

Ewelina KUBACKA¹
Dariusz HEIM²

KOMFORT TERMICZNY W POMIESZCZENIU ZE ZDECENTRALIZOWANYM, MECHANICZNYM SYSTEMEM DOPROWADZENIA POWIETRZA

W artykule przedstawiono analizę parametrów komfortu cieplnego w pomieszczeniu przeznaczonym do pracy biurowej i użytkowanego w okresie dnia. Dla celów badania opracowano modele węzłowe przepływu powietrza w pomieszczeniu z podziałem na objętości skończone. Założono idealne utrzymanie temperatury powietrza w strefie wlotu (na poziomie 20°C) oraz jego dystrybucję w pomieszczeniu z uwzględnieniem konwekcji naturalnej. Przeanalizowano 4 konfiguracje rozmieszczenia otworów wlotowych i wylotowych. Graficznie zilustrowano układ wlotów i wylotów oraz ścieżki przepływu powietrza w pomieszczeniach. Dla poszczególnych przypadków wyznaczono parametry PMV i PPD dla dwóch wybranych stref odpowiadających możliwemu usytuowaniu człowieka w pozycji pracy przy biurku: pośrodku pomieszczenia oraz przy oknie. Ponadto przedstawiono zmianę temperatury powietