.in. w pracach [81, 82, 131].

Niezależnie od sposobu obliczania wentylacji wyporowej o jej działaniu decyduje wiele czynników cieplnych, aerodynamicznych i geometrycznych.

Szczególną rolę w działaniu wentylacji wyporowej odgrywają strugi konwekcyjne. Stosowane dotychczas sposoby obliczania struktury strug konwekcyjnych odnoszą się do przypadków przestrzeni swobodnej (nieograniczonej). Zachodzi więc potrzeba opracowania sposobu obliczania strug konwekcyjnych w warunkach wentylacji wyporowej, tj. w przestrzeni ograniczonej z występującą stratyfikacją termiczną. Dotyczy to różnych źródeł ciepła, zarówno takich o nieskomplikowanych kształtach, jak również źródeł rzeczywistych o skomplikowanym kształcie.

Dotychczas zagadnienia obliczania strug konwekcyjnych swobodnych nad różnymi źródłami ciepła przedstawione są m.in. w pracach [37, 45, 76, 77, 83, 98, 115, 128]. Matematyczne podstawy obliczania strug nawiewanych szczegółowo przedstawiono w pracy [10]. Zagadnienia opisujące wpływ warunków geometrycznych pomieszczeń na działanie wentylacji wyporowej przeanalizowano m.in. w pracach [7, 14, 20, 21, 60, 61, 82, 132]. Problematyka związana z napływem powietrza do pomieszczeń z wentylacją wyporową, generowaniem i właściwościami strug nawiewanych przedstawiona została m.in. w pracach [17, 31, 63, 89, 105, 110, 113, 115, 128]. Zagadnienie wentylacji wyporowej całościowo jest przedstawione w pracach [22, 114, 115]. Ocena działania wentylacji wyporowej w rzeczywistych pomieszczeniach, opierająca się na badaniach "in situ", została dokonana w pracach [14, 19, 20, 34, 42, 56, 86, 87, 111, 115, 117]. Zagadnienia związane z projektowaniem wentylacji wyporowej prezentowane są w pracach [22, 32, 48, 88, 114, 115, 129, 134, 136, 137]. Osobna problematyka odnosząca się do wentylacji wyporowej dotyczy jakości powietrza wewnętrznego. Badania na ten temat są prezentowane w pracach [5, 9, 15, 27, 44, 62, 78, 80, 130]. Problematyka ta wykracza jednak poza zakres objęty niniejszą pracą.

Głównym celem niniejszej pracy jest opracowanie i zweryfikowanie metody obliczania wentylacji wyporowej na podstawie modelu *"filling a box with a plume"*, dla uściślenia sposobu jej obliczania. W pracy przedstawiono wyniki badań strug konwekcyjnych, występujących w pomieszczeniach z wentylacją wyporową, oraz wyniki badań warunków tworzenia się tzw. dwustrefowego przepływu powietrza.

Na podstawie danych literaturowych przeprowadzono identyfikację poszczególnych czynników, mających wpływ na działanie wentylacji wyporowej. Zagadnienia te przedstawiono w rozdziałach 2 i 3. W rozdziale 4 zaprezentowano wyniki badań laboratoryjnych różnych przypadków strug konwekcyjnych w warunkach wentylacji wyporowej. Wyniki uzyskane w badaniach pozwoliły na sformułowanie zasad uwzględniania takich strug konwekcyjnych w obliczeniach wentylacji wyporowej. W rozdziale 5, p. 5.5

przedstawiono opracowaną metodę obliczania wentylacji wyporowej, bazującą na dokładnym określaniu wysokości strefy „czystej"- napływu. Zagadnienia związane z proponowaną metodą są przedstawione m.in. w pracach [82, 106, 107, 131]. Rozdział 5 zawiera wyniki badań potrzebne dla stosowania proponowanej w p. 5.5 metody obliczania wentylacji wyporowej. Rozdział 6 dotyczy badań porównawczych wyników badań eksperymentalnych z wynikami obliczeń numerycznych uzyskanych za pomocą oprogramowania komercyjnego.

Omawiane badania były prowadzone na Politechnice Śląskiej, głównie w ramach projektu badawczego KBN nr 7T07G 03911 wykonywanego w latach 1996÷1999, oraz były kontynuacją prac realizowanych w ramach projektu badawczego KBN nr 6 62 0091 92. Wyniki badań uzyskiwanych w czasie wykonywania pracy przedstawione zostały w pracach [95, 96], [121÷126]. Wyniki wcześniejszych prac badawczych autora, dotyczących wentylacji wyporowej, opisano w pracach [65÷71] i [84, 85].

Autor wyraża podziękowanie prof. dr. hab. inż. Stanisławowi Mierzwińskiemu i prof. dr. hab. inż. Zbigniewowi Popiołkowi za cenne uwagi przy realizacji badań eksperymentalnych oraz opracowywaniu wyników pomiarów. Chciałby podziękować także koleżance dr inż. Barbarze Lipskiej oraz byłym dyplomantom dr inż. Monice Blaszczok, mgr. inż., mgr. inż. Bartłomiejowi Kwoczakowi, Piotrowi Grabowskiemu, Grzegorzowi Domce, Andrzejowi i Izabeli Malkuszom, Wojciechowi Grycnerowi, Arkadiuszowi Bieńkowi za techniczną pomoc przy wykonywaniu pomiarów i ich opracowywaniu.

2. WARUNKI CIEPLNE W POMIESZCZENIACH Z WENTYLACJĄ WYPOROWĄ

2.1. Rozkłady temperatury powietrza

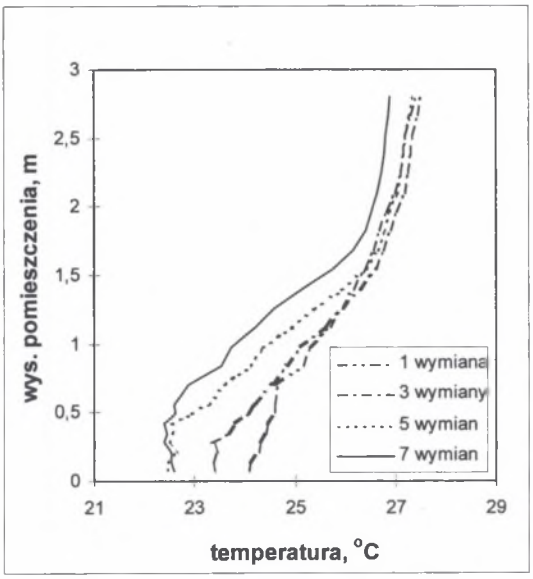
W pomieszczeniach z wentylacją wyporową występuje wzrost temperatury powietrza wraz z jego wysokością. W warunkach ustalonych jest on w przybliżeniu stały, natomiast zmiany temperatury w kierunku poprzecznym są nieznaczne. Gradient temperatury powietrza jest większy w dolnej części pomieszczenia niż w strefie górnej. Stwierdzono istnienie wpływu gradientu temperatury na odczucia cieplne ludzi przebywających w wentylowanym pomieszczeniu.

Według danych przedstawionych m.in. w pracach [42, 61, 114, 134], pionowy rozkład temperatury jest uzależniony od następujących czynników:

- strumienia objętości powietrza wentylacyjnego,
- wymiarów i kształtu pomieszczenia,
- ilości i mocy źródeł ciepła,
- kształtu i rozmieszczenia źródeł ciepła.

Na rys. 2.1 przedstawiono, opierając się na własnych badaniach, wpływ strumienia powietrza wentylacyjnego na pionowy rozkład temperatury powietrza w pomieszczeniu z wentylacją wyporową. Analiza rozkładów temperatury przedstawionych na rys. 2.1 wskazuje na prawie stały gradient temperatury na wysokości od 0,5 do ok. 1,6 m, który zależy od strumienia objętości powietrza wentylacyjnego. Na poziomie podłogi kompensowane jest 30÷50% nadwyżki temperatury powietrza usuwanego (różnica pomiędzy temperaturą powietrza usuwanego i nawiewanego) z pomieszczenia. Zbliżone dane przedstawione są również w pracach [2, 19, 33, 57, 61, 90, 115, 118]. Wraz ze wzrostem strumienia powietrza wentylacyjnego temperatura powietrza w strefie przebywania ludzi obniża się. Według danych przedstawionych w pracach [19, 82, 114, 115] zmniejszanie nadwyżki temperatury powietrza tylko w niewielkim stopniu zależy od położenia źródła ciepła w pomieszczeniu. Zmniejszenie nadwyżki temperatury powietrza usuwanego o 50% w pobliżu podłogi ma miejsce w przypadku pomieszczeń o wysokości mniejszej niż 3,5 m i niewielkim obciążeniu cieplnym. W przypadku pomieszczeń wysokich o znacznym obciążeniu cieplnym różnica ta jest mniejsza o 30%.

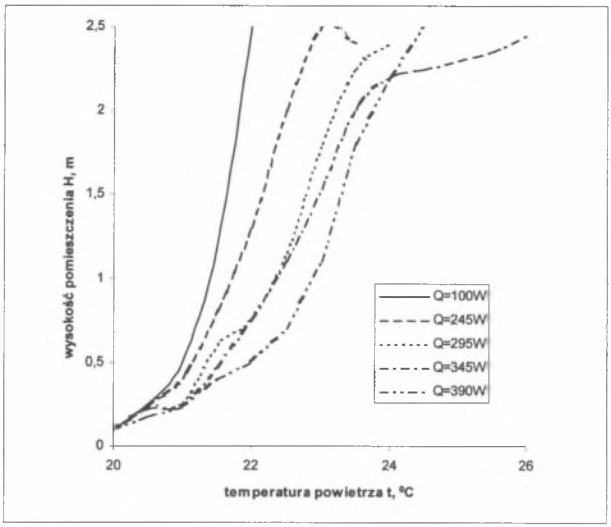
Wielkość obciążenia cieplnego pomieszczenia ma tylko nieznaczny wpływ na kształt pionowego profilu temperatury. Poniżej ok. 0,5 m pozostaje on prawie liniowy [115, 118], przesuwając się jedynie w kierunku wyższych wartości temperatury.



Rys. 2.1. Przykładowe rozkłady temperatury powietrza w pomieszczeniu z wentylacją wyporową przy różnej liczbie wymian powietrza wentylacyjnego
Fig. 2.1. Example air temperature distributions in a room with displacement ventilation at different ventilation air change rates

Kształt tego profilu nie zmienia się również dla przypadków pomieszczeń z osobami (jako źródłami ciepła) o niewielkiej aktywności ruchowej [58, 61, 82, 90]. Zbliżone zależności można znaleźć w pracach [21, 33, 82, 103, 114, 115, 118]. Przykładowe pionowe rozkłady temperatury w pomieszczeniu z wentylacją wyporową w zależności od obciążenia cieplnego pomieszczenia opracowane wg [61] przedstawiono na rys. 2.2.

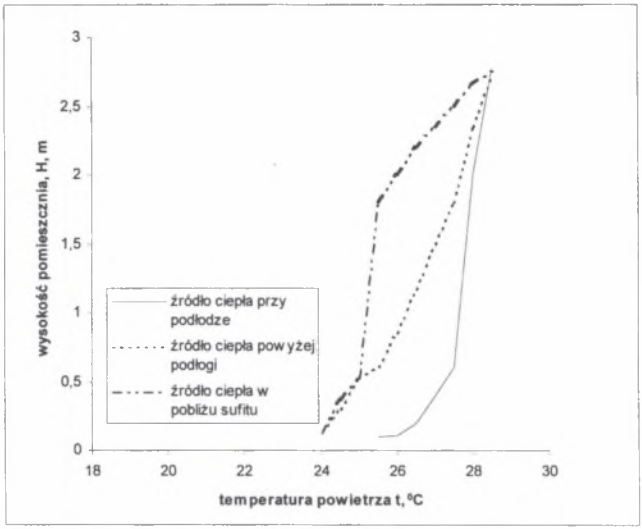
Przy znacznych obciążeniach cieplnych rozkład temperatury powietrza przestaje być liniowy. W takim przypadku strumień powietrza wentylacyjnego w pomieszczeniu jest zbyt mały dla zbilansowania strumienia powietrza przemieszczającego się w strugach konwekcyjnych. Na skutek promieniowania ścian otaczających pomieszczenie, w strefie przypodłogowej pomieszczenia, obserwuje się znaczną stratyfikacją cieplną, która jest dodatkowo powiększana przez indukcję powietrza z otoczenia przez strugę konwekcyjną.



Rys. 2.2. Przykładowe rozkłady temperatury powietrza w pomieszczeniu z wentylacją wyporową w zależności od mocy źródła ciepła wg [61]
Fig. 2.2. Example air temperature distributions in a room with displacement ventilation according to source heat power [61]

Na rys. 2.3 pokazano pionowe rozkłady temperatury powietrza w pomieszczeniu ze źródłem ciepła umieszczonym przy podłodze, powyżej podłogi i w pobliżu sufitu, opracowane wg [88], które są zgodne z danymi przedstawionymi w pracy [115]. Z przedstawionych na rys. 2.3 danych wynika, że połowa nadwyżki temperatury powietrza usuwanego występuje w pobliżu podłogi, a profile temperatury zachowują liniowy charakter.

W podsumowaniu można stwierdzić, że wszystkie wymienione na początku podrozdziału 2.1 czynniki wywierają wpływ na pionowy rozkład temperatury powietrza w pomieszczeniu z wentylacją wyporową. Za najistotniejszy, z punktu widzenia wentylacji wyporowej, można uznać wpływ strumienia powietrza wentylacyjnego oraz mocy źródeł ciepła.

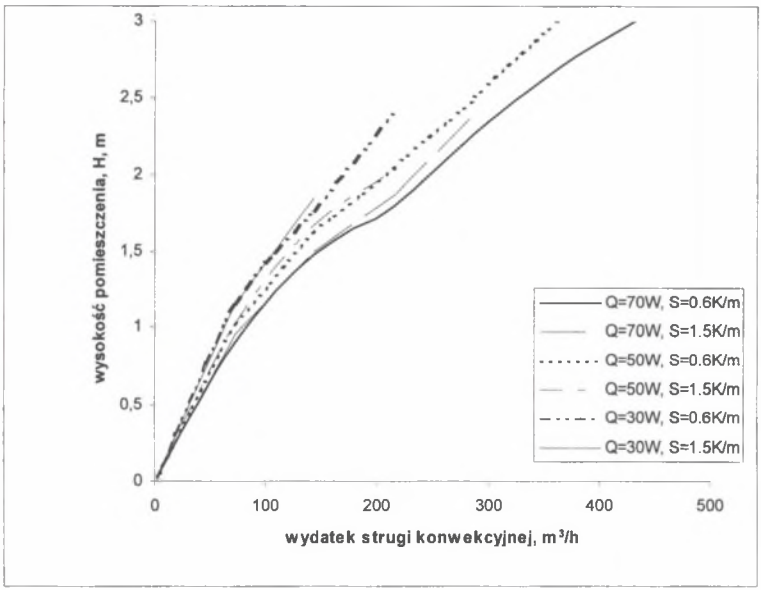


Rys. 2.3. Przykładowe pionowe rozkłady temperatury powietrza w pomieszczeniu ze źródłem ciepła umieszczonym na różnej wysokości wg [88]
Fig. 2.3. Example vertical air temperature distributions in a room with a heat source placed at different height [88]

2.2. Gradient temperatury powietrza i sposoby jego obliczania

Zachowanie się strugi konwekcyjnej w środowisku ze stratyfikacją temperaturową, której źródłem jest wypór cieplny związany z obecnością źródeł ciepła, jest różne od przypadku bez stratyfikacji. Z punktu widzenia wentylacji wyporowej istotne jest, aby wysokość osiągana przez strugę konwekcyjną przekraczała wysokość strefy napływu. Pozwala to na unikanie wtórnego transportu zanieczyszczeń do strefy przebywania ludzi przez strugę konwekcyjną [82, 132]. Zgodnie z wynikami badań przedstawionymi w pracach [36, 37, 82] obserwuje się obniżanie wysokości osiąganej przez strugę konwekcyjną wraz ze wzrostem stratyfikacji termicznej otoczenia. Gradient temperatury powietrza poza strugą kształtuje również rozwój strugi konwekcyjnej. Według [36, 37], w przypadku występowania strugi konwekcyjnej w środowisku ze stratyfikacją, nie obserwuje się strefy pełnego podobieństwa strugi, niezależnie od wysokości pomieszczenia. Spowodowane to jest zarówno warunkami generowania strugi, a także warunkami panującymi w otoczeniu strugi. Przyrost objętości następuje najszybciej w strugach rozwijających się w otoczeniu bez stratyfikacji temperaturowej. Im wyższa temperatura otoczenia na danej wysokości, tym różnica pomiędzy

średnią temperaturą powietrza w strudze na tej wysokości a otoczeniem strugi zmniejsza się, więc wypór cieplny także zmniejsza się. Prowadzi to zmniejszenia przyrostu objętości powietrza w strudze. Gdy temperatura powietrza otaczającego na danej wysokości zrówna się ze średnią temperaturą powietrza w strudze, zanika wypór cieplny, a gdy temperatura w strudze stanie się niższa od otoczenia, pojawia się ujemny wypór cieplny, ruch i przyrost objętości powietrza w strudze zanika. Można w uproszczeniu powiedzieć, że stratyfikacja temperaturowa w otoczeniu strugi przyczynia się do jej hamowania. Wraz ze wzrostem stratyfikacji zmniejsza się osiowa prędkość strugi, podobnie jak nadwyżka temperatury w strudze [36, 37, 82]. Niezmienność nadwyżki entalpii w stosunku do otoczenia nie zostaje zachowana. Wpływ stratyfikacji termicznej na strumień strugi konwekcyjnej o różnej mocy opracowany wg [76] przedstawiono na rys. 2.4. Zbliżone wyniki przedstawione są w pracach [106, 107, 114, 115].



Rys. 2.4. Wpływ stratyfikacji termicznej w pomieszczeniu na strumień strugi konwekcyjnej, wg [76]
Fig. 2.4. Influence of temperature stratification on buoyant plume air flow rate [76]

Analizując dane przedstawione na rys. 2.4, można zauważyć znikomy wpływ stratyfikacji na strumień strugi w dolnej części pomieszczenia i niewielki w jego górnej części. Z badań Mundt [76] wynika, że jeżeli źródło ciepła stwarza warunki do wystąpienia dużej prędkości początkowej strugi konwekcyjnej, wtedy wpływ stratyfikacji na właściwości strugi jest niewielki. Zauważono wpływ stratyfikacji na położenie granicy oddzielającej strefę napływu

od strefy cyrkulacji. Z badań przedstawionych w pracach [36, 37, 82] wynika, że przy danym strumieniu powietrza wentylacyjnego w pomieszczeniu wzrost stratyfikacji przyczynia się tylko do nieznacznego zwiększenia wysokości strefy napływu. Wynika to z wpływu stratyfikacji na strugę konwekcyjną, wyrażającego się obniżaniem przyrostu strumienia strugi konwekcyjnej, a więc zrównywaniem strumieni powietrza nawiewanego i strugi konwekcyjnej na większej wysokości. W pracach [76, 82, 114] podano również zależności pozwalające na wyznaczenie:

a) maksymalnej wysokości, jaką może osiągnąć struga konwekcyjna nad źródłem ciepła w warunkach występującej stratyfikacji termicznej:

$$z_{max} = 0.51 \cdot Q_c^{1/3} \cdot S^{-1/2}, \text{ m} \tag{2.1}$$

b) wysokości, na której zanika różnica gęstości powietrza pomiędzy strugą konwekcyjną a otoczeniem:

$$z_{den} = 0.35 \cdot Q_c^{1/3} \cdot S^{-1/2}, \text{ m} \tag{2.2}$$

c) w przypadku punktowego źródła ciepła maksymalną wysokość, jaką może osiągnąć struga, przedstawia zależność:

$$z_{max} = 0.98 \cdot Q_c^{1/4} \cdot S^{-3/8}, \text{ m} \tag{2.3}$$

gdzie:

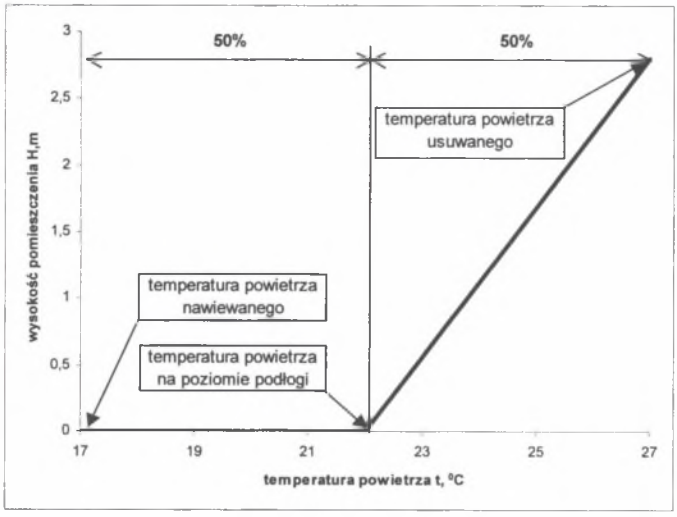
Q_c - strumień ciepła przekazywany przez źródło na drodze konwekcji, W,

S - stratyfikacja termiczna otoczenia strugi konwekcyjnej, $(t_u - t_N)/H$, K/m.

Powyższe równania wykazują dobrą zgodność z wynikami badań eksperymentalnych, przedstawionych w pracach [76, 82, 114].

W pracy [115] zaproponowano sposób obliczania pionowego gradientu temperatury powietrza oparty na tzw. regule 50%. Reguła ta została sformułowana na podstawie obserwacji rzeczywistych przypadków wentylacji wyporowej, z których wynika, że wartość temperatury powietrza mierzona na poziomie podłogi mieści się w połowie pomiędzy temperaturą powietrza nawiewanego i wywiewanego. Reguła ta ma zastosowanie

w pomieszczeniach o wysokości 2,5 do 3,5 m o średnim obciążeniu cieplnym (np. w pomieszczeniach biurowych). Przy znanej temperaturze powietrza nawiewanego wartość temperatury powietrza wywiewanego jest uzależniona od strumienia objętości powietrza wentylacyjnego, obciążenia cieplnego i akumulacji ciepła w przegrodach. Przy określonych temperaturach powietrza nawiewanego i wywiewanego, opierając się na tej regule, można przewidzieć pionowy rozkład temperatury w pomieszczeniu z wentylacją wyporową. Postępowanie wg reguły 50% zostało zilustrowane na rys. 2.5, opracowanym wg [115].



Rys. 2.5. Wyznaczanie pionowego gradientu temperatury w pomieszczeniu z wentylacją wyporową, opierając się na tzw. regule 50% wg [115]
Fig. 2.5. Determination of vertical temperature gradient in a room with displacement ventilation as based on the '50%-rule' [115]

Dla pomieszczeń o wysokości przekraczającej 3,5 m oraz o znacznych obciążeniach cieplnych proponowana jest tzw. reguła 30%, z której wynika, że temperatura powietrza w pomieszczeniu na poziomie podłogi mieści się w jednej trzeciej różnicy temperatury powietrza wywiewanego i nawiewanego.

W pracy [90] dla obliczania pionowego gradientu temperatury zakłada się jego liniową zmianę. Temperaturę powietrza T na danej wysokości z oblicza się z następującej zależności:

$$T = \frac{z}{H} \cdot \left(T_u - T_p\right) + T_p \tag{2.4}$$

gdzie:

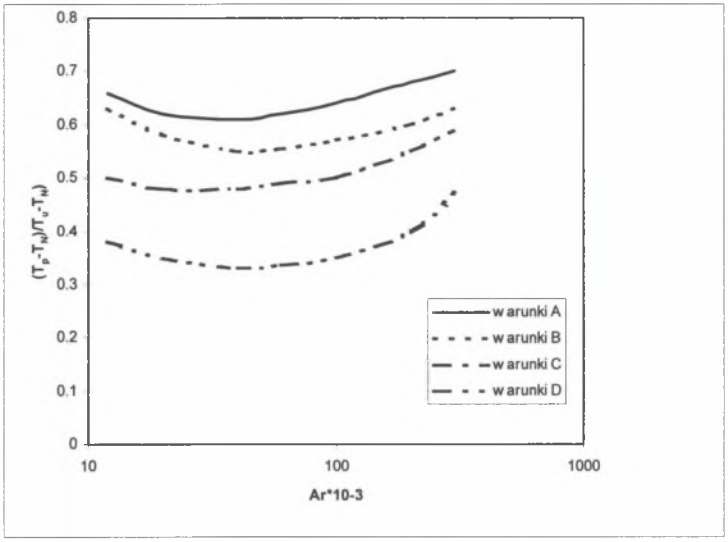
T - poszukiwana temperatura powietrza na wysokości z, K,

H - wysokość pomieszczenia, m,

T_u - temperatura powietrza wywiewanego, K,

T_p - temperatura powietrza na poziomie podłogi, K.

Ustalenie wartości temperatury T_p, dla różnych źródeł ciepła odbywa się na podstawie uzyskanych drogą eksperymentalną danych przedstawionych na rys. 2.6 wg pracy [90].



Rys. 2.6. Pionowe gradienty temperatury w pomieszczeniu z wentylacją wyporową wg [90]
Fig. 2.6. Vertical temperature gradients in a room with displacement ventilation [90]

Na rys. 2.6 zastosowano następujące oznaczenia:

Warunki A - źródła ciepła rozmieszczone równomiernie.

Warunki B - człowiek w pozycji siedzącej.

Warunki C - oświetlenie umieszczone w suficie.

Warunki D - punktowe źródło ciepła.

T_N - temperatura powietrza nawiewanego, K.

T_p - temperatura powietrza na poziomie podłogi, K.

T_u - temperatura powietrza wywiewanego, K.

Ar_A - liczba Archimedesa obliczana wg wzoru (2.5):

$$Ar_A = \frac{\beta \cdot g \cdot H \cdot \Delta T_N}{w_A^2} \tag{2.5}$$

ΔT_N - różnica temperatury pomiędzy powietrzem wywiewanym i nawiewanym, K,

w_A - stosunek strumienia objętości powietrza wentylacyjnego V do powierzchni podłogi pomieszczenia wentylowanego,

β - współczynnik rozszerzalności objętościowej.

W pracach [43, 81, 132] pionowy gradient temperatury został wyrażony za pomocą stosunku nadwyżki temperatury powietrza na poziomie podłogi (ponad temperaturę powietrza nawiewanego) do nadwyżki temperatury powietrza usuwanego:

$$m_p = \frac{T_p - T_N}{T_u - T_N} = \frac{1}{\frac{V \cdot \rho \cdot c_p}{A_p} \cdot \left(\frac{1}{\alpha_r} + \frac{1}{\alpha_k} \right) + 1} \tag{2.6}$$

gdzie:

m_p - bezwymiarowy stosunek „nadwyżek" temperatury w pomieszczeniu,

T_p - temperatura powietrza na poziomie podłogi, K,

T_N - temperatura powietrza nawiewanego, K,

T_u - temperatura powietrza wywiewanego, K,

V - strumień objętości powietrza wentylacyjnego, m^3/s,

ρ - gęstość powietrza nawiewanego, kg/m^3,

c_p - ciepło właściwe powietrza nawiewanego, J/kgK,

A_p - pole powierzchni podłogi w pomieszczeniu wentylowanym, m^2,

α_r - współczynnik przejmowania ciepła na drodze promieniowania; dla „wentylacji komfortu" zaleca się jego przyjmowanie $\alpha_r = 5$ W/m^2K,

α_k - współczynnik konwekcyjnej wymiany ciepła przy podłodze; dla „wentylacji komfortu" zaleca się jego przyjmowanie z zakresu wartości $\alpha_k = 3 \div 5$ W/m^2K albo z zależności:

$$\alpha_c = 1.73 \cdot (T_p - T_{pz})^{1/3} \tag{2.7}$$

gdzie:

T_{pz} - temperatura powietrza w pobliżu podłogi, K,

T_p - temperatura powierzchni podłogi, K.

Znając wartość współczynnika m_p, pionowy gradient temperatury (stratyfikację termiczną) można wyznaczyć z zależności:

$$S = (T_u - T_p)/H = (1 - m_p)\cdot(T_u - T_N)/H \tag{2.8}$$

Sposób obliczania gradientu temperatury przedstawiony w pracach [81, 82] zakłada liniową zmianę temperatury powietrza z wysokością oraz przyjmuje następujące założenia:

- powietrze wywiewane jest przez otwory umieszczone w suficie,
- całe ciepło wypromieniowane przez sufit przenoszone jest do powietrza nawiewanego drogą konwekcji,
- indukcja powietrza z otoczenia przez strugę nawiewaną jest pomijana.

W pracach [76, 82] zwraca się uwagę na dobrą zgodność wyników obliczeń uzyskiwanych tym sposobem z wynikami badań eksperymentalnych prowadzonych w warunkach obowiązywania tego sposobu obliczeń. Największą zgodność dawały wyniki badań prezentowane w pracach [61, 115]. Obliczenia prowadzone wg modelu przedstawionego w pracy [90] dawały wartości wyższe od uzyskiwanych drogą pomiarów. Wyniki obliczeń pionowego gradientu temperatury wg [82, 114] przedstawiono na rys. 2.7.

Według danych przedstawionych w pracy [136], pionowy gradient temperatury i zanieczyszczeń oraz stabilność warstwy oddzielającej strefy napływu i cyrkulacji zależą od turbulentnej wymiany pomiędzy strefami. Gęstość strumienia ciepła spowodowanego turbulentną wymianą może być wyrażona jako:

$$q_{turb} = A_{turb}\cdot c_p \cdot g \cdot \rho \cdot \frac{\delta\theta}{\delta z} \tag{2.9}$$

gdzie:

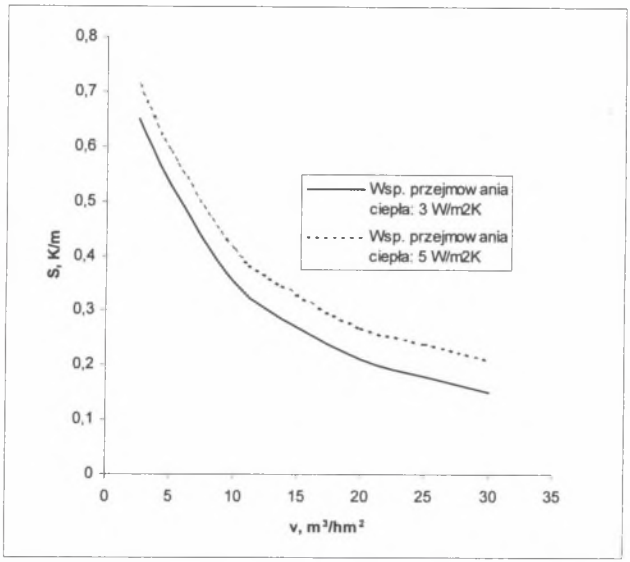
$\frac{\delta\theta}{\delta z}$ oznacza gradient temperatury w wydzielonej strefie.

Dla określenia wartości współczynnika A_{turb} można posłużyć się zależnością:

$$A_{turb} = A_{ex}\left(1 + 3.3 \cdot Ri\right)^{-3/2} \tag{2.10}$$

gdzie:

współczynnik A_{ex} wyznaczany eksperymentalnie, Ri - liczba Richardsona.



Rys. 2.7. Wyniki obliczeń pionowego gradientu temperatury S wg [82, 114] w funkcji jednostkowego nawiewu v - wzór (2.6)

Fig. 2.7. Results of the calculation of vertical temperature gradient S [82, 114] as a function of unit air flow rate v - Eq. (2.6)

Dla scharakteryzowania przepływu powietrza w przestrzeni ze stratyfikacją temperaturową można posłużyć się liczbą K zaproponowaną przez Eltermana [16], która wyraża stosunek energii kinetycznej dyssypowanej do wentylowanej przestrzeni, do energii potrzebnej na pokonanie sił wyporu:

$$K = \frac{w^3 \cdot c_p \cdot \rho \cdot L \cdot B \cdot H}{\beta \cdot g \cdot Q_c \cdot l} \tag{2.11}$$

Liczba K przypomina liczbę Archimedesa dla scharakteryzowania wpływu sił wyporu na strugi powietrza, a także kryterium Richardsona stosowanego w meteorologii dla scharakteryzowania stosunku tłumienia turbulencji przez siły wyporu, do turbulencji generowanej przez naprężenia Reynoldsa.

Dla przypadku wentylacji wyporowej, kryterium Richardsona może być wyrażone zależnością:

$$Ri = \frac{g}{T} \cdot \frac{\delta\theta / \delta z}{(\delta w / \delta z)^2} \approx \frac{g}{T_0} \cdot \frac{\Delta\theta / \Delta z}{(\Delta w / \Delta z)^2} \tag{2.12}$$

gdzie:

$\delta w / \delta z$ oznacza pionowy gradient prędkości przepływu powietrza w wydzielonej strefie.

Dla parametrów z zakresu:

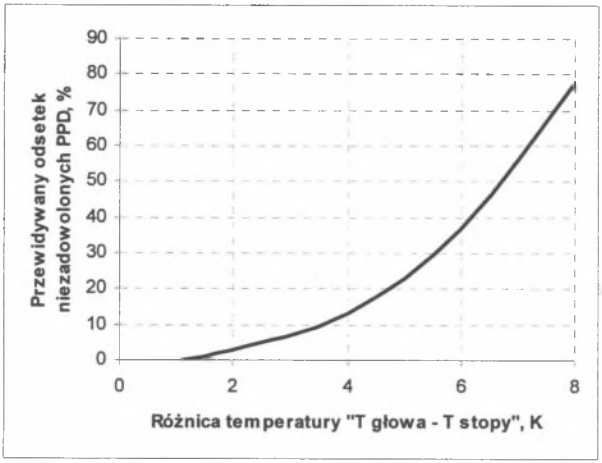
- konwekcyjny strumień źródeł ciepła < 11,6 MW (warunki przemysłowe),
- wysokość strefy dolnej < 15 m,
- częstotliwość wymiany powietrza < 50 h^{-1},
- jednostkowe obciążenie cieplne pomieszczenia < 116 W/m^2,
- prędkość nawiewu powietrza < 2 m/s,
- liczba Richardsona < 5.

Gęstość strumienia ciepła spowodowana turbulencją pomiędzy strefami górną i dolną nie przekracza 10% całkowitej gęstości strumienia ciepła wnoszonego do strefy przebywania ludzi i dlatego może być pomijana. Energia generowana przez ruch osób, transport przedmiotów, pracę maszyn powoduje wzrost turbulentnej wymiany pomiędzy strefami górną i dolną, mogąc nawet zakłócić występującą pionową stratyfikację cieplną i zanieczyszczeń.

2.3. Dyskomfort cieplny spowodowany gradientem temperatury

Przy wentylacji wyporowej pomieszczeń należy unikać zbyt dużej różnicy temperatury pomiędzy kostkami stóp a głową człowieka. W pracy [115] zaprezentowano wyniki badań, przedstawiające odsetek osób niezadowolonych z istniejącej różnicy temperatury pomiędzy kostkami stóp a głową człowieka. Wyniki te po opracowaniu przedstawiono w formie graficznej na rys. 2.8.

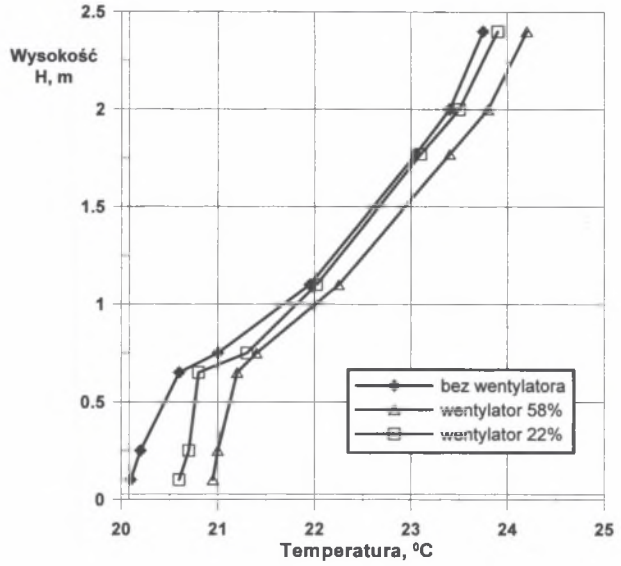
W pracy [61] podano wg różnych źródeł dopuszczalne wartości różnicy temperatury pomiędzy głową a kostkami stóp. Według ASHRAE Standard 55 z 1992 roku różnica ta nie powinna przekraczać 3 K (pomiędzy 0,1 a 1,7 m), wg badań szwedzkich z 1993 r. 3,9 K (pomiędzy 0,1 a 1,1 m), a wg normy ISO 7730 3 K (pomiędzy 0,1 a 1,1 m). Ponadto, dopuszczalny gradient temperatury wynoszący 3 K/m dla wentylacji wyporowej proponowany jest w pracach [56, 57, 104, 118]. Gradient wynoszący 2÷3 K/m proponowany jest w pracach [21, 83, 137].



Rys. 2.8. Przewidywany odsetek niezadowolonych (PPD) w zależności od różnicy temperatury pomiędzy kostkami stóp a głową człowieka wg [115]
Fig. 2.8. Predicted percentage of dissatisfied persons (PPD) as a function of temperature difference between human's ankles and head [115]

Według pracy [77] różnica temperatury pomiędzy głową a kostkami nie powinna przekraczać 2 K. Podobny pogląd wyrażony został w pracy [115]. W związku z tym, że przy różnicy temperatur wynoszącej 3 K, przewidywany odsetek niezadowolonych wynosi 7%, różnica ta powinna zostać zmniejszona. Zbliżone poglądy na temat gradientu temperatury reprezentowane są w publikacjach [19, 24, 28, 33, 86, 132].

Wraz ze wzrostem obciążenia cieplnego w pomieszczeniu zwiększa się ryzyko przekroczenia dopuszczalnej wartości pionowego gradientu temperatury powietrza. Dla zmniejszenia ryzyka wystąpienia dyskomfortu cieplnego spowodowanego gradientem temperatury w pracy [21] proponuje się rozwiązanie, polegające na umieszczeniu na podłodze małych cichobieżnych wentylatorów, które mają za zadanie lokalne mieszanie powietrza. Zastosowanie wentylatorów o wydajności równej 58% strumienia powietrza nawiewanego pozwoliło na obniżenie pionowego gradientu temperatury z 3 K/m do 2,2 K/m, przy obciążeniu cieplnym wynoszącym 38 W/m^2. Mieszające działanie tych wentylatorów było zauważalne tylko w dolnej części pomieszczenia, nie powodowało zaburzenia działania wentylacji wyporowej, przyczyniało się do podwyższenia temperatury powietrza docierającego do ludzi. Uzyskane w czasie badań pionowe rozkłady temperatury przy działających i niedziałających wentylatorach mieszających opracowano i przedstawiono na rys. 2.9.



Rys. 2.9. Wpływ pracy wentylatorów mieszających na pionowe rozkłady temperatury powietrza w pomieszczeniu z wentylacją wyporową wg [21]
Fig. 2.9. Influence of mixing effect caused by fans on vertical temperature distribution in a room with displacement ventilation [21]

Z danych przedstawionych na rys. 2.9 wynika, że wydajność wentylatora mieszającego, wynosząca 22% ilości powietrza nawiewanego, przyczynia się do wzrostu temperatury powietrza w pobliżu podłogi o ok. 0,6 K. Wydajność wentylatora, wynoszącą 58% ilości powietrza nawiewanego, przyczyniała się do podniesienia tej temperatury o ok. 1 K. Z tego rysunku wynika również, że działanie wentylatorów mieszających nie zaburza występującego w pomieszczeniu z wentylacją wyporową charakterystycznego pionowego rozkładu temperatury powietrza.

2.4. Temperatura powietrza nawiewanego

Temperatura powietrza nawiewanego do pomieszczenia z wentylacją wyporową powinna być dobrana tak, aby usunąć nadwyżkę ciepła z wentylowanego pomieszczenia przy jednoczesnym zapewnieniu warunków komfortu cieplnego w strefie przebywania ludzi. W związku z tym, że powietrze w systemach wentylacji wyporowej nawiewa się bezpośrednio do strefy przebywania ludzi, wartość temperatury nawiewu nie może zbyt odbiegać od wymaganej temperatury powietrza w tej strefie. Według danych z pracy [115] różnica temperatury powietrza pomiędzy powietrzem nawiewanym a wywiewanym powinna mieścić się w granicach 8 ÷10 K. Temperatura powietrza nawiewanego może być niższa

o 5 K od temperatury w strefie przebywania ludzi. Dopuszczalna różnica temperatury pomiędzy powietrzem w strefie przebywania ludzi a nawiewanym wynosi wg [24] 4 ÷ 5 K. W pracy [104] zaleca się dopuszczalną różnicę temperatury pomiędzy powietrzem usuwanym z pomieszczenia i nawiewnym wynoszącą 7 ÷ 8 K. W pracach [21, 25, 57, 118] zaleca się przyjmowanie temperatury powietrza nawiewanego nie mniejszej niż 19^0C. Według [63, 64] temperatura powietrza nawiewanego nie powinna być niższa niż 2 ÷ 4 K od temperatury w strefie przebywania ludzi. W [56] proponuje się temperaturę z zakresu 19,5 ÷ $20,0^0$C. W [57] temperaturę powietrza nawiewanego uzależnia się od pory roku. Dla okresu letniego powinna ona wynosić $+22^0$C, dla zimowego $+20^0$C. Panuje pogląd reprezentowany w pracach [45, 57, 63, 64], że w przypadku wzrostu obciążenia cieplnego pomieszczeń, korzystniejsze jest zwiększanie strumienia objętości powietrza wentylacyjnego niż obniżanie temperatury powietrza nawiewanego. Uważa się, że ryzyko odczuwania dyskomfortu cieplnego jest większe w przypadku stosowania niższych temperatur powietrza nawiewanego, niż gdy nawiewany jest większy strumień objętości powietrza wentylacyjnego.

Analizując przytaczane dane, dochodzi się do wniosku, że w wentylacji wyporowej usuwanie znacznych nadwyżek ciepła przy jednoczesnym spełnieniu kryteriów komfortu cieplnego jest trudne. Problematyka temperatury powietrza nawiewanego poruszana jest także w pracach [8, 19, 51].

Z ryzykiem wystąpienia dyskomfortu cieplnego w pomieszczeniach z wentylacją wyporową związane jest ich dopuszczalne obciążenie cieplne. Uważa się, że zakres obciążeń cieplnych wynosi 25 ÷ 50 W/m^2. W pracy [117] wprowadza się dwie wartości dopuszczalnego obciążenia cieplnego: 30 W/m^2 dla pomieszczeń o wysokości do 2,8 m oraz 40 W/m^2 dla pomieszczeń wyższych. Różne wg innych źródeł wartości dopuszczalnego obciążenia cieplnego pomieszczeń przy wentylacji wyporowej zestawiono w tabeli 2.1.

Problematyka dopuszczalnego obciążenia cieplnego i związana z tym obciążeniem stabilizacja wyporowego przepływu powietrza poruszana jest w pracy [23]. Przedstawione zostały zależności, pozwalające na prognozowanie prędkości przepływu powietrza w pomieszczeniu w zależności od jednostkowego obciążenia cieplnego.

Tabela 2.1
Dopuszczalne obciążenia cieplne pomieszczeń przy wentylacji wyporowej

Autor	Dopuszczalne obciążenie cieplne W/m^2
Sandberg	25
Seppanen	40
Svensson	30 do 40
Halupczok	40
Glicksman	38
Taki	50
Yuan	40

W wielu publikacjach sugeruje się, że problem zbyt dużego obciążenia cieplnego może być rozwiązywany przez zastosowanie wentylacji wyporowej i sufitów chłodzących (p. 2.6).

2.5. Strumień objętości powietrza dla wentylacji wyporowej

Odpowiednio dobrany strumień objętości powietrza dla pomieszczeń z wentylacją wyporową powinien zapewnić m.in. wymaganą wysokość strefy „czystej" (napływu), wyróżniającą się odpowiednią jakością powietrza. Określenie tego strumienia jest możliwe w przybliżeniu dla pewnych przypadków na podstawie różnych wskaźników lub dokładniej opierając się na bilansie ciepła i zanieczyszczeń. Uważa się [104], że strumień objętości powietrza wentylacyjnego przy wentylacji wyporowej jest porównywalny ze strumieniem przy wentylacji mieszającej. Jednak jakość powietrza przy wentylacji wyporowej jest wyższa. Według pracy [28], strumień objętości powietrza wentylacyjnego powinien wynosić 36÷50 m^3/h na osobę. Przy wartości 36 m^3/h na osobę wysokość strefy napływu znajduje się poniżej głowy człowieka pozostającego w pozycji stojącej, przy wartości 50 m^3/h na osobę wysokość tej strefy odpowiada położeniu głowy. W pracy [61] podano, że przy strumieniu objętości powietrza wentylacyjnego 40 m^3/h na osobę wysokość strefy napływu wyniesie 1 m, a przy strumieniu 80 m^3/h na osobę 1,8 m. Podano [80], że w pomieszczeniach, w których głównym źródłem ciepła są ludzie, np. sale zebrań, kina, należy stosować strumień objętości powietrza wentylacyjnego równy 40 m^3/h na osobę. Minimalny strumień objętości powietrza potrzebny do usunięcia nadwyżki ciepła i zanieczyszczeń ($m^3/h \cdot m^2$) ustala się w zależności od pionowego gradientu temperatury powietrza w pomieszczeniu S, obciążenia cieplnego Q oraz od wysokości pomieszczenia H [82]. Przedstawione dane opracowano w formie tabelarycznej i zestawiono w tabeli 2.2.

Tabela 2.2
Minimalny strumień objętości powietrza wentylacyjnego ($m^3/h \cdot m^2$) w zależności od obciążenia cieplnego wentylowanego pomieszczenia oraz pionowego gradientu temperatury powietrza [82]

Q	S·h, K					
W/m^2	1.5	2	3	4	5	6
10	**12**	**7**	-	-	-	-
20	-	**22**	**12**	**7**	**5**	-
30	-	-	**22**	**15**	**10**	**7**
40	-	-	-	**22**	**17**	**12**
50	-	-	-	-	**22**	**17**
60	-	-	-	-	-	**22**

W celu ustalenia strumienia objętości powietrza wentylacyjnego dla pomieszczenia wychodzi się od założenia pionowego gradientu temperatury powietrza, którego maksymalna wartość może wynosić 2 K/m [115]. Uważa się, że wysoką jakość powietrza w pomieszczeniu uzyska się nawiewając 50 m^3/h na osobę, średnią jakość, jeśli 36 m^3/h na osobę, niską, jeśli 25 m^3/h na osobę. Dla danej wysokości pomieszczenia oraz założonym gradiencie temperatury wyznacza się temperaturę powietrza wywiewanego i temperaturę powietrza na poziomie podłogi. Na podstawie tzw. „reguły 50%" wyznacza się temperaturę powietrza nawiewanego. Temperatura powietrza w strefie przebywania ludzi powinna być przyjmowana wg tych samych kryteriów jak dla przypadków wentylacji mieszającej. Przy znanej różnicy temperatury powietrza wywiewanego i nawiewanego, znanym obciążeniu cieplnym pomieszczenia strumień objętości powietrza wentylacyjnego oblicza się z ogólnie znanej zależności:

$$V = \frac{Q_c}{\rho \cdot c_p \cdot \Delta T_N} \tag{2.13}$$

gdzie:

ΔT_N oznacza nadwyżkę temperatury powietrza nawiewanego.

Dalej porównuje się wynik obliczeń ze wskaźnikiem odniesionym do jakości powietrza i wybiera się wartość większą.

W pracy [133] podano tok postępowania dla określenia strumienia objętości powietrza wentylacyjnego dla przypadku pomieszczeń o wysokości nie mniejszej niż 2,44 m (8 stóp) i obciążeniu cieplnym mniejszym od 120 W/m^2. Zaleca się przyjmowanie pionowego gradientu temperatury 2 K/m oraz utrzymanie różnicy temperatury pomiędzy temperaturą

powietrza na poziomie głowy siedzącego człowieka a temperaturą powietrza na poziomie stóp niższej od 2 K. Tok postępowania polega na kolejnym obliczaniu:

1. Częstotliwości wymiany powietrza (wielokrotności/h)

$$n = \frac{1}{\Delta T_{hf} \cdot \rho \cdot c_p \cdot H \cdot A}\left(a_i \cdot Q_i + a_{oś} \cdot Q_{oś} + a_e \cdot Q_e\right),\ \mathrm{h^{-1}} \tag{2.14}$$

gdzie:

n - częstotliwość wymiany powietrza, h^{-1},

ΔT_{hf} - różnica temperatury pomiędzy poziomem głowy i stóp człowieka siedzącego, K,

H - wysokość pomieszczenia, m,

A - powierzchnia podłogi, m^2,

a_i - stała, = 0,295,

$a_{oś}$ - stała, = 0,132,

a_e - stała = 0,185,

Q_i - wewnętrzne zyski ciepła, W,

$Q_{oś}$ - zyski ciepła od oświetlenia, W,

Q_e - zewnętrzne zyski ciepła, W.

2. Strumienia objętości powietrza wentylacyjnego

$$V_h = \frac{n \cdot A \cdot H}{3600},\ \mathrm{m^3/s} \tag{2.15}$$

3. Strumienia objętości powietrza zewnętrznego dla zapewnienia jego odpowiedniej jakości.

Uważa się, że dla uzyskania jednakowej jakości powietrza w pomieszczeniu strumień objętości powietrza świeżego przy wentylacji wyporowej jest mniejszy niż przy wentylacji mieszającej. Różnica w tej ilości jest możliwa do wyznaczenia poprzez skorzystanie z tzw. współczynnika korekcyjnego η.

$$V_{wyp} = \frac{V_{mix}}{\eta},\ \mathrm{m^3/s} \tag{2.16}$$

gdzie:

V_{wyp} - strumień objętości powietrza higienicznego dla wentylacji wyporowej, m^3/s,

V_{ms} - strumień objętości powietrza higienicznego dla wentylacji mieszającej, m^3/s (wg obowiązujących norm),

η - współczynnik korekcyjny wyznaczany z zależności:

$$\eta = \frac{3{,}4\left(1 - e^{-0.25 \cdot n}\right) \cdot \left(Q_i + 0{,}4 \cdot Q_{oś} + 0{,}5 \cdot Q_e\right)}{Q} \tag{2.17}$$

gdzie:

n - częstotliwość wymiany powietrza, h^{-1},

Q - całkowite obciążenie cieplne pomieszczenia, W.

W celu wyznaczenia strumienia powietrza wentylacyjnego pomieszczenie dzieli się na dwie strefy. Strefę dolną wyznacza wysokość strefy przebywania ludzi. Dla osób przebywających w pomieszczeniu w pozycji siedzącej wysokość tej strefy wynosi 1,1 m, a dla pozycji stojącej 1,8 m. Zaleca się przyjmowanie różnicy temperatury pomiędzy poziomem głowy i stóp 2 ÷ 3 K. Pionowy gradient temperatury powinien wynosić 2 ÷2,5 K/m [137].

Proponowany jest następujący tok postępowania:

1) obliczenie średniej konwekcyjnej składowej ciepła ψ na podstawie indywidualnych mocy źródeł ciepła Q_i i konwekcyjnej składowej źródeł ψ_i

$$\psi = \frac{\Sigma\left(Q_i \cdot \psi_i\right)}{\Sigma Q_i} \tag{2.18}$$

2) obliczenie średniej składowej promieniowania φ na podstawie indywidualnych mocy źródeł ciepła Q_i i składowych promieniowania φ_i

$$\varphi = \frac{\Sigma\left(Q_{r_i} \cdot \varphi_i\right)}{\Sigma Q_{r_i}} = \frac{\Sigma\left[\varphi_i \cdot \left(1 - \psi_i\right) \cdot Q_i\right]}{\Sigma\left[Q_i \cdot \left(1 - \psi_i\right)\right]} \tag{2.19}$$

3) obliczenie współczynnika K_{to}

$$K_{to} = \frac{1}{\varphi \cdot (1 - \psi)} \tag{2.20}$$

4) wstępne określenie strumienia masy powietrza wentylacyjnego G, przyjmując wartość współczynnika efektywności usuwania ciepła $K_t = 0{,}5K_{to}$ oraz $\Delta T_N = T_r - T_N \approx 3K$

$$G = \frac{\Sigma Q_i}{c_p \cdot \Delta T_N \cdot K_t} \tag{2.21}$$

5) z zamieszczonych w cytowanej pracy wykresów wyznacza się współczynnik efektywności usuwania ciepła K_t^* i porównuje się go z K_{to} obliczonym.

Jeżeli $(K_t^* - K_t)/K_t < 0{,}1$, należy obliczyć temperaturę powietrza usuwanego wg wzoru:

$$T_u = T_N + K_t \cdot \Delta T_N \tag{2.22}$$

6) obliczenia temperatury powietrza nawiewanego T_N:

$$T_N = T_r - \Delta T_N \tag{2.23}$$

7) obliczenie pionowego gradientu temperatury:

$$\frac{T_u - T_r}{H - h_r} = \frac{\Delta T_N (K_t - 1)}{H - h_r} \tag{2.24}$$

W przypadku gdy gradient temperatury okaże się większy od zalecanego, dla utrzymania komfortu cieplnego należy obniżyć wartość ΔT_N i powtórzyć obliczenia od wyznaczania wartości G (punkt 4). Również gdyby wyrażenie $(K_t^* - K_t)/K_t > 0.1$, obliczenia należy także powtórzyć od punktu (4).

8) obliczenie rzeczywistego strumienia masy powietrza wentylacyjnego G:

$$G = \frac{\Sigma Q_i}{c_p \cdot \Delta T_N \cdot K_t} \tag{2.25}$$

Tak wyznaczony strumień masy powietrza wentylacyjnego powinien zapewnić wysokość strefy czystej odpowiadającej wysokości strefy przebywania ludzi.

Obliczany wg pracy [137] strumień objętości powietrza wentylacyjnego uzależniony jest od wymaganej wysokości strefy napływu:

$$V = k_V \cdot Q_c^{1/3} \cdot z_t^{5/3} \tag{2.26}$$

gdzie:

V - strumień objętości strugi konwekcyjnej na wysokości z_t nad źródłem ciepła, m^3/s,

Q_c - moc konwekcyjna źródła ciepła, W,

z_t - odległość od źródła ciepła, m,

k_V - współczynnik charakteryzujący źródło ciepła.

W dalszych rozważaniach i w obliczeniach zastępuje się wartość z_t odległością h_p, wyrażającą wysokość strefy czystej liczoną od poziomu podłogi.

Wartość współczynnika k_V jest uzyskiwana drogą badań eksperymentalnych i wyrażona równaniem:

$$k_V = C_1 \cdot (T_{\dot{z}r} - T_r)^{C_2} + C_3 \cdot z_t \tag{2.27}$$

Stąd po uwzględnieniu równania (2.26) związek pomiędzy strumieniem objętości powietrza wentylacyjnego równego strumieniowi strugi konwekcyjnej, wysokością strefy czystej i mocą źródła ciepła wyraża zależność:

$$h_p = \left(C_1 \cdot (T_{\dot{z}r} - T_{rl})^{C_2} + C_3\right) \cdot \frac{V_{jedn}^{3/5}}{Q_c^{3/5}} \tag{2.28}$$

gdzie:

h_p - wysokość strefy napływu nad poziomem podłogi, m,

C_1, C_2, C_3 – stałe uzyskane drogą badań eksperymentalnych,

$T_{\dot{z}r}$- temperatura powierzchni źródła ciepła, °C,

T_{rl} - temperatura powietrza w strefie przebywania ludzi, °C,

z_t - średnia wysokość strefy napływu dla różnorodnych źródeł ciepła, liczona od górnej powierzchni źródeł ciepła, m,

V_{jedn} - jednostkowy strumień objętości powietrza wentylacyjnego, m^3/sm^2,

Q_c - średnia jednostkowa moc (gęstość) konwekcyjna wszystkich badanych źródeł ciepła, W/m^2.

2.6. Sufity chłodzące w wentylacji wyporowej

Stosunkowo niewielka zdolność chłodząca systemu wentylacji wyporowej powoduje, że dla kompensowania obciążeń cieplnych pomieszczeń konieczne staje się dodatkowe odprowadzanie ciepła. Stosowanym w takich przypadkach rozwiązaniem są tzw. sufity chłodzące, współdziałające z wentylacją wyporową. Sufity chłodzące usuwają tylko ciepło jawne. Ciepło utajone oraz zanieczyszczenia są usuwane przez system wentylacji. Zgodnie z danymi przedstawionymi w pracy [117] zdolność chłodząca takiego połączonego hybrydowego układu wzrasta do $50 \div 70\ W/m^2$. Zdolność chłodząca samego systemu wentylacji wyporowej nie powinna przekraczać wartości $20\ W/m^2$. Zbliżone dane można znaleźć w pracy [1]. Według [101] zdolność chłodząca tylko wentylacji wyporowej może wynosić $30 \div 40\ W/m^2$, a maksymalnie dla systemów połączonych $80\ W/m^2$. Aby działanie wentylacji wyporowej mogło być uznawane za zadowalające, konieczne jest spełnienie kryterium higienicznego w stosunku do strumienia objętości powietrza wentylacyjnego. Pozostała część zysków ciepła powinna zostać odebrana przez sufity chłodzące. Istotnym problemem w stosowaniu sufitów chłodzących są występujące w pomieszczeniu tzw. spływy chłodnego powietrza, które podwyższają ryzyko wystąpienia w strefie przebywania ludzi lokalnego dyskomfortu cieplnego. To chłodne powietrze transportuje także zanieczyszczenia do strefy przebywania ludzi, przyczyniając się do pogarszania jakości powietrza w tej strefie. Aby zmniejszyć znaczenie tych niekorzystnych zjawisk, należy dążyć do zachowania odpowiedniego udziału mocy sufitu chłodzącego w całkowitej mocy układu chłodzącego. Zgodnie z danymi przedstawionymi w pracy [20] udział mocy chłodzącej sufitu nie powinien przekraczać wartości 50% mocy całego układu. Udział 60% dopuszczony jest w pracy [61]. Zwraca się jednak uwagę, że po przekroczeniu tej wartości jakość powietrza w strefie roboczej ulega stopniowemu obniżeniu, osiągając wartość odpowiadającą zwykle jakości występującej przy wentylacji mieszającej. Najwyższy udział mocy chłodzącej sufitu chłodzącego wynoszący 65% całkowitej mocy chłodzącej układu proponowany jest w pracy [83].

Temperatura powierzchni sufitu chłodzącego nie może być niższa od temperatury punktu rosy powietrza w pomieszczeniu. Jednocześnie dla unikania spływów chłodnego powietrza temperatura ta powinna wynosić $15 \div 17^0$C wg [115] oraz $18 \div 21^0$C wg [118]. W pracy [55] poddano pod dyskusję wartość obliczeniowych parametrów powietrza w pomieszczeniu z sufitami chłodzącymi, odnosząc się do obecnie obowiązujących

wskaźników PMV i PPD opracowanych przez Fangera. Wskazuje się, że obecne uregulowania prawne w zakresie parametrów cieplnych mogą być stosowane bez żadnych zmian, o ile stosowane są dla przypadku wentylacji obiektów z sufitami chłodzącymi, w których zatrudnieni wykonują pracę w pozycji siedzącej. Zdaniem Skistada [115], przy łącznym działaniu wentylacji wyporowej i sufitów chłodzących ryzyko pogorszenia jakości powietrza oraz niebezpieczeństwo występowania spływów zimnego powietrza jest na tyle duże, że w przypadku gdy głównym celem wentylacji jest usuwanie zysków ciepła, korzystniejsze jest zastosowanie wentylacji mieszającej. Właściwie zaprojektowany system wentylacji mieszającej pozwoli bowiem na uniknięcie dyskomfortu cieplnego przy zachowaniu jakości powietrza charakterystycznej dla układu połączonego: wyporowego i sufitu chłodzącego. Z danych zamieszczonych w pracy [5] wynika, że w 10% obiektów w Niemczech, w których zainstalowane są sufity chłodzące, do wentylacji wykorzystuje się naturalną wentylację, zwykle przez okna. Uważa się, że dla przypadku budynków biurowych w celu jednoczesnego zapewnienia komfortu cieplnego i jakości powietrza, system wentylacji wyporowej nie powinien usuwać więcej niż 25% obciążenia cieplnego pomieszczenia.

2.7. Strefy napływu i cyrkulacji w pomieszczeniach z wentylacją wyporową

W niniejszej pracy (rozdz. 4 i 5) położenie umownej płaszczyzny, oddzielającej strefę napływu od strefy cyrkulacji w pomieszczeniu z wentylacją wyporową przy wymuszonym napływie powietrza, określa się jako wysokość nad poziomem podłogi, na której stężenie zanieczyszczeń osiąga wartość 50% przyrostu stężenia występującego w otworze wywiewnym. W przypadku pomieszczenia ze swobodnym napływem powietrza wysokość tę określano, posługując się pionowym rozkładem temperatury powietrza, przyjmując usytuowanie tej płaszczyzny na wysokości, na której nadwyżka temperatury stanowi 30% nadwyżki powietrza usuwanego z pomieszczenia ΔTu.

Xing i Awbi [129, 131] oraz Stymne i inni [116] określają położenie tej płaszczyzny w miejscu, gdzie dochodzi do zrównania temperatury ścian z temperaturą powietrza. W pracy [6] wskazuje się, że płaszczyzna ta powinna być umiejscowiona tam, gdzie: występuje największy gradient stężenia zanieczyszczeń oraz maksymalna wartość odchylenia standardowego fluktuacji temperatury powietrza. Opierając się na pracach Aubana [3], sformułowano zależności, pozwalające na obliczanie położenia tej płaszczyzny. Jest ono uzależnione od: strumienia objętości powietrza wentylacyjnego, konwekcyjnej mocy źródła

ciepła i jego średnicy. Wyodrębnia się obszar przyległy do źródła ciepła i oddalony od źródła ciepła. W obszarze przyległym do źródła ciepła położenie płaszczyzny podziału opisuje zależność (2.29).

$$\left(\frac{h_p}{d}\right)^{2/3} \cong 5{,}5X \tag{2.29}$$

gdzie:

X - wartość zmienna bezwymiarowa opisana równaniem (2.31),

d - średnica źródła ciepła,

z_t - odległość zgodna z oznaczeniami przedstawionymi na rys. 4.1.

Położenie płaszczyzny podziału w obszarze oddalonym od źródła ciepła opisuje zależność (2.30):

$$\left(\frac{h_p - z_V}{d}\right)^{5/3} \cong 19{,}25X \tag{2.30}$$

$$X = \frac{V_N}{d\nu}\left[\frac{\mathrm{Pr}^2}{Ra^{4/3}}\right]^{1/3} \tag{2.31}$$

Równanie (2.31) odnosi się do przypadku, w którym związek pomiędzy liczbą Nusselta i Rayleya wyraża zależność $Nu = 0{,}15Ra^{1/3}$, a liczba Ra mieści się w przedziale $2x10^7 < Ra < 3x10^{10}$.

Posługując się konwekcyjną mocą źródła ciepła, wartość X może zostać wyrażona zależnością (2.32).

$$X = 0{,}5\left(\frac{\rho c_p}{g\beta}\right)^{1/3} \frac{V_N}{d^{5/3} Q_c^{\,1/3}} \tag{2.32}$$

Autorzy pracy [6] proponują wprowadzenie trzeciego obszaru w pomieszczeniu z wentylacją wyporową, w którym płaszczyzna podziału pomieszczenia na strefę napływu i cyrkulacji osiąga określone położenie. W tym obszarze, zwanym przejściowym, wysokość położenia płaszczyzny podziału wyraża zależność (2.33):

$$\left(\frac{h_p}{d}\right)^{4/3} \cong 6{,}8 \tag{2.33}$$

Podano również zakresy występowania poszczególnych obszarów oparte na definicji zmiennej bezwymiarowej wartości X:

$0<X<0,2$ - obszar przyległy do źródła ciepła,

$0,2<X<1,0$ - obszar przejściowy,

$X>1,0$ - obszar odległy od źródła ciepła.

Wskazano, że metoda przewidywania położenia płaszczyzny podziału zaproponowana przez Skåreta [6] dla obszaru odległego od źródła ciepła i przestrzeni swobodnej daje wyniki zaniżone w stosunku do metody proponowanej.

Xing i Awbi [129, 131] dokonali porównania wyników badań eksperymentalnych położenia płaszczyzny podziału pomieszczenia na strefę napływu i cyrkulacji z wynikami obliczeń modelem zaproponowanym przez Mundt [82]. Model obliczeniowy odnosi się do punktowych i liniowych źródeł ciepła. Uwzględniono w obliczeniach stratyfikację temperaturową w pomieszczeniu. Uzyskano zadowalającą zgodność wyników badań i obliczeń w odniesieniu do średniej temperatury przegród i mniejszą w odniesieniu do średniego stężenia zanieczyszczeń.

W pracy [52] podaje się sposób określania położenia płaszczyzny oddzielającej strefę napływu od strefy cyrkulacji dla szczególnego przypadku wentylacji wyporowej pomieszczenia ze źródłami ciepła - wentylacji naturalnej, przy której przepływ powietrza przez pomieszczenie spowodowany jest siłami wyporu cieplnego. Otwory dla napływu powietrza wentylacyjnego umieszczone są w podłodze pomieszczenia, a otwory przeznaczone dla wypływu powietrza w suficie. Obliczana jest tzw. bezwymiarowa wysokość strefy napływu $\xi=h_p/H$, w przypadku występowania w pomieszczeniu pojedynczego źródła ciepła wyrażona równaniem (2.34)

$$\frac{A^*}{H^2} = C^{3/2}\left(\frac{\xi^5}{1-\xi}\right)^{1/2} \tag{2.34}$$

gdzie:

A^* - „efektywna" powierzchnia dolnych i górnych otworów wentylacyjnych,

H - różnica wysokości pomiędzy tymi otworami (w tym przypadku także wysokością pomieszczenia),

C - stała, którą wyraża zależność (2.34a).

$$C = \frac{6}{5}\alpha\left(\frac{9}{10}\alpha\right)^{1/3}\pi^{2/3} \tag{2.34a}$$

Wartość α jest współczynnikiem określającym wchłanianie powietrza do strugi konwekcyjnej [73].

Efektywna powierzchnia otworów wentylacyjnych A^* jest określona zależnością (2.34b).

$$A^* = \frac{c_d a_t a_b}{\left(\frac{1}{2}\left(\frac{c_d^2}{c}a_t^2 + a_b^2\right)\right)^{1/2}} \tag{2.34b}$$

gdzie:

a_t i a_b - powierzchnie otworów do napływu i wypływu powietrza,

c - współczynnik określający straty ciśnienia przy przepływie powietrza przez otwór dla napływu powietrza,

c - współczynnik kontrakcji dolnego otworu.

W przypadku występowania wielu źródeł ciepła n o jednakowej mocy, usytuowanych na podłodze pomieszczenia, bezwymiarową wysokość strefy napływu ξ opisuje zależność (2.35).

$$\frac{1}{n}\frac{A^*}{H^2} = C^{3/2}\left(\frac{\xi^5}{1-\xi}\right)^{1/2} \tag{2.35}$$

W przypadku pojedynczej strugi konwekcyjnej lub w przypadku, gdy źródła ciepła mają jednakową moc konwekcyjną, wysokość położenia płaszczyzny podziału nie zależy od wyporu cieplnego, lecz tylko od bezwymiarowej powierzchni otworów wentylacyjnych A^*/H. Temperatura powietrza powyżej płaszczyzny podziału, której wartość nie zależy od

wysokości pomieszczenia, wzrasta w powiązaniu ze zwiększaniem się wyporu cieplnego spowodowanego obecnością w pomieszczeniu strug konwekcyjnych.

Równania (2.34) i (2.35) mają znaczenie praktyczne, pozwalające na obliczanie wysokości strefy napływu, w tym szczególnym przypadku wentylacji wyporowej. Dalej w pracy stwierdza się, że w rzeczywistych przypadkach wentylacji wyporowej nie obserwuje się wyraźnego uskoku, wynikającego z różnej gęstości powietrza w dolnej i górnej strefie pomieszczenia. Spowodowane jest to występowaniem wielu czynników, które nie są ujęte w przedstawionych dotąd modelach.

W przypadku występowania w pomieszczeniu dwóch źródeł ciepła o różnej mocy konwekcyjnej, każde źródło przyczynia się do powstania „swojej" płaszczyzny podziału na wysokości h_{p1} i h_{p2}. Wysokości położenia tych płaszczyzn powiązane są w zależności (2.36).

$$\frac{A^*}{H^2 C^{3/2}} = \frac{\left(1+\psi^{1/3}\right)^{3/2}}{\left(1+\psi\right)^{1/2}} \left(\frac{\left(h_1/H\right)^5}{1-h_1/H-\frac{\left(1-\psi^{2/3}\right)}{1+\psi}\left(\frac{h_2-h_1}{H}\right)} \right)^{1/2} \tag{2.36}$$

gdzie ψ wyraża stosunek mocy konwekcyjnych źródeł ciepła Q_{c1}/Q_{c2}.

Wysokość położenia płaszczyzny podziału zależy tylko od wartości bezwymiarowej powierzchni A^*/H oraz stosunku mocy konwekcyjnej źródeł ciepła ψ. Gdy $\psi = 0$, formuje się pojedyncza płaszczyzna podziału. Gdy $\psi>0$, płaszczyzna dzieli się na dwie z niższą obniżającą się tym więcej, im więcej wzrasta ψ.

Podobna problematyka, rozszerzona o opis przepływu w warunkach przechodzenia przepływu wyporowego do mieszającego, w warunkach naturalnego przepływu powietrza omawiana jest w [18]. Zakresy występowania przepływu wyporowego w pomieszczeniu z naturalną wymianą powietrza podano w pracy [26] i powiązano je ze stosunkiem wysokości usytuowania w pomieszczeniu otworów do wypływu powietrza z wysokością i do napływu powietrza R^*. Gdy $0{,}53<R^*<1$, w pomieszczeniu dominuje przepływ wyporowy, natomiast gdy $0{,}27<R^*<0{,}53$, możliwe jest występowanie zarówno przepływu wyporowego, jak i mieszającego. W pracy [11] przepływ powietrza w pomieszczeniu z wentylacją wyporową przy naturalnym napływie oraz położenie płaszczyzny dzielącej pomieszczenie na strefę napływu i cyrkulacji analizuje się dla trzech charakterystycznych przypadków:

- gdy otwory dla napływu powietrza umieszczone są w strefie napływu w podłodze i ścianie, poniżej płaszczyzny podziału; wypływ powietrza przewidziano przez otwór w suficie,
- gdy otwór dla napływu powietrza w ścianie umieszczony jest powyżej płaszczyzny podziału; wypływ powietrza przewidziano przez otwór w suficie,
- gdy poniżej płaszczyzny podziału występuje tylko jeden otwór dla napływu powietrza, a otwór w ścianie znajdujący się powyżej płaszczyzny podziału przeznaczony jest do wypływu powietrza wraz z otworem w suficie.

Analizy przeprowadzono dla wyznaczenia: położenia płaszczyzny podziału, strumienia objętości powietrza wentylacyjnego, pionowego rozkładu temperatury w obecności punktowego źródła ciepła lub liniowego. Stwierdzono, że dla analizowanych trybów działania wentylacji położenie płaszczyzny podziału jest uzależnione wyłącznie od parametrów geometrycznych pomieszczenia i niezależne od mocy źródła ciepła. Ustalono, że przy trzech otworach wentylacyjnych aktywnych, w pierwszym analizowanym przypadku, przy niewielkiej powierzchni otworu umieszczonego w podłodze uzyskuje się największą wysokość położenia płaszczyzny podziału, w przypadku drugim występuje maksymalny możliwy do uzyskania przepływ powietrza wentylacyjnego, w przypadku trzecim uzyskuje się jednocześnie efekty charakterystyczne dla przypadków pierwszego i drugiego.

2.8. Wpływ warunków klimatycznych na działanie wentylacji wyporowej

Systemy wentylacji wyporowej, w porównaniu z systemami wentylacji mieszającej, charakteryzują się mniejszym zużyciem energii od systemów wentylacji mieszającej. W okresie ciepłym temperatura powietrza nawiewanego przy wentylacji mieszającej wynosi zwykle 13 do 14^0C, podczas gdy przy wentylacji wyporowej zwykle nie jest niższa od 18^0C. Taka wyższa temperatura powietrza nawiewanego wydłuża okres korzystania z darmowej energii do chłodzenia dostarczanej przez powietrze zewnętrzne (tzw. „free cooling"). Stopień wykorzystania darmowego chłodzenia zależy od warunków klimatycznych. W pracy [46] przedstawiono analizę działania wentylacji wyporowej w pięciu różniących się od siebie strefach klimatycznych: klimat morski, zimny, gorący i suchy, gorący i wilgotny, umiarkowany.

W przypadku klimatu wilgotnego system wentylacji wyporowej wymaga dodatkowo systemu osuszania powietrza. Dzieje się tak dlatego, gdyż nie jest możliwe uzyskanie na chłodnicach powietrza wystarczającego odwilżenia. W pewnych okresach obserwowano,

że wilgotność powietrza w pomieszczeniach osiągała wartość 80%. Problem wilgotności powietrza w pomieszczeniach z wentylacją wyporową analizował Kosonen [40]. W Europie Północnej, gdzie stosowanie wentylacji wyporowej jest najbardziej powszechne, odwilżanie powietrza nie jest potrzebne, a problematyka projektowania wentylacji wyporowej, dotycząca głównie rozkładów temperatury oraz stężeń zanieczyszczeń, dobrze opisana jest np. przez Skistada [114, 115].

Według Kosonena [40] powodzenie stosowania wentylacji wyporowej w klimacie gorącym i wilgotnym zależy od zdolności systemu do utrzymania w pomieszczeniach wilgotności powietrza na odpowiednim poziomie. W pomieszczeniach z wentylacją wyporową występuje obok pionowego gradientu temperatury powietrza także gradient wilgotności oraz wyraźna różnica pomiędzy systemami zaprojektowanymi dla klimatu zimnego i suchego i dla klimatu gorącego i wilgotnego. Systemy dla klimatu zimnego i suchego projektowane są obecnie ze 100% udziałem powietrza zewnętrznego i odzyskiem ciepła, natomiast systemy dla klimatu gorącego i wilgotnego bazują w znacznej części na recyrkulacji powietrza usuwanego. Biorąc pod uwagę, że wilgotność powietrza w klimacie gorącym i wilgotnym jest bardzo istotnym czynnikiem, decydującym o komforcie cieplnym, konieczne jest nawiewanie powietrza suchego. W przypadku wentylacji wyporowej, przy której rozkłady wilgotności powietrza są podobne do rozkładów temperatury, istnieje możliwość uzyskania w strefie przebywania ludzi podobnej wilgotności powietrza, przy większej zawartości wilgoci w powietrza nawiewanym niż przy wentylacji mieszającej. Przyczynia się to do zmniejszenia zużycia energii potrzebnej na ochładzanie powietrza. Wzajemne powiązanie (podobieństwo) gradientu temperatury powietrza i wilgotności w klimacie gorącym i wilgotnym poprawia efektywność zużycia energii. We wszystkich przypadkach analizowanych przez Lau [46] stwierdzono mniejsze zużycie energii na ochładzanie powietrza niż przy wentylacji mieszającej, w związku z tym, że temperatura powietrza nawiewanego jest wyższa przy wentylacji wyporowej niż przy wentylacji mieszającej. Jednocześnie wyższa temperatura powietrza nawiewanego pozwala przy wentylacji wyporowej na dłuższe korzystanie z darmowego chłodzenia.

2.9. Podsumowanie rozdziału 2

W rozdziale 2, w p. 2.1 do 2.8 przedstawiono istotne z punktu widzenia użytkowników pomieszczeń z wentylacją wyporową zagadnienia, których znajomość pozwala na ocenę rozwiązań tego rodzaju wentylacji. Zaprezentowano wpływ na odczucia cieplne takich

parametrów, jak: temperatura powietrza nawiewanego oraz rozkład temperatury powietrza w pomieszczeniu wyrażany przez tzw. pionowy gradient temperatury. Przedstawiono sposoby obliczania tego gradientu, wskazując jednocześnie na jego związek z występującym w pomieszczeniach z wentylacją wyporową dyskomfortem cieplnym. Odniesiono się do niezbędnego strumienia objętości dla wentylacji wyporowej z punktu widzenia usuwania zbędnych zysków ciepła z jednej strony, oraz zapewnienia odpowiedniej jakości powietrza w pomieszczeniu z drugiej strony. Wskazano na związek pomiędzy strumieniem objętości powietrza wentylacyjnego a gradientem temperatury powietrza, prowadzącym do występowania w pomieszczeniu z wentylacją dwóch oddzielonych od siebie stref: dolnej napływu i górnej cyrkulacji. Przedstawiono różne sposoby wyznaczania wysokości strefy czystej (napływu). Wyrażono pogląd, że wysokość tej strefy powinna być równa wysokości strefy przebywania ludzi. Analizując dostępne sposoby określania stratyfikacji temperaturowej, a także różne podejście do określania wysokości strefy napływu można stwierdzić brak jednoznacznej i zweryfikowanej metody odnoszącej się do tych zagadnień, co wskazuje na potrzebę prowadzenia dalszych badań z tego zakresu.

Analizując warunki cieplne w różnych przypadkach pomieszczeń z wentylacją wyporową, można zauważyć, że kształtowane są one przez następujące czynniki:

- strugi powietrza nawiewanego,
- strugi konwekcyjne,
- warunki geometryczne pomieszczeń i zakłócenia.

Czynniki te zostały przeanalizowane z rozdziale 3.

W rozdziale 2 przeanalizowano również inne zagadnienia, których wpływ w przeciętnych warunkach działania wentylacji wyporowej nie jest brany pod uwagę. W pierwszym przypadku omówiono współdziałanie z wentylacją wyporową sufitów chłodzących, których potrzeba zastosowania występuje przy znacznych obciążeniach cieplnych pomieszczeń. W przypadku drugim omówiono problemy związane z działaniem wentylacji wyporowej w klimacie gorącym i wilgotnym, gdy dodatkowym problemem w uzdatnianiu powietrza staje się konieczność jego osuszania.

3. ANALIZA CZYNNIKÓW WARUNKUJĄCYCH DZIAŁANIE WENTYLACJI WYPOROWEJ

3.1. Strugi nawiewane w wentylacji wyporowej

Strugi nawiewane w wentylacji wyporowej mają za zadanie:

- dostarczanie powietrza do strug konwekcyjnych powstających nad źródłami ciepła,
- wywołanie w strefie przebywania ludzi warunków cieplnych akceptowanych przez przebywających tam ludzi,
- zapobieganie mieszania się nawiewanego powietrza z powietrzem z pomieszczenia,
- przyczynienie się do ustalenia się w pomieszczeniu odpowiedniej wysokości tzw. strefy czystej.

W związku z tym nawiewanie powietrza w wentylacji wyporowej polega na dostarczaniu powietrza do dolnej części pomieszczenia, o niskiej początkowej prędkości średniej i niskim stopniu burzliwości, o temperaturze mniejszej niż temperatura powietrza w pomieszczeniu. Siły wyporu w strudze nawiewanej mają większy udział w ukierunkowywaniu strugi w pomieszczeniu niż siły bezwładności [31, 105]. W wentylacji wyporowej strugi nawiewane odgrywają rolę bierną w kształtowaniu rozdziału powietrza [113].

Parametry rozprzestrzeniającej się w pomieszczeniu strugi nawiewanej mogą być określane na podstawie modeli: *strugi przyściennej* i *przepływu uwarstwionego* [89, 91]. Oznaczenia występujące w zależnościach opisujących te modele przedstawiono na rys. 3.1.

Model strugi przyściennej

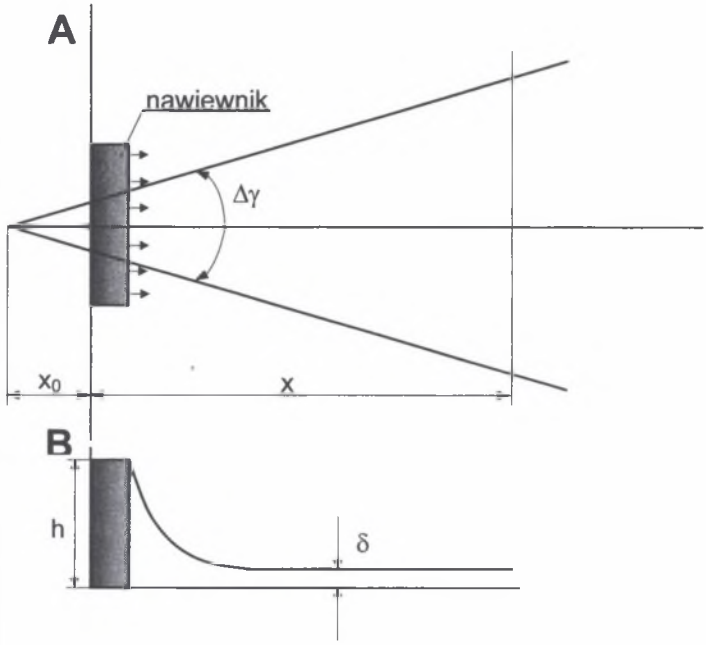
W modelu obliczeniowym takiej strugi zakłada się porównywalne wymiary nawiewnika ściennego z wymiarami pomieszczenia wentylowanego, w związku z czym struga nawiewana pokrywa znaczną jego część. Przepływ powietrza w pomieszczeniu może być dwuwymiarowy, trójwymiarowy, a także promieniowy.

W strefie początkowej strugi na jej osi, w przypadku przepływu dwuwymiarowego i trójwymiarowego, prędkość przepływu w kierunku poziomym x wynosi:

$$w_x \approx const \tag{3.1}$$

W przypadku przepływu promieniowego:

$$w_x \sim \frac{1}{x} \tag{3.2}$$



Rys. 3.1. Struga powietrza wypływającego z nawiewnika przy wentylacji wyporowej
Fig. 3.1. Discharge air flow pattern from a diffuser in a room with displacement ventilation

Przepływ dwuwymiarowy występuje wtedy, gdy powierzchnia nawiewnika bądź kilku nawiewników umieszczonych obok siebie pokrywa się z szerokością pomieszczenia. W przypadku wystąpienia różnicy temperatury pomiędzy temperaturą powietrza nawiewanego a temperaturą powietrza w pomieszczeniu następuje przechodzenie przepływu trójwymiarowego w promieniowy. Siła ciężkości powoduje ugięcie i przyspieszenie strugi w kierunku podłogi, a przepływ staje się „rozciągnięty".

Zanik prędkości osiowej w_x w kierunku x opisuje się zależnościami:

$$\frac{w_x}{w_N} \sim \frac{h}{x + x_0} \tag{3.3}$$

dla przepływu trójwymiarowego i promieniowego,

$$\frac{w_x}{w_N} \sim \sqrt{\frac{h}{x + x_0}} \tag{3.4}$$

dla przepływu dwuwymiarowego,

gdzie:

w_N - prędkość początkowa powietrza wypływającego z nawiewnika, m/s,

h - wysokość nawiewnika, m,

x_0 - odległość od pozornego bieguna strugi nawiewanej, m.

Model przepływu uwarstwionego

Model ten dotyczy przypadku strugi nawiewanej z nawiewnika ściennego dla przypadku, gdy różnica temperatury pomiędzy powietrzem nawiewanym a otaczającym jest znacząca. W niewielkiej odległości od nawiewnika dochodzi do indukcji powietrza otaczającego przez strugę nawiewaną. W miarę oddalania się od nawiewnika indukcja ta stopniowo zanika. Do osłabienia, a potem do zaniku indukcji przyczynia się stratyfikacja termiczna otoczenia strugi.

Strumień objętości powietrza indukowanego do strugi nawiewanej z otoczenia jest funkcją liczby Richardsona:

$$Ri_x = \frac{g \cdot \Delta\rho \cdot l}{\rho \cdot w^2} \tag{3.5}$$

gdzie:

g - przyspieszenie grawitacyjne, m/s^2,

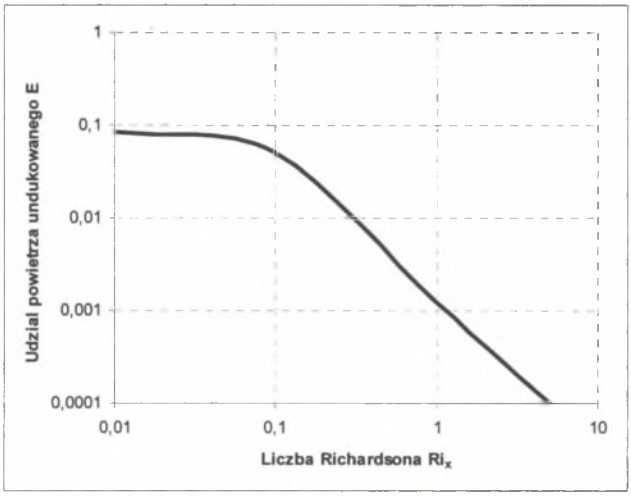
$\Delta\rho$ - lokalny wzrost gęstości powietrza, kg/m^3,

ρ - gęstość powietrza nawiewanego, kg/m^3,

l - wymiar charakterystyczny strugi nawiewanej, m,

w - prędkość charakterystyczna strugi nawiewanej, m/s.

Jedną z istotnych cech przepływu uwarstwionego jest gwałtowny spadek indukcji powietrza E wraz ze wzrostem liczby Richardsona. Charakter tej zależności opracowanej wg [89] przedstawia rys. 3.2.



Rys. 3.2. Udział powietrza indukowanego z otoczenia w przepływie uwarstwionym w zależności od wartości liczby Richardsona wg [89]
Fig. 3.2. Induction ratio at laminar flow of a plume as a function of Richardson number [89]

W zależności od warunków generowania strugi nawiewanej w pracy [89] rozróżnia się następujące rodzaje przepływów:

A. przepływ uwarstwiony promieniowy uzyskany w wyniku nawiewania strugi z pojedynczego nawiewnika przyściennego,
B. przepływ uwarstwiony dwuwymiarowy uzyskany w wyniku nawiewania strug z kilku (szeregu) nawiewników pokrywających całą szerokość ściany pomieszczenia wentylowanego.

Zmiana prędkości osiowej strugi nawiewanej wyrażona jest zależnością:

$$\frac{w_x}{V_x} \sim \frac{1}{\Delta\gamma \cdot \delta} \cdot \frac{1}{x + x_0} \tag{3.6}$$

gdzie:

δ - grubość warstwy napływającego powietrza, m,

$\Delta\gamma$ - kąt rozwarcia strugi nawiewanej, ^{0},

V_x - strumień objętości strugi nawiewanej, m^3/h.

Przy stałej wartości δ oraz założeniu, że rozkład prędkości jest niezależny od liczby Reynoldsa, uzyskuje się zależność:

$$\frac{w_x}{w_N} = K_{dr} \cdot \frac{h}{x + x_0} \tag{3.7}$$

gdzie:

K_{dr} - stała bezwymiarowa, zależna od liczby Archimedesa w warunkach nawiewu oraz indywidualnych cech konstrukcyjnych nawiewnika.

Przy przepływie przedstawionym w p. B, zmianę prędkości przepływu strugi nawiewanej wyraża zależność:

$$\frac{w_x}{w_N} = K_{dp} \tag{3.8}$$

gdzie:

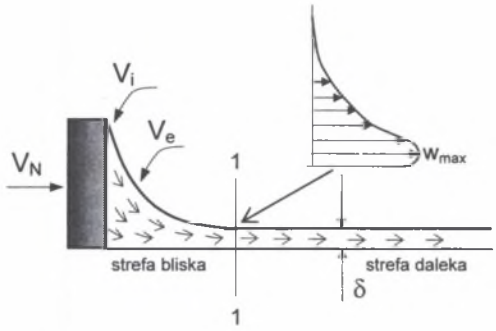
K_{dp} - stała bezwymiarowa zależna od liczby Archimedesa w warunkach nawiewu, indywidualnych cech konstrukcyjnych nawiewnika oraz warunków geometrycznych pomieszczenia w pobliżu nawiewnika.

Przy nawiewaniu zimnego powietrza do pomieszczenia o dużej początkowej liczbie Archimedesa w strudze powietrza nawiewanego rozróżnia się dwie charakterystyczne strefy [110]:

- strefę bliską,
- strefę daleką.

Występowanie takich stref zilustrowano na rys. 3.3 opracowanym na podstawie wykresów zamieszczonych w pracach [114], [115].

W strudze nawiewanej w wyniku oddziaływania ujemnej siły wyporu, w strefie bliskiej następuje przyspieszenie składowej ruchu powietrza w kierunku pionowym. Energia potencjalna strugi nawiewanej ulega zamianie na energię kinetyczną. Prędkość powietrza w tej strefie może być nawet wyższa od prędkości nawiewania na skutek oddziaływania siły związanej z grawitacją.



Rys. 3.3. Strefy bliska i daleka dla nawiewnika quasi-laminarnego przy wentylacji wyporowej wg [114, 115]

Fig. 3.3. Adjacent and distant (primary and secondary) zones for a quasi-laminar diffuser in displacement ventilation [114, 115]

Początkowe przyspieszenie strugi nawiewanej zależy od: prędkości nawiewania powietrza, temperatury powietrza nawiewanego, wysokości nawiewnika.

Prędkość maksymalna przepływu spowodowana przyspieszeniem strugi w stosunku do prędkości nawiewania jest wg [20] określona zależnością:

$$\frac{w_{max}}{w_N} = (Ar_N)^{\frac{1}{2}} \tag{3.9}$$

gdzie:

w_{max} - maksymalna prędkość strugi spowodowana jej przyspieszeniem, m/s,

w_N - prędkość nawiewania powietrza, m/s,

Ar_N - liczba Archimedesa określona dla warunków strugi w otworze nawiewnym.

W związku z tym, że w strefie bliskiej istnieje niebezpieczeństwo (ze względu na wzrost prędkości przepływu powietrza) wystąpienia ryzyka przeciągu, powinna ona być wyłączona z tzw. strefy przebywania ludzi. Struga nawiewana w tej strefie, po osiągnięciu podłogi rozprzestrzenia się w kierunku poziomym w warstwie o kilkucentymetrowej grubości. Jest to początek tzw. strefy dalekiej.

Charakter przepływu powietrza po wypływie z nawiewnika kształtują wg [115] następujące czynniki:

- strumień objętości powietrza indukowanego z otoczenia V_i,
- strumień objętości powietrza indukowanego w warstwie granicznej strugi V_e,
- moment przepływu w strudze spowodowany grawitacją,
- moment przepływu w strudze (ilość ruchu) spowodowany prędkością strugi nawiewanej.

Indukcja powietrza z otoczenia do strugi nawiewanej, która spowodowana jest dynamicznym oddziaływaniem strugi, może zostać wyrażona współczynnikiem indukcji f_i:

$$f_i = \frac{V_i + V_N}{V_N} \tag{3.10}$$

gdzie:

V_N - strumień powietrza nawiewanego, m^3/s,

V_i - strumień powietrza indukowanego, m^3/s.

Współczynnik indukcji powietrza w warstwie granicznej f_e, która spowodowana jest lepkością i mieszaniem turbulentnym w warstwie granicznej pomiędzy strugą nawiewaną a powietrzem otaczającym wyraża zależność:

$$f_e = \frac{V_e + (V_i + V_N)}{V_i + V_N} \tag{3.11}$$

Moment przepływu I_g spowodowany oddziaływaniem siły związanej z grawitacją wyraża zależność:

$$I_g = k \cdot \rho_N \cdot V_N \cdot w_N \cdot \sqrt{Ar_N} \cdot \left(\frac{h-\delta}{h}\right)^{3/2} \tag{3.12}$$

gdzie:

Ar_N - liczba Archimedesa odnosząca się do przepływu powietrza nawiewanego,

$$Ar_N = \frac{\Delta T_{rl} g h}{T_{rl} w_N},$$

ΔT_{rl} - różnica pomiędzy temperaturą powietrza w strefie przebywania ludzi i temperaturą powietrza nawiewanego, K,

T_{rl} - temperatura powietrza w strefie przebywania ludzi, K,

h - wysokość nawiewnika quasi-laminarnego, m,

w_N - średnia prędkość nawiewania powietrza, m/s,

k - stała wynosząca w przybliżeniu: 0,9.

Moment przepływu I_N, spowodowany prędkością nawiewania wyraża zależność:

$$I_N = \rho_N \cdot V_N \cdot w_N \cdot f_i^2 \tag{3.13}$$

Maksymalna prędkość przepływu powietrza w strudze nawiewanej w strefie bliskiej występuje na wysokości 3 do 5 cm nad podłogą i może być wyrażona zależnością:

$$\frac{w_{max1}}{w_N} = \frac{I_2}{I_4} \cdot \frac{f_i}{f_e} \cdot \left[k \cdot \frac{1}{f_i^2} \cdot \sqrt{Ar_N} \cdot \left(\frac{h-\delta}{h} \right) + 1 \right] \tag{3.14}$$

gdzie:

I_2 - iloraz prędkości średniej i maksymalnej w strudze,

I_4 - iloraz kwadratów prędkości średniej i maksymalnej w strudze,

w_{max} - maksymalna prędkość przepływu w strudze w strefie bliskiej, m/s,

δ - grubość warstwy powietrza nawiewanego, m.

Zasięg strefy bliskiej w wielu przypadkach traktowany jest jako obszar, w którym średnia prędkość przekracza 0,2 m/s. Według danych zawartych w pracy [63] proponuje się, aby strefa bliska obejmowała obszar, w którym odsetek osób niezadowolonych w wyniku odczucia przeciągu wynosi 15%. Uważa się tu, że na odczucie komfortu, oprócz prędkości średniej, ma także wpływ intensywność turbulencji. Zdarza się, że obszar ten jest większy od tego, w którym średnia prędkość przepływu przekracza wartość 0,2 m/s. Zatem, zasięg strefy bliskiej zależy także od cech konstrukcyjnych nawiewnika generującego strugę nawiewaną.

Według danych pochodzących z pracy [17], zasięg strefy bliskiej zależy od rodzaju przepływu (dwuwymiarowy, promieniowy) i proponowane są następujące zależności dla jego obliczania:

- *przepływ dwuwymiarowy*

$$\frac{x_D}{h} \sim \frac{1}{\sqrt{Ar_N}} \tag{3.15}$$

- *przepływ promieniowy*

$$\frac{x_D}{h} \sim \sqrt{\left(\frac{R}{H} + 2 \cdot \frac{R}{H} \cdot \frac{1}{Ar_N^{1/2}} \right)} \tag{3.16}$$

gdzie:

x_D - zasięg strefy bliskiej, m,

H - wysokość nawiewnika, m,

R - promień nawiewnika, m.

3.1.1. Kategorie nawiewników dla wentylacji wyporowej

Generowanie strug nawiewanych o właściwościach zbliżonych do laminarnych wymaga stosowania nawiewników o specjalnej konstrukcji i niskich prędkości nawiewu. Strugi nawiewane kieruje się bezpośrednio do strefy przebywania ludzi, a nawiewniki montuje się w dolnej części pomieszczeń, tuż przy podłodze. Według różnych źródeł zalecane prędkości nawiewania powietrza do pomieszczeń z wentylacją wyporową zestawiono w tabeli 3.1.

Tabela 3.1
Zalecane prędkości nawiewania powietrza do pomieszczeń z wentylacją wyporową

Autor, źródło	Prędkość w_N m/s	Uwagi
Skistad H. [115]	0,1 ÷ 0,2 0,5 ÷ 0,8	dla wentylacji komfortu dla wentylacji przemysłowej
Mattsson M. [61]	0,2 ÷ 0,3	
Mathisen H. [57]	0,13 0,11	dla warunków letnich dla warunków zimowych
Melikov A. [63], Gunterman K, [24] Nielsen P. [91], Fitzner K. [20], Glicksman L. [21]	0,13	wartość maksymalna
Yuan X. [134]	0,2 ÷ 0,5	
Halupczok J. [25]	0,4 ÷ 1,0 0,2 ÷ 0,5 0,1 ÷ 0,2	dla pomieszczeń przemysłowych dla pomieszczeń o wysokiej czystości dla pomieszczeń o podwyższonych wymaganiach komfortu cieplnego

W zależności od zadania, jakie ma spełniać wentylacja wyporowa, dobiera się indywidualnie funkcje nawiewników. Jeżeli celem jest uzyskanie wysokiej jakości powietrza w pomieszczeniu wentylowanym, nawiewanie powietrza powinno odbywać się tak, aby mieszanie strug nawiewnych z powietrzem z otoczenia pomieszczenia było jak najmniejsze. W takim przypadku powietrze powinno być nawiewane przez nawiewnik, którego płaszczyzna wylotowa wykonana jest z maty filtracyjnej. Gdy głównym zadaniem wentylacji jest usunięcie z pomieszczenia nadwyżki ciepła i nawiewa się powietrze dużo chłodniejsze, należy stosować nawiewniki o zmniejszonym stopniu perforacji, tak aby zapewnić wystąpienie indukcji powietrza otaczającego. Zwiększając jednak nadmiernie indukcję

powietrza, uzyskuje się sytuację zbliżoną do wentylacji mieszającej, przy której jakość powietrza jest znacznie niższa niż przy wentylacji wyporowej.

Biorąc pod uwagę fakt, że funkcja wentylacji wyporowej polega głównie na zapewnieniu w strefie przebywania ludzi odpowiedniej jakości powietrza oraz na usuwaniu zysków ciepła, to zachodzi potrzeba doboru nawiewników o odpowiednich właściwościach aerodynamicznych. W związku z tym w pracy [115] dokonano podziału nawiewników dla wentylacji wyporowej na cztery kategorie. Przynależność nawiewnika do danej kategorii uzależniona jest od stosunku ilości powietrza wentylacyjnego do powierzchni nawiewu oraz różnicy temperatury pomiędzy powietrzem nawiewanym i otaczającym.

Charakterystyka kategorii nawiewników dla wentylacji wyporowej

Kategoria I - obejmuje nawiewniki, z których powietrze wypływające posiada niewielką nadwyżkę temperatury i niski stopień turbulencji. Strumień objętości powietrza indukowanego jest uzależniony od intensywności turbulencji i gradientu prędkości w warstwie granicznej pomiędzy strugą nawiewaną a powietrzem otaczającym. Cechy takie posiada nawiewnik o powierzchni zewnętrznej wykonanej z maty filtracyjnej.

Kategoria II - obejmuje nawiewniki, z których powietrze wypływające posiada niewielką nadwyżkę temperatury, a stopień indukcji powietrza otaczającego jest większy. Prędkość przepływu powietrza przy podłodze jest zbliżona do prędkości uzyskiwanej przy nawiewie powietrza z nawiewników kategorii I. Cechy takie posiada nawiewnik o powierzchni zewnętrznej wykonanej z perforowanych paneli.

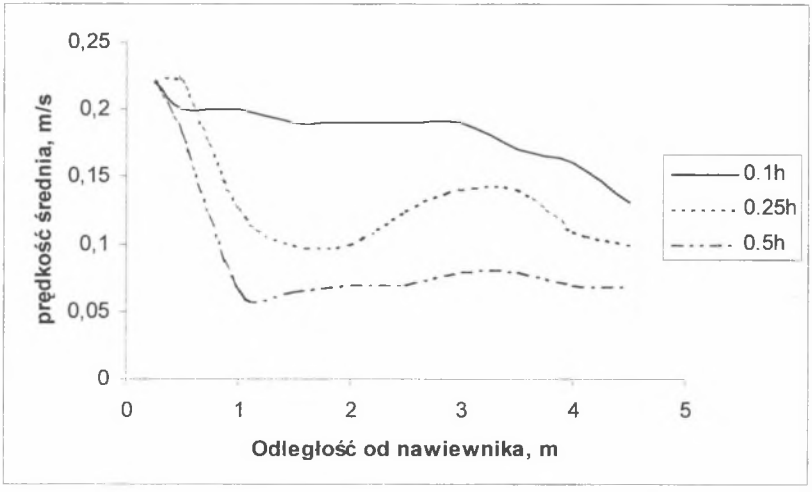
Kategoria III - obejmuje nawiewniki przystosowane do nawiewania powietrza o dość znacznej różnicy temperatury ok. 8 do 10 K, które wymagają zwiększonej indukcji powietrza w pobliżu wylotu i niewielkie mieszanie powietrza w dalszej części pomieszczenia. Ta grupa nawiewników przeznaczona jest zwykle do pomieszczeń typu biurowego. Nawiewniki posiadają zaawansowane technologicznie powierzchnie wypływu zaprojektowane na podstawie specjalistycznej wiedzy z zakresu quasi-laminarnych strug nawiewanych.

Kategoria IV - obejmuje nawiewniki przystosowane do nawiewania powietrza o dużej różnicy temperatury, wymagające znacznej indukcji powietrza otaczającego i dobrego mieszania z powietrzem otaczającym. W takim przypadku występują trudności jednoczesnego utrzymania odpowiedniej jakości powietrza i warunków cieplnych w strefie przebywania ludzi. Zdaniem autora pracy [115], w takich przypadkach celowe jest rozważenie zasadności stosowania wentylacji wyporowej i przeanalizowania zastąpienia jej wentylacją mieszającą.

Bardziej właściwy jest podział nawiewników na dwie kategorie, sugerowany jest on w pracy [63]. Kryterium podziału jest stopień indukcyjności powietrza otaczającego.

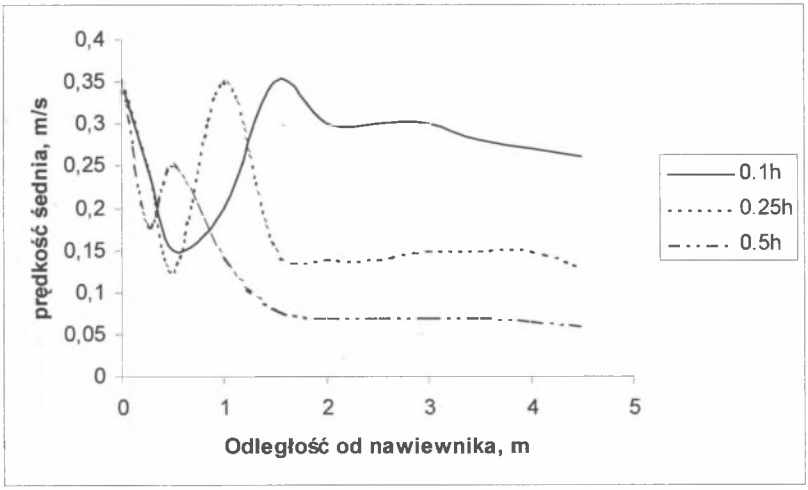
Rozróżnia się nawiewniki o niskim i wysokim stopniu indukcyjności. W nawiewnikach charakteryzujących się niskim stopniem indukcyjności rozkład prędkości w płaszczyźnie wylotowej nawiewnika jest mało zróżnicowany, a intensywność turbulencji niewielka. W nawiewnikach o wysokiej indukcyjności rozkład prędkości wylotowej wykazuje duże zróżnicowanie, a intensywność turbulencji wzrasta.

Nawiewniki stosowane w wentylacji wyporowej o niskiej indukcji posiadają powierzchnię zewnętrzną przypominającą matę filtracyjną. Powietrze, które z nich wypływa, słabo miesza się z powietrzem otaczającym, a ich zasięg jest największy. W celu zwiększenia zdolności mieszania się strugi nawiewanej uzbraja się powierzchnię zewnętrzną nawiewników w specjalne dyszki lub perforuje się ich powierzchnię. Przyczynia się to do skracania zasięgu nawiewników. Na rys. 3.4 i 3.5 przedstawiono opracowane wg [63] rozkłady prędkości strug nawiewanych z nawiewnika o niskiej i wysokiej indukcyjności. Zaprezentowano rozkłady średniej prędkości zmierzone na trzech różnych wysokościach.



Rys. 3.4. Izolinie prędkości strugi nawiewanej z nawiewnika o niskiej indukcyjności w_N=0,12 m/s, Tu_N = 8%, Re_N ~6000 [63]

Fig. 3.4. Lines of constant velocity of a supply jet from a low inductivity air diffuser w_N=0,12 m/s, Tu_N = 8%, Re_N ~6000 [63]



Rys. 3.5. Izolinie prędkości strugi nawiewanej z nawiewnika o wysokiej indukcyjności w_N =0,11 m/s, Tu_N = 27%, Re_N ~5500 [63]
Fig. 3.5. Lines of constant velocity of a supply jet from a high inductivity air diffuser w_N =0,11 m/s, Tu_N = 8%, Re_N ~6000 [63]

Na rys. 3.4 i 3.5 wysokości te zostały odniesione do wysokości nawiewnika $h = 0,75$ *m* o kształcie połówki walca. Podano również wartości średniej prędkości nawiewania w_N, intensywności turbulencji *Tu,* oraz liczby Reynoldsa w płaszczyźnie wylotowej nawiewnika.

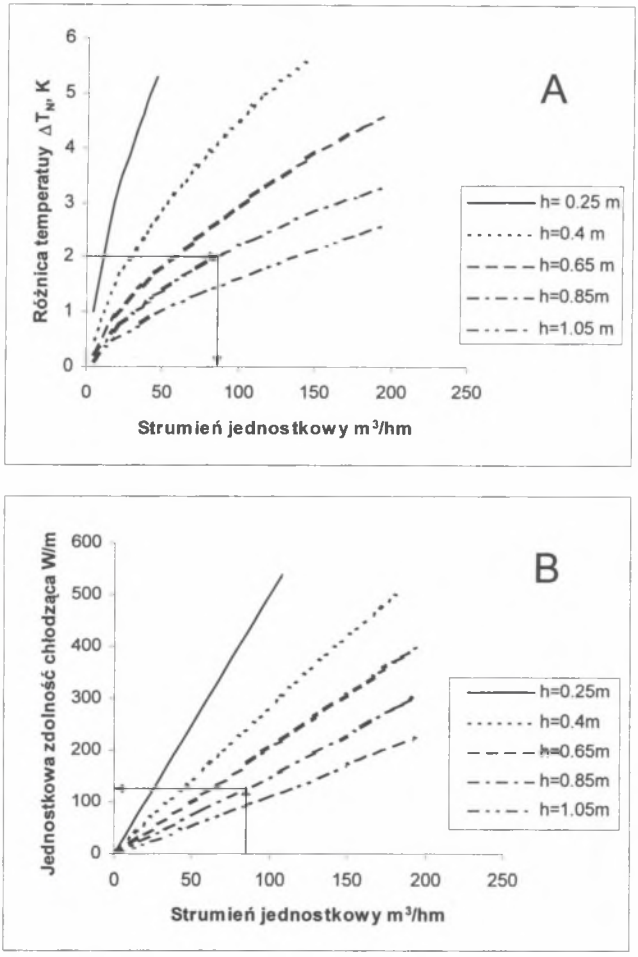
Charakterystykę strug nawiewanych generowanych przez nawiewniki quasi-laminarne przedstawiono także w pracy [108]. W przypadku nawiewania powietrza z nawiewnika o niskiej indukcyjności, przepływ powietrza w pobliżu podłogi (do 5 cm) posiada cechy przepływu przyściennego. Prędkość średnia w strefie początkowej rdzenia strugi jest dość wysoka, a intensywność turbulencji jest niewielka. Wraz ze wzrostem odległości od nawiewnika prędkość średnia przepływu obniża się, a stopień turbulencji powiększa się. W pewnej odległości od nawiewnika przepływ staje się w pełni turbulentny.

W przypadku nawiewania powietrza z nawiewnika o wysokiej indukcyjności nie obserwuje się występowania obszarów o niskim stopniu turbulencji. Największa intensywność turbulencji występuje w tzw. zewnętrznej części przepływu. Nie występuje w niej również znaczący wzdłużny gradient prędkości.

Strugi nawiewane z nawiewników quasi-laminarnych, a także rozkłady prędkości w ich otoczeniu były przedmiotem badań, których wyniki zaprezentowano w pracach [12, 32, 51]. W [51] rozprzestrzenianie się strug nawiewanych obserwowano przy użyciu kamery termowizyjnej, a w [8, 29] rozprzestrzenianie się tych strug modelowano przy użyciu CFD.

3.1.2. Zdolność chłodząca nawiewników dla wentylacji wyporowej

W pracy [57] nawiewniki ocenia się wg tzw. zdolności chłodzącej, określającej ilość chłodu wnoszoną przez powietrze nawiewane przy występującym w pomieszczeniu z wentylacją wyporową pionowym gradiencie temperatury powietrza. Na rys. 3.6 przedstawiono zdolność chłodzącą przykładowego nawiewnika dla wentylacji wyporowej. Wykres opracowano na podstawie danych pochodzących z pracy [57].



Rys. 3.6. Zdolność chłodząca przykładowego komercyjnego nawiewnika dla wentylacji wyporowej wg [57]

Fig. 3.6. Cooling capacity of an example commercial air diffuser for displacement ventilation systems [57]

Oznaczenia na rys. 3.6.

ΔT_N - różnica temperatury (nadwyżka temperatury powietrza nad temperaturą powietrza nawiewanego) na wysokości 1,1 m nad poziomem podłogi - wysokość strefy pracy dla człowieka siedzącego,

strumień jednostkowy m^3/hm - strumień objętości powietrza nawiewanego przez 1 mb szerokości nawiewnika o danej wysokości h.

Z przedstawionego rysunku wynika, że np. dla gradientu temperatury powietrza w pomieszczeniu wynoszącego *2,0 K/m*, 1 mb szerokości nawiewnika o wysokości $h = 0,85$ m o charakterystyce podanej na rys. 3.6 pozwala na nawiewanie $V_N = 85\ m^3/h$. Istnieje wówczas możliwość usunięcia tym nawiewnikiem nadwyżki ciepła $Q_i = 125W$.

3.1.3. Niekonwencjonalne rozwiązania nawiewania powietrza do pomieszczeń z wentylacją wyporową

W przypadku nawiewania powietrza do pomieszczeń ściennymi nawiewnikami przypodłogowymi istnieje zawsze ryzyko wystąpienia przeciągu w pewnych obszarach strefy przebywania ludzi. Dodatkowo, pełne zagospodarowanie wentylowanego pomieszczenia nie jest możliwe z uwagi na oddziaływanie występującej w pobliżu nawiewników tzw. strefy bliskiej. W celu zmniejszenia tych niedogodności związanych w nawiewem przypodłogowym stosowane są także inne rozwiązanie dostarczania powietrza do pomieszczeń przy wentylacji wyporowej. W pracy [115] zaproponowano *nawiewanie skośnie*, przy którym skróceniu ulega strefa podwyższonego ryzyka przeciągu. Natomiast w pracy [28] przedstawiono wyniki badań nawiewnika o specjalnej konstrukcji o wysokiej indukcyjności w pobliżu płaszczyzny wylotowej. Przy nawiewaniu powietrza o temperaturze zaledwie $t_N = +16^0C$ nie zaobserwowano wystąpienia w pomieszczeniu zjawiska przeciągu przy występującym nadal dwustrefowym przepływie powietrza.

W pracy [45] zaproponowano nawiewanie chłodnego powietrza z *nawiewników niskoimpulsowych*. Nawiewniki takie montowane są w suficie nad miejscami nie-przeznaczonymi dla stałego przebywania ludzi, np. w pobliżu drzwi. Powietrze nawiewane ogrzewa się na skutek indukcji do temperatury niższej od otoczenia, lecz już wystarczająco wysokiej z punktu widzenia potrzeb człowieka, dociera do podłogi, od której rozpoczyna się typowy wyporowy charakter jego przepływu. Uważa się, że taki sposób nawiewu łączy zalety zarówno wentylacji mieszającej, jak i wyporowej. Przyczynia się także do zmniejszania pionowego gradientu temperatury. Jednocześnie przy niskiej prędkości nawiewania powietrza możliwe jest uniknięcie intensywnego mieszania powietrza, przez co istnieje możliwość zachowania wysokiej jakości powietrza w strefie przebywania ludzi w pomieszczeniu.

W pracy [87], dla zapewnienia wysokiej jakości powietrza oraz usunięcia znacznych zysków ciepła, zaproponowano system tzw. *aktywnej wentylacji wyporowej*. Istota systemu polega na dostarczaniu powietrza do pomieszczenia przez przewody, posiadające na swoim obwodzie dużą liczbę małych dysz. Powietrze wypływające przez liczne otworki miesza się intensywnie z powietrzem z najbliższego otoczenia przewodu wentylacyjnego. W strefie przebywania ludzi temperatura jest już wystarczająca z punktu widzenia potrzeb cieplnych ludzi. Dalszy przepływ powietrza jest zgodny z opisanym wcześniej w cytowanej pracy [45]. Dzięki intensywnemu mieszaniu strug nawiewanych z powietrzem otaczającym przewód nawiewny istnieje możliwość nawiewania powietrza o temperaturze niższej, niż jest to możliwe z nawiewników standardowych. Pozwala to na usunięcie większej nadwyżki ciepła niż w przypadku innych systemów wentylacji wyporowej.

W pracy [56] zaproponowano układ hybrydowy nawiewania powietrza typowymi nawiewnikami quasi-laminarnymi, których działanie w zakresie usuwania zbędnego obciążenia cieplnego uzupełniono działaniem klimakonwektorów wentylatorowych. Niestety, oddziaływanie strug powietrza nawiewnego przez klimakonwektory na tyle zakłóca wyporowy przepływ powietrza, że parametry opisujące jakość powietrza uzyskane w wyniku przeprowadzonych pomiarów nie różniły się od tych, jakie uzyskuje się w przypadkach wentylacji mieszającej.

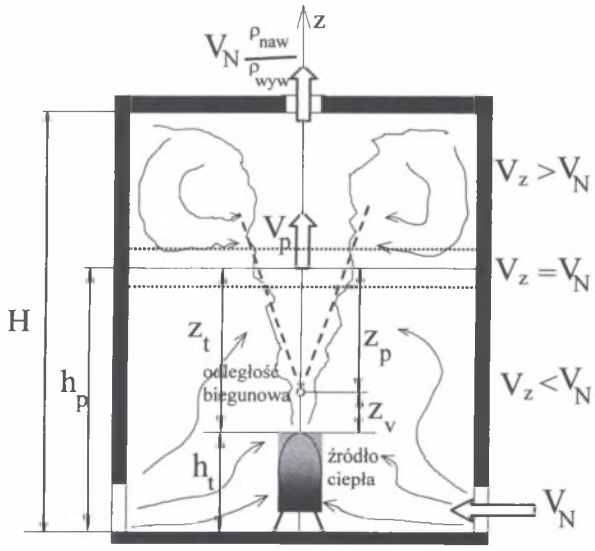
3.2. Strugi konwekcyjne w wentylacji wyporowej

Strugi konwekcyjne przy wentylacji wyporowej są jednym z podstawowych czynników kształtujących przepływy powietrza w pomieszczeniu. Indukcyjne działanie strug konwekcyjnych wymusza transport ciepłego powietrza i zanieczyszczeń do góry oraz cyrkulację powietrza, głównie w górnej części pomieszczeń. Strugi nawiewane nie biorą czynnego udziału w formowaniu przepływów powietrza, zasilając jedynie w dalszej kolejności strugi konwekcyjne, powstające nad źródłami ciepła. Według danych przedstawionych w pracy [98], strumień przepływu powietrza nad człowiekiem w odległości 75 cm wynosi *0,03* do *0,08* m^3/s. Wynika stąd, że są to wartości porównywalne z przepływami powietrza strug nawiewanych. Widać więc, że im większa będzie moc źródeł ciepła w pomieszczeniu, tym większe będzie znaczenie strug konwekcyjnych w działaniu wentylacji wyporowej.

Z punktu widzenia obliczania wentylacji wyporowej istotna jest znajomość obliczania przepływu powietrza w strugach konwekcyjnych. Nie ma obecnie praktycznych metod takich

obliczeń dla przypadków strug w pomieszczeniach zamkniętych ze stratyfikacją termiczną. Istnieją natomiast sposoby odnoszące się do strug swobodnych, które jednak w pewnych warunkach mogą znaleźć zastosowanie również dla przestrzeni ograniczonej.

Możliwość obliczania wydatku strugi konwekcyjnej stwarza model strugi konwekcyjnej nad punktowym – pozornym źródłem ciepła PTSK (turbulentna struga konwekcyjna powyżej punktowego źródła ciepła) [97]. Odnosi się on do strug konwekcyjnych swobodnych w otoczeniu bez stratyfikacji termicznej. W modelu tym formowanie się strug, a także ich rozwój został uproszczony przez przyjęcie, że granice strug w strefach przepływu turbulentnego określają stożki, których tworzące w miejscu ich przecięcia są tzw. pozornym punktowym źródłem ciepła (biegunem). Wynika stąd, że nadwyżka entalpii powietrza w każdym przekroju strugi jest stała i równa konwekcyjnej wydajności źródła ciepła. Pozorne punktowe źródło ciepła znajduje się w odległości z_V od powierzchni rzeczywistego źródła, w początkowej strefie strugi, gdzie następuje formowanie się przepływu. Schemat przepływu powietrza zgodny z tym modelem przedstawia rys. 3.7.



Rys. 3.7. Model przepływu powietrza nad punktowym źródłem ciepła [97]
Fig. 3.7. Two zone air flow pattern above a point heat source [97]

Strumień objętości strug konwekcyjnych określa zależność:

$$V = k_V \cdot Q_c^{1/3} \cdot (z - z_V)^{5/3} \tag{3.17}$$

gdzie:

k_V - współczynnik strumienia, uwzględniający parametry gaussowskie strugi oraz własności fizyczne powietrza,

Q_c - nadwyżka strumienia entalpii strugi, odpowiadająca w modelu PTSK konwekcyjnej mocy źródła ciepła, W,

z - odległość od wierzchołka źródła ciepła do rozważanego przekroju strugi, m,

z_V - odległość pozornego bieguna strugi od wierzchołka źródła ciepła, m.

Dla burzliwej strugi konwekcyjnej (SK) charakterystyczny jest gaussowski rozkład parametrów, opisany za pomocą wykładników m i p oraz promieni profili R_w i R_t.

$$k_V = \left[\frac{3\pi\beta g}{2c_p\rho} \frac{m+p}{m^2 p} \right]^{1/3} \tag{3.18}$$

gdzie:

m, p - wykładniki gaussowskich profili prędkości i temperatury,

$\beta = 1/T$ - współczynnik rozszerzalności termicznej powietrza, K^{-1},

ρ - gęstość powietrza, kg/m^3.

Na formowanie się strug konwekcyjnych, oprócz konwekcyjnych wydatków źródeł ciepła Q_c oraz kształtu źródeł ciepła, mają wpływ także wartości k_V i z_V, występujące w równaniu (3.17).

Istotna z punktu widzenia przyrostu objętości strugi wartość współczynnika k_V zawiera się w szerokich granicach: *0,0048* do *0,0082* [96]. Tak znaczny rozrzut jego wartości występuje pomimo prowadzenia badań dla podobnych źródeł ciepła i w podobnych warunkach. Prawdopodobną przyczyną jest znaczna czułość strugi na warunki zarówno generowania strugi, jak i jej otoczenia.

Przyjmowanie średniej wartości współczynnika k_V, określanej zazwyczaj na *0,056* do *0,006*, może wprowadzać znaczący błąd do obliczeń strumienia strugi.

Dotychczas badane strugi konwekcyjne, dla których określono wartości k_V, nie rozwijały się *w warunkach wentylacji wyporowej.*

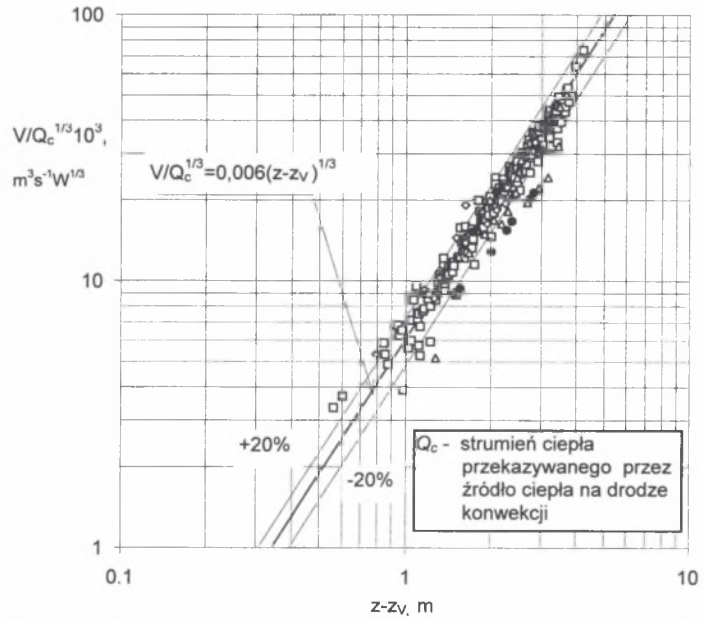
Warunki wentylacji wyporowej w pomieszczeniach charakteryzują:

- ograniczone otoczenie strugi konwekcyjnej,
- stratyfikacja termiczna powietrza,

- zakłócenia przepływu powietrza,
- zróżnicowanie cieplne i geometryczne źródeł ciepła.

Tych charakterystycznych ograniczeń nie da się uwzględnić w modelu PTSK dla obliczania strumienia strug konwekcyjnych. Obliczając strumień objętości strugi konwekcyjnej V, zgodnie z równaniem (3.17) można oczekiwać błędu w wyznaczeniu tego strumienia objętości, sięgającego 200 ÷ 300%. Jest on spowodowany tym, że przyjmowane do obliczeń wartości z_V i k_V nie są jednoznaczne, lecz zawierają się w dość szerokich granicach. Należy przy tym zauważyć, że właściwy dobór tych parametrów ma dużo większy wpływ na dokładność obliczeń strumienia objętości niż np. moc strugi Q_c, która w równaniu (3.17) występuje z wykładnikiem *1/3*.

W pracy [96] przeprowadzono analizę wyników badań ponad 40 różnych swobodnych strug konwekcyjnych nad różnymi źródłami ciepła, których strumień określano na podstawie modelu PTSK. Wyniki analizy przedstawiono na rys. 3.8.



Rys. 3.8. Aproksymacja wyników pomiarów strumieni objętości strug konwekcyjnych nad różnymi źródłami ciepła za pomocą równania (3.17), wg [96]

Fig. 3.8. Approximation of measurement results of buoyant plume volumetric air flow rates above different heat sources using Eq. 3.17 [96]

Z rys. 3.8 wynika, że dokładność obliczania strumienia objętości strug konwekcyjnych za pomocą równania (3.17) mieści się w granicach ±20% przy przyjęciu średniej wartości współczynnika $k_V=0,006$. Według [100] uściślenie wyników obliczeń w konkretnym

przypadku jest możliwe, jeżeli wyznaczy się odległość biegunową z_V na podstawie eksperymentalnie zmierzonej szerokości strugi na początku strefy samomodelowania przepływu średniego (strefa, w której występuje podobieństwo rozkładów temperatury i prędkości). W tym celu w pracy [100], korzystając z wyników obliczeń strug konwekcyjnych za pomocą metody całkowej [99], określono związek pomiędzy promieniem profilu prędkości R_w na poziomie z_t i położeniem bieguna strugi wyrażonym równaniem $z_V = z_t - 7{,}75\ R_{wt}$ - oznaczenia zgodne z rys. 3.5.

Aby korzystać z tej metody, konieczne jest włączenie eksperymentu do obliczeń albo przebadanie różnych charakterystycznych typów źródeł ciepła dla stabelaryzowania uzyskanych wyników.

W pracy [115] przedstawiono zbliżone do modelu PTSK zależności, pozwalające na obliczanie objętościowego strumienia przepływu swobodnych strug konwekcyjnych dla przypadków: punktowego i liniowego źródła ciepła.

Dla źródła punktowego proponowane jest zależność:

$$V = 0{,}005 \cdot Q_c^{1/3} \cdot z^{5/3} \tag{3.19}$$

Dla źródła liniowego:

$$V = 0.14 \cdot Q_c^{1/3} \tag{3.20}$$

gdzie:

V - objętościowy strumień przepływu strugi konwekcyjnej na wysokości z, m^3/s,

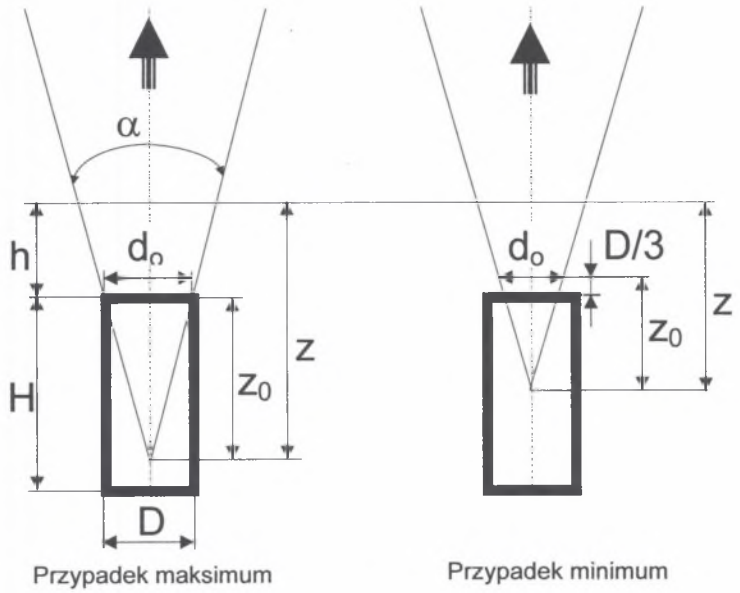
z - odległość od punktowego źródła ciepła do przekroju na wysokości z, na której określane jest objętościowe natężenie przepływu, m,

Q_c - konwekcyjna moc źródła ciepła, W.

W pracy tej podano także praktyczny sposób wyznaczania strumienia dla przypadku swobodnych strug konwekcyjnych nad rzeczywistymi źródłami ciepła, posługując się przykładem źródła ciepła w kształcie walca. Na rys. 3.9 przedstawiono graficznie dwa skrajne przypadki występowania strug konwekcyjnych (tzw. przypadek maksimum i minimum) wraz z oznaczeniami wykorzystywanymi w metodzie obliczania strug konwekcyjnych.

Zakłada się, że struga skupiona jest w cylindrze i po jego opuszczeniu rozprzestrzenia się jako struga konwekcyjna. Powyżej pewnej wysokości jest ona w pełni rozwinięta, charakteryzowana przez średnicę i nadwyżkę entalpii. Dla dalszego rozwoju strugi nie jest istotne, czy swój początek bierze ona ze źródła punktowego, czy z walca. Pozwala to na

zastąpienie źródła rzeczywistego źródłem punktowym. Jego położenie ustala się na drodze geometrycznej, określając średnicę i miejsce przewężenia strugi. Rozróżnia się dwa przypadki: przypadek maksimum i przypadek minimum.



Rys. 3.9. Wyznaczanie objętościowego strumienia przepływu strugi konwekcyjnej – przypadki maksimum i minimum wg [115]
Fig. 3.9. Determination of buoyant plume volumetric air flow rate – the maximum and minimum cases [115]

Przypadek maksimum

Położenie źródła sytuuje się tak, aby granice strugi przechodziły przez górną krawędź cylindra lub innego zbliżonego kształtu i oblicza się wartości z_0 i z.

$$z_0 = \frac{D}{2 \cdot \tan \alpha} \tag{3.21}$$

$$z = z_0 + h \tag{3.22}$$

gdzie:

α - kąt rozwarcia strugi konwekcyjnej, ^{0}.

Autor pracy [115] zaleca przyjmowanie wartości α równej $12{,}5^0$.

Przypadek minimum

Punktowe źródło ciepła sytuuje się tak, aby średnica strugi na poziomie wyższym o D/3 od górnej krawędzi źródła ciepła stanowiła 80% średnicy danego walca lub innego źródła o kształcie zbliżonym do walca.

Wartości z_0 i z obliczane są z następujących zależności:

$$z_0 = \frac{0.8 \cdot D}{2 \cdot \tan \alpha} \tag{3.23}$$

$$z = z_0 - \frac{D}{3} + h \tag{3.24}$$

Pomimo że sposób obliczania objętościowego strumienia strug konwekcyjnych przedstawiony w pracy [115] dotyczy strug rozwijających się w środowisku bez stratyfikacji termicznej, stwierdza się, że sposób ten daje również zadowalające rezultaty w środowisku ze stratyfikacją.

Przypadek maksimum zaleca się stosować przy obliczaniu strug konwekcyjnych nad źródłami o niskiej temperaturze powierzchniowej, np. człowiek, komputer. Posługiwanie się przypadkiem minimum powinno dotyczyć źródeł ciepła o wysokiej temperaturze powierzchniowej, np. pieców hutniczych.

W pracy [20] objętościowy strumień strugi V w pewnej odległości od źródła ciepła oblicza się z zależności:

$$V = 0{,}005 \cdot Q_c^{1/3} \cdot (z + d)^{5/3} \tag{3.25}$$

gdzie:

Q_c - konwekcyjna wydajność źródła ciepła, W,

z - odległość od podłogi, m,

d - średnica źródła ciepła, m.

W pracach [82, 131] przedstawiono sposób obliczania strumienia strug konwekcyjnych, uwzględniający wpływ stratyfikacji na rozwój strugi konwekcyjnej. Rozróżnia się przypadki punktowych i liniowych źródeł ciepła.

W przypadku źródeł punktowych objętościowy strumień przepływu określa zależność:

$$V = 2{,}38 \cdot Q_c^{3/4} \cdot S^{-5/8} \cdot m_i \tag{3.26}$$

gdzie:

Q_c - konwekcyjna moc źródła ciepła, W,

S - pionowy gradient temperatury powietrza w pomieszczeniu, K/m,

m_l - parametr charakteryzujący strugę obliczany z zależności:

$$m_l = 0{,}004 + 0{,}039 \cdot z_l + 0{,}38 \cdot z_l^2 - 0{,}062 \cdot z_l^3 \tag{3.27}$$

gdzie:

z_l - odległość od wierzchołka źródła ciepła do przekroju, w którym obliczany jest strumień strugi, m.

Istnienie warunku $2{,}125<z_l<2{,}8$ oznacza, że wystąpił zanik różnicy gęstości powietrza pomiędzy strugą i jej otoczeniem. Warunek $z_l \geq 2{,}8$ oznacza, że struga osiągnęła swoją maksymalną wysokość.

Odległość z_l obliczana jest z zależności:

$$z_l = 2{,}86 \cdot (z + z_V) \cdot S^{3/8} \cdot Q_c^{-1/4}, \text{ m} \tag{3.28}$$

z_V - położenie źródła pozornego, m.

$$z_V = 4{,}18 \cdot (R_s + \delta), \text{ m} \tag{3.29}$$

R_s - promień źródła ciepła, m,

δ - grubość warstwy laminarnej nad źródłem, m.

Dla źródła poziomego grubość warstwy laminarnej należy przyjmować równą zero. Dla źródeł pionowych proponuje się zależność:

$$\delta = 0{,}048 \cdot \left(\frac{h}{\Delta T}\right)^{1/4} \tag{3.30}$$

gdzie:

h - wysokość źródła ciepła, m,

ΔT- różnica temperatury pomiędzy temperaturą źródła ciepła a powietrzem otaczającym strugę, K.

W przypadku modelu strugi nad liniowym źródłem ciepła grubość laminarnej warstwy powietrza należy obliczać tak jak dla źródła punktowego, natomiast dla określenia położenia pozornego źródła ciepła proponowana jest zależność:

$$z_V = 3{,}8 \cdot (R_s + \delta),\ \text{m} \tag{3.31}$$

$$z_l = 5{,}78 \cdot (z + z_V) \cdot S^{1/2} \cdot Q_c^{-1/3},\ \text{m} \tag{3.32}$$

Istnienie warunku $2{,}0<z_l<2{,}95$ oznacza, że wystąpił zanik różnicy gęstości powietrza pomiędzy strugą i jej otoczeniem. Warunek $z_l \geq 2{,}95$ oznacza, że struga osiągnęła swoją maksymalną wysokość.

$$m_l = 0{,}004 + 0{,}477 \cdot z_l + 0{,}029 \cdot z_l^2 - 0{,}018 \cdot z_l^3$$

Objętościowy strumień strugi nad liniowym źródłem ciepła: (3.33)

$$V = 4{,}82 \cdot Q_c^{2/3} \cdot S^{-1/2} \cdot m_l \tag{3.34}$$

Maksymalna wysokość, jaką osiągnie struga konwekcyjna:

$$z_{\max} = 0{,}51 \cdot Q_c^{1/3} \cdot S^{-1/2} \tag{3.35}$$

Wysokość, na której zanika różnica gęstości pomiędzy strugą i jej otoczeniem, opisuje wzór:

$$z_g = 0{,}35 \cdot Q_c^{1/3} \cdot S^{-1/2} \tag{3.36}$$

Udział ciepła konwekcyjnego w całkowitej mocy cieplnej źródła wg [44] wyraża współczynnik K:

$$Q_c = K \cdot Q \tag{3.37}$$

gdzie:

Q_c - ciepło przekazywane przez źródło do otoczenia na drodze konwekcji, W,

Q - całkowita moc cieplna źródła ciepła, W,

K - współczynnik korygujący.

W tabeli 3.2 przedstawiono współczynniki K do wyznaczenia udziału ciepła konwekcyjnego dla przykładowych źródeł ciepła.

Tabela 3.2
Współczynniki korygujące K do wyznaczania udziału ciepła konwekcyjnego dla przykładowych źródeł ciepła

Źródło ciepła	Współczynnik K
Punktowe	0,8÷1,0
Człowiek	0,5
Duże powierzchnie	0,5

W przypadku występowania kilku strug konwekcyjnych, a także strug ograniczonych, wg [28, 115], zastępczy objętościowy strumień przepływu równy jest sumie strumieni przepływu poszczególnych strug.

Jeżeli z dwóch jednakowych źródeł znajdujących się blisko siebie rozwijają się strugi konwekcyjne, to wg [36, 37] ich łączny objętościowy strumień przepływu można obliczyć z zależności:

$$V \approx (2 \cdot Q_c)^{1/3} \tag{3.38}$$

W przypadku gdy rozwój strugi ograniczony jest sąsiadującą ścianą, można posługiwać się zależnością:

$$V \approx 0{,}63 \cdot Q_c^{1/3} \tag{3.39}$$

Gdy struga rozwija się pomiędzy ograniczającymi ją ścianami, wówczas obowiązuje zależność:

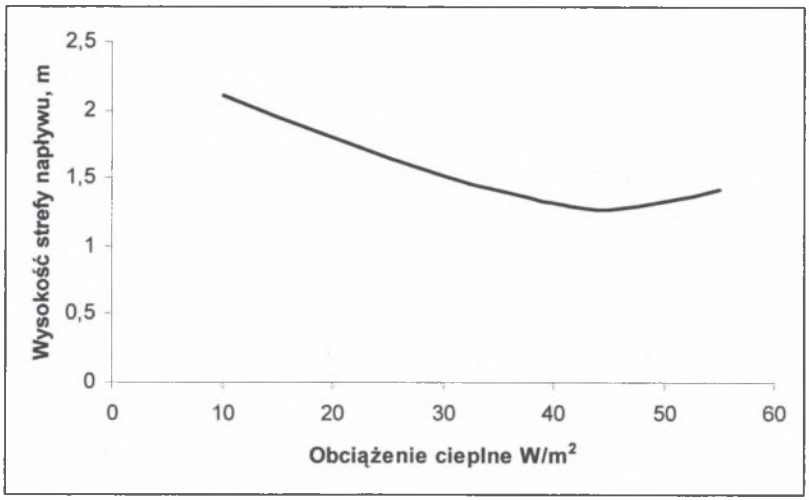
$$V \approx 0{,}40 \cdot Q_c^{1/3} \tag{3.40}$$

Według danych przedstawionych w pracy [36], istnieje dobra zgodność wyników uzyskanych drogą badań eksperymentalnych z wynikami badań otrzymanymi na podstawie przedstawionych zależności.

Obliczanie strug konwekcyjnych wg zależności (3.25) do (3.40) dało podstawę do wyznaczania wysokości strefy napływu powietrza do pomieszczeń z wentylacją wyporową [131]. Istotą tej metody jest obliczenie wysokości od podłogi, na jakiej dochodzi do zrównania ilości powietrza w strudze konwekcyjnej z ilością powietrza nawiewanego. Metoda została zweryfikowana dla przypadku pomieszczenia z wentylacją wyporową o jednostkowym obciążeniu cieplnym 10 do 66 W/m^2. Jej podstawy wywodzą się z modelu obliczania strug konwekcyjnych opisanego w pracy [82]. Wyniki obliczeń wysokości strefy napływu zostały zweryfikowane eksperymentalnie w pomieszczeniu badawczym z udziałem różnych nawiewników quasi-laminarnych oraz różnych źródeł ciepła: manekina siedzącego lub stojącego o mocy cieplnej 100 W, lampy biurowej o mocy 36 W, symulatora komputera o mocy 150 W, ogrzewanych płaszczyzn o mocy 95 do 180 W. Badania prowadzono przy liczbie wymian powietrza wentylacyjnego 3,2, 5, 7 h^{-1}. Do wyznaczenia położenia płaszczyzny rozdzielającej strefę napływu od strefy cyrkulacji posługiwano się pomiarami pionowego rozkładu temperatury powietrza oraz stężenia znacznika gazowego (SF_6).

Na rys. 3.10 przedstawiono zależność pomiędzy obciążeniem cieplnym pomieszczenia z wentylacją wyporową i odpowiadającą temu obciążeniu wysokością strefy napływu wynikającą z obliczeń, zakładających równość strumieni konwekcyjnych i nawiewu.
Najlepszą zgodność pomiędzy prognozowaną wysokością strefy napływu i obciążeniem cieplnym pomieszczenia uzyskiwano w przypadku źródła ciepła w postaci stojącego manekina. Szczególnie wyraźną różnicę zaobserwowano w przypadkach wentylacji pomieszczeń charakteryzujących się niską liczbą wymian powietrza wentylacyjnego.

W pracach [38, 39] badano strugi konwekcyjne powstające nad urządzeniami kuchennymi. Stwierdzono, że pod pewnymi warunkami istnieje możliwość ich opisywania za pomocą modelu strugi nad punktowym źródłem ciepła.



Rys. 3.10. Prognozowana wysokość strefy napływu w zależności od obciążenia cieplnego pomieszczenia z wentylacją wyporową wg [131]
Fig. 3.10. Predicted interface position as a function of thermal load of a room with displacement ventilation [131]

3.3. Warunki geometryczne pomieszczeń i zakłócenia

3.3.1. Rozmieszczenie źródeł ciepła i zanieczyszczeń w pomieszczeniu wentylowanym

Rozmieszczenie źródeł ciepła w pomieszczeniu z wentylacją wyporową ma istotny wpływ na ukształtowanie się pionowego gradientu temperatury, a także stężenia zanieczyszczeń. W pracy [115] przeanalizowano wpływ wysokości umieszczenia źródła ciepła w stosunku do poziomu podłogi. W przypadku posadowienia źródła ciepła w pobliżu podłogi, występuje znaczny wzrost temperatury powietrza w jego dolnych partiach i dalej wraz ze wzrostem wysokości pozostaje prawie wyrównany. Umieszczanie źródła ciepła w coraz większej odległości od podłogi przyczynia się do obniżania temperatury powietrza przy powierzchni podłogi. Jednocześnie obserwuje się wzrost pionowego gradientu temperatury w pomieszczeniu. Gdy źródło ciepła zostanie umieszczone w pobliżu sufitu, wówczas obserwuje się wyrównany profil temperatury powietrza w strefie roboczej i wzrost gradientu temperatury w pobliżu sufitu.

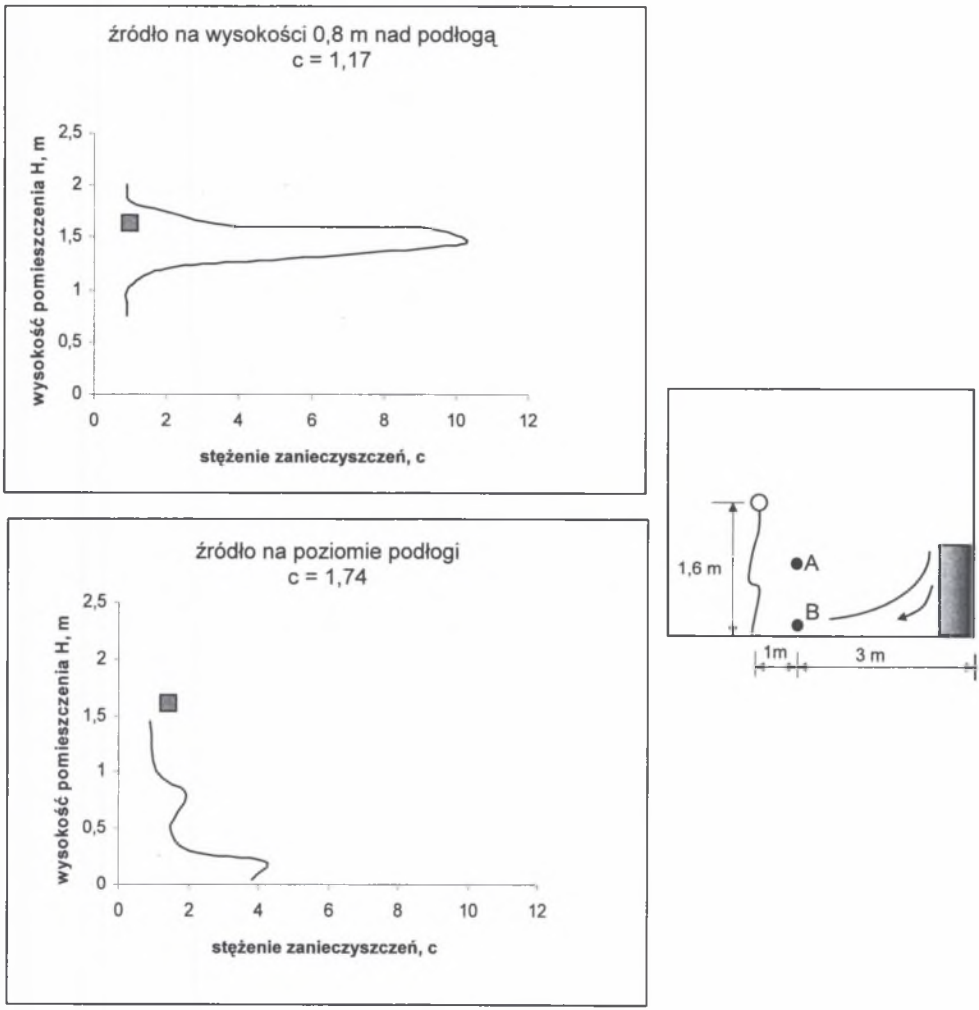
Wysokość położenia źródeł ciepła w pomieszczeniu z wentylacją wyporową ma również wpływ na skuteczność procesu wentylacji. Wyniki publikowane w pracach [7, 14, 20, 21, 60, 61, 82] pokazują, że wzrost skuteczności wymiany powietrza następuje wraz

ze wzrostem wysokości posadowienia źródeł ciepła. Również stężenia zanieczyszczeń powietrza w strefie przebywania ludzi są niższe, jeżeli źródła ciepła umieszczone są wysoko.

Na rys. 3.11 przedstawiono wg [7] pionowy rozkład zanieczyszczeń w pomieszczeniu z wentylacją wyporową dla przypadków umieszczenia źródła ciepła człowieka (manekin cieplny) i zanieczyszczeń. Zanieczyszczenia wprowadzano powyżej poziomu podłogi na wysokości 0,8 m (źródło A) i na poziomie podłogi (źródło B). Rozkłady stężeń nad źródłem zanieczyszczeń przedstawiono na rys. 3.11 linią ciągłą. Stężenia zanieczyszczeń w strefie oddechu człowieka na wysokości 1,6 m wynoszą odpowiednio 1,17 dla źródła A i 1,74 dla źródła B i przedstawiają je zaciemnione kwadraty.

W przypadku źródła A stężenie zanieczyszczeń wynoszące c = 1,17 jest niskie w porównaniu ze stężeniem nad źródłem na wysokości strefy oddechu człowieka c>10. W przypadku źródła B stężenie zanieczyszczeń w strefie oddechu osiąga wartość c = 1,74, podczas gdy nad źródłem c = 1. W przypadku źródła zanieczyszczeń A rozwijająca się wzdłuż ciała człowieka struga konwekcyjna transportuje świeże powietrze z dolnej części pomieszczenia do strefy oddechu. Zauważalny jest jedynie niewielki wpływ znacznego stężenia zanieczyszczeń nad źródłem na stężenie w strefie oddechu człowieka. W przypadku źródła B struga konwekcyjna transportuje powietrze, które jest już zanieczyszczone w dolnej strefie, do strefy oddychania. Stężenie zanieczyszczeń w strefie oddychania jest w tym przypadku wyższe, pomimo że stężenie nad źródłem zanieczyszczeń jest niższe (c = 1). Liczona w poziomie odległość źródła ciepła (człowieka) od umieszczanego na dwóch różnych wysokościach źródeł zanieczyszczeń wynosi ok. 1 m.

W pracach [7, 20, 28] sugeruje się, aby źródła zanieczyszczeń w pomieszczeniu z wentylacją wyporową znajdowały się blisko siebie. W takiej sytuacji strugi konwekcyjne wspomagają transport zanieczyszczeń do góry pomieszczenia skuteczniej niż w przypadku znacznego oddalenia od siebie źródeł zanieczyszczeń. Gdy zanieczyszczenia są cięższe od powietrza w pomieszczeniu, a na ich rozprzestrzenianie siła wyporu ma znikomy wpływ, wtedy źródła ich emisji powinny być oddalone od miejsca przebywania ludzi. Pozwala to uniknąć indukcji zanieczyszczonego powietrza przez strugę konwekcyjną powstającą wokół człowieka.



Rys. 3.11. Pionowe rozkłady stężenia zanieczyszczeń wg [7] w pomieszczeniu z wentylacją wyporową (A) dla źródła zanieczyszczeń umieszczonego powyżej podłogi oraz (B) na poziomie podłogi

Fig. 3.11. Vertical distributions of contaminant concentration in a room with displacement ventilation for a contaminant source placed: (A) over the floor and (B) on the floor level [7]

Oddalanie źródeł ciepła od poziomu podłogi wg [61] przyczynia się do zwiększenia skuteczności wymiany powietrza, ponieważ powstający gradient temperatury wpływa na strefę recyrkulacji strug konwekcyjnych. Gradient ten ogranicza w górnej części pomieszczenia strefę recyrkulacji, ogranicza rozwój strug konwekcyjnych oraz wpływa hamująco na pionowe mieszanie się powietrza. Umieszczanie źródeł ciepła w pobliżu podłogi pomieszczenia wpływa w istotny sposób na powiększanie strefy cyrkulacji.

W pracach [61, 87] przedstawiono wyniki badań wpływu wzajemnego położenia wywiewników i źródeł zanieczyszczeń. Jakość powietrza w pomieszczeniu, a także skuteczność wymiany powietrza powiększają się w miarę zbliżania źródeł zanieczyszczeń do wywiewników. Wraz ze wzrostem tej odległości zanieczyszczenia wykazują tendencję do akumulacji w pobliżu strefy przebywania ludzi. Znaczna część zanieczyszczeń przedostaje się wtedy do powietrza transportowanego przez strugę konwekcyjną wokół człowieka do jego strefy oddychania. Jakość powietrza w tej strefie nie różni się wtedy od tej, jaką uzyskuje się przy wentylacji mieszającej.

Z badań przeprowadzonych w ramach pracy [36] wynika, że rozmieszczenie źródeł ciepła względem przegród pomieszczenia wpływa na strumień strug konwekcyjnych powstających nad tymi źródłami. Źródło ciepła usytuowane w pobliżu ściany pomieszczenia generuje strugę konwekcyjną o strumieniu równym ok. 63% wydatku strugi, która powstałaby nad źródłem znacznie od niej oddalonym. Źródło ciepła umieszczone w narożniku pomieszczenia generuje strugę konwekcyjną o strumieniu równym 40% strumienia strugi. Wpływ usytuowania źródeł ciepła na działanie wentylacji wyporowej analizowano także w pracy [13], posługując się także obliczeniami CFD. Stwierdzono, że najlepszą lokalizacją źródeł ciepła z punktu widzenia skuteczności wentylacji wyporowej jest ich położenie w strefie w pobliżu nawiewników.

3.3.2. Wysokość pomieszczenia wentylowanego

Zgodnie z wynikami przedstawionymi w pracach [115, 132] można stwierdzić, że działanie wentylacji wyporowej jest najbardziej efektywne, gdy wysokość pomieszczeń wentylowanych zawiera się w granicach 2,8 ÷ 3,0 m. Wyniki przedstawione w pracy [61] wskazują, że wzrost wysokości pomieszczenia powyżej podanych wartości może przyczynić się do pogorszenia jakości powietrza w strefie przebywania ludzi przy działającej wentylacji wyporowej. Może to wynikać z powiększania się górnej strefy mieszania. W pomieszczeniach wysokich możliwe jest wystąpienie strug opadających wzdłuż ścian, transportujących zanieczyszczone powietrze do strefy przebywania ludzi. Wraz ze wzrostem wysokości pomieszczenia powiększa się wysokość zimnych powierzchni, przyczyniających się do wzrostu ilości powietrza z górnej części pomieszczenia. W pomieszczeniach wysokich obserwowano zjawiska łączenia się strug konwekcyjnych, co przyczyniało się do zintensyfikowania cyrkulacji powietrza. Badania przeprowadzone w pomieszczeniach o wysokościach 3,0 do 4,2 m wykazały, że poprawa jakości powietrza zakłóconego następuje

prędzej w pomieszczeniu niższym niż w pomieszczeniu wysokim. Uważa się, że odpowiedzialny jest za to wolniejszy rozwój stratyfikacji termicznej w pomieszczeniach wysokich.

3.3.3. Rodzaj pomieszczenia

Wyniki badań przedstawione w pracach [57, 115], dotyczące obiektów rzeczywistych, takich jak: kina, sale wykładowe, audytoria, pokazują, że zastosowanie w nich systemów wentylacji wyporowej pozwoliło na uzyskanie lepszej jakości powietrza w strefach przebywania ludzi, niż mogłoby mieć miejsce przy zastosowaniu wentylacji mieszającej. W pomieszczeniach o takim przeznaczeniu istnieje możliwość efektywnego wykorzystania sił termicznych wspomagających wentylację wyporową. Siły te mogą być, jak wiadomo, przeszkodą dla właściwego działania systemów wentylacji mieszającej. Okazało się, że nawet tak skomplikowana geometria jak sali teatralnej nie deformowała dwustrefowego przepływu wygenerowanego przez wentylację wyporową. Wyniki pomiarów opisane w pracy [115] wskazują, że jakość powietrza i skuteczność wymiany powietrza nie uległy obniżeniu nawet w miejscach ograniczonych przez galerie i balkony. W tej samej pracy sugeruje się wykonywanie osobnych systemów wentylacji wyporowej dla każdego poziomu. W tego typu budynkach występuje jednak możliwość spływania zimnego powietrza z wyższych pięter na niższe i występowanie na nich przeciągu. W celu przeciwdziałania temu zjawisku sugeruje się stosowanie ścianek o wysokości człowieka, ograniczających poszczególne fragmenty półpięter. Ścianki takie chronią dodatkowo wyższe piętra przed przedostawaniem się zanieczyszczeń z pięter dolnych.

3.3.4. Rozmieszczenie otworów nawiewnych i wywiewnych

Otwory wywiewne powinny być umieszczane w miejscach znacznego wydzielania się zanieczyszczeń. Okazuje się jednak, że rozmieszczenie otworów wywiewnych przy suficie pomieszczenia wpływa na wymagany strumień objętości powietrza wentylacyjnego, a także na pionowy profil temperatury powietrza [81, 82]. Zwiększanie odległości pomiędzy otworem wywiewnym a sufitem powoduje znaczący przyrost strumienia objętości powietrza wentylacyjnego potrzebnego do usunięcia zysków ciepła z wentylowanego pomieszczenia.

W związku z tym, że powietrze nawiewa się bezpośrednio do strefy przebywania ludzi, przy rozmieszczeniu otworów nawiewnych (nawiewników) należy zwracać uwagę na zasięg strugi, który dobrany niewłaściwie może powodować dyskomfort cieplny. Zasięg strugi powietrza zależy od: konstrukcji nawiewnika, różnicy temperatur, strumienia objętości powietrza wentylacyjnego.

Analizując dane przedstawione w pracach [61, 115, 134, 137], można sformułować następujące zalecenia, dotyczące wyboru oraz rozmieszczenia nawiewników:

1. W pobliżu nawiewników nie powinno się ustawiać przeszkód. Obszar swobodny powinien być większy od strefy bliskiej nawiewnika o 1m.
2. Nawiewniki powinny być sytuowane przy przeciwległych ścianach w stosunku do ścian zewnętrznych pomieszczenia.
3. Dla ograniczenia długości przewodów rozprowadzających powietrze nawiewniki powinno się umieszczać wzdłuż jednej ściany pomieszczenia.
4. Istnieje możliwość sytuowania nawiewników wewnątrz pomieszczenia, np. jako część okrągłych kolumn.
5. Wraz ze wzrostem obciążenia cieplnego pomieszczenia powinna wzrastać liczba nawiewników, a nie ich wielkość.
6. Umieszczając nawiewniki obok siebie, należy zachować odstęp minimalny, równy szerokości jednego nawiewnika. Powinno dążyć się do tego, aby odstęp ten był równy sumie stref bliskich nawiewników powiększony o 1m. Pozwoli to na unikanie nakładania się stref bliskich, co przyczynia się do lokalnego wzrostu prędkości przepływu powietrza.
7. Należy dążyć do lokalizacji nawiewników w pobliżu źródeł ciepła. Nawiewanie powietrza w ich pobliżu pozwala na ograniczanie rozprzestrzeniania się ciepła w pomieszczeniu.
8. W przypadku prowadzenia przewodów rozprowadzających powietrze w pomieszczeniu powinny one być zaizolowane cieplnie, w przeciwnym przypadku powietrze kontaktując się z zimnymi ściankami przewodów ochłodzi się i zacznie spływać w dół, transportując zanieczyszczenia z górnej części pomieszczenia do strefy przebywania ludzi.
9. Wyporowe nawiewniki ścienne powinny stykać się z podłogą. Umieszczanie ich powyżej podłogi prowadzi do przyspieszania strugi nawiewanej i przyczynia się do powiększenia strefy podwyższonego ryzyka wystąpienia przeciągu. W praktyce, ze względów konstrukcyjnych nawiewniki umieszcza się również w podłodze.

Wyniki badań przedstawione w pracy [61] wskazują, że wystarczy nawiewnik umieścić naprzeciwko grupy osób przebywających w pomieszczeniu, aby zyskać jej powszechną akceptację dla jakości powietrza. Jest to istotna cecha nawiewu wyporowego, która pozwala na uniknięcie rozmieszczania nawiewników na powierzchni całego pomieszczenia.

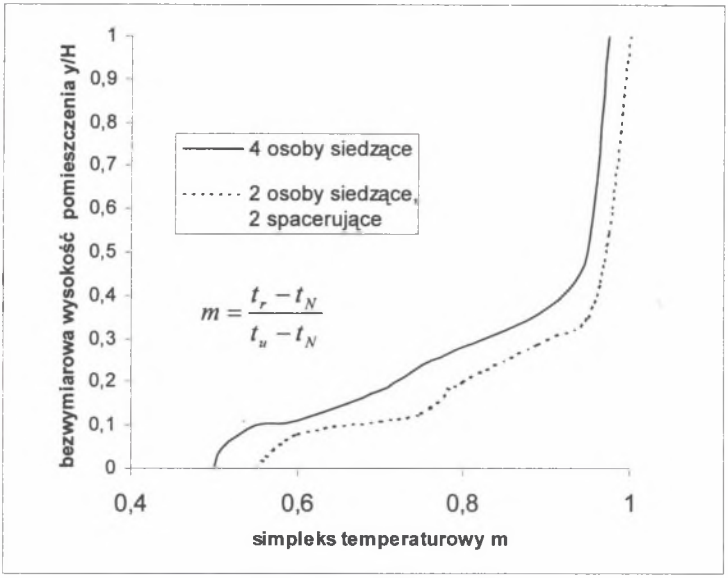
3.3.5. Aktywność osób przebywających w pomieszczeniu

Aktywność osób przebywających w pomieszczeniu z wentylacją wyporową ma bezpośredni wpływ na przepływy powietrza wentylacyjnego. Może ona powodować zwiększone mieszanie powietrza i przedostawanie się powietrza ze strefy cyrkulacji do dolnej strefy napływu. Jakość powietrza w takim przypadku może być nawet niższa od tej, jaką uzyskuje się przy wentylacji mieszającej. Według danych literaturowych aktywność ludzi nieznacznie wpływa na pionowy profil temperatury. Nawet w przypadku nagłego wejścia człowieka do pomieszczenia z wentylacją wyporową profil temperatury pozostawał praktycznie niezmieniony. Następowało jedynie jego przesunięcie w kierunku wyższych temperatur, co ma związek z pojawieniem się dodatkowego obciążenia cieplnego w tym pomieszczeniu [82, 115]. Na rys. 3.12 przedstawiono wyniki badań wpływu aktywności ludzi na profil temperatury w pomieszczeniu z wentylacją wyporową [7]. Widzimy, że stały ruch osób również nie zaburza rozkładu temperatury, powoduje jedynie jego przesunięcie w kierunku wyższych temperatur.

Analizując wyniki przedstawione w pracy Mattssona [61], można stwierdzić, że wpływ aktywności ruchowej człowieka na profil temperatury w pomieszczeniu może być znaczny. Zwiększona aktywność ruchowa może nawet doprowadzić do wzrostu wyrównania temperatury w pionie. Przyczynia się także do zmiany temperatury powierzchni otaczających pomieszczenie. Wzrost temperatury powietrza oraz jej wyrównywanie intensyfikuje się wraz ze wzrostem prędkości przepływu powietrza w pomieszczeniu.

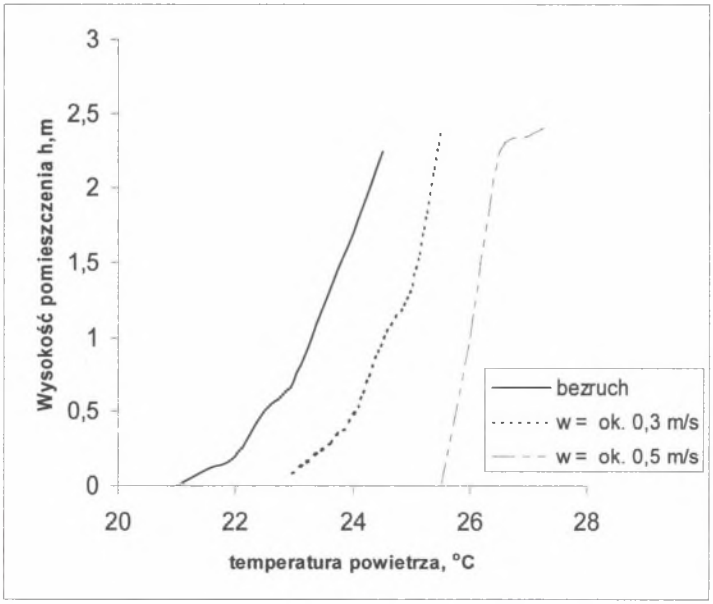
Na rys. 3.13 przedstawiono wyniki pomiarów rozkładu temperatury w pomieszczeniu z wentylacją wyporową wykonane przez Mattssona [61] przy różnych prędkościach przemieszczania się człowieka.

W przypadku niewielkiej prędkości poruszania się człowieka w pomieszczeniu badawczym, tj. ok. 0,3 m/s, obserwowano wzrost skuteczności wymiany powietrza. Przy zwiększonej prędkości poruszania się następowało jej gwałtowne pogorszenie się. Spowodowane to jest zaburzeniem strefy górnej i spływem zanieczyszczonego powietrza ze strefy górnej do strefy napływu. W pracy [58] analizowano wpływ przemieszczania się źródeł ciepła na rozdział powietrza w pomieszczeniach z wentylacją wyporową. Mierzono pionowe rozkłady temperatury powietrza i porównywano je z rozkładami uzyskanymi z modelowania CFD, uzyskując zadowalającą zgodność porównywanych rozkładów.



Rys. 3.12. Wpływ aktywności ludzi na rozkład temperatury w pomieszczeniu z wentylacją wyporową wg [7]

Fig. 3.12. Influence of human activity on temperature distribution in a room with displacement ventilation [7]



Rys. 3.13. Wyniki pomiarów rozkładu temperatury w pomieszczeniu z wentylacją wyporową przy różnych prędkościach przemieszczania się człowieka wg [61]

Fig. 3.13. Measurement results of temperature distribution in a room with displacement ventilation at different speeds of person's moving about [61]

W pracy [109] stwierdzono, że w pewnych warunkach ma miejsce obniżanie się granicy oddzielającej strefę cyrkulacji od strefy napływu oraz dodatkowo obserwowano oscylację tej granicy.

Cechą wentylacji wyporowej jest tendencja ponownego formowania się ustabilizowanego dwustrefowego przepływu po ustaniu zaburzeń wywołanych przemieszczaniem się ludzi w pomieszczeniu. Według pracy [61] powrót do stanu sprzed zakłócenia wynosi 20 do 30 sekund dla pojedynczej osoby, do 5 minut w przypadku przemieszczania się w pomieszczeniu dużej grupy ludzi. Wyniki podobnych badań przedstawione są również w pracy [87].

3.3.6. Wpływ zakłóceń na działanie wentylacji wyporowej

Otwieranie drzwi wentylowanego pomieszczenia powoduje obniżenie lokalnej skuteczności wentylacji [74, 93, 104]. Zauważono, że zanieczyszczone powietrze z górnej części pomieszczenia zostaje częściowo „wciągane" do strefy dolnej. Transportowane zanieczyszczenia dopływały do strefy przebywania ludzi i pozostawały w niej uwięzione (pomiędzy dwiema strefami). W pracy [92] zwraca się uwagę na znaczny wzrost prędkości dopływu powietrza w wyniku otwierania drzwi. W niektórych miejscach prędkość wzrastała z 0,3 do 1,0 m/s. Ta infiltracja zaburza ogólny przepływ mas powietrza, przyczyniając się do obniżenia skuteczności wymiany powietrza. Podobny pogląd na temat infiltracji prezentowany jest w pracy [63].

Temperatura powietrza zewnętrznego wpływa na przebieg wentylacji wyporowej. Przy jej niskich wartościach, przy chłodnych przegrodach zewnętrznych pojawiają się strugi zstępujące transportujące zanieczyszczone powietrze ze strefy górnej. Według [61] występuje to szczególnie wyraźnie w pomieszczeniach wysokich.

Nasłonecznienie przez okna wywołuje podgrzewanie podłogi pomieszczenia, generując obszerne strugi konwekcyjne [115]. Zaburzeniu ulega dwustrefowy przepływ powietrza.

W pomieszczeniach, w których ruch powietrza i zanieczyszczeń jest zdominowany przez energię cieplną wnoszoną przez źródła ciepła, tworzy się pionowa stratyfikacja temperatury i zanieczyszczeń. Nawiew i wywiew powietrza z takich pomieszczeń projektuje się tak, aby nie zakłócać naturalnego ruchu powietrza generowanego przez źródła ciepła, zimnego powietrza napływającego do pomieszczenia tuż przy podłodze, i usuwanego ze strefy górnej.

Wysokość dolnej strefy zależy od ilości powietrza nawiewanego do strefy dolnej oraz od konwekcyjnego strumienia wywołanego przez źródła ciepła. W obecności stratyfikacji

temperaturowej strugi konwekcyjne mogą osiągać wysokość, na której różnica temperatury strugi i otaczającego powietrza zanika. Ma to miejsce w przypadku występowania słabych strug konwekcyjnych, np. nad papierosem, punktem spawania, człowiekiem w obecności silniejszych źródeł ciepła.

4. BADANIA STRUG KONWEKCYJNYCH W POMIESZCZENIU Z WENTYLACJĄ WYPOROWĄ

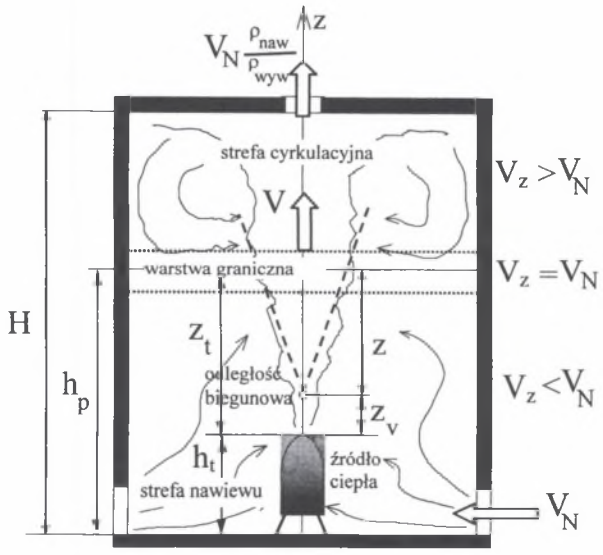
Przeprowadzono badania doświadczalne strug konwekcyjnych nad różnymi źródłami ciepła w pomieszczeniu z wentylacją wyporową, zmierzające do uściślenia wartości współczynnika strumienia k_V, i odległości biegunowej z_V, występujących w modelu strugi konwekcyjnej nad punktowym źródłem ciepła (PTSK), opisanego równaniem (4.1). Badania wykonano dla sprawdzenia, czy możliwe jest korzystanie z tego modelu przy obliczaniu wentylacji wyporowej, tj. w warunkach stratyfikacji temperaturowej. Należy dodać, że równanie (4.1) jest identyczne z równaniem (3.17).

$$V = k_V \cdot Q_c^{1/3} \cdot (z - z_V)^{5/3} \tag{4.1}$$

gdzie:

Q_c - konwekcyjna moc źródła ciepła, W,

z - odległość od pozornego źródła ciepła, m.



Rys. 4.1. Model przepływu powietrza nad punktowym źródłem ciepła
Fig. 4.1. Air flow pattern above a point heat source

Sprawdzenia dokonano poprzez wyznaczenie wartości parametrów k_V i z_V, drogą eksperymentalnych badań strug konwekcyjnych nad różnymi źródłami ciepła, jakie występują w wentylowanych pomieszczeniach. Wyniki zrealizowanych badań strug konwekcyjnych przedstawiono wcześniej, m.in. w pracach z udziałem autora [96, 119, 121, 123].

4.1. Metodyka badań i obliczeń

Za parametry, charakteryzujące strugę konwekcyjną nad określonym rodzajem źródła ciepła, uważa się:

- Parametry modelu strugi nad punktowym źródłem ciepła (PTSK):
  - współczynnik strumienia strugi k_V,
  - odległość biegunową z_V.
- Parametry rzeczywistej strugi konwekcyjnej:
  - moc konwekcyjną źródła ciepła Q_c,
  - strumień nadwyżki entalpii strugi Q_z w odległości 1,4 m nad źródłem ciepła,
  - strumień objętości strugi V_z,
  - liczba Archimedesa strugi Ar,
  - stosunek szerokości profili temperatury i prędkości λ.

Wartości tych parametrów dla badanych strug określano na podstawie wyników pomiarów. Wartości współczynnika strumienia k_V i odległość biegunowa z_V, powiązane są w modelu PTSK przyjmowanym zastępczym stożkowym kształtem strugi oraz gaussowskim rozkładem prędkości i temperatury w poprzecznych przekrojach strugi burzliwej. Rozkłady te określają wykładniki m i p oraz promienie profili prędkości i temperatury R_w i R_t.

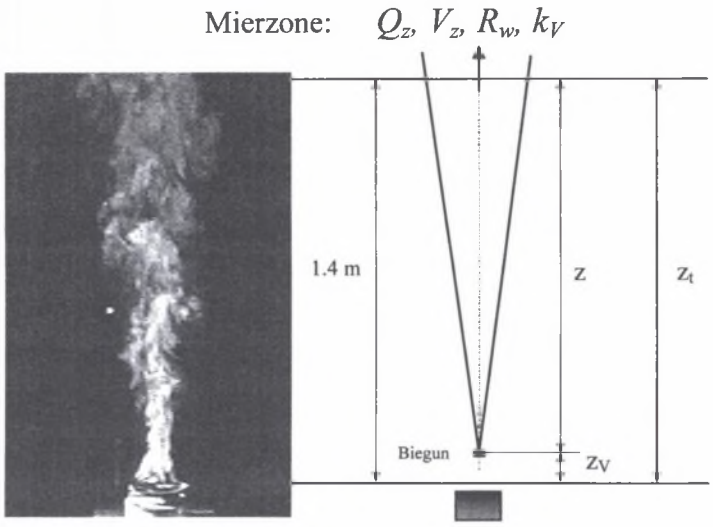
Rozkłady prędkości i temperatury oraz związek tych parametrów z promieniami temperatury i prędkości w strudze konwekcyjnej przedstawiają równania [98]:

$$R_w = m^{-\frac{1}{2}} \cdot z \tag{4.2}$$

$$R_t = p^{-\frac{1}{2}} \cdot z \tag{4.3}$$

$$w_z = w_{zm} \cdot e^{-m\left(\frac{r}{z}\right)^2} \tag{4.4}$$

$$\Delta t = \Delta t_m \cdot e^{-p\left(\frac{r}{z}\right)^2} \tag{4.5}$$



Rys. 4.2. Modelowanie strugi konwekcyjnej
Fig. 4.2. Modelling a buoyant plume

Sens fizyczny szerokości profili prędkości R_w oznacza odległość od osi, dla której wartość średnia składowej prędkości w_z jest równa w_{zm}/e, czyli $0{,}368w_{zm}$. Podobnie rozkład temperatury charakteryzuje wartość średniej nadwyżki temperatury R_t, oznaczająca odległość od osi strugi konwekcyjnej, dla której średnia nadwyżka temperatury jest równa $\Delta t_m/e$, czyli $0{,}368\Delta t_m$.

Badania strug konwekcyjnych nad różnymi źródłami ciepła prowadzono opierając się na pomiarach rozkładu temperatury i prędkości powietrza w poprzecznych przekrojach strugi, z równoczesną wizualizacją przepływu. Aby wyznaczyć pionowy gradient temperatury powietrza, mierzono także pionowy rozkład temperatury powietrza w otoczeniu strugi oraz parametry wymiany powietrza.

Współczynnik strumienia k_V i odległość biegunową z_V wyznaczono dla każdego źródła ciepła indywidualnie na podstawie rozkładów prędkości i nadwyżki temperatury w strefie rozwiniętej turbulentnej strugi. Określano je w przekroju, gdzie $R_t \approx R_w$ = 0,15÷0,2 m

(przekrój taki występuje na wysokości około 1,4 m od bieguna). Natomiast odległość biegunową obliczano na podstawie zależności proponowanej przez Popiołka w pracy [96].

$$z_V = z - 7{,}75\, R_t \tag{4.6}$$

W badaniach analizowano również ilościową strukturę przepływu strug, na podstawie pomiarów struktury wirowej określając makro- i mikroskale turbulencji.

4.2. Badania właściwości strug konwekcyjnych oraz parametrów modelu strugi nad punktowym źródłem ciepła

Zakresem badań objęto strugi konwekcyjne nad:

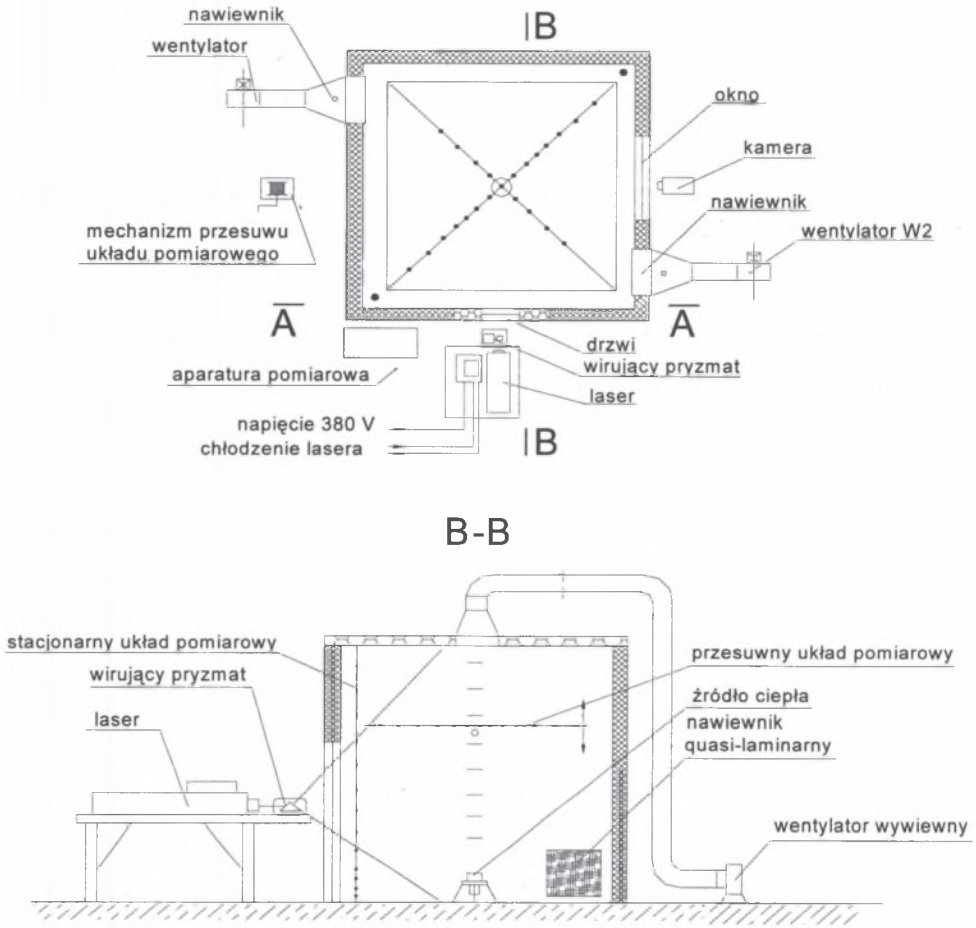
- symulatorem strug konwekcyjnych (SK) o mocy 150 do 490 W, umieszczanym na różnych poziomach, generującym strugi o różnych liczbach Archimedesa,
- okrągłą płytką grzejną o mocy 600 W,
- lampą biurową z żarówką o mocy 100 W,
- komputerem z monitorem,
- człowiekiem.

Górna krawędź źródeł znajdowała się na wysokości 0,5 do 1,3 m ponad podłogą. Pomieszczenie badawcze o wymiarach 3x3x3 m było wyposażone w nawiewniki quasi-laminarne narożne (rys. 4.3). Liczbę wymian powietrza wentylacyjnego zmieniano od 1 do 7. Badania prowadzono przy dwu- i jednostronnym nawiewie powietrza do pomieszczenia.

Pomieszczenie badawcze wyposażono w następujące układy pomiarowe:

- przesuwny układ pomiarowy (mechanizm trawersujący), obejmujący przesuwany pionowo manipulator, niosący zespoły termopar i czujników anemometrycznych do wielokanałowych mierników temperatury i prędkości powietrza na różnych wysokościach - w przekrojach strugi konwekcyjnej i poza nią,
- dwa stacjonarne układy do wielopunktowego pomiaru pionowego rozkładu temperatury powietrza w otoczeniu strugi,
- stacjonarny układ do wielopunktowego pomiaru temperatury powierzchni przegród,
- jednokanałowy układ dozowania i pomiaru stężenia znacznika gazowego w otoczeniu strugi konwekcyjnej,
- układy kontrolno-pomiarowe pracy urządzeń nawiewnych i wywiewnych oraz źródeł ciepła,

- układ wizualizacji strug konwekcyjnych "rozciągniętą" wiązką światła lasera wraz z kamerą VHS rejestrującą przepływy.



Rys. 4.3. Schemat stanowiska pomiarowego do badania strug konwekcyjnych w warunkach wentylacji wyporowej

Fig. 4.3. Scheme of the experimental stand for investigating buoyant plumes under displacement ventilation conditions

Uzyskane drogą pomiarów wartości odległości biegunowych strug konwekcyjnych nad symulatorem strug konwekcyjnych przedstawiono w tabeli 4.1.

Tabela 4.1
Odległości biegunowe z_V dla strug konwekcyjnych generowanych przez symulator przy różnej wielokrotności wymian powietrza w pomieszczeniu z wentylacją wyporową

V_N, m^3/h (liczba wymian)	Ar / Q_c		
	0,05 / 150 W	0,01 / 180 W	0,008 / 370 W
50 (1,9 h^{-1})	z_V = 0,03	z_V = -0,02	z_V= - 0,05
100 (3,7 h^{-1})	z_V = 0,45	z_V = 0,37	z_V = - 0,07

gdzie:

Q_c - moc konwekcyjna symulatora strug konwekcyjnych,

Ar - liczba Archimedesa strugi konwekcyjnej.

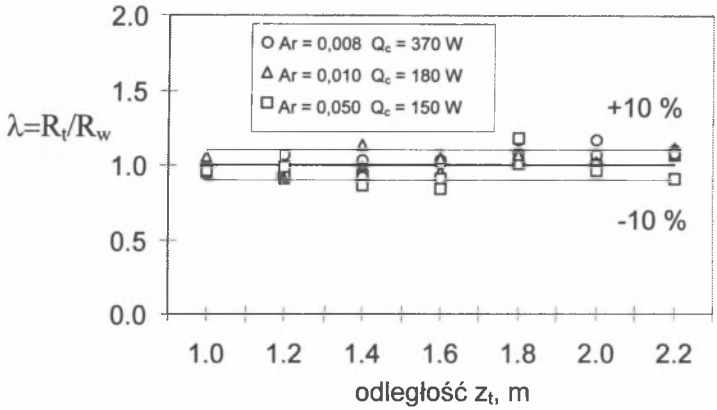
Z danych przedstawionych w tabeli 4.1 wynika, że odległość biegunowa z_V rośnie, gdy wzrasta strumień objętości powietrza wentylującego pomieszczenie badawcze. Zmiany odległości biegunowej dotyczą bardziej słabych strug konwekcyjnych o niewielkiej nadwyżce strumienia entalpii początkowej mocy konwekcyjnej. W przypadku strug mocniejszych efekt oddziaływania powietrza nawiewanego do pomieszczenia pojawia się dopiero przy wyższych strumieniach objętości powietrza nawiewanego.

Wartość λ wyrażająca stosunek promieni profili temperatury i prędkości w strudze konwekcyjnej przyjmuje wartość bliską jedności. Potwierdza to założenie o jednakowych promieniach profili temperatury i prędkości w strudze konwekcyjnej. Gdy przyjmuje się wartość $\lambda = 1$, błąd nie przekracza ±10%, co ilustruje rys. 4.4.

Analizując wartości λ, można zauważyć, że wzrastają one, gdy zwiększa się odległość od źródła ciepła z_t. Przy niewielkich odległościach promień profili prędkości R_w jest nieco większy od promieni profili temperatury R_t. Gdy odległości te wzrastają, zależności te są przeciwne.

Na rys. 4.5 przedstawiono wyniki pomiarów objętościowego strumienia przepływu powietrza w strudze konwekcyjnej nad symulatorem strug konwekcyjnych umieszczonym w pomieszczeniu z wentylacją wyporową. Wyniki te, podobne do wyników badań strug konwekcyjnych w przestrzeni nieograniczonej (rozdz. 3), znajdują się w obszarze ograniczonym dwoma liniami opisanymi równaniami: $V/Q_c^{1/3}=0,0048(z-z_V)^{5/3}$ oraz $V/Q_c^{1/3}=0,0072(z-z_V)^{5/3}$. Dowodzi to, że wartość współczynnika strumienia (wchłaniania) strugi konwekcyjnej k_V =0,006, która jest najczęściej przyjmowana do obliczeń, jest statystycznie poprawna, a wynikająca niepewność z takiego przyjmowania wartości k_V

nie przekracza ±20%. Jednocześnie wartość współczynnika k_V bardzo słabo zależy od wartości początkowej liczby Archimedesa Ar oraz od mocy źródła ciepła Q_c. Zilustrowano to na rys. 4.6.

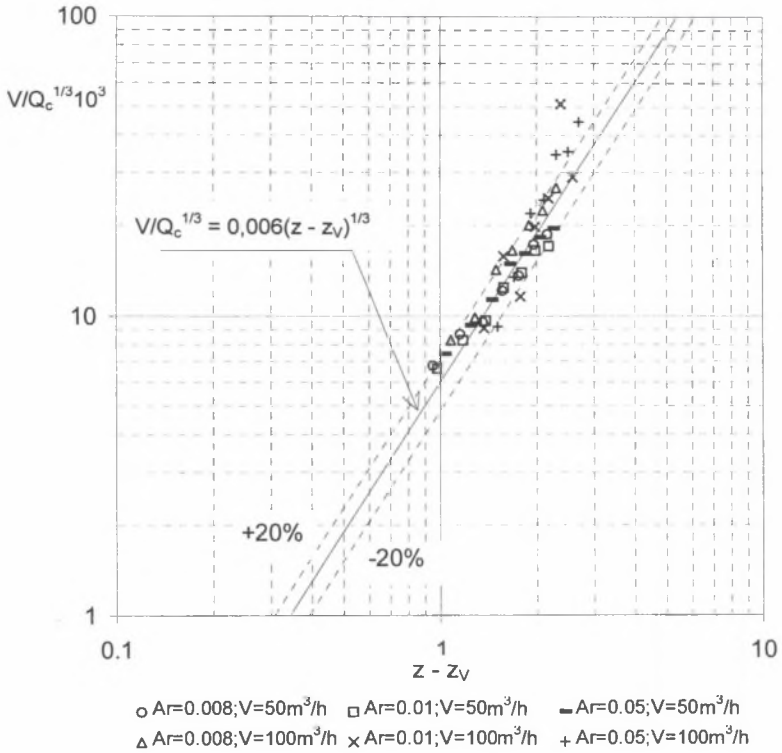


Rys. 4.4. Stosunek promieni profili temperatury i prędkości λ w zależności od odległości od źródła ciepła z_t dla różnych strumieni nadwyżki entalpii strugi Q_c

Fig. 4.4. Temperature-to-velocity profile radius ratio depending on the distance from a heat source z_t for different overenthalpy fluxes of the plume Q_c

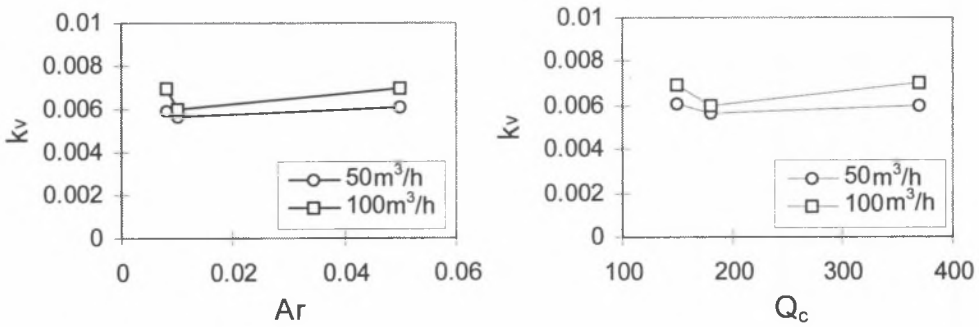
Obserwuje się jedynie niewielkie zmiany wartości k_V, które w praktyce mogą być pominięte. Zauważony wzrost k_V w zakresie V_N=50m^3/h do V_N=100m^3/h wyniósł od 0,0059 do 0,0066. Może on być spowodowany wzrostem intensywności turbulencji w otoczeniu strugi, wywołanym zwiększonym napływem powietrza do pomieszczenia badawczego. Burzliwy przepływ powietrza wentylacyjnego w otoczeniu strugi konwekcyjnej intensyfikuje wchłanianie powietrza, co odbija się na wartości współczynnika k_V.

Wyniki badań strug konwekcyjnych z udziałem także innych źródeł ciepła niż symulator strug konwekcyjnych przedstawiono w tabeli 4.2 i na rys. 4.7. W tabeli 4.2 zestawiono współczynniki strumienia k_V oraz odległości biegunowej z_V. Dodatkowo podano również: konwekcyjną moc Q_c, przekazywaną przez źródła ciepła do otoczenia, nadwyżkę strumienia entalpii strugi konwekcyjnej na wysokości 1,4 m nad źródłem ciepła Q_z (w obszarze w pełni rozwiniętego przepływu), pionowy gradient temperatury powietrza w otoczeniu strugi konwekcyjnej S w pomieszczeniu badawczym z wentylacją wyporową.



Rys. 4.5. Zmiana strumienia objętości w strudze konwekcyjnej nad symulatorem strug konwekcyjnych w funkcji odległości od pozornego początku strugi (z - z_V) dla Q_c = 150 do 370 W, w pomieszczeniu z wentylacją wyporową

Fig. 4.5. Volumetric air flow rate change of a buoyant plume above the plume simulator as a function of virtual plume origin distance (z - z_V) for Q_c = 150-370 W in a room with displacement ventilation



Rys. 4.6. Zależność współczynnika wydatku k_V od liczby Ar i mocy źródła ciepła Q_c

Fig. 4.6. Dependence of flow rate coefficient k_V on Ar number and heat source power Q_c

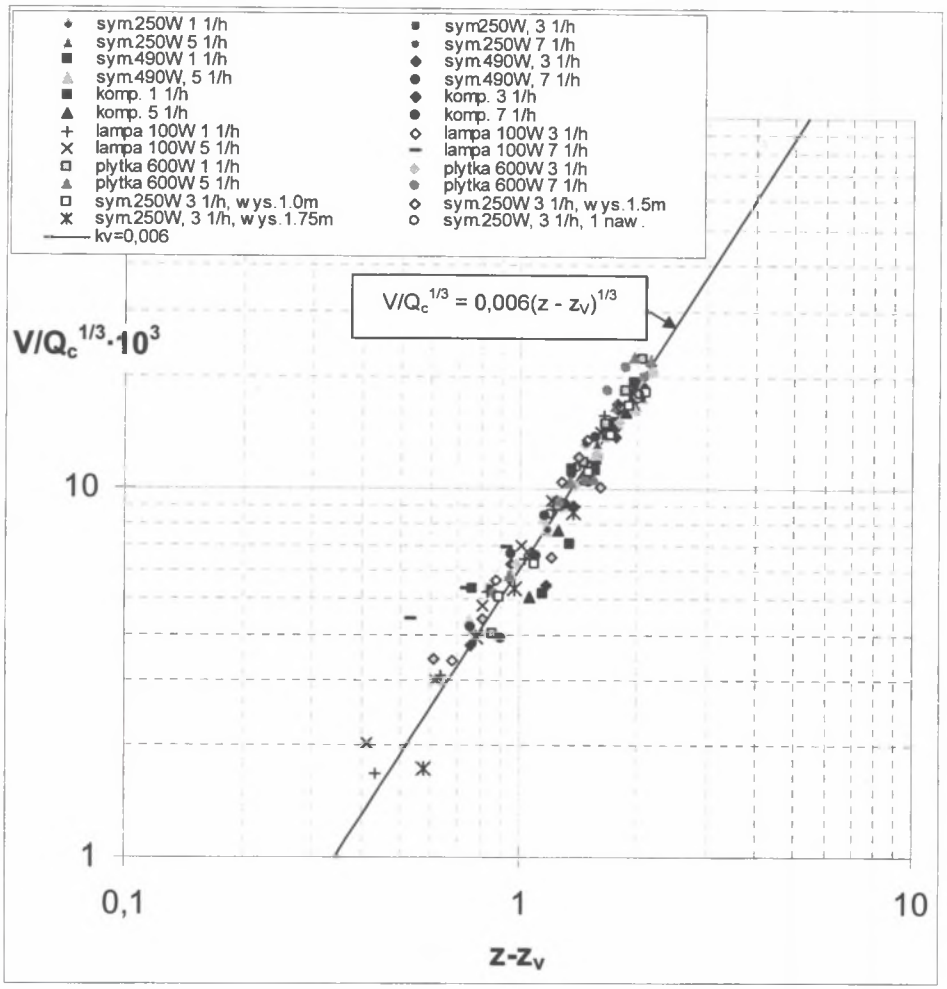
Tabela 4.2
Współczynniki k_V oraz odległość biegunowa dla strug konwekcyjnych nad różnymi źródłami ciepła

Źródło ciepła	n	S	Q_C	$Q_{z=1,4m}$	k_V	z_V
	1/h	K/m	W	W	-	m
Symulator 250W	1	2,0	245	170	0,0056	0,12
	3	2,6		156	0,0059	0,15
	5	2,4		160	0,0057	0,03
	7	1,8		177	0,0059	0,02
Symulator 250W wylot 1,0 m od podłogi	3	3,1	245	153	0,0049	0,11
Symulator 250W wylot 1,25 m od podłogi	3	3,2	245	146	0,0052	0,07
Symulator 250W nawiew jednostronny	3	2,7	245	148	0,0060	0,20
Symulator 490W	1	3	445	307	0,0060	0,26
	3	3,7		285	0,0058	0,25
	5	3,3		302	0,0057	0,25
	7	3,5		275	0,0066	0,24
Komputer	1	1,3	57	22,5	0,0055	-0,49
	3	1,8		23	0,0058	-0,46
	5	2,0		21	0,0057	-0,36
	7	2,0		22	0,0054	-0,41
Lampa 100W	1	0,9	37	20	0,0068	0,2
	3	1,2		14	0,0068	0,12
	5	1,1		16	0,0065	0,19
	7	0,9		18	0,0070	0,27
Płytka 600W	1	2	187	120	0,0061	0,16
	3	2,1		112	0,0065	0,14
	5	2,5		110	0,0057	0,02
	7	2,3		106	0,0066	0,13
Człowiek	1	1	32	15	0,0055	-0,56

gdzie: *n* - liczba wymian.

Z danych przedstawionych w tabeli 4.2 wynika, że występuje zależność wartości k_V od charakterystycznych cech źródła ciepła, takich jak: temperatura i rodzaj źródła ciepła, w tym wielkość powierzchni wymiany ciepła. Istnieje więc możliwość pewnego przyporządkowania wartości k_V różnym rodzajom źródeł. Dla występujących w badaniach źródeł o skupionym

kształcie i o wysokiej temperaturze powierzchni, np. lampa i płytka grzejna, wartości te były największe. Dla źródeł o skomplikowanym kształcie i o niskiej temperaturze wartości k_V były najniższe, przy czym rozpiętość wynosiła od *0,0050* do *0,0065*.



Rys. 4.7. Porównanie zmierzonych wielkości ($V/Q_c^{1/3}$) w funkcji ($z - z_V$) dla różnych źródeł ciepła i różnych wymian powietrza z aproksymacją za pomocą zależności (4.1) dla $k_V = 0,006$

Fig. 4.7. Measured values ($V/Q_c^{1/3}$) vs. ($z - z_V$) for different heat sources and different air change rates as compared with the approximation by Eq. (4.1) for $k_V = 0,006$

Na rys. 4.7 przedstawiono zależność $V/Q_c^{1/3} = f(z\text{-}z_V)^{5/3}$, pozwalającą porównać zmierzone strumienie objętości badanych strug konwekcyjnych - z wartościami obliczonymi z równania (4.1), opierając się na danych wszystkich przypadkach strug występujących w badaniach. Wykres wykonano przyjmując dla danego źródła ciepła średnie nadwyżki entalpii Q_c i odległości biegunowej z_V.

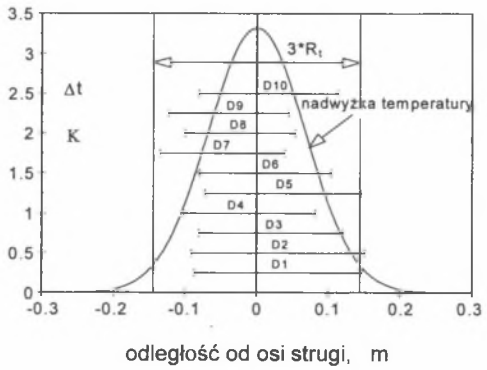
Analizując wyniki przedstawione na rys. 4.7, pomimo że uzyskane w pomieszczeniu z wentylacją wyporową ze stratyfikacją, można stwierdzić, że nie odbiegają one wyraźnie od przedstawionych na rys. 3.6 (rozdz. 3), dotyczących strug konwekcyjnych rozwijających się w przestrzeni nieograniczonej.

Pokazana na rysunku linia prosta wyznaczona z równania (4.1) dla wartości współczynnika wydajności (wchłaniana) k_V = 0,006 aproksymuje dane doświadczalne z niepewnością $\delta \approx 2\sigma$ w zależności od źródła ciepła od 13,7% do 40% przy poziomie ufności 95% (gdzie σ - odchylenie standardowe). Najmniejszą niepewność uzyskano dla źródła ciepła symulatora strug konwekcyjnych, największą dla lampy. Przeciętna niepewność dla pozostałych źródeł wynosi ok. 30%.

4.3. Określanie odległości biegunowej za pomocą wizualizacji przepływu

W celu wyznaczania odległości biegunowej strug konwekcyjnych istnieje możliwość wykorzystania wizualizacji przepływu powietrza w strugach konwekcyjnych, która pozwala na określenie promieni profili strug osiowosymetrycznych. Na rys. 4.2 pokazano typowy kadr zarejestrowany kamerą VHS zwizualizowany obraz strugi konwekcyjnej. Przedstawione na wykresie 4.9 średnice D1 do D10 są obserwowanymi, zarejestrowanymi na kolejnych dziesięciu kadrach taśmy wideo obszarami, w których odbywał się ruch powietrza w strudze (średnicami zwizualizowanej strugi konwekcyjnej). Wszystkie kadry pokazują szerokość strugi w odległości 1.2 m ponad górną powierzchnią źródła ciepła. Przeciętna szerokość strugi jest przeciętną z obserwowanych, maksymalna, maksymalną z obserwowanych. Rozkłady temperatury w strudze mierzono wielokanałowym termometrem przy czasie uśredniania wynoszącym 180 s. Do analiz wybrano 10 kadrów zatrzymanych co 20 s.

Z przeprowadzonych pomiarów wynika, że przeciętna obserwowana średnica strugi D odpowiada ok. dwóm promieniom profilu temperatury R_t. Najbardziej odległe punkty od osi strugi określa maksymalna obserwowana średnica strugi D_{max}, odpowiadająca ok. trzem promieniom profilu temperatury (R_t).



Rys. 4.8. Porównanie średnicy strugi konwekcyjnej wyznaczonej na podstawie wizualizacji przepływu oraz rozkładu nadwyżki temperatury wyznaczonego drogą pomiarów

Fig. 4.8. Comparison of the plume diameter as established based on flow visualization with that set by overtemperature distribution measurement in the buoyant plume

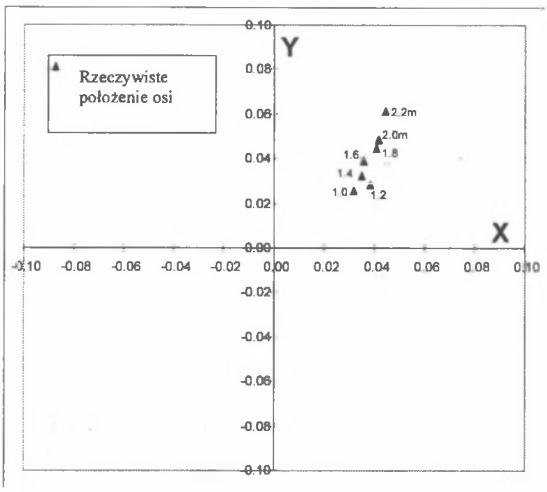
Gdy średnica strugi D_{max} jest określana na wysokości z_1 powyżej wierzchołka źródła ciepła, odległość biegunowa może być wyrażona równaniem, pozwalającym na proste określanie odległości biegunowej na podstawie wizualizacji strugi. Równanie to zaproponował Popiołek [96].

$$z_V = 2.6 D_{max} - z_1 \tag{4.7}$$

Zależność ta może być wykorzystywana również w środowisku ze stratyfikacją temperaturową. Dokonane w tym zakresie sprawdzenia przedstawiono w rozdziale 5.

W czasie badań strug konwekcyjnych w pomieszczeniu z wentylacją wyporową obserwowano zjawisko "wędrowania" osi strugi konwekcyjnej, którego nie udało się uniknąć, a które znacznie wpływało na dokładność pomiaru profili parametrów strugi, tj. temperatury i prędkości. Polega ono na zmiennym w czasie odchylaniu się osi strugi od kierunku pionowego nad środkiem geometrycznym źródła ciepła. Wiąże się to z dużą wrażliwością strugi na nawet słabe ruchy powietrza w jej otoczeniu (np. przeciąg) i z niestabilnym charakterem burzliwego przepływu strugi.

Na rys. 4.9 przedstawiono przykładowe wyniki obserwacji rzeczywistego położenia osi strugi względem geometrycznego układu współrzędnych w jej poszczególnych przekrojach, przy czym położenie osi strugi wyznaczały położenia osi symetrii profili temperatury lub prędkości.

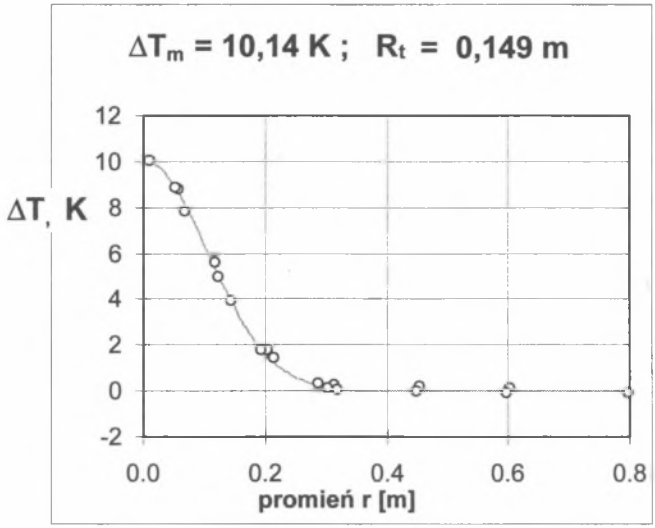


Rys. 4.9. Zmiana położenia osi strugi w czasie pomiarów
Fig. 4.9. Change of plume axis position during the tests

Aby eliminować błędy pomiarowe w wyznaczaniu poprzecznych profili parametrów strugi, została zastosowana metoda korygowania położenia osi strugi [99], obecnie ulepszona i wykorzystana w niniejszej pracy. Szczegółowa procedura postępowania podana jest w pracy [120]. Metoda wyznaczania rzeczywistego położenia osi strugi konwekcyjnej opiera się na pomiarach rozkładu temperatury strugi w dwóch prostopadłych osiach (x i y), za pomocą przesuwnego układu termopar. Wyznacza się rzeczywiste chwilowe położenie osi strugi (x_p, y_p) w stosunku do początku układu współrzędnych, który pokrywa się z geometrycznym środkiem źródła ciepła.

Promień profilu temperatury R_t oraz nadwyżkę temperatury w osi strugi ΔT_m określa się na podstawie zmierzonego rozkładu temperatury strugi - po wyznaczeniu rzeczywistego położenia osi strugi oraz odległości promieniowej poszczególnych termopar. Wyznaczanie wartości R_t i ΔT_m powtarza się w celu dobrego dopasowania wyników pomiaru rozkładu temperatury do rozkładu Gaussa, co przedstawiono przykładowo na rys. 4.10.

Promień profilu prędkości R_w i prędkość w osi strugi w_m określa się bezpośrednio z pomiaru rozkładu prędkości w przekroju strugi. W badaniach zastosowano anemometr ośmiokanałowy, który umożliwiał jednoczesny pomiar prędkości powietrza w ośmiu punktach przekroju strugi. Dzięki temu nie było potrzeby określania profilu prędkości i jego promienia R_w drogą pośrednią, przez zakładanie przybliżonej równości promieni profili prędkości i temperatury $R_w \cong R_t$.



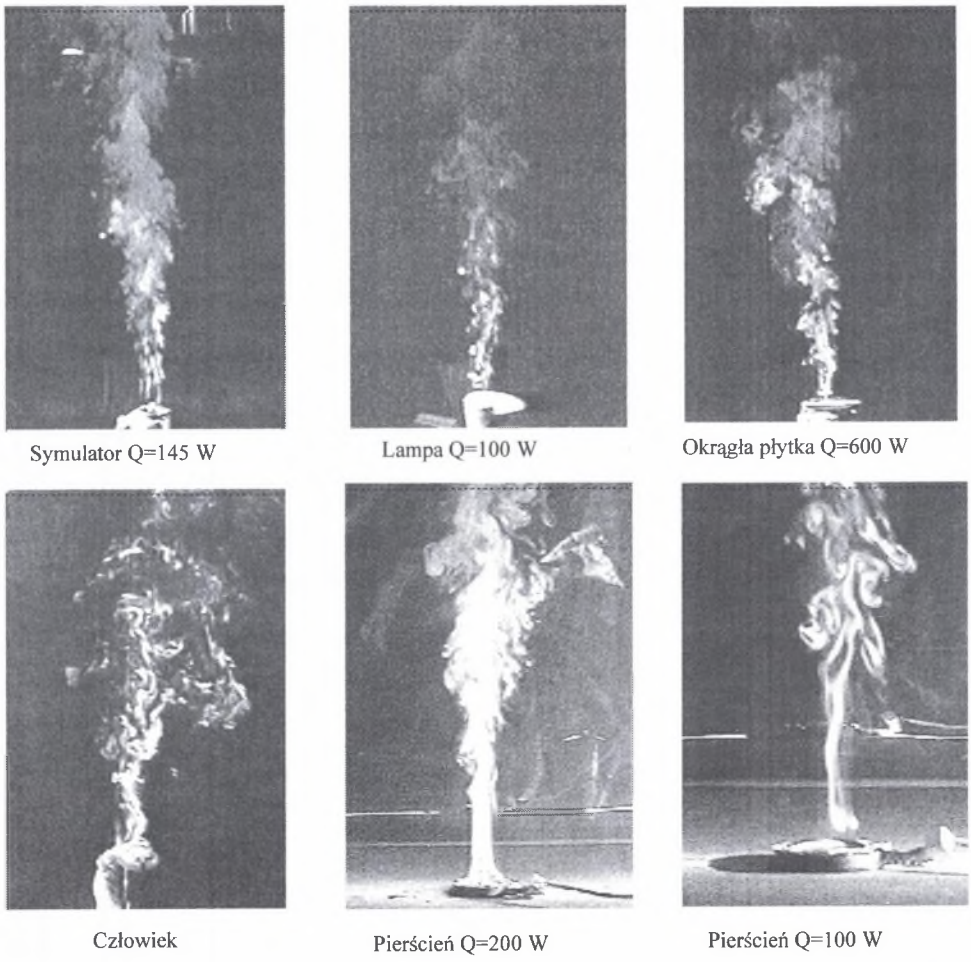
Rys. 4.10. Aproksymacja rozkładu nadwyżki temperatury rozkładem gaussowskim w odległości 1,4 m od źródła ciepła

Fig. 4.10. Approximation of the overtemperature distribution by Gauss distribution at the distance of 1.4 m from the heat source

Po ustaleniu położenia osi strugi oraz odległości promieniowej poszczególnych czujników anemometru korygowano zmierzony rozkład prędkości i wyznaczano rzeczywisty promień profilu prędkości R_w oraz prędkość w osi strugi w_m. Sposób postępowania był zgodny ze sposobem stosowanym dla określania promienia profilu temperatury R_t.

4.4. Badania struktury przepływu w strugach konwekcyjnych

W celu uzupełnienia informacji o wchłanianiu powietrza z otoczenia przez strugi konwekcyjne wykonano badania ich struktury przepływu. Przypuszczano, że istnieje zależność pomiędzy współczynnikiem k_V a wielkością wirów w strudze, mających wpływ na wchłanianie powietrza z otoczenia. Na rys. 4.11 przedstawiono wizualizację strug konwekcyjnych nad różnymi źródłami ciepła.



Rys. 4.11. Wizualizacja strug konwekcyjnych nad różnymi źródłami ciepła
Fig. 4.11. Buoyant plume visualization over different heat sources

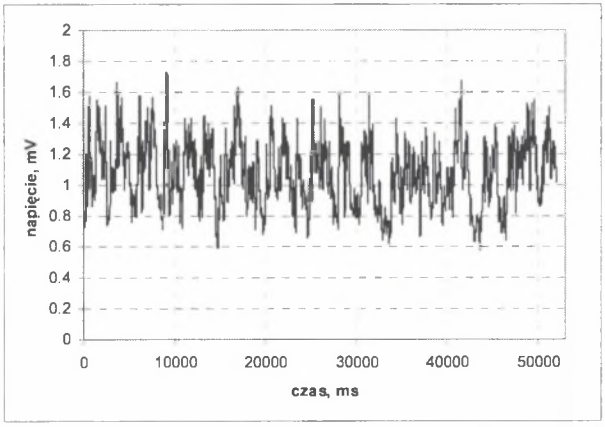
Poszukiwano struktur wirowych wyrażanych przez makroskale długości. Badania przeprowadzono nad następującymi źródłami ciepła:

- płytką o mocach: 100, 300 i 600 W,
- komputerem o mocy 200 W,
- symulatorem SK o mocy 250 W,
- walcem o wys. 0,9 m, średnicy 0,4 m i mocach: 100 i 400 W,
- żarówką o mocach: 80, 140 i 200 W.

Badania przeprowadzono na wybranej wysokości 1,4 m nad źródłami ciepła. Szczegółowy opis przebiegu badań oraz uzyskanych wyników przedstawiono w pracy [120]. Sygnał prędkości przepływu powietrza odbierany z czujnika termoanemometru z gorącym drutem był rejestrowany za pomocą programu komputerowego „Oscyloskop". W każdym punkcie pomiarowym dokonywano rejestracji 26000 próbek z odpowiednio dobraną częstotliwością, która wynosiła 500 Hz. Równocześnie z rejestracją sygnału prędkości kontrolowano pozostałe parametry, pozwalające na:

- identyfikację chwilowego położenia osi strugi,
- określenie temperatury otoczenia strugi (stratyfikacji).

Przykładowy przebieg zarejestrowanego sygnału prędkości w strudze konwekcyjnej przedstawiono na rys. 4.12.

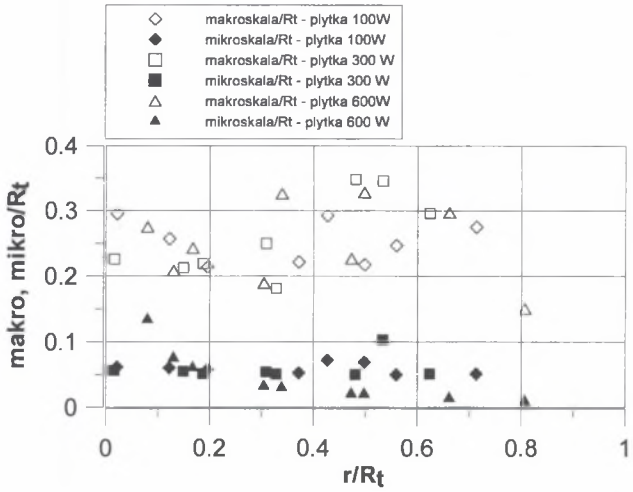


Rys 4.12. Przykładowy przebieg zarejestrowanego sygnału prędkości w strudze konwekcyjnej
Fig. 4.12. Example recorded signal of velocity in a buoyant plume

Zarejestrowany sygnał poddawano opracowaniu w celu wyznaczenia wielkości wirów w strudze reprezentowanych przez makro- i mikroskalę długości. Charakterystyczne dane uzyskane w wyniku obliczeń przestawiono przykładowo w tabeli 4.3, oraz na rys. 4.13 ÷ 4.17.

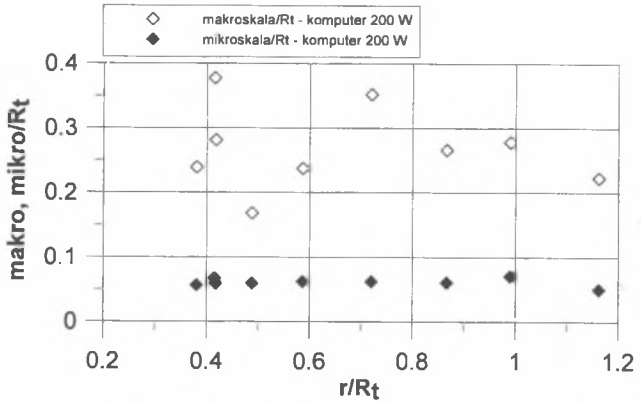
Tabela 4.3
Wyniki badań struktury przepływu w strudze konwekcyjnej nad płytką o średnicy 0,15 m i mocy elektrycznej 100 W

r, m	w, m/s	Makrosk. czasu T s	Mikrosk. czasu, τ s	R_t, m	Makrosk. dług. Λ m	Mikrosk. dług. λ, m	Makrosk. dług./Rt	Mikrosk. dług./R_t
0,081	0,134	0,266	0,084	0,163	0,036	0,011	0,218	0,069
0,069	0,141	0,37	0,083	0,162	0,047	0,012	0,293	0,072
0,022	0,126	0,360	0,084	0,177	0,046	0,011	0,257	0,060
0,004	0,115	0,469	0,098	0,182	0,054	0,011	0,295	0,062
0,035	0,108	0,353	0,095	0,178	0,038	0,010	0,214	0,058
0,065	0,900	0,433	0,103	0,176	0,039	0,009	0,222	0,053
0,097	0,057	0,751	0,152	0,174	0,043	0,009	0,247	0,050
0,123	0,051	0,937	0,175	0,173	0,048	0,009	0,275	0,051



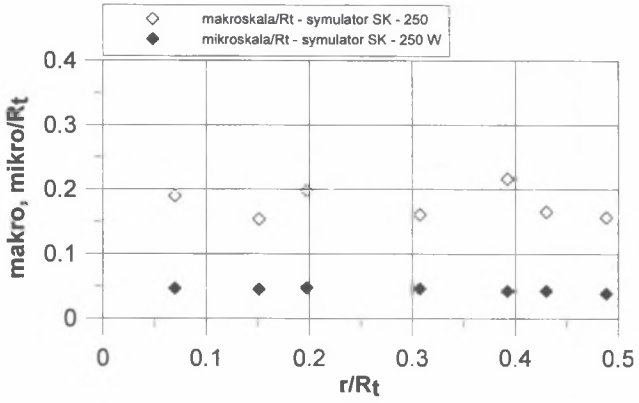
Rys. 4.13. Zależność mikro- i makroskali długości od odległości promieniowej r dla strugi konwekcyjnej nad płytką o średnicy 0,15 m i mocy elektrycznej 100, 300 i 600 W

Fig. 4.13. Dependence of micro and macro length scale on radial distance r for a buoyant plume above a plate of diameter 0.15 m and electric power 100, 300 and 600 W



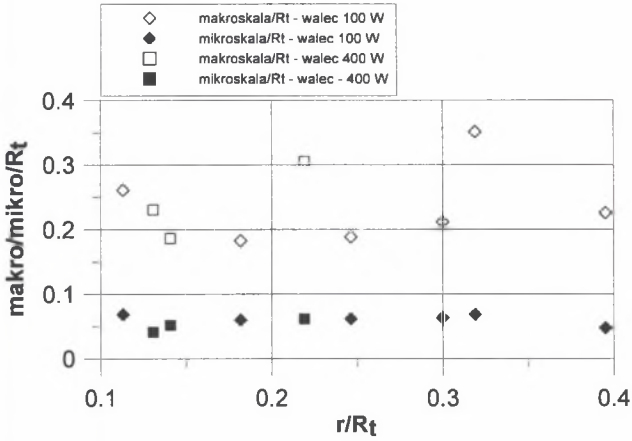
Rys. 4.14. Zależność mikro- i makroskali długości od odległości promieniowej r dla strugi konwekcyjnej nad komputerem o mocy 200 W

Fig. 4.14. Dependence of micro and macro length scale on radial distance r for a buoyant plume above a computer and electric power 200 W



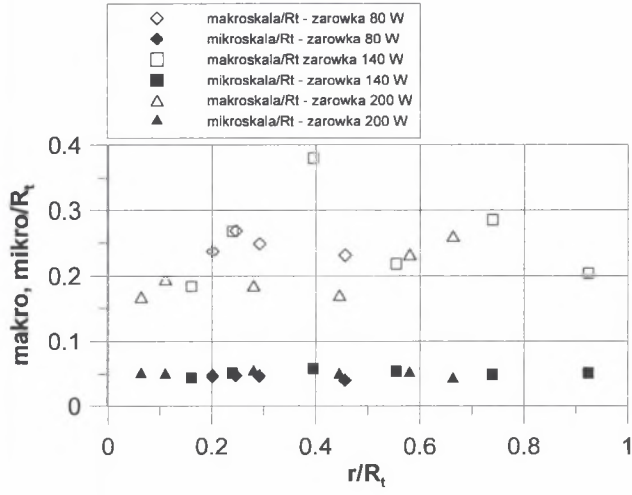
Rys. 4.15. Zależność mikro- i makroskali długości od odległości promieniowej r dla strugi konwekcyjnej nad symulatorem SK o mocy 250 W

Fig. 4.15. Dependence of micro- and macro length scale on radial distance r for a buoyant plume above a buoyant plume simulator and electric power 250W



Rys. 4.16. Zależność mikro- i makroskali długości od odległości promieniowej r dla strugi konwekcyjnej nad walcem o mocach 100 i 400 W

Fig. 4.16. Dependence of micro and macro- length scale on radial distance r for a buoyant plume above a cylinder and electric power 100 and 400 W



Rys. 4.17. Zależność mikro- i makroskali długości od odległości promieniowej r dla strugi konwekcyjnej nad żarówką o mocach 80, 140 i 200 W

Fig. 4.17. Dependence of micro and macro length scale on radial distance r for a buoyant plume above a bulb and electric power 80, 140 and 200 W

Z danych przedstawionych na rys. 4.13 do 4.17 wynika, że odniesiona do R_t średnia wartość makroskali wynosi *0,175* do *0,27*. Wartości najniższe obserwowano w strugach nad symulatorem o mocy 250 W, a najwyższe nad zestawem komputera z monitorem, Wartość mikroskali dla wszystkich badanych przypadków była podobna i wynosiła $0,05R_t$. Nad komputerem reprezentującym rozległe źródła niskotemperaturowe tworzą się wiry największe. Przy źródłach skupionych o wysokiej temperaturze powierzchni wiry mają mniejsze wymiary. Wszystkie uzyskane wyniki, pochodzące z różnych miejsc badanych strug, charakteryzuje odchylenie od wartości średniej. Najmniejsze są dla strug nad źródłami skupionymi, takimi jak żarówka czy symulator strug konwekcyjnych.

Obrazy wizualizacji pokazane na rys. 4.11 przedstawiają jakościową ilustrację struktury strug konwekcyjnych nad różnymi źródłami ciepła obserwowane w świetle lasera.

Analizując zarówno wyniki pomiarów (m.in. tablica 4.3), jak również obrazy badanych strug (rys. 4.11), można stwierdzić, że istnieje związek pomiędzy wielkością wirów a wartością współczynnika strumienia k_V. Wraz ze wzrostem mocy źródła ciepła (symulator 250 i 490 W) wartości k_V i z_V wzrastają, a wielkość wirów maleje.

4.5. Podsumowanie i wnioski do rozdziału 4

Przedstawione w rozdziale 4 wyniki badań pozwoliły na ilościowe określenie wpływu warunków generowania strug konwekcyjnych na ich właściwości, reprezentowane przez wyznaczone eksperymentalnie wartości parametrów k_V i z_V, w warunkach otoczenia ze stratyfikacją temperaturową. Warunki generowania strug reprezentowały:

- kształt źródeł ciepła,
- moc źródeł ciepła,
- stratyfikacja temperaturowa otoczenia strug,
- liczba wymian powietrza w pomieszczeniu.

Kształt źródła ciepła - ma istotny wpływ na kształt początkowego odcinka strugi konwekcyjnej, różny dla źródeł o wyraźnie zróżnicowanym kształcie.

a. Nad płaską płytą, w strudze konwekcyjnej występuje znaczne przewężenie strugi. Pozorny biegun strugi znajduje się ponad powierzchnią źródła ciepła; z_V przyjmuje wartości dodatnie.
b. W przypadku źródeł wysokich, w których w oddawaniu ciepła ich boczna powierzchnia ma znaczenie dominujące, przewężenie strugi konwekcyjnej nie

musi nastąpić. W zależności od proporcji szerokości do wysokości źródła odległość biegunowa z_V może przyjmować wartości zarówno dodatnie, jak i ujemne. Dotyczy to także źródeł ciepła o kształcie zbliżonym do kuli.

c. Dla źródeł ciepła o skomplikowanych kształtach, takich jak: człowiek, komputer, nie jest możliwe przypisanie im jednoznacznych wartości z_V. Dla takich przypadków wymagane są badania indywidualne.

Moc źródeł ciepła - wpływa na wielkość sił wyporu w strudze konwekcyjnej. Zauważono, że:

a. Słabe rozległe źródła ciepła generują strugi konwekcyjne o dużych wirach.
b. Nad źródłami skupionymi o dużej mocy i wysokiej temperaturze powierzchni powstają drobniejsze struktury wirowe.

Stratyfikacja temperaturowa otoczenia strug konwekcyjnych - powoduje obniżenie wyporu cieplnego. W takich warunkach struga konwekcyjna zwęża się, zmniejsza się jej natężenie przepływu i nadwyżka entalpii. Zauważono, że wraz ze wzrostem stratyfikacji temperaturowej odległość biegunowa z_V ulega nieznacznemu zwiększeniu.

Liczba wymian powietrza wentylacyjnego - wpływa na prędkość przepływu powietrza w otoczeniu strugi konwekcyjnej. Zwiększanie liczby wymian przyczynia się do zwiększenia stratyfikacji temperaturowej tym więcej, im większe są straty ciepła pomieszczenia.

W tabeli 4.4 podano przeciętne wartości parametrów k_V i z_V uzyskane w warunkach wentylacji wyporowej przy liczbie wymian powietrza n = 1 ÷ 7 i stratyfikacji termicznej powietrza w pomieszczeniu S = 1,5 ÷ 3 K/m dla różnych źródeł ciepła.

Tabela 4.4

Przeciętne wartości parametrów k_V i z_V uzyskane w warunkach wentylacji wyporowej

Źródło ciepła	Q, W	k_v	z_v, m	δ %
Symulator	250	0,0058	0,13	2 ÷ 7
Symulator	450	0,0062	0,25	0 ÷9
Płytka	190	0,0061	0,15	2 ÷ 9
Lampa	40	0,0068	0,20	8 ÷14
Komputer	60	0,0056	- 0,43	3 ÷11
Człowiek	30	0,0055	- 0,56	0 ÷ 9

gdzie:

δ - błąd wyznaczenia strumienia strugi konwekcyjnej przy przyjęciu uśrednionej wartości współczynnika strumienia $k_V = 0{,}0060$.

Wartości współczynnika strumienia k_V w badanych przypadkach strugi konwekcyjnej mieściły się w granicach *0,0055 do 0,0068*; przy uśrednieniu do $k_V = 0{,}0060$ błąd wyznaczania strumienia wynosiłby $\pm$ 2 ÷ 14%. Przyjmując wartość $k_V = 0{,}0055$ dla rozległych i skomplikowanych źródeł ciepła, a $k_V = 0{,}006$ dla źródeł o zwartym kształcie - ten błąd znacznie się zmniejsza.

5. BADANIA WARUNKÓW WYSTĘPOWANIA DWUSTREFOWEGO PRZEPŁYWU POWIETRZA W POMIESZCZENIU Z WENTYLACJĄ WYPOROWĄ

Przepływy powietrza w pomieszczeniach z wentylacją wyporową, w klasycznym ujęciu wentylacji wyporowej, są zgodne z tzw. modelem „filling box with a plume" (rys. 3.5, rozdz. 3), zakładającym istnienie w pomieszczeniu dwóch oddzielonych od siebie poziomych stref. Strefa dolna jest strefą napływu powietrza do strugi konwekcyjnej, a strefa górna jest strefą mieszania i cyrkulacji powietrza [107]. Te strefy oddzielone od siebie charakterystyczną strefą rozdziału (warstwą graniczną) posiadają różne charakterystyki. W strefie rozdziału występuje charakterystyczny stratyfikujący uskok temperatury powietrza oraz stężenia zanieczyszczeń. Pionowe rozkłady temperatury i stężeń zanieczyszczeń mogą być w pewnych warunkach podobne do siebie, najczęściej jednak są od siebie różne.

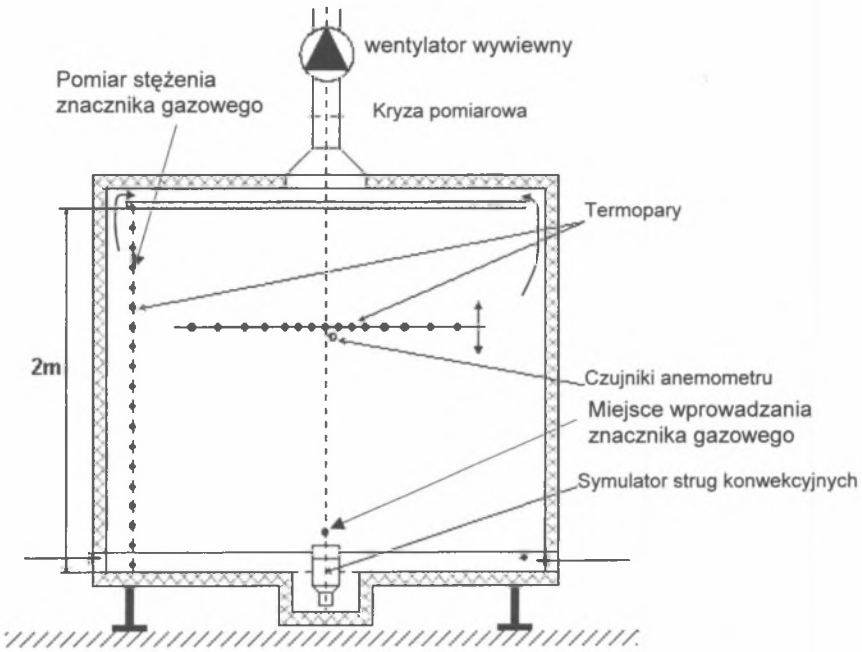
Rozdział strefy napływu od strefy mieszania i cyrkulacji ma miejsce na wysokości, na której strumień objętości powietrza w strudze konwekcyjnej jest równy strumieniowi powietrza napływającego do pomieszczenia z wentylacją wyporową. Począwszy od strefy rozdziału struga konwekcyjna wchłania powietrze tylko z obszaru strefy mieszania i cyrkulacji, a jej energia jest zużywana na wywołanie mieszania i cyrkulacji w górnej strefie.

Dwustrefowy przepływ powietrza w pomieszczeniach z wentylacją wyporową warunkują cztery czynniki:

- strugi konwekcyjne,
- strumień powietrza nawiewanego,
- warunki cieplne pomieszczenia,
- warunki geometryczne pomieszczenia i źródeł ciepła.

Strugi konwekcyjne są odpowiedzialne za występujący w pomieszczeniach wypór cieplny. Strumień objętości powietrza nawiewanego wpływa na wysokość położenia strefy rozdziału powietrza wentylacyjnego. Ponadto, warunki cieplne i geometryczne pomieszczeń i źródeł ciepła kształtują rozkłady temperatury w pomieszczeniu, a także rozkłady stężeń zanieczyszczeń. Pomimo że wymienione czynniki mogą zmieniać się niezależnie, to jednak wszystkie razem i jednocześnie przyczyniają się do kształtowania pewnego obrazu przepływu powietrza w pomieszczeniach z wentylacją wyporową.

Najbardziej prostym przypadkiem pomieszczenia, w którym istnieje możliwość uzyskania dwustrefowego przepływu powietrza jest przypadek przedstawiony na rys. 5.1. Pokazano na nim również schemat stanowiska pomiarowego do badania wentylacji wyporowej.



Rys. 5.1. Pomieszczenie badawcze o wymiarach 2 x 2 x 2 m i schemat stanowiska pomiarowego wentylacji wyporowej ze swobodnym napływem powietrza wentylacyjnego

Fig. 5.1. Test chamber of dimensions 2×2×2 m and the scheme of the experimental stand for displacement ventilation with natural supply air flow

Pomieszczenie to charakteryzuje się:

- swobodnym (naturalnym) napływem powietrza zewnętrznego przez usytuowane przy podłodze otwory nawiewne o wysokości 10 cm, biegnące wzdłuż ścian zewnętrznych,
- źródłem ciepła o specjalnej konstrukcji przekazującej prawie całe ciepło drogą konwekcji (symulator strug konwekcyjnych o maksymalnej mocy 450 W),
- przegrodami o bardzo dobrej izolacyjności - styropian o grubości 50 mm.

Pomieszczenie badawcze wyposażono w następujące układy pomiarowe:

- przesuwny w kierunku góra - dół zestaw termopar oraz czujnik anemometru elektrycznego, umożliwiający pomiar rozkładu temperatury strugi konwekcyjnej oraz prędkości przepływu powietrza w strudze,
- stały zestaw termopar umieszczony w otoczeniu strugi, umożliwiający pomiar pionowego rozkładu temperatury powietrza w pomieszczeniu badawczym,
- ruchomą sondę, umożliwiającą pomiar stężenia znacznika gazowanego w otoczeniu strugi konwekcyjnej w tych samych punktach, w których wyznaczano pionowy rozkład temperatury powietrza.

Sygnał z poszczególnych termopar przekazywany był do wielokanałowego termometru. Dla pomiaru prędkości powietrza w strudze konwekcyjnej zastosowano anemometr elektryczny z gorącą kulką typu MPA. Do pomiaru stężenia znacznika gazowego, który wprowadzano do strugi konwekcyjnej tuż nad źródłem ciepła, zastosowano zestaw pomiarowy, wykorzystujący pary alkoholu etylowego jako znacznik. Strumień objętości powietrza wentylującego pomieszczenie badawcze wyznaczano pośrednio, poprzez pomiar spadku ciśnienia na kryzie umieszczonej w przewodzie wywiewnym. Wyposażenie stanowiska uzupełniały urządzenia zasilania i kontroli układu wentylacji wywiewnej oraz symulatora strug konwekcyjnych.

Pomieszczenia rzeczywiste z wentylacją wyporową charakteryzują się:

- wymuszonym napływem powietrza,
- zróżnicowanymi źródłami ciepła: niskie, wysokie, nisko- i wysokotemperaturowe, pojedyncze, złożone, o prostych oraz skomplikowanych kształtach,
- różnym usytuowaniem źródeł ciepła w obrębie pomieszczenia,
- przegrodami o izolacyjności zgodnej z wymaganiami budowlanymi (tylko niektóre są zewnętrzne),
- występowaniem czynników zakłócających (niekontrolowane przepływy powietrza, zyski ciepła od nasłonecznienia itp.).

Wymienione charakterystyczne przypadki wentylacji wyporowej zostały zbadane eksperymentalnie, a obszar badawczy był zorientowany szczególnie na przepływy powietrza oraz na określanie wysokości strefy napływu powietrza wentylacyjnego, równoznacznej z wysokością położenia strefy rozdziału. Do określania wysokości strefy napływu zdecydowano się wykorzystać metodę obliczania strumienia objętości w strugach konwekcyjnych.

5.1. Cel i metodyka badań eksperymentalnych

Celem prezentowanych badań była weryfikacja wiarygodności i ocena dokładności przewidywania wysokości położenia strefy rozdziału (warstwy granicznej), bazująca na metodzie obliczania strumienia objętości powietrza w strudze konwekcyjnej w warunkach pomieszczeń z wentylacją wyporową z różnymi źródłami ciepła oraz przy różnych ilościach powietrza wentylacyjnego.

Metoda obliczania przepływu powietrza w strugach konwekcyjnych nad różnymi źródłami ciepła w warunkach wentylacji wyporowej została zaproponowana w [96]. Metoda ta polega na wprowadzeniu wyznaczonych eksperymentalnie wartości parametrów k_V i z_V do ogólnie znanego modelu obliczania strumienia objętości powietrza V strugi rozwijającej się nad punktowym źródłem ciepła w środowisku bez stratyfikacji (rys. 3.5., 4.1, równania (3.17) i (4.1)), w którym dokonano pewnych zmian (równanie 5.1)

$$V = k_V Q_z^{1/3} z_p^{5/3} = k_V Q_z^{1/3} (z_t - z_V)^{5/3} \tag{5.1}$$

gdzie:

Q_z - nadwyżka strumienia entalpii strugi konwekcyjnej na wysokości z_t, W,

k_V - współczynnik wchłaniania powietrza przez strugę konwekcyjną,

z_t - odległość rozpatrywanej wysokości w strudze od wierzchołka źródła ciepła (rys. 3.5), m,

z_V - odległość biegunowa, m,

z_p - odległość od pozornego źródła ciepła do miejsca określania nadwyżki strumienia entalpii Q_z, m.

Gdy stratyfikacja temperaturowa $S = 0$, to konwekcyjna moc źródła ciepła Q_c jest równa nadwyżce entalpii strugi Q_z, a równanie (5.10) odnosi się do strugi konwekcyjnej rozwijającej się w środowisku neutralnym.

W warunkach wentylacji wyporowej strugi rozwijają się w środowisku o wyraźnej stratyfikacji temperaturowej, gdy przeważająca ilość ciepła jest wymieniana na drodze konwekcji naturalnej. Konwekcyjna moc cieplna Q_c zużywa się do „ogrzania" powietrza wchłanianego przez strugę konwekcyjną do temperatury otoczenia strugi występującej na rozważanej wysokości strefy rozdziału [99].

Konwekcyjna moc źródła ciepła Q_c, której znajomość jest konieczna w praktycznych obliczeniach strug, może zostać określona albo z bilansu cieplnego źródła ciepła, albo na podstawie wartości Q_z określonej drogą pomiarów przy występującej stratyfikacji termicznej otoczenia. Określenie Q_z wymaga wyznaczenia na danej wysokości z takich parametrów

strugi, jak: szerokość profili temperatury i prędkości R_t i R_w, strumień objętości powietrza V oraz k_V i z_V.

Gdy stratyfikacja wywołana jest obecnością źródła ciepła, a wymianę ciepła pomiędzy powietrzem otaczającym strugę a przegrodami pominie się, wtedy związek pomiędzy nadwyżką entalpii na tej wysokości "z_t" może być wyrażony zależnością (5.2) [99].

$$Q_Z = Q_C - \rho c_p \int_0^{z=z_t} V\, S\, dz \tag{5.2}$$

gdzie:

$S = dT_\infty/dz$ - współczynnik stratyfikacji (K/m),

V - strumień objętości strugi konwekcyjnej m^3/s, na wysokości $z = z_t$.

Przez powiązanie równań (5.1) i (5.2) prowadzące do równania (5.3) istnieje możliwość obliczenia konwekcyjnej mocy cieplnej źródła Q_c, gdy znane są wyznaczone drogą pomiarów: nadwyżka entalpii Q_z oraz współczynnik stratyfikacji S.

$$Q_z = Q_c - \rho c_p \int_0^z k_V Q_z^{1/3} z^{5/3} S dz \tag{5.2a}$$

$$Q_z = Q_c - \rho c_p k_V Q_z^{1/3} z^{5/3} \int_0^z z^{5/3} S dz \tag{5.2b}$$

$$Q_z = Q_c - \rho c_p k_V Q_z^{1/3} z^{5/3} \frac{S z^{\frac{5}{3}+1}}{\frac{5}{3}+1}\Big|_0^z \tag{5.2c}$$

$$Q_c = Q_z + \frac{3}{8} Q_z^{1/3} \rho c_p k_V S z^{8/3} \tag{5.3}$$

W związku z tym, że wyrażenie $Q_z=f(Q_c)$ jest funkcją uwikłaną, jeżeli zachodzi potrzeba wyznaczenia Q_z przy znanej wartości Q_c, można skorzystać z dogodnej opcji programu EXCEL: „szukaj wyniku" lub „solver". Odległość biegunową z_V określa się indywidualnie dla każdego źródła ciepła. Zaleca się określanie tego parametru na podstawie nadwyżki temperatury i prędkości w strudze konwekcyjnej w strefie w pełni rozwiniętego przepływu

turbulentnego, w miejscu gdzie promienie profili temperatury i prędkości są $R_T \approx R_w = 0{,}15 \div 0{,}2$ m.

W praktyce możliwe jest także korzystanie z formuły zaproponowanej w [96], opisanej równaniem (5.4).

$$z_V = z_t - 7{,}75 \cdot R_w \tag{5.4}$$

gdzie:

R_w - promień profili prędkości/temperatury powietrza występujący na wysokości z_t ponad wierzchołkiem źródła ciepła,

z_V - położenie pozornego punktowego źródła ciepła.

Jeżeli $z_V > 0$, pozorne punktowe źródło ciepła znajduje się powyżej wierzchołka źródła ciepła, dla $z_V < 0$ - poniżej wierzchołka źródła ciepła.

Przy założeniu że wysokość, na której przepływ powietrza w strudze konwekcyjnej zrównuje się z przepływem powietrza napływającego $V = V_N$ odpowiadającego położeniu strefy rozdziału, h_p (rys. 4.1), może być obliczona z równania (5.5)

$$h_p = h_t + z_V + k_V^{-3/5} Q_z^{-1/5} V^{3/5} \tag{5.5}$$

Do obliczeń inżynierskich z wystarczającą dokładnością można także posługiwać się metodą uproszczoną określania stratyfikacji temperaturowej zamieszczonej w [115], a przedstawionej na rys. 2.5. Podobnie wartości Q_c, wyznaczone dla różnych przykładowych źródeł ciepła (np. w tabelach 4.2 i 5.3), mogą być wykorzystywane przy projektowaniu wentylacji wyporowej.

Badania, których cel określono w podrozdziale 5.1, przeprowadzono opierając się na pomiarach pionowego rozkładu stężenia znacznika gazowego w pomieszczeniu z wentylacją wyporową. Założono, że strefa rozdziału występuje na takiej wysokości, gdzie występuje 30% przyrost stężenia znacznika gazowego (przy naturalnym napływie powietrza) w stosunku do całkowitego przyrostu stężenia znacznika w pomieszczeniu, oraz przy wymuszonym napływie powietrza, tam gdzie występuje 50% przyrost stężenia.

5.2. Zakres i warunki badań eksperymentalnych

Do realizacji postawionego w p. 5.1 celu badań wykonano liczne serie pomiarowe, różniące się pomiędzy sobą: mocą i rodzajem źródeł ciepła oraz ich usytuowaniem w pomieszczeniach badawczych, sposobem napływu powietrza wentylacyjnego oraz wielokrotnością wymiany powietrza wentylacyjnego.

Aby wskazać miejsca podziału pomieszczenia na dwie strefy, posłużono się znacznikiem gazowym wprowadzanym do strugi konwekcyjnej. Mierząc rozkład stężenia znacznika w otoczeniu strugi konwekcyjnej, obserwowano charakterystyczny uskok stężenia znacznika, wskazujący na istnienie warstwy dzielącej pomieszczenie na dwie strefy. Przyjęto, że podział na dwie strefy reprezentuje płaszczyzna umiejscowiona w środku obserwowanej warstwy.

W badaniach posłużono się następującymi źródłami ciepła o zróżnicowanym kształcie i mocy:

- źródła ciepła o prostym kształcie, których przykładami mogą być: symulator strug konwekcyjnych [49, 50], których moc zmieniana była w zakresie 250 do 490 W, (który umożliwiał również generowanie strug konwekcyjnych, charakteryzujących się zróżnicowanymi liczbami Archimedesa), okrągła płyta o maksymalnej mocy 600 W,
- źródła ciepła o złożonym kształcie, jak np. lampa biurowa, komputer z monitorem oraz ludzie.

Moc tych źródeł pozwalała na prowadzenie badań przy maksymalnym obciążeniu cieplnym pomieszczenia badawczego wynoszącego 66 W/m^2. Górna krawędź poszczególnych źródeł ciepła znajdowała się na wysokości $h_t = 0{,}5 \div 1{,}3$ m ponad poziomem podłogi.

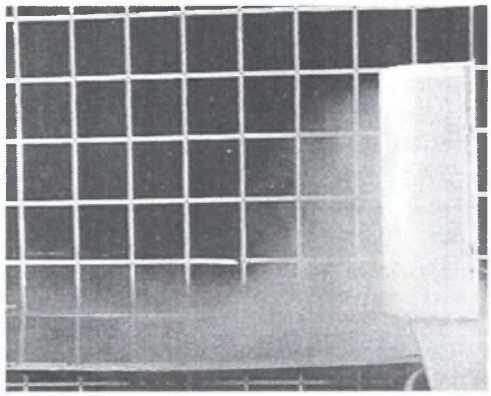
Wszystkie badania eksperymentalne wykonywane były w dwóch różnych pomieszczeniach badawczych:

- pomieszczeniu 1 o wymiarach 2x2x2 m, w którym napływ powietrza odbywał się w sposób naturalny,
- pomieszczeniu 2 o wymiarach 3x3x3 m, w którym zastosowano wymuszony napływ powietrza wentylacyjnego.

W pomieszczeniu 1 napływ powietrza odbywał się przez szczeliny umieszczone w dwóch przeciwległych ścianach w pobliżu podłogi (rys. 5.1). W pomieszczeniu 2 nawiew powietrza odbywał się przez dwa nawiewniki quasi-laminarne (rys. 5.2), usytuowane w dwóch przeciwległych narożnikach pomieszczenia. Na rys. 5.2 przedstawiono również wizualizację strugi nawiewanej. Wywiew powietrza w każdym przypadku odbywał się przez wywiewniki

umieszczone w suficie pomieszczeń badawczych. Wielokrotność wymiany powietrza w badaniach była zmieniana w zakresie $1 \div 7\ h^{-1}$.

Istniała możliwość określania pionowego rozkładu temperatury powietrza w otoczeniu strugi konwekcyjnej dzięki stacjonarnemu układowi termopar, a także w strudze dzięki ruchomemu układowi termopar. Istniała także możliwość określania stężenia znacznika gazowego w postaci pary alkoholu etylowego, który wprowadzano do strugi konwekcyjnej powyżej źródeł ciepła.



Rys. 5.2. Nawiewnik quasi-laminarny wykorzystywany w badaniach oraz wizualizacja strugi nawiewanej
Fig. 5.2. Quasi-laminar diffuser used in the experiments and visualization of a supply jet

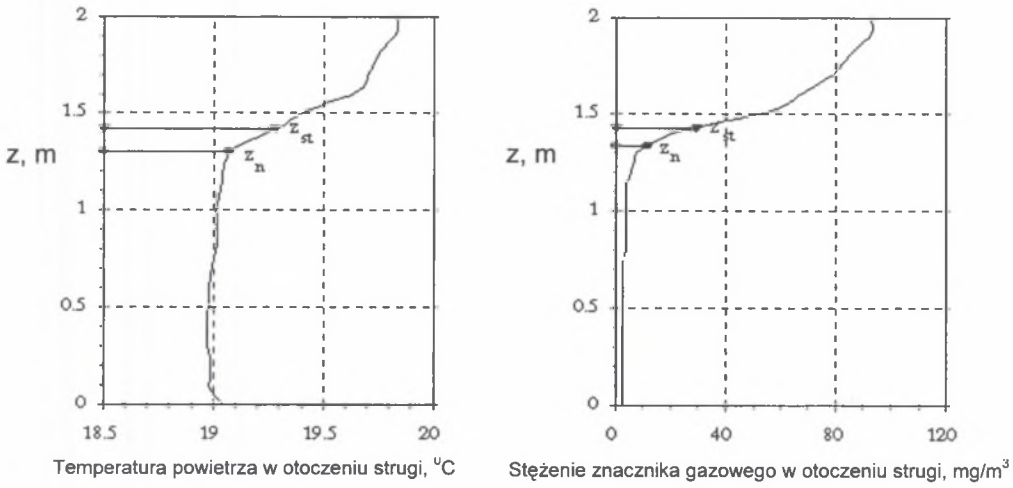
5.3. Badania wentylacji wyporowej w pomieszczeniu z naturalnym napływem powietrza wentylacyjnego

Na rys. 5.3 przedstawiono pionowe rozkłady temperatury powietrza oraz stężenia znacznika gazowego w otoczeniu strugi konwekcyjnej, w pomieszczeniu z wentylacją wyporową oraz naturalnym napływem powietrza wentylacyjnego. Znacznik gazowy był doprowadzany do strugi konwekcyjnej nad źródłem ciepła.

Analizując uzyskane rozkłady, można zauważyć, że:

- rozkłady temperatury i stężenia gazu znacznikowego wykazują dobrą zgodność,
- warstwa rozdzielająca strefę napływu od strefy cyrkulacji (warstwa graniczna) posiada pewną grubość,

- stężenie znacznika gazowego, które reprezentuje stężenie zanieczyszczeń w pomieszczeniu badawczym (poza strugą), jest bardzo niskie, zbliżone do stężenia występującego w powietrzu napływającym do pomieszczenia.



Rys. 5.3. Wysokość strefy napływu z_n i umowna wysokość położenia warstwy z_{st} 30%
Fig. 5.3. Interface position z_n and the conventional position of this layer z_{st} 30%

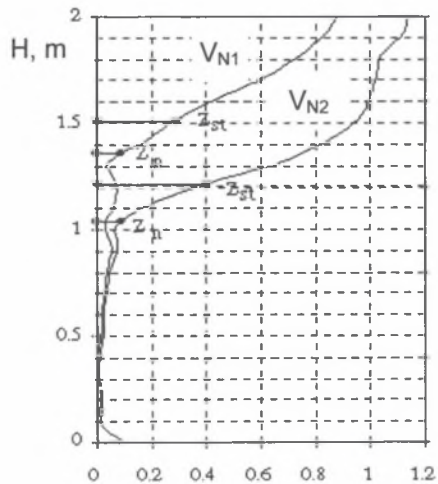
Występująca zgodność rozkładów temperatury i stężeń zanieczyszczeń jest zaskakująca o tyle, że nie obserwuje się jej w rzeczywistych pomieszczeniach z wentylacją wyporową. Przyczyn tej zgodności należy szukać w różnicach, jakie występują pomiędzy rzeczywistymi pomieszczeniami z wentylacją wyporową a pomieszczeniem badawczym, w którym uzyskano takie rezultaty. Główne różnice polegają na: sposobie napływu powietrza zewnętrznego, wymianie ciepła pomiędzy powietrzem wewnętrznym i otoczeniem. W celu wyznaczenia wysokości strefy napływu powietrza możliwe było posłużenie się więc zarówno rozkładem temperatury, jak i rozkładem stężeń. Zatem, do wyznaczania wysokości strefy napływu posługiwano się pomiarami rozkładu temperatury, których wykonanie jest dużo łatwiejsze niż pomiary przy użyciu gazu znacznikowego.

Każda zmiana strumienia objętości powietrza wentylacyjnego wpływa na zmianę wysokości strefy napływu powietrza. Na rys. 5.4 przedstawiono, przykładowo, bezwymiarowe rozkłady temperatury powietrza w otoczeniu strugi konwekcyjnej dla dwóch różnych strumieni objętości powietrza wentylacyjnego V_{N1} *i* V_{N2} ($V_{N1} > V_{N2}$). Obserwowany uskok rozkładu temperatury tworzy warstwę graniczną powietrza, która może być traktowana

jako strefa rozdziału części dolnej pomieszczenia, w której odbywa się napływ powietrza zewnętrznego.

W celu zdefiniowania grubości tej warstwy granicznej oraz jej położenia względem podłogi pomieszczenia wprowadzono następujące pojęcia:

- wysokość strefy napływu z_n, definiowana jako wysokość, na której temperatura powietrza lub stężenie gazu znacznikowego w otoczeniu strugi wynosi 10% różnicy tych wartości w otworze nawiewnym i wywiewnym,
- umowna wysokość położenia warstwy granicznej pomiędzy strefami z_{st}, definiowana jako wysokość, na której temperatura powietrza lub stężenie gazu znacznikowego w otoczeniu strugi wynosi 30% różnicy tych wartości w otworze nawiewnym i wywiewnym.

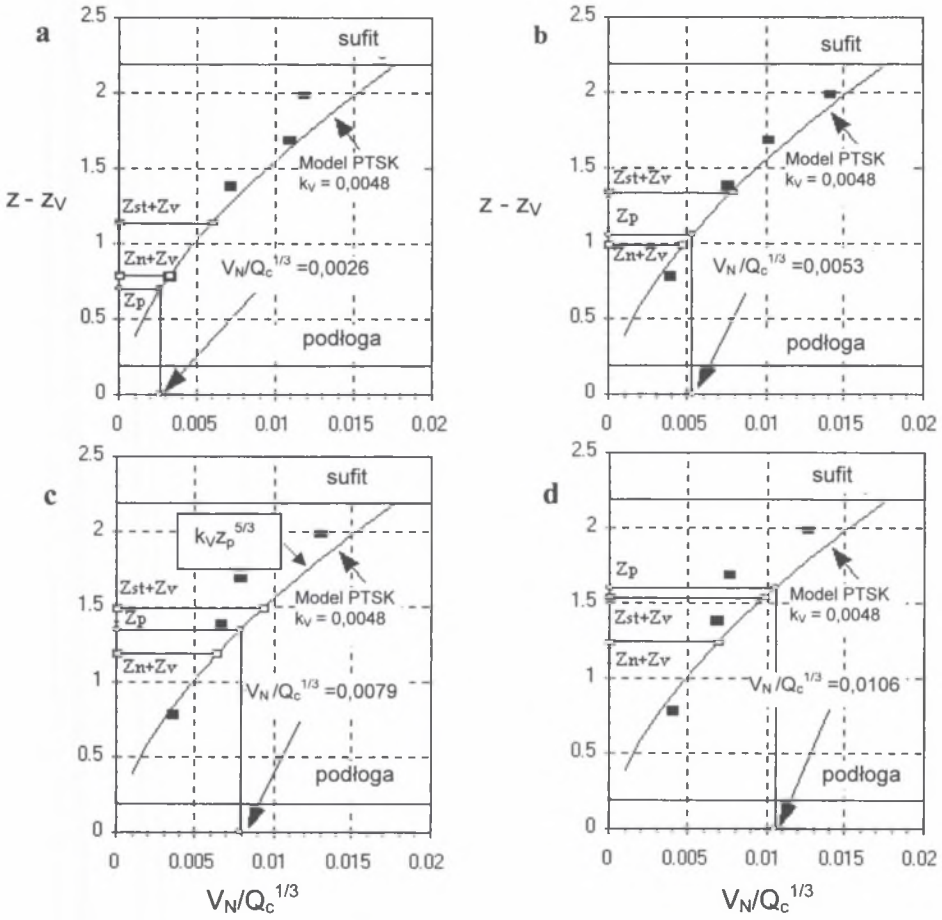


Rys. 5.4. Wyniki pomiarów wysokości strefy napływu z_n i umownej wysokości warstwy z_{st} dla różnych strumieni powietrza wentylacyjnego, $V_{N1}>V_{N2}$

Fig. 5.4. Measurement results of interface position z_n and conventional interface position z_{st} for different air flows, $V_{N1}>V_{N2}$

Wyniki badań po opracowaniu przedstawiono w formie graficznej na rys. 5.5. Czarne prostokątne znaczniki oznaczają zmierzone wielkości $V_N/Q_c^{1/3}$. Linie ciągłe oznaczają strumienie strugi obliczone zgodnie z modelem PTSK (strugi powyżej punktowego źródła ciepła). Odległość biegunowa we wszystkich badaniach wynosiła $z_V = 0,19\ m$.

Teoretyczna wysokość strefy napływu była obliczana z zależności wynikającej z równania (4.1) $z_P=(V_N k_V^{-1} Q^{-1/3})^{3/5}$.



Rys. 5.5. Zmiana położenia warstwy granicznej z - z_V w funkcji wielkości $V_N/Q_c^{1/3}$ dla różnych strumieni powietrza wentylacyjnego (napływu) V_N:
a) V_N=50 m^3/h, b) V_N=100 m^3/h
c) V_N=150 m^3/h d) V_N=200 m^3/h

Fig. 5.5. Change of interface position z - z_V in dependence of $V_N/Q_c^{1/3}$ for different supply air flow rates V_N:
a) V_N=50 m^3/h, b) V_N=100 m^3/h
c) V_N=150 m^3/h d) V_N=200 m^3/h

Badania wykonane między innymi przez autora [69, 70] potwierdziły obecność prawie bezgradientowej strefy napływu i gwałtownej zmiany temperatury i stężenia powyżej tej strefy (rys. 5.4). Uskok parametrów występował w warstwie o grubości osiągającej wartość

ok. 10 cm. Powyżej tej warstwy znajduje się strefa cyrkulacji, w której rozkład stężeń i temperatury jest również prawie bezgradientowy. W tej strefie zaobserwowano turbulentne mieszanie.

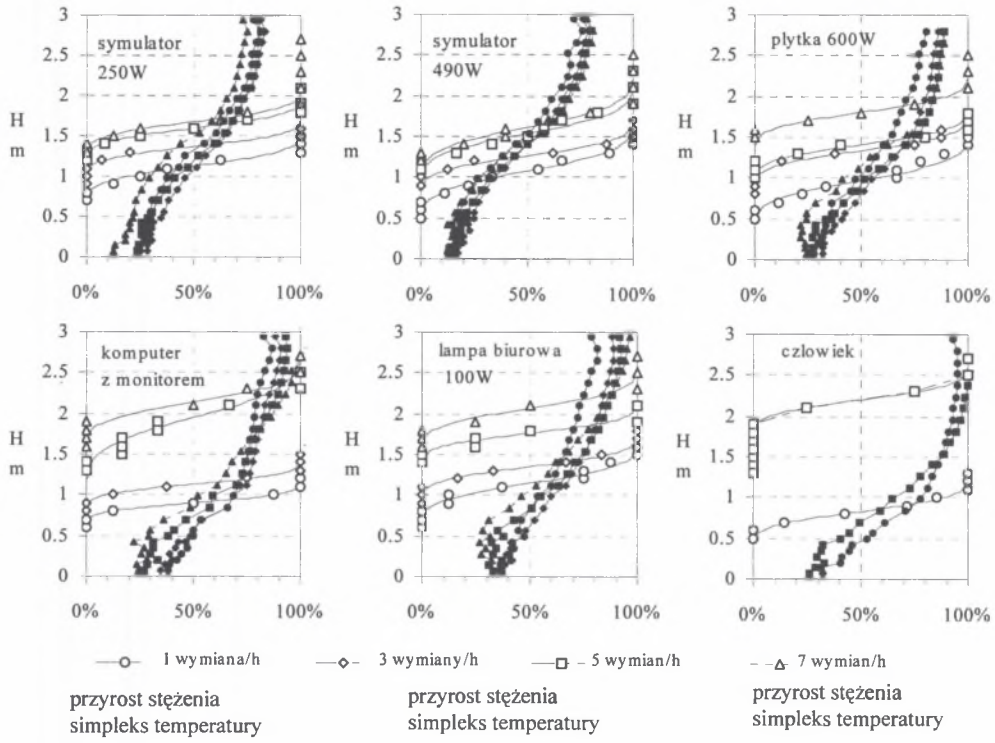
Gdy wysokość strefy napływu nie przekraczała 50% wysokości pomieszczenia, wówczas przyrost strumienia strugi konwekcyjnej przy wentylacji wyporowej był praktycznie zgodny z modelem PTSK.

Przy dalszym wzroście wysokości strefy napływu obserwowano pojawianie się tzw. „krótkiego spięcia" pomiędzy otworami dla napływu powietrza wentylacyjnego i otworami wywiewnymi. Oznaką tego zjawiska było zanikanie występowania podziału pomieszczenia na dwie strefy i bezpośredni przepływ powietrza czystego z dolnej części pomieszczenia w kierunku wywiewnika. Jednocześnie udział strugi konwekcyjnej w transporcie powietrza od otworów nawiewnych do wywiewnych obniżał się.

5.4. Badania wentylacji wyporowej w pomieszczeniu z wymuszonym napływem powietrza wentylacyjnego

Badania przeprowadzono w obecności takich źródeł ciepła, jak: symulator strug konwekcyjnych, okrągła płytka, komputer z monitorem, lampa biurowa, człowiek. Na rys. 5.6 przedstawiono wyniki badań położenia warstwy granicznej rozdziału stref opracowane na podstawie pomiarów stężenia znacznika gazowego w otoczeniu strugi konwekcyjnej, a także opierając się na pomiarach temperatury powietrza w otoczeniu strugi. Rozkłady temperatury powietrza przedstawiono w postaci bezwymiarowej, tzw. simpleksów temperaturowych $(T_{otoczenia}-T_{nawiew})/(T_{wywiew}-T_{nawiew})$.

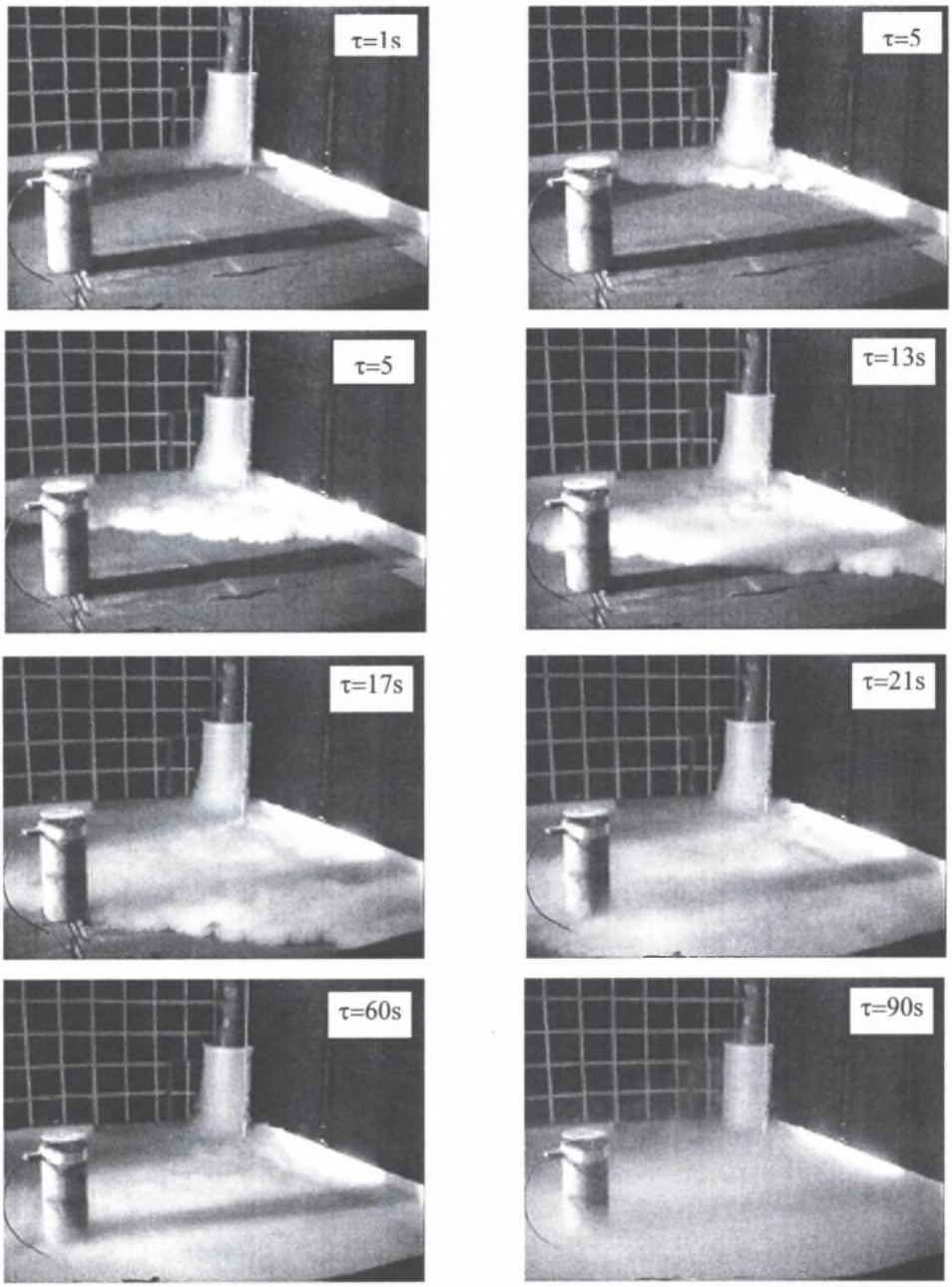
Z przedstawionych na rys. 5.6 wykresów wynika, że strumień powietrza wentylacyjnego w przypadku wszystkich badanych źródeł ciepła przyczynia się w istotny sposób do zmiany położenia granicy podziału pomieszczenia na strefę czystą (napływu) i strefę cyrkulacji. W celu ustalenia położenia tej granicy bardzo dobre rezultaty daje posługiwanie się znacznikami gazowymi. Charakter rozkładów temperatury powietrza w pomieszczeniu w przypadku wszystkich badanych źródeł ciepła był zbliżony podobnie jak pionowy gradient temperatury. Przez obserwację rozkładów temperatury nie udaje się ustalić granicy pomiędzy strefami - w rozkładach temperatury nie obserwuje się charakterystycznego uskoku.



Rys. 5.6. Wyniki pomiaru pionowych rozkładów przyrostu stężenia znacznika, podane w % (puste znaki) i pionowych rozkładów temperatury powietrza w otoczeniu strugi (znaki zaczernione) w pomieszczeniu z różnymi źródłami ciepła, przy 1- do 7-krotnej wymianie powietrza

Fig. 5.6. Measurement results of vertical distributions of tracer gas concentration increase, given in %, (open markers) and vertical distributions of air temperature in the plume surroundings (black-filled markers) in the room with different heat sources, at air change rate of 1- to 7 h^{-1}

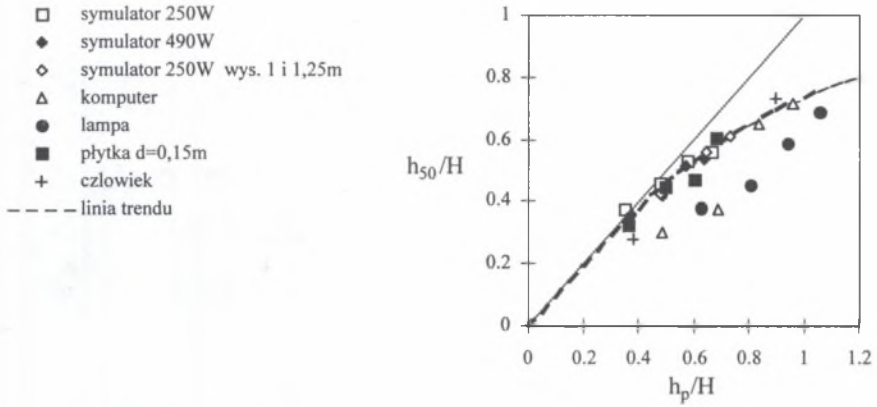
Brak uskoku spowodowany jest bardziej intensywnym zstępowaniem powietrza wzdłuż ścian zewnętrznych pomieszczenia ze strefy górnej (pomieszczenie badawcze posiadało straty ciepła) niż w pomieszczeniu badawczym z naturalnym napływem powietrza, w którym straty ciepła do otoczenia wynosiły praktycznie zero, a uskok w rozkładzie stężeń praktycznie pokrywał się z uskokiem w rozkładach temperatury (p. 5.3). Również przy wymuszonym napływie powietrza do pomieszczenia dochodzi do bardziej intensywnej wymiany ciepła pomiędzy strefami, niż ma to miejsce w przypadku napływu swobodnego. Na rys. 5.7, dla ilustracji prowadzonych badań, przedstawiono wizualizację wypływu powietrza z nawiewnika quasi-laminarnego w obecności źródła ciepła.



Rys. 5.7. Wizualizacja wypływu powietrza z jednego z dwóch narożnych nawiewników quasi-laminarnych w obecności źródła ciepła w postaci okrągłej płytki o mocy 600 W ustawionej 0,5 m nad podłogą

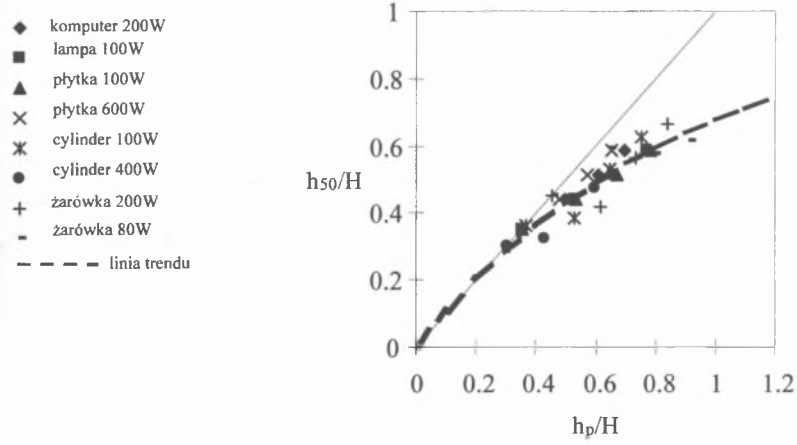
Fig. 5.7. Visualization of discharge air flow from one of the two corner quasi-laminar diffusers in the presence of a heat source in the form of a round plate of 600 W in power placed 0.5 m over the floor level

Rysunek 5.8 przedstawia zależność pomiędzy przewidywanym położeniem warstwy rozdziału h_p, obliczanej wg równania (5.5), i wysokością położenia warstwy h_{50}, określoną na podstawie pionowego rozkładu stężenia znacznika gazowego.



Rys. 5.8. Porównanie obliczonych i eksperymentalnie wyznaczonych wysokości położenia granicy stref h_p i h_{50} (wg pomiarów stężenia)

Fig. 5.8. Comparison of calculated and experimentally determined (from tracer gas concentration vertical distribution measurements) zone interface position, h_p and h_{50} respectively



Rys. 5.9. Porównanie obliczonych i eksperymentalnie wyznaczonych wysokości położenia granicy stref h_p i h_{50} (wg pomiarów stężenia) dla innych źródeł ciepła

Fig. 5.9. Comparison of calculated and experimentally determined (from tracer gas concentration vertical distribution measurements) zone interface position, h_p and h_{50} respectively, for the set of other heat sources

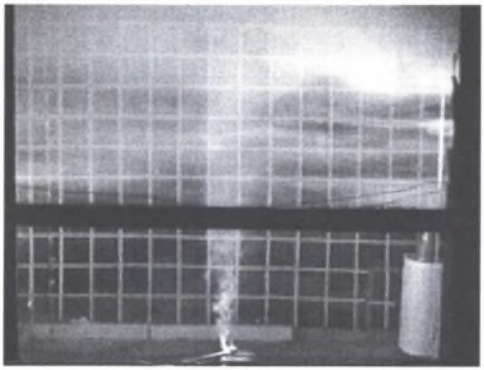
Podobne wyniki uzyskano badając przypadki wentylacji wyporowej w obecności innych źródeł ciepła. Przedstawiono je na rys. 5.9. Dodatkowo dla tych przypadków w tabeli 5.1 przedstawiono stratyfikacje temperaturowe, nadwyżki entalpii w strudze konwekcyjnej i odległości biegunowe.

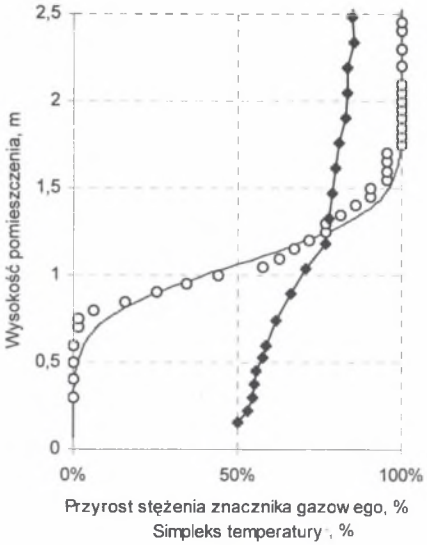
Tabela 5.1

Wartości k_V i z_V określone dla badanych przypadków

Źródła ciepła	n	S	Q_C	k_v	z_v
	1/h	K/m	W	-	m
Komputer 200W	1	1,8	86	0,006	-0,51
Lampa biurowa 100W	1	0,9	33	0,006	-0,61
Płytka 100W	1	0,7	29	0,006	0,01
Płytka 600W	1	2,0	171	0,006	0,15
Cylinder 100W	1	1,0	50	0,006	-0,41
Cylinder 400W	1	2,5	200	0,006	-0,46
Żarówka 200W	1	1,2	50	0,006	0,33
Żarówka 80W	1	0,4	20	0,006	0,23

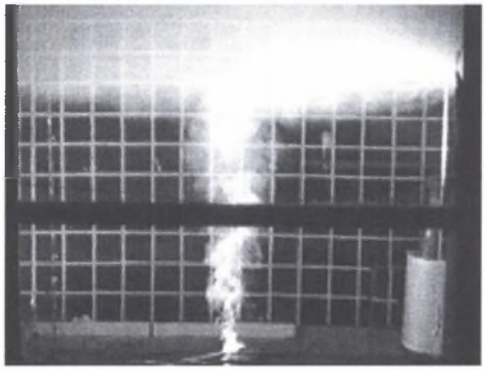
Wizualizację dwustrefowego przepływu powietrza w pomieszczeniu z wentylacją wyporową oraz odpowiadające mu: pionowy rozkład stężenia znacznika gazowego i temperatury powietrza w otoczeniu strugi konwekcyjnej przedstawiono na rys. 5.10 do 5.12.

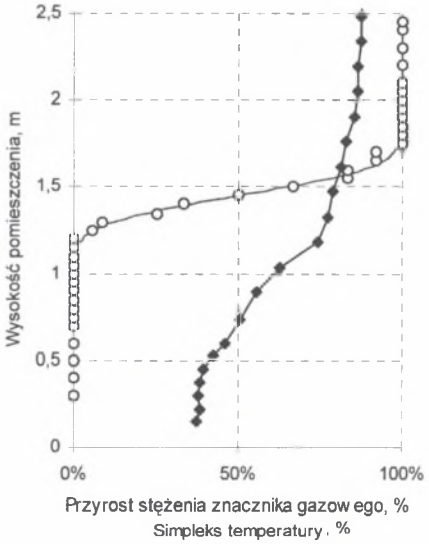




Rys. 5.10. Wizualizacja przepływu powietrza. Struga nad płaską płytką o mocy 600 W, n = 1 h^{-1} (puste kółka - znacznik, pełne romby - temperatura)

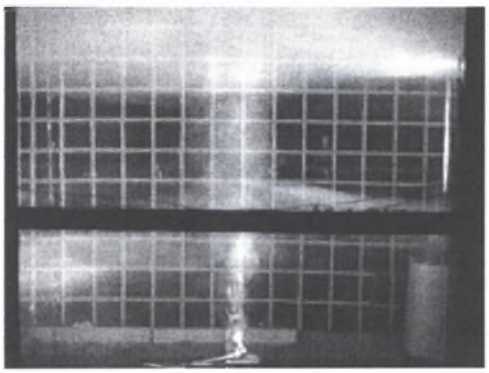
Fig. 5.10. Air flow visualization. A plume above a 600 W in power flat plate; n = 1 h^{-1} (open circles - trace gas, filled rhombuses - temperature)

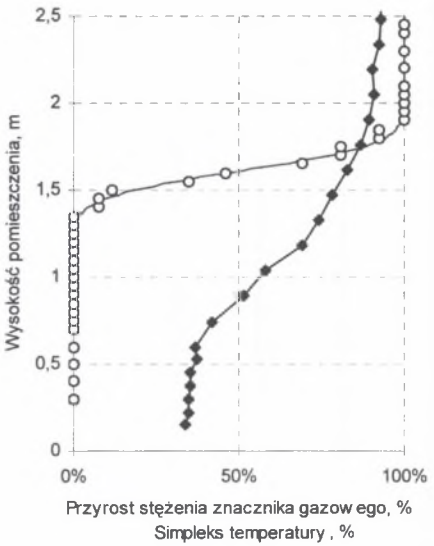




Rys. 5.11. Wizualizacja przepływu powietrza. Struga nad płaską płytką o mocy 600 W, n = 5 h^{-1} (puste kółka - znacznik, pełne romby - temperatura)

Fig. 5.11. Air flow visualization. A plume above a 600 W in power flat plate; n = 5 h^{-1} (open circles - trace gas, filled rhombuses - temperature)





Rys. 5.12. Wizualizacja przepływu powietrza. Struga nad płaską płytką o mocy 600 W, n = 7 h^{-1} (puste kółka - znacznik, pełne romby - temperatura)
Fig. 5.12. Air flow visualization. A plume above a 600 W in power flat plate; n = 7 h^{-1} (open circles - trace gas, filled rhombuses - temperature)

Wysokość położenia warstwy rozdzielającej strefę napływu od strefy cyrkulacji określono również dla przypadków wentylacji wyporowej w pomieszczeniach z rzeczywistymi złożonymi źródłami ciepła. Badania przeprowadzono dla dwóch przypadków złożonych źródeł ciepła:

- komputer + lampa biurowa + osoba w pozycji siedzącej,
- komputer + lampa biurowa + osoba w ruchu.

Poszukiwano odpowiedzi na następujące pytania:

- czy wysokość położenia warstwy rozdzielającej strefę napływu od strefy cyrkulacji w przypadku złożonych źródeł i pojedynczych źródeł ciepła o takiej samej mocy ulega zmianie ?
- czy ruch powietrza w pomieszczeniu z wentylacją wyporową spowodowany przemieszczaniem się ludzi ma wpływ na wysokość położenia warstwy oddzielającej strefę napływu od strefy cyrkulacji?

Badania zostały wykonane na stanowisku przedstawionym na rys. 5.13. W przypadku pojedynczych źródeł ciepła znacznik gazowy był wprowadzany do strugi konwekcyjnej ponad źródłem ciepła. W pomieszczeniu badawczym występowały trzy niezależne źródła

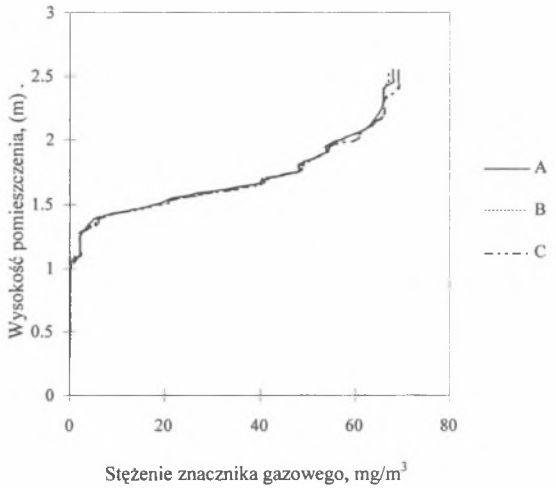
ciepła, nad którymi formowały się trzy różne strugi konwekcyjne: nad człowiekiem, nad komputerem i nad lampą biurową. Konieczne stało się więc określenie właściwego miejsca wprowadzania znacznika gazowego.

Rys. 5.13. Złożone rzeczywiste źródło ciepła w pomieszczeniu badawczym z wentylacją wyporową
Fig. 5.13. Complex real heat source in the test chamber with displacement ventilation

Dokonano wyboru trzech charakterystycznych miejsc w strugach konwekcyjnych nad pojedynczymi źródłami, tworzącymi źródło złożone, do których wprowadzano znacznik gazowy:

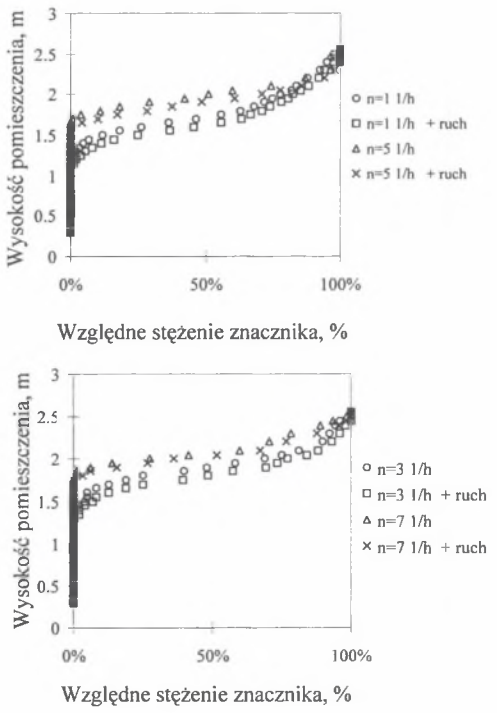
- nad lampą biurową - przypadek A,
- nad komputerem - przypadek B,
- nad człowiekiem - przypadek C.

Dla każdego przypadku osobno dokonano pomiarów stężenia znacznika gazowego w otoczeniu strug konwekcyjnych. Rezultaty badań przedstawiono na rys. 5.14. Wynika z nich, że miejsce dozowania znacznika gazowego w przypadku kilku strug konwekcyjnych nie ma wpływu na rozkład stężenia znacznika gazowego w pomieszczeniu z wentylacją wyporową. W dalszych badaniach znacznik gazowy wprowadzano do punktu, będącego geometrycznym środkiem trójkąta, którego wierzchołki pokrywają się z osiami poszczególnych źródeł ciepła. Na rys. 5.15 przedstawiono wyniki badań rozkładów stężenia znacznika i wysokości położenia warstwy oddzielającej strefę napływu od strefy cyrkulacji dla przypadków wentylacji z osobą w pomieszczeniu, z wentylacją wyporową z osobą pozostającą w pozycji siedzącej i w ruchu. Zauważamy, że przemieszczanie się osoby w niewielkim stopniu wpływa na położenie warstwy oddzielającej strefy.



Rys. 5.14. Stężenie znacznika gazowego w otoczeniu strug konwekcyjnych dla różnych miejsc dozowania znacznika gazowego

Fig. 5.14. Tracer gas concentration in the buoyant plumes surroundings depending on the place of tracer gas introduction



Rys. 5.15. Wpływ ruchu powietrza spowodowanego przemieszczaniem się osoby w strefie przebywania ludzi, na rozkład znacznika i na wysokość położenia warstwy oddzielającej strefę napływu od strefy cyrkulacji

Fig. 5.15. Influence of the air movement caused by moving about persons in occupied space on the tracer gas distribution and the location of the layer separating the supply zone from the re-circulation one

5.5. Metoda obliczania położenia warstwy granicznej

Proponuje się, aby położenie warstwy granicznej, tj. oddzielającej strefę napływu od strefy cyrkulacji h_p w pomieszczeniu z wentylacją wyporową w przypadku obecności rzeczywistych złożonych źródeł ciepła, obliczać według równania (5.5):

$$h_p = h_t + z_V + k_V^{-3/5} Q_z^{-1/5} V_N^{3/5}.$$

Niestety, w takim przypadku nie jest możliwe określanie odległości biegunowej z_V oraz nadwyżki entalpii strugi konwekcyjnej, zgodnie z metodą stosowaną w przypadku pojedynczych źródeł ciepła o prostych kształtach. W pewnej odległości od źródeł ciepła (stanowiących złożone źródło ciepła) strugi konwekcyjne "zlewają" się w jedną strugę. Dla określenia odległości biegunowej w takich przypadkach proponuje się wykorzystanie metody opartej na wizualizacji strugi konwekcyjnej oraz równaniu zaproponowanym przez Popiołka w pracy [96].

$$z_V = 2{,}6\, D_{max} - z \tag{5.6}$$

gdzie:
D_{max}, szerokość strugi na wysokości z.

Wyniki obserwacji średnicy strugi D_{max}, na wybranej wysokości $z = 0{,}85$ m powyżej górnej krawędzi źródeł ciepła, wysokości, na której miało miejsce "zlanie" się strug, a także wyniki obliczeń odległości biegunowej z_V przedstawiono w tabeli 5.2.

Tabela 5.2
Odległość biegunowa z_v of "zlanej" strugi konwekcyjnej ponad trzema źródłami ciepła

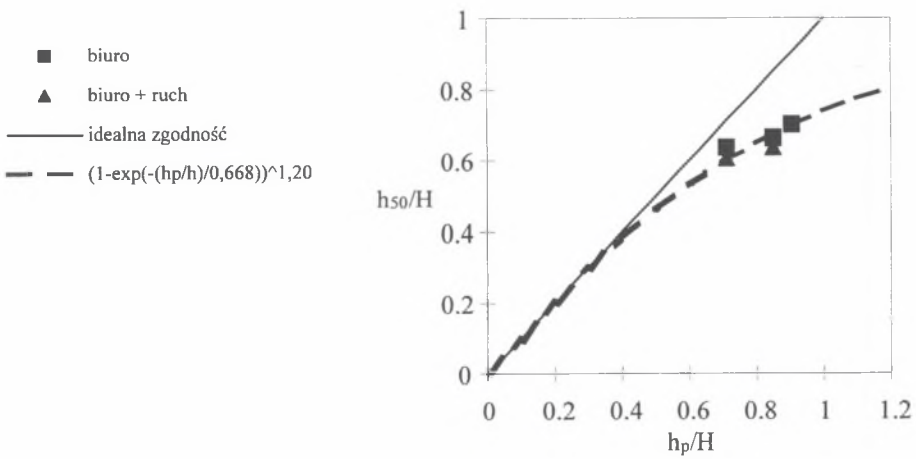
Wielokrotność wymiany powietrza	D_{max} dla z = 0,85 m	z_V
1/h	m	m
1	0,30	-0,07
3	0,28	-0,12
5	0,31	-0,04
7	0,27	-0,15

Zakłada się, że nadwyżka entalpii "zlanej" strugi w pewnej odległości od źródeł ciepła jest równa sumie nadwyżek entalpii strug konwekcyjnych nad pojedynczymi źródłami ciepła.

Tabela 5.3
Nadwyżka entalpii ponad złożonymi źródłami ciepła

Wielokrotność wymiany powietrza	Komputer	Człowiek	Lampa 200W	Razem
1/h	W	W	W	W
1	22,5	15	40	77,5
3	23	15	28	66
5	21	15	32	68
7	22	15	36	73

Znając odległość biegunową z_V i nadwyżkę entalpii Q_z, istnieje możliwość obliczeniowego wyznaczenia położenia warstwy oddzielającej strefę napływu powietrza od strefy cyrkulacji i porównania uzyskanych rezultatów z wynikami badań otrzymanymi eksperymentalnie. Na rys. 5.16 przedstawiono zależność pomiędzy przewidywaną wysokością położenia warstwy h_p, obliczoną wg równania (5.5), a wysokością położenia h_{50}, określoną eksperymentalnie na podstawie pomiarów pionowego rozkładu stężenia znacznika gazowego.



Rys. 5.16. Zależność pomiędzy wysokością położenia warstwy h_p, obliczoną wg równania (5.5), a wysokością położenia h_{50}, określoną eksperymentalnie na podstawie pomiarów pionowego rozkładu stężenia znacznika gazowego, w pomieszczeniu z wentylacją wyporową w obecności źródeł ciepła o złożonym kształcie

Fig. 5.16. Relationship between the predicted interface position h_p, as calculated from Eq.5, and the experimentally determined position h_{50} in the test room with three heat sources having complex shapes

Zależności pomiędzy h_{50} i h_p staje się nieliniowa powyżej 50% wysokości pomieszczenia. Uzyskane rezultaty potwierdzają wyniki wcześniejszych badań eksperymentalnych.

5.6. Dyskusja wyników badań

Analizując uzyskane wyniki badań, można przedstawić następujące spostrzeżenia:

- Wysokość położenia warstwy granicznej oddzielającej strefę napływu od strefy cyrkulacji oraz jej grubość mogą być określone z dużą dokładnością na podstawie pionowego rozkładu stężenia znacznika gazowego.
- Określenie wysokości położenia warstwy na podstawie pionowego rozkładu temperatury powietrza w rzeczywistym pomieszczeniu z wentylacją wyporową nie jest możliwe, gdyż nie występuje charakterystyczny uskok rozkładu temperatury na wysokości tej warstwy.
- Spośród trzech metod obserwacji położenia warstwy granicznej, tj. pionowego rozkładu temperatury powietrza, pionowego rozkładu stężenia znacznika gazowego i wizualizacji, istotną rolę odgrywa wizualizacja. Znaczna zbieżność pomiędzy wykresami przedstawiającymi rozkłady stężenia znacznika gazowego w pomieszczeniu a odpowiednimi zdjęciami obrazów z wizualizacji potwierdza dużą użyteczność metody wizualizacji.
- W części badań wentylacji wyporowej w pomieszczeniu z rozległymi i złożonymi źródłami ciepła wykazano, iż niewielka odległość pomiędzy źródłami sprzyja połączeniu się strug konwekcyjnych powstających nad tymi źródłami ciepła, a w rezultacie prowadzi do uformowania się pojedynczej strugi konwekcyjnej.
- W przypadku źródeł ciepła o kształcie prostym, przy których nie występują istotne zakłócenia w formowaniu się strug konwekcyjnych (np. symulator strug konwekcyjnych, okrągła płytka), wysokość położenia warstwy h, obliczana z równania (5.6), jest zgodna z wysokością określaną eksperymentalnie h_{50}, do 60% wysokości pomieszczenia. Powyżej tej wysokości występują rozbieżności pomiędzy h_{50} i h_p, które stopniowo powiększają się, gdy wzrasta w pomieszczeniu wielokrotność wymiany powietrza wentylacyjnego. Zależność pomiędzy obiema wielkościami staje się nieliniowa.
- Rozbieżności pomiędzy wartością h_{50}, określoną eksperymentalnie, a wartością h_p, określoną obliczeniowo, mogą pojawić się w związku z występowaniem zjawisk,

które zachodzą do wysokości h_{50}, a nie były brane pod uwagę przy obliczaniu h_p. Zjawiska te mogą być spowodowane np. dynamicznym oddziaływaniem sufitu na strugi konwekcyjne (uderzaniem strugi w sufit), a także „krótkim spięciem" pomiędzy napływem a wypływem powietrza z pomieszczenia.

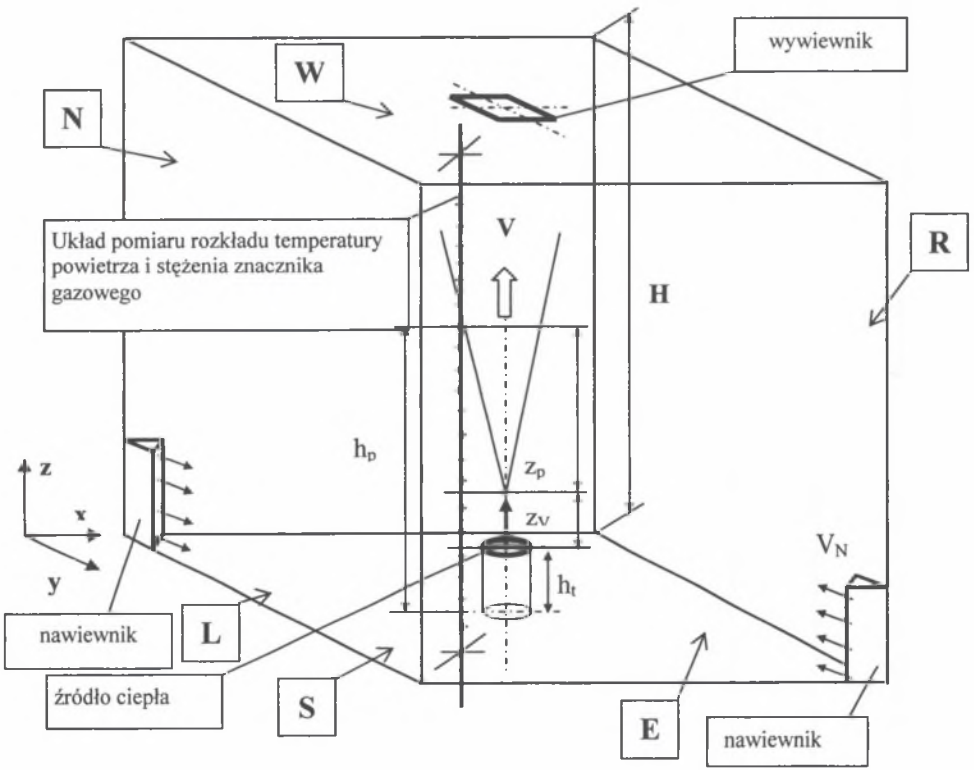
- W przypadku występowania w pomieszczeniu z wentylacją wyporową źródeł ciepła o złożonych kształtach i bardzo zróżnicowanych warunkach wymiany ciepła (lampa biurowa) nie występowała dobra zgodność h_{50} i h_p w całym zakresie wielokrotności wymiany powietrza. Gdy kształt złożonych źródeł ciepła nie był zbyt skomplikowany (komputer, człowiek), wartości h_{50} i h_p były bardziej zgodne przy wysokiej wielokrotności wymiany powietrza. W przypadku lampy biurowej i komputera zauważono, że eksperymentalnie wyznaczona wysokość warstwy h_{50} sytuowała się poniżej wierzchołka źródła ciepła. Takie zjawisko mogło być spowodowane np. przez zakłócenia, które w przypadku komputera mają miejsce w strudze konwekcyjnej na skutek oddziaływania wewnętrznego wentylatora chłodzącego komputer, a w przypadku lampy biurowej na skutek obecności biurka, które przyczynia się do deformowania strugi konwekcyjnej.
- Zwiększona prędkość przepływu powietrza w pomieszczeniu z wentylacją wyporową, spowodowana przemieszczaniem się osób, wywołuje obniżenie się strefy napływu powietrza na skutek wzrostu prędkości powietrza w otoczeniu strugi konwekcyjnej. Zmiany te, szczególnie widoczne na poziomie poruszającego się człowieka, sięgały od 5 ÷ 9 cm, co stanowi do 5% wysokości strefy napływu.
- Nie zaobserwowano zmian wartości k_V dla badanych przypadków strug konwekcyjnych w warunkach wentylacji wyporowej przy różnych wielokrotnościach wymiany powietrza. Nie zachodzi również potrzeba korygowania wartości k_V dla przypadków różnej stratyfikacji temperaturowej występującej przy wentylacji wyporowej. Uwzględnianie stratyfikacji temperaturowej może odbywać się poprzez wprowadzenie lokalnej nadwyżki strumienia entalpii do równania (5.1), zgodnie z równaniem (5.3).
- Obecność w pomieszczeniach z wentylacją wyporową źródeł ciepła o skomplikowanych kształtach nie ma wpływu na formowanie się dwustrefowego przepływu powietrza.

5.7. Wnioski do rozdziału 5

- Badania wykazały, że w rzeczywistych pomieszczeniach z wentylacją wyporową mają miejsce dwustrefowe przepływy powietrza zbliżone do przepływów wyidealizowanych opisywanych modelem "filling box with a plume". Jednakże kształt źródeł ciepła i innych warunków generowania strug konwekcyjnych, a także warunki cieplne i przepływowe w ich otoczeniu bardzo komplikują ich przebieg.
- Prezentowana metoda, bazująca na modelu strugi konwekcyjnej nad punktowym źródłem ciepła (rozdział 3.2), może być wykorzystywana do projektowania wentylacji wyporowej w pomieszczeniach ze źródłami ciepła, a w szczególności do przewidywania położenia warstwy oddzielającej strefę napływu od strefy cyrkulacji z wystarczająco dobrym rezultatem, lecz tylko wówczas, gdy proces formowania strug konwekcyjnych nie zostanie wyraźnie zakłócony.

6. PORÓWNANIE WYNIKÓW BADAŃ EKSPERYMENTALNYCH I NUMERYCZNYCH PRZEPŁYWÓW POWIETRZA W POMIESZCZENIU Z WENTYLACJĄ WYPOROWĄ

W niniejszym rozdziale przedstawiono wyniki badań umożliwiających porównania parametrów powietrza w wybranych miejscach pomieszczenia z wentylacją wyporową, uzyskane drogą eksperymentalną i obliczeniową (CFD). Celem tych badań było uzyskanie informacji, jak dalece wyniki uzyskiwane dostępnymi obecnie metodami obliczeniowymi odbiegają od wyników uzyskanych drogą pomiarów w obiektach rzeczywistych.



Rys. 6.1. Pomieszczenie badawcze z wentylacją wyporową dla porównania wyników badań eksperymentalnych i numerycznych przepływów powietrza. L, R, E, N - ściany pomieszczenia, S - podłoga, W - sufit

Fig. 6.1. Displacement ventilation test chamber for comparison of the results of experimental air flow determination with CFD-based ones. L, R, E, N - walls, S - floor, W - ceiling

Obiektem badań dla porównania wyników badań eksperymentalnych przepływów powietrza w pomieszczeniu z wentylacją wyporową z wynikami obliczeń numerycznych było pomieszczenie badawcze o wymiarach 3x3x3 m przedstawione na rys. 6.1.

6.1. Zgodność wyników badań eksperymentalnych i obliczeń metodą CFD

Do oceny stanu wiedzy i doświadczenia w zakresie zgodności modelowania numerycznego z eksperymentami dotyczącymi wentylacji wyporowej przeanalizowano wybrane publikacje poświęcone tym zagadnieniom.

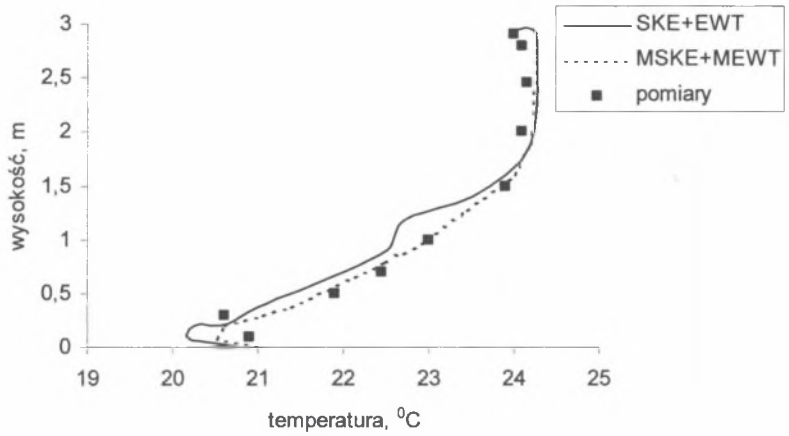
Problematyka zgodności wyników badań parametrów powietrza w pomieszczeniach przy wentylacji wyporowej uzyskiwanych drogą badań eksperymentalnych z wynikami obliczeń metodą CFD przy wykorzystaniu różnych programów komputerowych, w których zastosowano różne modele obliczeniowe, przedstawiana jest m.in. w pracach [30], [58, 59], [112], [135]. Analiza zawartych w nich porównań pokazuje, że występują rozbieżności pomiędzy wynikami pomiarów i obliczeń różnymi metodami. Przyczyn rozbieżności należy upatrywać w założeniach upraszczających w modelu matematycznym przepływu, na którym oparte są programy komputerowe CFD oraz wykorzystanej w nich metodzie rozwiązania numerycznego. Uproszczenia dotyczą głównie modeli turbulencji oraz funkcji przyściennych. Rozbieżności wynikają również z dokładności odwzorowania quasi-laminarnych strug nawiewanych do pomieszczenia. [54].

Podejmowane są różne próby w zakresie modyfikacji modeli matematycznych opisujących takie przepływy. Przykładowo, Kriegel i Műller [41] dla przypadku wentylacji wyporowej w pomieszczeniu ze źródłem ciepła dokonali korekty funkcji przyściennych oraz członów źródłowych w równaniach transportu energii kinetycznej turbulencji i szybkości jej dyssypacji. Uzyskali w ten sposób lepszą zgodność wyników obliczeń z wynikami badań eksperymentalnych. Zilustrowano to na opracowanym na podstawie danych z pracy [41] rys. 6.2. Porównanie dotyczy pionowych rozkładów temperatury w pomieszczeniu z wentylacją wyporową.

Strumień objętości powietrza nawiewanego wynosił $V_N = 380\ m^3/h$, a temperatura powietrza nawiewanego wynosiła $t_N = +18^0C$. Obciążenie cieplne pomieszczenia badawczego wynosiło $Q = 720\ W$, a wytwarzane było przez cztery źródła ciepła o kształcie cylindrów.

Widoczną różnicę w rozkładzie temperatury w stosunku do wyników uzyskanych drogą eksperymentalną można zauważyć w wynikach obliczeń posługujących się modelem

zawierającym kombinację SKE (standardowy model turbulencji k-ε) i EWT (rozszerzone funkcje przyścienne).



Rys. 6.2. Pionowe rozkłady temperatury w pomieszczeniu z wentylacją wyporową uzyskane drogą pomiarów i obliczeń CFD [41]
Fig. 6.2. Vertical temperature distributions in a room with displacement ventilation received from measurements and CFD code calculations [41]

Znacznie lepszą zgodność uzyskano posługując się kombinacjami MSKE (zmodyfikowany standardowy model turbulencji k-ε) i MEWT (zmodyfikowane rozszerzone funkcje przyścienne) zaproponowanymi przez wspomnianych autorów. Problematyka zgodności wyników badań eksperymentalnych z wynikami obliczeń CFD była również przedmiotem prac: [2, 4, 8, 12, 13, 27, 33, 35, 47, 101, 130, 133]. W [133] dokonano oceny obliczeń CFD przy wentylacji wyporowej różnych typów obiektów: małe biura, duże biura z wydzielonymi pomieszczeniami do pracy, klasy szkolne, obiekty przemysłowe. Analizowano rozkłady temperatury powietrza przy różnych warunkach cieplnych obiektów i różnych warunkach przepływu powietrza. W sumie poddano ocenie 56 przypadków. Uzyskano dla większości przypadków zadowalającą zgodność wyników badań eksperymentalnych z wynikami obliczeń CFD. Zastosowana metoda obliczeń CFD nie powinna być jednak wykorzystywana dla obliczeń rozkładów temperatury w obiektach wielkoprzestrzennych, takich jak: teatry, atria itp. Zastosowany model obliczeniowy może być także wykorzystywany z powodzeniem dla przypadków występowania w pomieszczeniu zarówno źródeł ciepła, jak i zanieczyszczeń.

W pracy [2] wykonano badania eksperymentalne dla obiektów o znacznej wysokości wynoszącej 5 do 20 m. Celem badań było zebranie danych do oceny w przyszłości programu

stosowanego dotychczas z powodzeniem dla przypadków pomieszczeń o wysokości 2,4 m. W pomieszczeniach o znacznej wysokości istotny bowiem staje się konwekcyjny spływ powietrza do strefy przebywania ludzi. Wielokrotność wymiany powietrza w badanych pomieszczeniach wynosiła $n = 3,17\ h^{-1}$, a jednostkowe obciążenie cieplne osiągało wartość $q = 67,1\ W/m^2$.

Obliczenia CFD w przypadku pomieszczenia biurowego przy wentylacji wyporowej z chłodzonym sufitem przedstawiono w pracy [33]. Określano rozkłady temperatury powietrza w pomieszczeniu oraz temperaturę powierzchni sufitu. Obliczenia wykonano dla przypadków charakteryzujących się różną temperaturą powierzchni sufitu zmienianą w zakresie 14^0C do 21^0C, jednostkowym obciążeniem cieplnym $q = 40$ do $80\ W/m^2$, wielokrotnością wymiany powietrza $n = 3,5$ do $3,9\ h^{-1}$. Wyniki obliczeń CFD pokazały m.in., że temperatury ścian były niższe od temperatury powietrza w pomieszczeniu. Wskazano, że powodem tego jest wymiana ciepła przez promieniowanie pomiędzy ścianami pomieszczenia i chłodną powierzchnią sufitu, w wyniku której występuje przepływ powietrza z górnej do dolnej części pomieszczenia na skutek ujemnego wyporu cieplnego przy ścianach. W pracy wykazano dobrą zgodność wyników obliczeń CFD z wynikami prezentowanymi w innych wcześniejszych pracach. Wskazano, że zastosowana metoda obliczeń jest dobrym narzędziem dla obliczeń rozkładów temperatury również w pomieszczeniach z chłodzonymi sufitami.

Pomieszczenie z wentylacją wyporową oraz chłodzonym sufitem o powierzchni $16,7\ m^2$ było również przedmiotem badań eksperymentalnych i obliczeń CFD, których rezultaty przedstawiono w pracy [102]. Zauważono, że przy obciążeniach cieplnych pomieszczenia osiągających wartości $q = 45\ W/m^2$ oraz $q = 72\ W/m^2$ przepływ powietrza staje się quasi - periodyczny. Występują boczne oscylacje w strudze konwekcyjnej, która uderzając w sufit generuje przepływ recyrkulacyjny w pomieszczeniu. Wyniki obliczeń fluktuacji pola temperatury w pobliżu sufitu spowodowane oddziaływaniem strugi konwekcyjnej wykazały duże podobieństwo histogramów rozkładów do wyników uzyskanych na podstawie badań eksperymentalnych. W kilku przypadkach porównanie profili temperatury i prędkości uzyskanych drogą obliczeń z danymi eksperymentalnymi świadczyło, że wyniki obliczeń przewymiarowują obszar przepływów recyrkulacyjnych. Jako przyczynę rozbieżności wskazuje się znaną tendencję modelu turbulencji k-ε, którym posłużono się w obliczeniach do przeszacowania wchłaniania powietrza do strugi konwekcyjnej.

W pracy [8] wyniki badań wentylacji wyporowej w pomieszczeniu przy wentylacji wyporowej z nawiewnikami ściennymi porównano z wynikami obliczeń czterema modelami

CFD: LVEL (skala długości - prędkość), RNG (zrenormalizowany model k-ε), standardowy k-ε, model z modyfikacją Chen-Kim. Przewidywano przepływ powietrza i rozkłady temperatury w pobliżu nawiewnika quasi-laminarnego. Badania wykonano dla przypadku wentylacji wyporowej w pomieszczeniu o wymiarach 4,1x3,4x2,7 m.

Zgodność uzyskanych wyników obliczeń i pomiarów w odniesieniu do modeli RNG i Chen-Kim była porównywalna. Wystąpiły niewielkie różnice w stosunku do wyników obliczeń standardowym modelem k-ε. Okazało się, że model LVEL nie powinien być stosowany w obliczeniach przepływu powietrza w pobliżu nawiewników quasi-laminarnych. Model RNG i standardowy model k-ε. uważa się za bardziej stabilny obliczeniowo niż model Chen-Kim.

Modelowanie CFD przepływów powietrza w pobliżu nawiewników quasi-laminarnych przedstawione jest także w pracy [12]. Dotyczy badań w pomieszczeniu o wymiarach *2,78x2,78x2,3* m, obciążeniu cieplnym *35* W/m^2 i *60* W/m^2, stałej wielokrotności wymiany powietrza $n=5,06\ h^{-1}$. Na tym samym stanowisku przeprowadzono m.in. badania porównawcze obliczeń CFD i eksperymentalne rozkładów prędkości i temperatury powietrza, których rezultaty przedstawiono w pracy [130]. Do obliczeń wykorzystano znany komercyjny program Vortex. Zgodność wyników obliczeń i pomiarów uznano za zadowalającą, z wyjątkiem obszaru położonego w pobliżu nawiewnika quasi-laminarnego.

Obliczenia CFD potraktowano jak narzędzie, pozwalające na ocenę temperatury i prędkości przepływu powietrza w klasach szkolnych. Wyniki przedstawione w pracy [27] pokazały m.in., że pod sufitem zalega ciepłe zanieczyszczone powietrza, które nie ulega recyrkulacji do strefy przebywania ludzi. W ten sam sposób obliczenia CFD zostały wykorzystane w pracy [35] do badań porównawczych pomiędzy wentylacją strumieniową i mieszającą, oraz w pracy [4] do oceny efektywności wentylacji mieszającej i wyporowej. Odmienny przypadek wentylacji wyporowej analizowano w pracy [47]. Dokonano obliczeń CFD dla pomieszczenia o obciążeniu cieplnym *ok. 90* W/m^2 i wymiarach *5,33x4,75x2,74 m*, w którym do nawiewania powietrza zastosowano zamiast nawiewników ściennych wirowe nawiewniki podłogowe. System taki może być także wykorzystywany do ogrzewania pomieszczeń. Wyniki obliczeń analizowano z punktu widzenia komfortu cieplnego i jakości powietrza wewnętrznego. Do pomiarów prędkości powietrza stosowano anemometry z czujnikami wielokierunkowymi, do pomiarów temperatury powietrza zestawy termopar, a do pomiaru stężenia znacznika gazowego sześciofluorek siarki (SF_6). Obliczenia CFD wykonano komercyjnym programem, bazującym na modelu k-ε RNG, który pozwalał na

uzyskanie lepszej zgodności wyników obliczeń przepływów powietrza wewnątrz pomieszczeń niż standardowy model k-ε.

Z przeprowadzonego przeglądu prac na temat badań wentylacji wyporowej, w których jako narzędzie badawcze wykorzystuje się obliczenia symulacyjne CFD, wynika, że w większości przypadków badawczych uzyskano zadowalającą zgodność wyników pomiarów z wynikami obliczeń. Jednocześnie można zauważyć, że prowadzane są liczne prace zmierzające do udoskonalenia modeli matematycznych, na których opiera się wykorzystywane obecnie oprogramowanie.

6.2. Wyniki badań eksperymentalnych

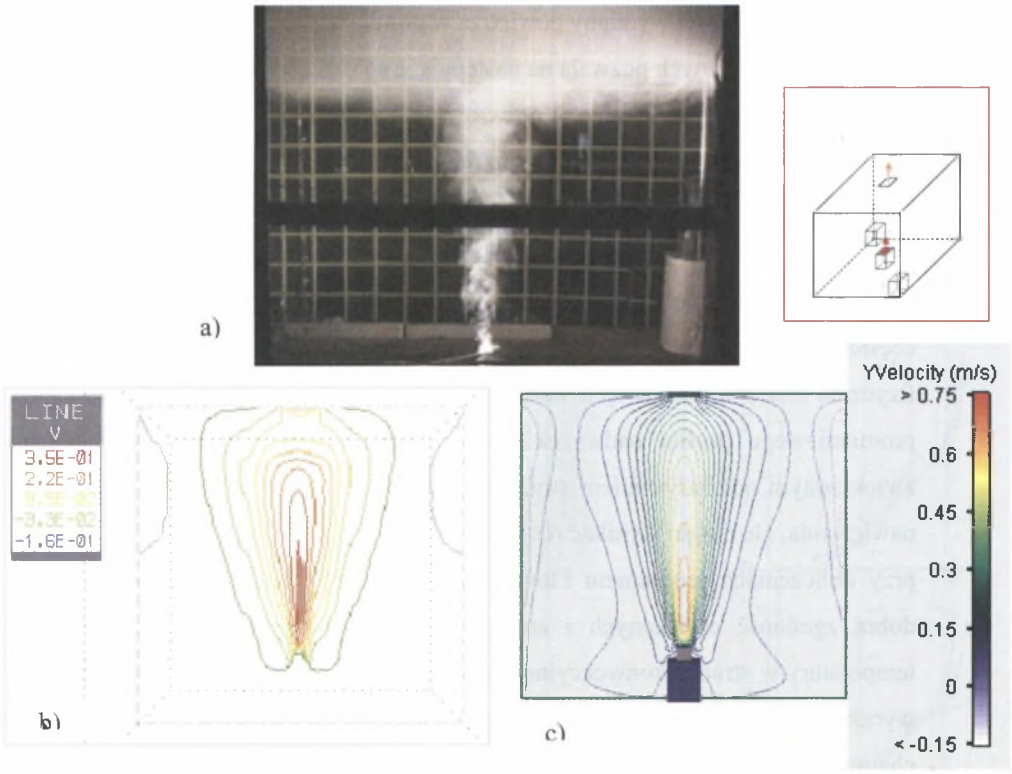
Wyniki badań eksperymentalnych porównano z wynikami obliczeń numerycznych wykonanych za pomocą następującego oprogramowania, zawierającego podstawowe opcje modelowania CFD:

- Vortex ze standardowym modelem turbulencji k-ε, trójwymiarowo,
- Flovent 3.2 ze zrewidowanym modelem turbulencji k-ε, trójwymiarowo,
- Flovent 4.2 z modelem turbulencji LVEL k-ε, trójwymiarowo.

Są to programy, które, ze względu na stosunkowo niską cenę, mogą być obecnie realnie wykorzystywane w projektowaniu. Szczegółowe wyniki badań porównawczych przedstawiono m.in. w pracach [53, 121]. Badaniami porównawczymi objęto strugę konwekcyjną i jej otoczenie. Podstawowym parametrem powietrza, którego dokładność odwzorowania badano, była temperatura. Dodatkowo wykorzystano także fragmentarycznie zmierzone wartości uśrednionej prędkości przepływu powietrza w strudze konwekcyjnej, jednak dla tego parametru nie dysponowano danymi pomiarowymi w takim zakresie, który pozwoliłby na przeprowadzenie pełnego porównania wyników.

Na rys. 6.3a pokazano obraz wizualizacji dymowej przepływu powietrza w pomieszczeniu badawczym, który porównywano z wynikami obliczeń programem Vortex i Flovent 4.2 rozkładów izotach w pionowym przekroju pomieszczenia przechodzącym przez środek źródła ciepła dla częstotliwości wymiany powietrza w pomieszczeniu n = 3 h^{-1} (rys. 6.3 b, c). Porównanie rozszerzono też o rozkłady izoterm, obliczone programem Flovent, w tym samym przekroju dla wszystkich zbadanych częstotliwości wymiany powietrza w pomieszczeniu (rys. 6.4). Poziomem odniesienia dla izoterm była temperatura powietrza nawiewanego wynosząca t_N = 17°C. Zaobserwowano, że wraz ze wzrostem częstotliwości

wymiany *n* obniżała się temperatura zarówno w strudze konwekcyjnej, jak i w jej otoczeniu. Jednocześnie coraz wyraźniejsza stawała się stratyfikacja powietrza w pomieszczeniu.



Rys. 6.3. Obraz przepływu powietrza w strudze konwekcyjnej nad źródłem ciepła i w jej otoczeniu w pomieszczeniu modelowym przy wentylacji wyporowej, uzyskany (a) wizualizacją dymową i przez znacznikowanie [120] oraz w postaci rozkładów izotach dla składowej pionowej wektora uśrednionej prędkości (b), obliczonych programem Vortex i (c) Flovent 4.2 przy $n = 3\ h^{-1}$ [53]

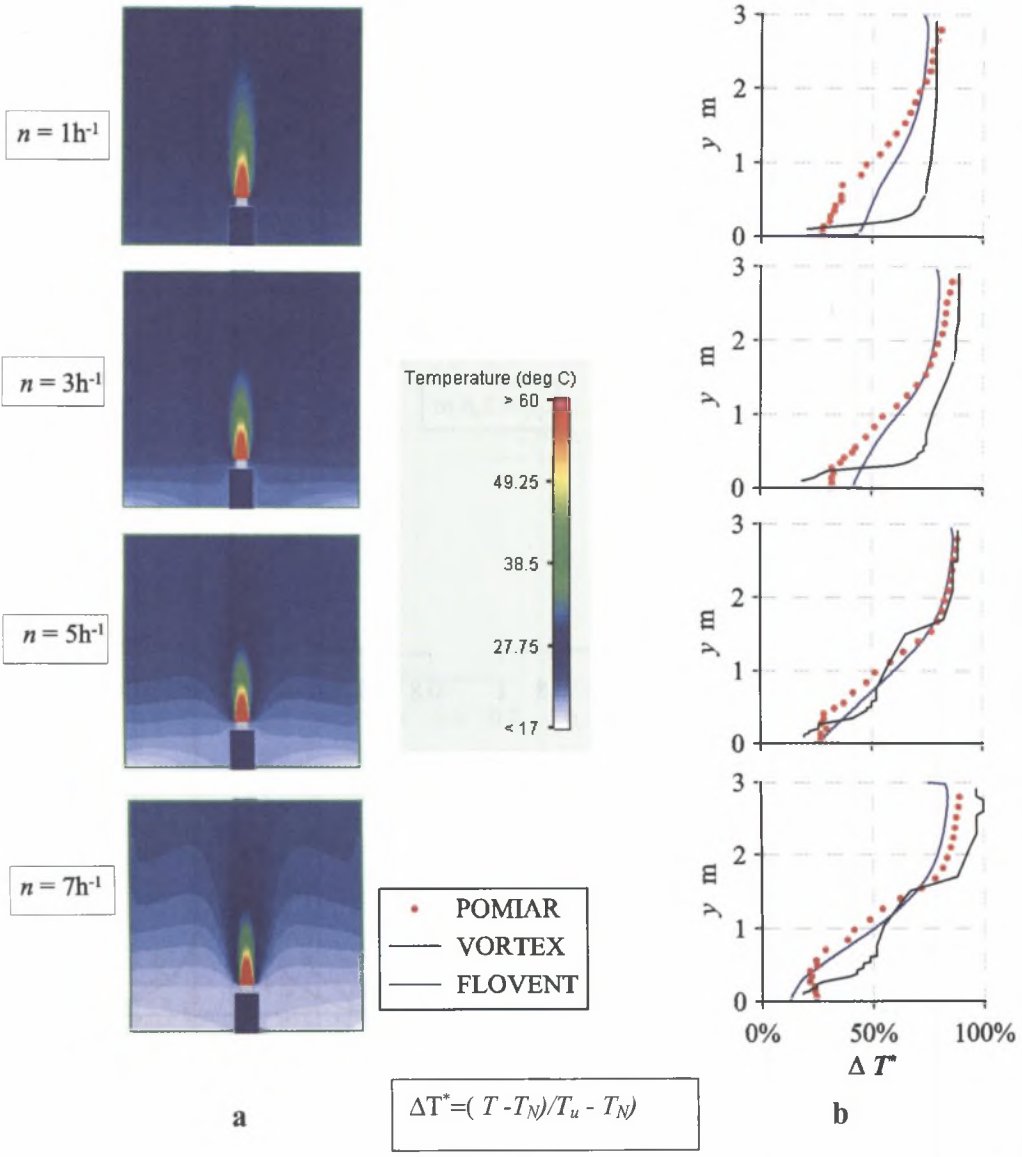
Fig. 6.3. Air flow pattern in a buoyant plume above a heat source and in its surroundings in the model room at displacement ventilation conditions: a) obtained from smoke visualization and gas tracing [120]; b) and c) in the form of isovels of the mean velocity vertical component as calculated with Vortex and Flovent 4.2 respectively at $n = 3\ h^{-1}$ [53]

Na rys. 6.4 pokazano: a) obliczone pole temperatury w przekroju pionowym w strudze konwekcyjnej i jej otoczeniu oraz b) porównanie wyników pomiarów rozkładów temperatury z wynikami obliczeń. Wyniki rozkładów temperatury otrzymane za pomocą programu Flovent są nieco bliższe wynikom pomiarów.

Na rys. 6.5 i 6.6 (a, b) porównano promieniowe rozkłady nadwyżki temperatury w strudze ponad średnią temperaturę otoczenia na trzech wybranych wysokościach nad źródłem: 1 m (powyżej strefy początkowej strugi), 1,6 m (w pobliżu środka wysokości pomieszczenia) i 2,2 m (strefa pod sufitem), zmierzone i obliczone dwoma programami dla różnych wartości częstotliwości wymiany powietrza w pomieszczeniu.

Analiza uzyskanych danych pozwala na następujące spostrzeżenia:

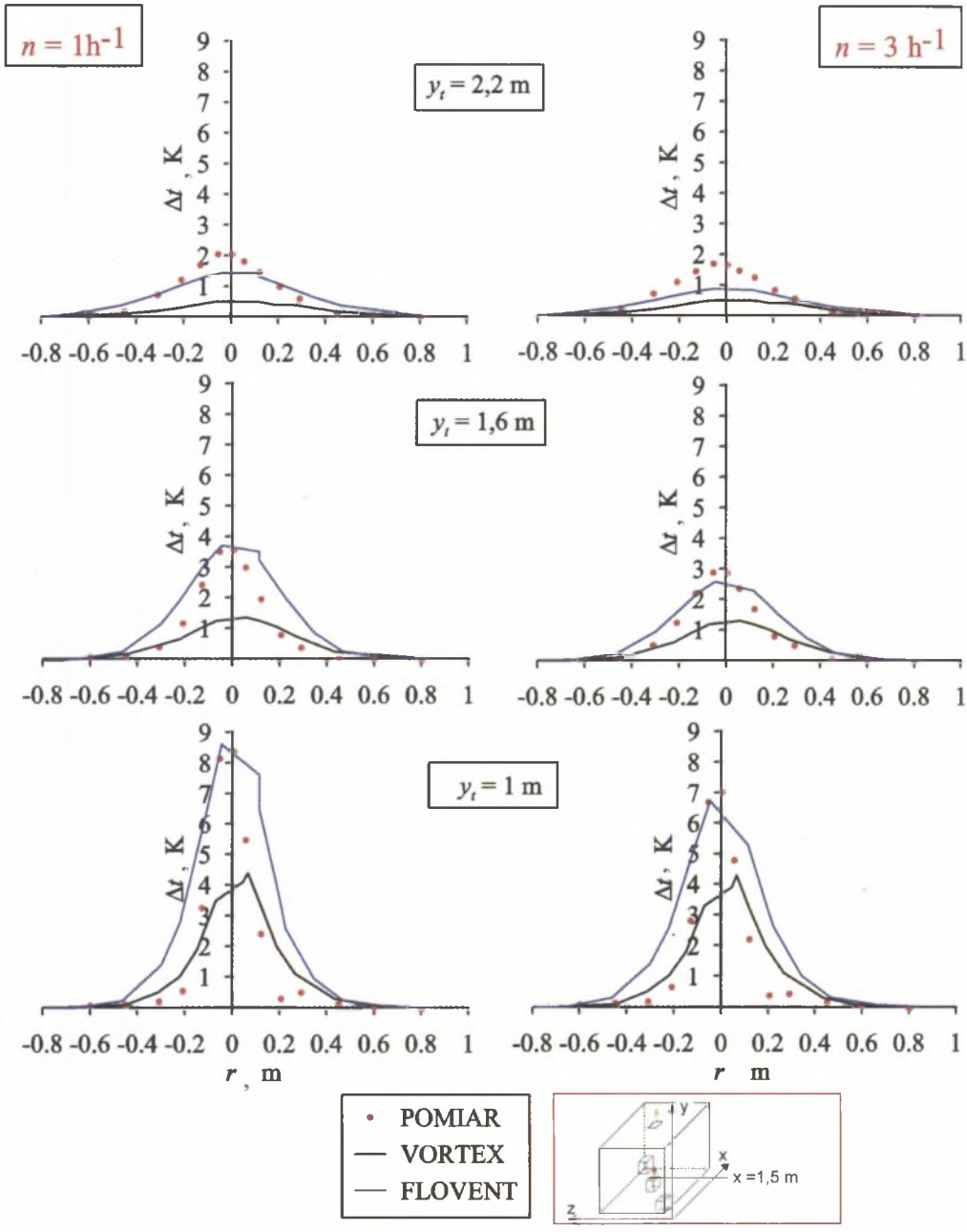
- przy obliczeniach programem Vortex, w których uwzględniono jedynie ciepło konwekcyjne oddawane przez źródło ciepła, nadwyżki temperatury w strudze konwekcyjnej były na ogół niższe niż zmierzone, natomiast dla większości przypadków uzyskano zbliżone szerokości obliczonej i zmierzonej strugi,
- przy prognozowaniu programem Vortex dla największej ze zbadanych częstotliwości wymiany powietrza w pomieszczeniu wystąpiło nieuzasadnione fizycznie znaczne przesunięcie osi strugi konwekcyjnej, a co za tym idzie całego promieniowego profilu nadwyżek temperatury, które mogło być spowodowane zwiększonym oddziaływaniem strugi nawiewanej ze względu na wzrost prędkości nawiewania, ale mogło wynikać również z błędu programu,
- przy obliczeniach programem Flovent 4.2 dla większości przypadków osiągnięto dobrą zgodność obliczonych i zmierzonych maksymalnych wartości nadwyżki temperatury w strudze konwekcyjnej, natomiast obliczone profile tej nadwyżki były wyraźnie szersze od zmierzonych, jednak zachował się przy tym ich charakterystyczny kształt,
- uzyskano dobre odwzorowanie kształtu profilu temperatury w otoczeniu strugi konwekcyjnej za pomocą programu Flovent 4.2 oraz wyraźną granicę dwóch stref, której położenie w pomieszczeniu wentylowanym było zgodne ze zmierzonym,
- w przypadku obliczeń programem Vortex nie udało się dokładnie odwzorować numerycznie kształtu profilu i położenia granicy stref, ale otrzymano dobrą zgodność wartości simpleksu temperatury w górnej części pomieszczenia.



$$\Delta T^* = (T - T_N)/T_u - T_N)$$

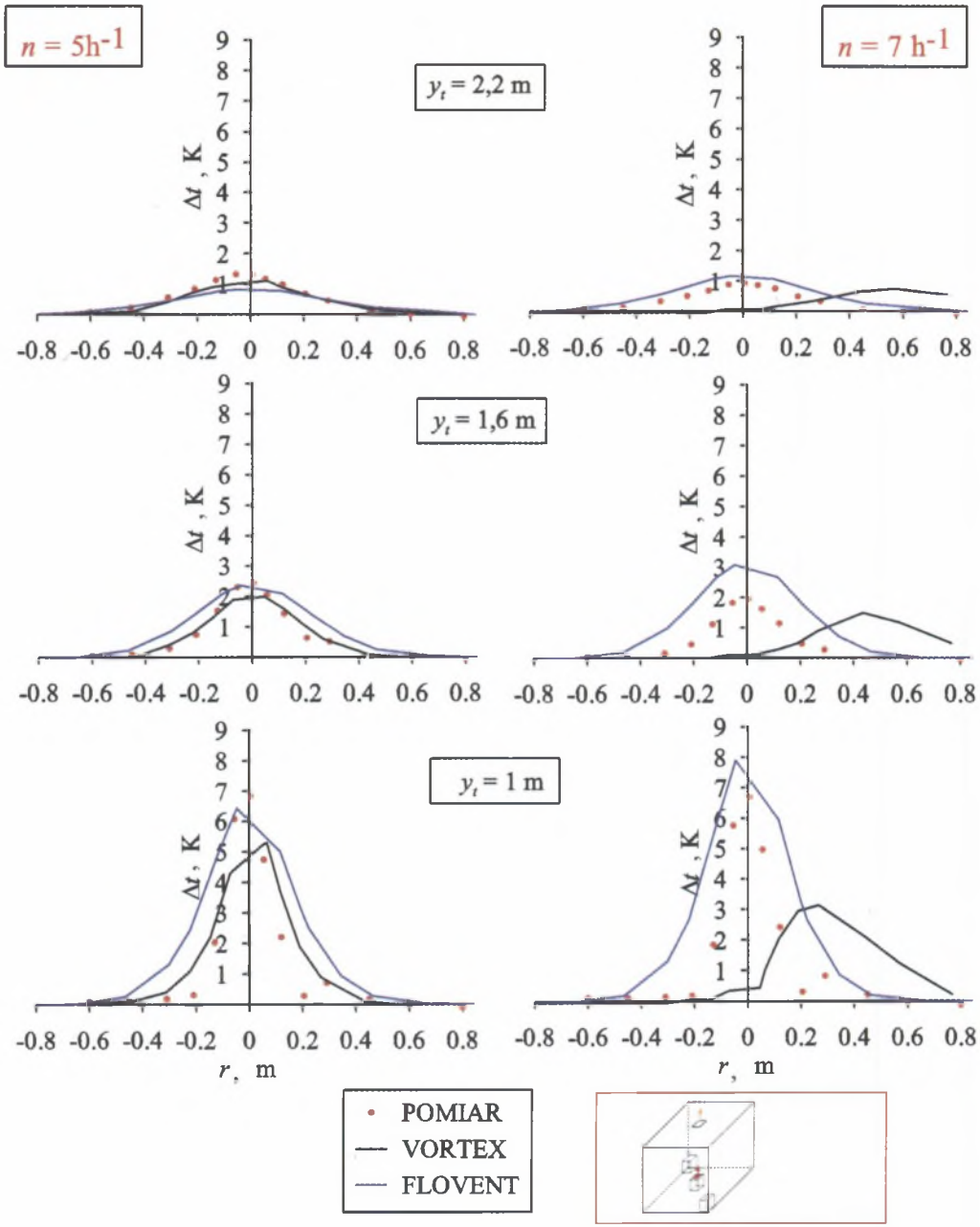
Rys. 6.4. Rozkłady temperatury w pomieszczeniu modelowym ze źródłem ciepła przy wentylacji wyporowej dla różnych częstotliwości wymiany powietrza:
a) izotermy w przekroju pionowym X = 1,5 m (rys. 6.5) obliczone programem Flovent 4.2,
b) rozkłady pionowe simpleksu ΔT^* w otoczeniu strugi konwekcyjnej zmierzone i obliczone dwoma programami CFD [53]

Fig. 6.4. Temperature distributions in the model room with a heat source at displacement ventilation for various air change rates:
a) isothermal lines in the vertical section X = 1.5 m (Fig. 6.5) as calculated with Flovent 4.2,
b) vertical profiles of temperature simplex ΔT^* in the surroundings of a buoyant plume as measured and predicted by means of two CFD codes [53]



Rys. 6.5. Promieniowe rozkłady nadwyżek temperatury w strudze konwekcyjnej na wybranych wysokościach nad źródłem ciepła zmierzone w pomieszczeniu modelowym oraz obliczone programami Vortex i Flovent dla częstotliwości wymiany powietrza n=1h^{-1} i n=3h^{-1} [53]

Fig. 6.5. Radial profiles of overtemperature in a buoyant plume at selected heights above the heat source as measured in the model room and calculated with CFD codes Vortex and Flovent 4.2 for air change rates n = 1 h^{-1} and n = 3 h^{-1} [53]



Rys. 6.6. Promieniowe rozkłady nadwyżek temperatury w strudze konwekcyjnej na wybranych wysokościach nad źródłem ciepła zmierzone w pomieszczeniu modelowym oraz obliczone programami Vortex i Flovent dla częstotliwości n=5h^{-1} i n=7h^{-1} [53]

Fig. 6.6. Radial profiles of overtemperature in a buoyant plume at selected heights above the heat source as measured in the model room and calculated with CFD codes Vortex and Flovent 4.2 for air change rates n = 5 h^{-1} and n = 7 h^{-1} [53]

Na podstawie przedstawionych porównań można zatem uznać, że wyniki prognoz numerycznych rozkładów parametrów w strudze konwekcyjnej i jej otoczeniu w sensie jakościowym były dość dobrze zgodne z wynikami pomiarów.

Niezależnie od badań porównawczych rozkładów temperatury powietrza w strudze konwekcyjnej i jej otoczeniu w pomieszczeniu z wentylacja wyporową, dokonano porównania wyników badań numerycznych i doświadczalnych rozprzestrzeniania się zanieczyszczeń gazowych w pomieszczeniu ze źródłem ciepła i wentylacją wyporową. Do pomieszczenia badawczego wprowadzono punktowe źródło emisji znacznika gazowego CO_2, o wydajności 2 mg/s, zlokalizowane nad źródłem ciepła.

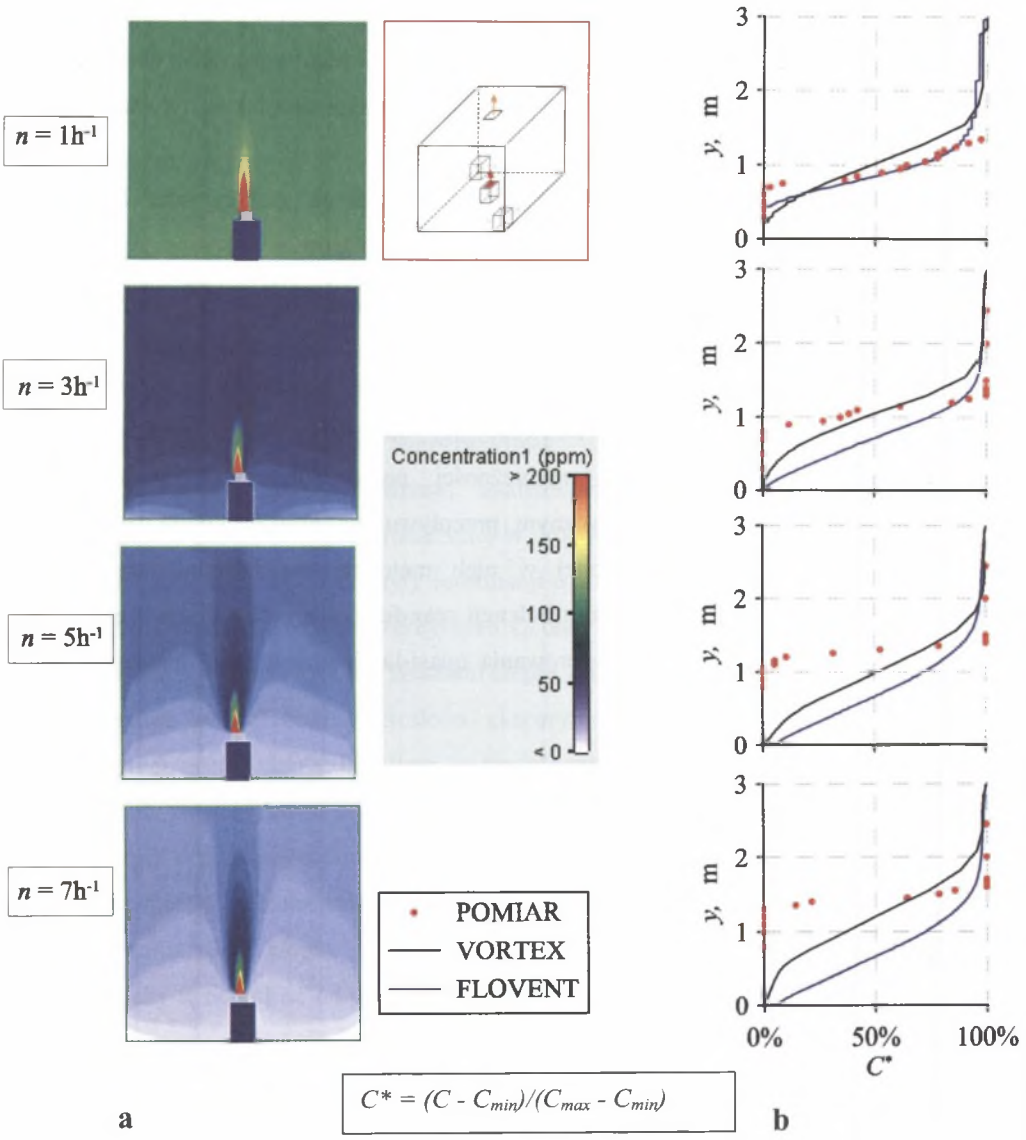
Na rys. 6.7 przedstawiono mapy stężenia znacznika gazowego w przekroju pionowym pomieszczenia, przechodzącym przez źródło emisji zanieczyszczenia, sporządzone na podstawie obliczeń programem Flovent 4.2 dla różnych częstotliwości wymiany powietrza od $1 h^{-1}$ do $7 h^{-1}$.

Zaobserwowano wpływ strumienia objętości powietrza nawiewanego na poziom wartości stężeń. Najwyższe stężenie obserwowano dla najmniejszej częstotliwości wymiany powietrza.

Stężenie zanieczyszczeń poza strugą konwekcyjną zmieniało się od 108,5 ppm przy $n = 1\ h^{-1}$ do 18 ppm przy $n = 7\ h^{-1}$. Wyraźny był też podział pomieszczenia na dwie strefy: dolną - czystą i górną - silniej zanieczyszczoną, przy czym zauważono, że granica podziału przesuwała się ku górze przy wzroście częstotliwości wymiany powietrza.

Z porównania tego wynika, że:

- wyniki obliczeń otrzymane za pomocą obydwu programów były do siebie zbliżone: pionowe profile bezwymiarowego stężenia (simpleksu) miały podobny kształt, a wartości otrzymane z Floventa w dolnej strefie pomieszczenia były nieco większe od wyznaczonych programem Vortex,
- dla częstotliwości wymiany powietrza $n = 1\ h^{-1}$ uzyskano dobrą zgodność wyników pomiarów i obliczeń oboma programami zarówno pod względem kształtu profili, jak i wartości stężeń,
- prognozowane za pomocą CFD profile simpleksu stężenia (tj. bezwymiarowego stężenia znacznika gazowego) wraz ze wzrostem prędkości nawiewania powietrza zmieniały się w niewielkim stopniu, natomiast w wynikach pomiarów zmiana ta była znacząca,



Rys. 6.7. Rozkłady stężeń znacznika gazowego w pomieszczeniu modelowym ze źródłem ciepła przy wentylacji wyporowej dla różnych częstotliwości wymiany powietrza:
a) mapy w przekroju pionowym X=1,5 m, obliczone programem Flovent 4.2,
b) rozkłady pionowe bezwymiarowego stężenia znacznika (simpleksu) C^* w otoczeniu strugi konwekcyjnej (rys. 6.1) zmierzone i obliczone dwoma programami CFD [53]

Fig. 6.7. Tracer gas concentration profiles in the model room with a heat source at displacement ventilation for various air change rates:
a) maps in the vertical section X = 1.5 m as calculated with Flovent 4.2,
b) vertical profiles of the dimensionless concentration simplex C^* in the surroundings of a buoyant plume (Fig. 6.1) as measured and calculated with two CFD codes [53]

- ze wzrostem częstotliwości wymiany powietrza rozbieżności w strefie dolnej zarówno odnośnie do gradientu simpleksu stężenia, jak i jego wartości zwiększały się, wyznaczone na podstawie wyników obliczeń wartości simpleksu były mniejsze od zmierzonych,
- określenie na podstawie wyników obliczeń położenia granicy stref było mniej jednoznaczne niż w przypadku analizy wyników pomiarów,
- w strefie górnej natomiast zmierzony i obliczony kształt profilu oraz wartości simpleksu stężenia były zgodne.

Podsumowując, należy stwierdzić, że wyniki prognoz numerycznych rozkładu stężeń zanieczyszczeń w otoczeniu strugi konwekcyjnej odbiegały od odpowiadających im rezultatów pomiarowych Przyczyn rozbieżności należy upatrywać w założeniach upraszczających w modelu matematycznym przepływu, na którym oparte są programy komputerowe CFD oraz wykorzystanej w nich metodzie rozwiązania numerycznego. Uproszczenia dotyczą głównie modelu turbulencji oraz funkcji przyściennych. Rozbieżności wynikają również z dokładności odwzorowania quasi-laminarnych strug nawiewanych do pomieszczenia.

PODSUMOWANIE

Przeprowadzone badania umożliwiły dalsze rozpoznanie zachowania się i struktury strug konwekcyjnych, które należą do najważniejszych czynników, mających wpływ na przebieg wentylacji wyporowej pomieszczeń. Rozpoznanie to polegało na dokładniejszym poznaniu wchłaniania powietrza z otoczenia do strug konwekcyjnych w przestrzeni ograniczonej ze stratyfikacją temperaturową, w warunkach wentylacji wyporowej. Dotychczas, z tego punktu widzenia, analizowane były głównie strugi konwekcyjne, występujące w przestrzeni nieograniczonej w środowisku bez stratyfikacji temperaturowej. Przeprowadzone badania dostarczyły informacji o wartościach współczynników wchłaniania powietrza z otoczenia strug konwekcyjnych k_V oraz o wartościach odległości biegunowej z_V strugi konwekcyjnej nad różnymi źródłami ciepła, dla których charakterystyczne były: kształt i temperatura powierzchni. Określono eksperymentalnie ich wartości dla wybranych rzeczywistych źródeł ciepła. Ustalono, że średnia wartość współczynnika wchłaniania k_V dla źródeł ciepła w wentylowanych pomieszczeniach jest równa ok. $k_V = 0{,}006$. Dla rozległych źródeł ciepła o skomplikowanych kształtach należy przyjmować wartość niższą wynoszącą ok. $k_V = 0{,}0055$. Znalezienie ogólnej zależności dla modelu strugi konwekcyjnej nad punktowym źródłem ciepła, pozwalającej na obliczanie odległości biegunowej z_V, która uzależniałaby tę odległość od parametrów źródła ciepła, nie powiodło się. Określone w pracy odległości z_V, mogą być uogólniane tylko w pewnym zakresie parametrów występujących w badaniach.

Udowodniono, że wartości współczynników wchłaniania k_V dla strug konwekcyjnych w warunkach wentylacji wyporowej nie różnią się istotnie od wartości tych współczynników dla strug swobodnych oraz że dla obliczania tych strug może być wykorzystywany model strugi nad punktowym źródłem ciepła, pod warunkiem że zostaną do niego wprowadzone eksperymentalnie określone wartości k_V i z_V.

Stwierdzono, że moc źródła ciepła, która generuje siły wyporu cieplnego, wpływa na strukturę burzliwości strugi konwekcyjnej. Słabe, rozległe źródła ciepła generują strugi konwekcyjne o dużych wirach, natomiast nad źródłami skupionymi o znacznej mocy tworzą się strugi konwekcyjne o drobniejszych strukturach wirowych.

Stratyfikacja termiczna otoczenia strugi konwekcyjnej wpływa na zmniejszenie jej strumienia i nadwyżki entalpii w różnych odległościach od źródła ciepła. Ze wzrostem stratyfikacji temperaturowej powiększeniu ulega odległość biegunowa z_V.

Liczba wymian powietrza wentylacyjnego w pomieszczeniu w obecności strugi konwekcyjnej wpływa na intensywność ruchu powietrza otaczającego strugę konwekcyjną. Zwiększanie liczby wymian przyczynia się do zwiększania stratyfikacji temperaturowej otoczenia strugi konwekcyjnej.

Kształt źródła ciepła ma wpływ na rozwój strugi konwekcyjnej, zwłaszcza na jej początkowym odcinku, oraz na położenie umownego bieguna strugi.

Przeprowadzone badania przepływów powietrza w pomieszczeniach z wentylacją wyporową wykazały, że metoda prognozowania wysokości strefy napływu bazująca na modelu "filling box with a plume" może być stosowana jako metoda inżynierska przy projektowaniu wentylacji wyporowej pomieszczeń. Wystarczająca dla praktycznych zastosowań dokładność obliczeń jest uzyskiwana zarówno dla przypadku pojedynczych, jak i kilku źródeł ciepła, źródeł nieruchomych i pozostających w ruchu, źródeł o prostych oraz skomplikowanych kształtach, niewielkiej i znacznej stratyfikacji temperaturowej.

Aby praktycznie stosować metody prognozowania wysokości strefy napływu, można korzystać z prezentowanych w niniejszej pracy odpowiednich wartości współczynników wchłaniania powietrza przez strugę konwekcyjną k_V i odległości biegunowej z_V. Do określania stratyfikacji temperaturowej w pomieszczeniu z wentylacją wyporową wystarczająco dokładne jest korzystanie z "formuły 50%" prezentowanej w pracy [93].

Przeprowadzone badania porównawcze zmierzonych rozkładów temperatury powietrza i stężeń zanieczyszczeń oraz wyników obliczeń numerycznych wykazują dość dobrą zgodność w zakresie rozkładów temperatury powietrza, natomiast występują znaczne rozbieżności w zakresie rozkładów stężeń znacznika gazowego (zanieczyszczeń). Przyczyną tej rozbieżności może być punktowy sposób wprowadzania znacznika gazowego (CO_2), gdy tymczasem wzrost temperatury powietrza w rejonie źródła ciepła odbywa się na całej jego powierzchni.

LITERATURA

1. Alamdari F., Butle D.J.G., Grigg P.F., Shaw M.R.: Chilled ceilings and displacement ventilation. Renewable Energy 15, 1998, 300-305.
2. Arens A., Glicksman L., Chen Q.: Evaluation of Displacement Ventilation for High-Ceiling Areas. Proc. Roomvent '2000.
3. Auban O., Lemoine F., Valette P., Fontaine J.R.: Simulation by solutal convection of a thermal plume in a confined stratified environment: application to displacement ventilation. International Journal of Heat and Mass Transfer 44, 2001, 4679 - 4691.
4. Awbi H.B. Energy efficient room air distribution. Renewable Energy 15, 1998, 293-99.
5. Behne M.: Indoor Air Quality in Rooms with cooled ceilings. Mixing ventilation or rather displacement ventilation? Energy and Building 30, 1999, 155 - 166.
6. Bouzinaoui A., Valette P., Lemoine F., Fontaine J.R, Devienne R.: Experimental study of thermal stratification in ventilated spaces. International Journal of Heat and Mass Transfer 48 (2005), 4121-4131.
7. Brohus H., Nielsen P.: Contaminant distribution around persons in rooms ventilated by displacement ventilation. Proc. Roomvent '94, Kraków 1994.
8. Cehlin M., Moshfegh B.: Numerical and Experimental Investigations of Air Flow and Temperature Patterns of a Low Velocity Diffuser. Proc. Indoor Air '2002.
9. Cermak R., Melikov A.K. Air Quality and Thermal Comfort in a Room with Underfloor, Displacement and Mixing Ventilation. Proc. Indoor Air 2005 Reading 9÷12 July 2000.
10. Chen J. Ch., Rodi W.: Vertical Turbulent Buoyant Jets. Pergamon Press, 1980.
11. Chen Z.D. Li Y.: Buoyancy-driven displacement natural ventilation in a single-zone building with three-level openings. Building an Environment 37, 2002, 295-303.
12. Cho Y., Awbi H. B., Karimipanah T.: Comparison Between Wall Confluent Jets and Displacement Ventilation in Aspect of the Spreading Ratio on the Floor. Proc. Indoor Air '2005.
13. Cho Y., Awbi H.B.: Effect of Heat Source Location in a Room on the Ventilation Performance. Proc. Roomvent '2002.

14. Cox C., Ham Ph., Koppers J., van Schijndel L.: Displacement ventilation systems in office rooms: a field study. Proc. Roomvent '90, Oslo 1990.
15. Einberg G., Holmberg S.: Particle Filtration in a Ventilated Room. Proc. Indoor Air 2002.
16. Elterman W.M.: Wientilacja chimiczieskich proizwodstw. Izdatielstwo "Chimia", Moskwa 1971.
17. Etheridge D., Sandberg M.: Building ventilation. John Wiley & Sons, 1996.
18. Fitzgerald S.D., Woods A.W. On the transition from displacement to mixing ventilation with a localized heat source. Building and Environment 42 (2007), 2210-2217.
19. Fitzner K.: Displacement Flow, Air Supply Through a Raised Floor Covered by Carpet - Possible Mistakes by Wrong Design and Installation. Proc. Roomvent '2004.
20. Fitzner K.: Displacement ventilation and cooled ceilings, results of laboratory tests and practical installations. Proc. Indoor Air '96, Nagoya 1996.
21. Glicksman L., Norford L., Okutan G., Holden K.: Scale model studies of displacement ventilation, Proc. Roomvent '96, Yokohama 1996.
22. Goodfellow H., Tahti E.: Industrial Ventilation - Design Guidebook, Academic Press. A Hartcourt Science and Technology Company, 2001.
23. Gores I., Fitzner K.: Unidirectional Displacement Flow - Stability and Range of Application Limits. Proc. Roomvent '2000.
24. Guntermann K.: Air quality improvement using a displacement ventilation system. Proc. Roomvent '92, Aalborg 1992.
25. Halupczok J.: Wentylacja z nawiewnikami źródłowymi. The 8th International Conference on Air Conditioning and District Heating Wrocław - Szklarska Poręba 1995.
26. Haslavsky V., Tanny J., Teitel M.: Interaction between the mixing and displacement modes in a naturally ventilated enclosure. Building and Environment 41 (2006) 1755-1761.
27. Holland D., Livchak A.: Improving Indoor Air Quality in Schools by Utilizing Displacement Ventilation System. Proc. Indoor Air '2002.
28. Holmberg R., Eliasson L., Folkesson K., Strindehag O.: Inhalation - zone provided by displacement ventilation, Proc. Roomvent '90, Oslo 1990.
29. Holmberg S., Tang Y.: Radial spread of supply air and horizontal displacement ventilation. Proc. Roomvent '92, Aalborg 1992.

30. Hashimoto Y. Parametric Study on a Displacement Ventilation System Using Three-Dimensional CFD. 9th International Conference on Air Distribution in Rooms ROOMVENT'2004, Coimbra, Portugal 2004.
31. Jacobsen T., Nielsen P.: Velocity and temperature distribution in flow from an inlet device in rooms with displacement ventilation. Proc. Roomvent '92, Aalborg 1992.
32. Jacobsen T.S., Hansen R., Mathiesen E., Nielsen P.V., Topp C.: Design Methods and Evaluation of Thermal Comfort for Mixing and Displacement Ventilation. Proc. Roomvent '2002.
33. Jalil L., Taki A.H.., Loveday D.L.: Computation of Airflow in a Displacement Ventilation/Chilled Ceiling Environment. Proc. Indoor Air '2002.
34. Karimipanah T., Sandberg M., Awbi H.B.: A Comparative Study of Different Air Distribution Systems in a Classroom, Proc. Roomvent '2000.
35. Karimpanah T., Awbi H.B.: Theoretical and experimental investigation of impinging jet ventilation and comparison with wall displacement ventilation. Building and Environment 37 (2002), 1329-1342.
36. Koefed P.: Thermal plumes in ventilated rooms - Ph.D Thesis, Aalborg 1991.
37. Kofoed P., Nielsen P.V.: Thermal plumes in ventilated rooms - Measurement in stratified surroundings and analysis by use of an extrapolation method. Proc. ROOMVENT '90, Oslo 1992.
38. Kosonen R., Koskela H., Saarinen P.: An Experimental Study of Thermal Plumes of Kitchen Appliances. Proc. Indoor Air '2005.
39. Kosonen R., Koskela H.., Saarinen P.: An Analysis of the Actual Thermal Plumes of Kitchen Appliances During Cooking Mode. Proc. Indoor Air 2005.
40. Kosonen R.: Displacement Ventilation for Room Air Moisture Control in Hot and Humid Climate. Proc. Roomvent '2002.
41. Kriegel M., Műller D.: CFD predictions for local heat transfer values and volume flow rate of thermal plumes of room with a displacement ventilation system. Proc. of International Conference: Energy efficient technologies in indoor environment. Centre ENER-INDOOR Gliwice, Poland 2005.
42. Kristensson J.A., Linqvist O.A.: Displacement Ventilation Systems in Industrial Buildings. ASHRAE Transations: Symphosium CH-93-9-4, 1993.
43. Kruhne H., Fitzner K.: Air quality in the breathing zone in rooms with displacement ventilation. Proc. Roomvent '94, Kraków 1994.

44. Kruhne H., Fitzner K.: Luftqualität in der Atemzone von Personen in Raümen mit Quelluftströmung. Ki Luft - und Kältetechnik, 12/1995.
45. Kvisgaard B., Madsen J.: Low - impulse ceiling diffuser for displacement ventilation. Proc. Roomvent '92, Aalborg 1992.
46. Lau J., Chen Q.: Energy analysis for workshops with floor-supply displacement ventilation under the U.S. climates. Energy and Buildings 38, 2006, 1212-1219.
47. Lau J., Chen Q.: Floor-supply displacement ventilation for workshops. Building and Environment 42, 2007, 1718-1730.
48. Laurikainen J.: Displacement ventilation system design method. Seminar Presentation 2 INVENT Teknologiaohjelma. September 1994 Stockholm and Toronto, Report 46, April 1995, TEKESMET edited by Esko Tähti.
49. Lin Z., Chow T.T, Fong K.F., Wang Q., Li Y.: Comparison of performances and mixing ventilations. Part I: thermal comfort. International Journal of Refrigeration 28, 2005, 276-287.
50. Lin Z., Chow T.T, Fong K.F., Wang Q., Li Y.: Comparison of performances and mixing ventilations. Part II: indoor air quality. International Journal of Refrigeration 28, 2005, 288-305.
51. Linden E., Cehlin M., Sandberg M.: Temperature and Velocity Measurements on a Diffuser for Displacement Ventilation with Whole Field Methods. Roomvent '2000.
52. Linden P.F.: The fluid mechanics of natural ventilation. Annual Rev. Fluid Mech. 1999, 31: 201-38.
53. Lipska B.: Kontrola jakości numerycznego modelowania przepływu powietrza w pomieszczeniach wentylowanych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, seria Inżynieria Środowiska, z. 53, Gliwice 2006.
54. Lipska B.: Numerical prediction of the air and contaminant distribution in the room with heat and gas sources and local exhaust in overall ventilation (niepublikowane).
55. Loveday D.L., Parsons K.C., Taki A.H., Hodder S.G.: Displacement ventilation environments with chilled ceilings: thermal comfort design within the contex of the BS EN ISO7730 versus adaptive debate. Energy and Building 34, 2002, 573-579.
56. Mathisen H.: Case studies of displacement ventilation in public halls. ASHRAE Trans. Vol. 95 (2), 1989.
57. Mathisen H.: Displacement ventilation - the influence of the characteristics of the supply air terminal device on the airflow pattern. Proc. Roomvent '90, Oslo 1990.

58. Matsumoto H., Hai N.L., Ohba Y.: Influence of Moving Object an Air Distribution in Ventilated Rooms. Proc. Roomvent '2002.
59. Matsumoto H., Matsusaki A., Ohba B.: CFD Simulation of Air Distribution in Displacement Ventilated Rooms with a Moving Object. 9th International Conference on Air Distribution in Rooms ROOMVENT'2004, Coimbra, Portugal 2004.
60. Mattsson M., Sandberg M.: Displacement ventilation - influence of physical activity. Proc. Roomvent '94, Kraków 1994.
61. Mattsson M.: On the efficiency of displacement ventilation - with particular reference to the influence of human physical activity - Ph.D Thesis Royal Institute of Technology. Gavle, Sweden 1999.
62. Mattsson M.: Vertical Distribution of Occupant-Generated Particles in a Room with Displacement Ventilation. Proc. Indoor Air '2002.
63. Melikov A., Langkilde G.: Displacement ventilation - airflow in the near zone. Proc. Roomvent '90, Oslo 1990.
64. Melikov A., Nielsen J.: Local thermal discomfort due to draft and vertical temperature difference in rooms with displacement ventilation. ASHRAE Trans. Vol. 95(2), 1989.
65. Mierzwiński S., Nawrocki W., Trzeciakiewicz Z.: Air exchange efficiency under displacement ventilation conditions. Proc. Roomvent '94, Kraków 1994.
66. Mierzwiński S., Nawrocki W., Trzeciakiewicz Z.: Badania sprawności wymiany powietrza w warunkach wentylacji wyporowej. The 8th International Conference on Air Conditioning and Distric Heating, Wrocław'95. Szklarska Poręba 28-30 maja 1995.
67. Mierzwiński S., Popiołek Z., Nawrocki W., Trzeciakiewicz Z.: Thermal Conditions in Room and Possibilities to Form Displacement Ventilation Process. Proc. The 7th Conference on Indoor Air Quality and Climate INDOOR AIR'96, Nagoya 1996.
68. Mierzwiński S., Popiołek Z., Nawrocki W., Trzeciakiewicz Z.: Warunki cieplne w pomieszczeniu, a możliwości formowania procesu wentylacji wyporowej. Materiały Konferencyjne Jubileuszowego XI Zjazdu Ogrzewników Polskich, 1996.
69. Mierzwiński S., Popiołek Z., Trzeciakiewicz Z.: Badania warunków tworzenia dwustrefowego przepływu powietrza w wentylacji wyporowej. The 8th International Conference on Air Conditioning and Distric Heating, Wrocław '95, Szklarska Poręba 28÷30 maja 1995.
70. Mierzwiński S., Popiołek Z., Trzeciakiewicz Z.: Experiments on two - zone air flow forming in displacement ventilation. Proc. Roomvent '96, Yokohama 1996.

71. Mierzwiński S., Popiołek Z., Trzeciakiewicz Z.: Modelowanie wentylacji wyporowej - lata 1992-1994. Sprawozdanie merytoryczne raportu końcowego z realizacji zadań Projektu Badawczego nr 6 62 0091 92.
72. Mierzwiński S.: Testing and modelling of thermal plumes in rooms. Proc. ISRA CVE University of Tokyo 1992, ASHRAE 1993.
73. Morton B.R., Taylor G.I., Turner J.S. Turbulent gravitational convection from maintained and instantaneous sources. Proceedings Royal Society London A 1956; 234: 1-23.
74. Mundt E.: Contaminant distribution in displacement ventilation - influence of disturbances. Building and Environment, Vol. 29, 1994.
75. Mundt E.: Convection flows above common heat sources in rooms with displacement ventilation. Proc. Roomvent '90, Oslo 1990.
76. Mundt E.: Convection flows in rooms with temperature gradients - theory and measurements. Proc. Roomvent '92, Aalborg 1992.
77. Mundt E.: Displacement ventilation systems - convection flows and temperature gradients, Building and Environment, Vol. 30, 1995.
78. Mundt E.: Inhaled air in displacement ventilation, Proc. Healthy Buildings '94, Budapest 1994.
79. Mundt E.: Mean ventilation effectiveness – a sensitive parameter. An experimental study. Proc. Indoor Air '94, Australia 1994.
80. Mundt E.: Non-Buoyant Pollutant Sources and Particles in Displacement Ventilation. Building and Environment, Vol. 36, 829 - 836, 2001.
81. Mundt E.: Temperature gradient models in displacement ventilated rooms. Proc. Roomvent '96, Yokohama 1996.
82. Mundt E.: The performance of displacement ventilation systems - experimental and theoretical studies, Report for BFR project No. 920937-0, Royal Institute of Technology, Stockholm 1996.
83. Murata T., Aoki K., Karabuchi T.: Cooled ceilings/displacement ventilation, hybrid air conditioning system - design criteria. Proc. Roomvent '98, Stockholm 1998.
84. Nawrocki W., Trzeciakiewicz Z.: Badania strugi generowanej z nawiewnika dla wentylacji wyporowej. The 8th International Conference on Air Conditioning and Distric Heating, Wrocław'95, Szklarska Poręba 28-30 maja 1995.

85. Nawrocki W., Trzeciakiewicz Z.: Kształtowanie nawiewu powietrza przy wentylacji wyporowej. Materiały Konferencyjne Jubileuszowego XI Zjazdu Ogrzewników Polskich, 1996.
86. Naydenov K., Pitchurov G., Langkilde G., Melikov A.: Performance of Displacement Ventilation in Practice. Proc. Roomvent '2002.
87. Nickel J.: Air quality in a conference room with tobacco smoking ventilated with mixed or displacement ventilation. Roomvent'90, Oslo1990.
88. Nielsen P.V.: Displacement ventilation - theory and design. Department of Building Technology and Structural Engineering, Aalborg University, August 1993.
89. Nielsen P.V: Stratified flow in a room with displacement ventilation and wall - mounted air terminal devices. ASHRAE Trans. Vol. 100 (2) 1994.
90. Nielsen P.V: Temperature distribution in displacement ventilated room", Proc. Roomvent '96, Yokohama 1996.
91. Nielsen P.V: Velocity distribution in the flow from a wall - mounted diffuser in rooms with displacement ventilation. Proc. Roomvent '92, Aalborg 1992.
92. Niemela R., Koskela H.: Air flow patterns in a large industrial hall with displacement ventilation. Proc. Roomvent '96, Yokohama 1996.
93. Ogilrie J., Yuzkou J.: Near flow air movement in an enclosure with mixing type of ventilation. Proc. Roomvent '92, Aalborg 1992.
94. Park J.H., Holland D.: The effect of location of a convective heat source on displacement ventilation: CFD study. Building and Environment 36 (2001), 883-889.
95. Piotrowski J., Trzeciakiewicz Z.: Obserwacje ruchu powietrza wentylacyjnego metodą wizualizacji światłem lasera. Materiały Konferencyjne V Ogólnopolskiego Sympozjum Zastosowanie Mechaniki Płynów w Ochronie Środowiska, Gliwice - Wisła 1997.
96. Popiołek Z., Trzeciakiewicz Z., Mierzwiński S.: Improvement of a plume volume flux calculation method. Proc. Roomvent '98, Stockholm 1998.
97. Popiołek Z.: Flow rate of a plume (in Polish) Proc. of Conference XI Zjazd Ogrzewników, Warsaw 1996.
98. Popiołek Z.: Badanie i modelowanie strug konwekcyjnych z uwagi na kształtowanie procesu wentylacji. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, seria Inżynieria Środowiska, z. 28, Gliwice 1987.
99. Popiołek Z.: Problems of Testing and Mathematical Modeling of Plumes above Human Body and other Extensive Heat Sources. K.T.H. Stockholm, A4-Serien, No 54, Inst. Uppv. och Ventil. 1981.

100. Popiołek, Z., Mierzwiński S.: Buoyant plume calculation by means of the integral method. K.T.H. Stockholm, A4-Serien, No 89, Inst. Uppvarmn. och Ventil. 1984.

101. Rees S.J., Haves P.: A nodal model for displacement ventilation and chilled ceiling systems in office spaces. Building and Environment 36 (2001), 753-762.

102. Rees S.J., McGuirk J.J., Haves P.: Numerical investigation of transient buoyant flow in a room with displacement ventilation and chilled ceiling system. International Journal of Heat and Mass Transfer 44 (2001), 3067-3080.

103. Renmin M., Xiang Rong Y.: Investigation of the mechanism for air supply with horizontal displacement flow at occupied zone containing concentrated heat source, Proc. Roomvent '90, Oslo 1990.

104. Sandberg M., Blomqvist C.: Displacement ventilation systems in office rooms. ASHRAE Trans. Vol. 95 (2), 1989.

105. Sandberg M., Holmberg S.: Spread of supply air fro low - velocity air terminals. Proc. Roomvent '90, Oslo 1990.

106. Sandberg M., Koskela H., Hautalampi T.: Convective flows and vertical temperature gradient with the active displacement air distribution. Proc. Roomvent '98, Stockholm 1998.

107. Sandberg M., Lindstrom S.: A model for ventilation by displacement, Proc. ROOMVENT '87 Sess.3, Stockholm 1987.

108. Sandberg M., Mattsson M.: Density Currents Created by Supply from Low Velocity Devices. Research Report TN: 44, The National Swedish Institute for Building Research, 1993.

109. Sandberg M., Mattsson M.: The effect of moving hot sources upon the stratification in rooms ventilated by displacement ventilation. Proc. Roomvent '92, Aalborg 1992.

110. Sandberg M., Mattsson M.: The mechanism of spread of negatively buoyant air from low velocity air terminals. Sympozjum Zastosowanie Mechaniki Płynów w Inżynierii Środowiska, Wisła 1991.

111. Seppanen O., Fisk W., Eto J., Grimsrud D.: Comparison of conventional mixing and displacement air - conditioning and ventilating systems in U.S. commercial buildings. ASHRAE Trans. Vol. 95 (2), 1989.

112. Sinai Y.L., Sykes N., Everitt P., Danielsson N.: Validation of a CFD model for several displacement ventilation geometries. 9th International Conference on Air Distribution in Rooms ROOMVENT'2004, Coimbra, Portugal 2004.

113. Skaaret E.: A semi empirical flow model for low - velocity air supply in displacement ventilation. Proc. Roomvent '98, Stockholm 1998.

114. Skistad H., Mundt E., Nielsen P.V., Hagström K., Railio J.: Displacement Ventilation in non-industrial premises. REHVA Guide Book 2002.

115. Skistad H.: Displacement ventilation, Research Study, Press Ltd. John Wiley & Sons 1994.

116. Stymne H., Sandberg M., Mattsson M., Dispersion pattern of contaminants in a displacement ventilated room-implications for demand control, 12th AIVC Conf., Canada, Ottawa 1991.

117. Svensson A.: A Nordic experiences of displacement ventilation systems, ASHRAE Trans. Vol. 95 (2), 1989.

118. Taki A., Loveday D., Parsons K.: The effect of ceiling temperatures on displacement flow and thermal comfort – experimental and simulation studies, Proc. Roomvent '96, Yokohama 1996.

119. Trzeciakiewicz Z.: Badania nad uściśleniem metody prognozowania wysokości strefy napływu w pomieszczeniach z wentylacją wyporową. Raport z realizacji pracy BW-495/RIE-1/99, Gliwice 1999.

120. Trzeciakiewicz Z. + zespół.: Badania strugi konwekcyjnej w zamkniętej przestrzeni z wentylacją wyporową, Sprawozdanie merytoryczne raportu końcowego z realizacji zadań Projektu Badawczego nr 7T07G 03911, 1996 ÷1999.

121. Trzeciakiewicz Z., Lipska B., Popiołek Z., Mierzwiński S.: Comparison of experimental and numerical tests results of the airflow in a room with displacement ventilation. Materiały 7th International Conference on Air Distribution in Rooms, Roomvent '2000.

122. Trzeciakiewicz Z., Lipska B., Popiołek Z., Mierzwiński S.: Eksperymentalne i numeryczne badania porównawcze przepływu powietrza w pomieszczeniu z wentylacją wyporową. Międzynarodowa Konferencja N-T Problemy Inżynierii Środowiska – u progu nowego tysiąclecia, Wrocław - Szklarska Poręba'2000, 5 ÷ 7 października 2000.

123. Trzeciakiewicz Z., Popiołek Z., Mierzwiński S.: Badania nad uściśleniem parametrów modelu obliczeniowego strugi konwekcyjnej. The 9th International Conference on Air Conditioning and Distric Heating, Wrocław'95, Szklarska Poręba 1998.

124. Trzeciakiewicz Z., Popiołek Z., Mierzwiński S.: Displacement ventilation forming at different air flow rates. Proc. Indoor Air '99, Edinburgh 1999.

125. Trzeciakiewicz Z., Popiołek Z., Mierzwiński S.: Prognozowanie wentylacji wyporowej przy rozległych źródłach ciepła. VI Ogólnopolskie Sympozjum Zastosowanie Mechaniki Płynów w Ochronie Środowiska '99, Gliwice - Wisła 1999, Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, seria Inżynieria Środowiska, z. 41, Gliwice 1999.

126. Trzeciakiewicz Z.: Badania możliwości stosowania metody prognozowania wysokości strefy napływu przy wentylacji wyporowej pomieszczeń z rozległymi źródłami ciepła. Raport z projektu badawczego, symbol rejestracyjny Politechniki Śląskiej BW-535/RIE-1/2000, Gliwice 2001.

127. Trzeciakiewicz Z.: Badania nad uściśleniem metody prognozowania wysokości strefy napływu w pomieszczeniach z wentylacją wyporową. Raport z projektu badawczego, symbol rejestracyjny Politechniki Śląskiej BW-495/RIE-1/99, Gliwice 2000.

128. Welling I.: An investigation of the SVD – method for analyzing convection plumes. Lappeenranta Regional Institute of Occupational Health, Lappeenranta 1993.

129. Xing H., Awbi H.B.: Measurement and Calculation of the Neutral Height in a Room with Displacement Ventilation. Building and Environment 37, 2002, 961 - 967.

130. Xing H.J, A. Hatton A., Awbi H.B.: The Air Quality at the Breathing Zone with Displacement Ventilation. Proc. Roomvent '2000.

131. Xing H., Awbi H.B.: The neutral height in a room with displacement ventilation, Proc. Roomvent'2000, Vol. 2, 2000, 783-788.

132. Yuan X., Chen Q., Glicksman L.: A critical review of displacement ventilation. ASHRAE Trans. Vol. 104 (2), 1998.

133. Yuan X., Chen Q., Glicksman L.: Models for Prediction of Temperature Difference and Ventilation Effectiveness with Displacement Ventilation. ASHRAE Transactions V.105, Pt1. 1999.

134. Yuan X., Chen Q., Glicksman L.: Performance evaluation and design guidelines for displacement ventilation. ASHRAE Trans. Vol. 104 (2), 1998.

135. Zhang L., Chow T.T., Tsang C.F., Fong K.F., Chan L.S.: CFD study on effect of the air supply location on the performance of the displacement ventilation system. Building and Environment 40 (2005), pp. 1051-1067.

136. Zhivov A., Nielsen P.V., Riskowski G., Shilkrot E.: Displacement Ventilation for Industrial Applications. Heating, Piping, Air Conditioning Engineering, March 2000.

137. Zhivov A., Shilkrot E., Nielsen P., Riskowski G.: Displacement ventilation design, Proc. VENTILATION '97, Ottawa 1997.

KSZTAŁTOWANIE DWUSTREFOWEGO PRZEPŁYWU POWIETRZA W POMIESZCZENIU Z WENTYLACJĄ WYPOROWĄ

Streszczenie

W monografii przedstawiono badania dotyczące prognozowania przepływów powietrza w pomieszczeniu z wentylacją wyporową. Charakterystyczną cechą takich przepływów, zgodnie z modelem wentylacji wyporowej *"filling box with a plume"*, jest tworzenie się w obrębie pomieszczenia dwóch charakterystycznych stref: dolnej, w której powietrze nawiewane napływa do strug konwekcyjnych, oraz górnej, w której występuje cyrkulacja i mieszanie powietrza. Strefy te rozdzielone są warstwą powietrza o pewnej grubości, charakteryzującej się znacznym przyrostem zarówno temperatury, jak i stężenia zanieczyszczeń. Odległość od podłogi pomieszczenia, na której wydatek strugi konwekcyjnej zrównuje się ze strumieniem powietrza nawiewanego, stanowi zgodną z tym modelem granicę stref.

Z praktycznego punktu widzenia, do obliczania wentylacji wyporowej istotna jest możliwość przewidywania wysokości strefy napływu – wysokości tzw. strefy "czystej", która powiązana jest ze strumieniem objętości powietrza wentylacyjnego. Wykorzystanie w tym celu modelu *"filling a box with a plume"* może stanowić podstawę obliczania wentylacji wyporowej. Dotychczas brak jest metody obliczania wentylacji wyporowej wykorzystującej bezpośrednio wspomniany model.

W pracy dokonano przeglądu literatury, zwracając szczególną uwagę na problematykę związaną z obliczeniami wentylacji wyporowej oraz poszczególnych czynników warunkujących działanie wentylacji wyporowej, takich jak: źródła ciepła i powiązane z nimi strugi konwekcyjne, strugi powietrza nawiewanego, warunki geometryczne, strumień objętości powietrza wentylacyjnego. Szczególną rolę w działaniu wentylacji wyporowej odgrywają strugi konwekcyjne. Stosowane dotychczas sposoby obliczania strug konwekcyjnych odnoszą się do przypadków przestrzeni swobodnej. Zachodzi więc potrzeba opracowania sposobu obliczania strug konwekcyjnych w warunkach wentylacji wyporowej, tj. w przestrzeni ograniczonej z występującą stratyfikacją termiczną.

W pracy przedstawiono wyniki badań strug konwekcyjnych występujących w pomieszczeniach z wentylacją wyporową, oraz zaprezentowano wyniki badań warunków

tworzenia się tzw. dwustrefowego przepływu powietrza. Wyniki uzyskane w badaniach pozwoliły na sformułowanie zasad uwzględniania strug konwekcyjnych w obliczeniach wentylacji wyporowej.

Zaproponowano metodę obliczania wentylacji wyporowej odnoszącą się do prognozowania wysokości strefy „czystej"- napływu. Zamieszczono wyniki badań potrzebnych dla stosowania proponowanej metody obliczania wentylacji wyporowej. Przeprowadzone badania umożliwiły dalsze rozpoznanie strug konwekcyjnych, które należą do najważniejszych czynników, mających wpływ na przebieg wentylacji pomieszczeń, w których systemem wentylacji jest wentylacja wyporowa. Rozpoznanie to polegało na lepszym poznaniu wchłaniania powietrza do strug konwekcyjnych, które występują w przestrzeni ograniczonej, w otoczeniu ze stratyfikacją temperaturową, w warunkach wentylacji wyporowej. Udowodniono, że wartości współczynników wchłaniania dla strug konwekcyjnych w warunkach wentylacji wyporowej nie różnią się istotnie od wartości tych współczynników dla strug swobodnych oraz że dla obliczania tych strug może być wykorzystywany model strugi nad punktowym źródłem ciepła, pod warunkiem że zostaną do niego wprowadzone eksperymentalnie określone wartości tych współczynników wchłaniania oraz odległości biegunowe.

Wykazano, że metoda prognozowania wysokości strefy napływu bazująca na modelu "*filling box with a plume*" może być stosowana jako metoda inżynierska przy projektowaniu wentylacji wyporowej pomieszczeń. Dla praktycznego stosowania metody prognozowania wysokości strefy napływu można korzystać z prezentowanych w niniejszej pracy wartości współczynników wchłaniania powietrza przez strugę konwekcyjną i odległości biegunowej. Przeprowadzone badania porównawcze rozkładów temperatury powietrza i stężeń zanieczyszczeń z obliczeniami numerycznymi wykazują dość dobrą zgodność w rozkładach temperatury powietrza, natomiast znaczne rozbieżności w rozkładach stężeń zanieczyszczeń.

FORMING THE TWO-ZONE AIR FLOW IN A ROOM WITH DISPLACEMENT VENTILATION

Abstract

The monograph presents the research on prediction of air flows in a room with displacement ventilation. What is characteristic according to the *'filling box with a plume'* displacement ventilation model, is the forming of two specific zones inside the room: a lower one where the supply air flows into the buoyant plumes and an upper one where air re-circulation and mixing occur. The zones are separated by an air layer (named here as interface) of a certain thickness featured by a significant both temperature and contaminant concentration gradient. The distance from the room floor level at which the buoyant plume flow rate gets equal to the supply air flow rate points out, according to the said model, the position of the interface between the two zones.

From a practical point of view it is important for calculating displacement ventilation to be able to predict the height of the lower, supply (so-called 'cleaner') zone that is connected with the ventilation air flow rate. The use of the *"filling a box with a plume"* model in order to determine this height may be the basis for such calculation. Until now there is a lack of a method for calculating displacement ventilation using this model directly.

A literature review was made in the work giving special attention to the problems related to the calculation of displacement ventilation as well as particular factors affecting the displacement ventilation performance such as heat sources and related thermal plumes, supply air jets, geometrical conditions, volumetric ventilation air flow rate.

In the functioning of displacement ventilation, a special role is played by buoyant plumes. The methods used hitherto for calculating buoyant plumes concern the cases of free plumes (i.e. those rising in the unlimited, uniform surrounding air). Therefore there is a need for developing a way to calculate buoyant plumes spreading in displacement ventilation circumstances, i.e. in enclosures with thermal stratification taking place.

In the work, the results were presented of the experimental tests of buoyant plumes occurring in rooms with displacement ventilation as well as the results of investigating the conditions of the forming of so-called two-zone air flow. The results obtained in the tests

enabled rules to be formulated for taking account of the buoyant plumes in displacement ventilation calculations.

A method has been proposed to calculate displacement ventilation by predicting the height of the supply, 'cleaner' zone. The results of the tests were put that constitute necessary data for the application of the method proposed.

The tests that were carried out allowed the further recognition of buoyancy plumes, which are ones of the most important factors governing the process of ventilating rooms in which a displacement ventilation system is in operation. This recognition consisted in the better understanding of the mechanism of entrainment of room air by the buoyant plums that exist in confined space, in surroundings with temperature stratification, i.e. in displacement ventilation circumstances.

It was proved that the air entrainment coefficients values for buoyancy plumes under displacement ventilation conditions do not substantially differ from those for free buoyancy plumes; furthermore, the over-a-point-heat-source-plume model is possible to be used for the calculation of the plumes in question, provided that the experimentally determined values of the air entrainment coefficients and virtual plume origin distance will be introduced to that model.

It was demonstrated that the method of predicting the height of the supply zone, being based on the *'filling box with a plume'* model, may be used as an engineering method while designing displacement ventilation of rooms.

For the practical use of the method of predicting the height of the supply zone, one can take advantage of the presented in this work values of the coefficients of air entrainment by buoyancy plumes and virtual plume origin distance.

The studies that were done on the comparison of actual air temperature and contaminant concentration distributions with those derived from numerical calculations show fairly good agreement with regard to air temperature distributions but significant divergence with regard to contaminant concentration distributions.

WYDAWNICTWO POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ
ul. Akademicka 5, 44-100 Gliwice, tel./faks (0-32) 237-13-81
www.wydawnictwopolitechniki.pl

Sprzedaż i Marketing
tel. (0-32) 237-18-48
wydawnictwo_mark@polsl.pl

Nakł. 100 + 50	Ark. wyd. 11	Ark. druk. 9,875	Papier offset. 70x100, 80g
Oddano do druku 26.11.2007 r.	Podpisano do druku 26.11.2007 r.		Druk ukończ. w grudniu 2007 r.

Wydrukowano w Zakładzie Graficznym Politechniki Śląskiej w Gliwicach, ul. Kujawska 1
zam. 415/07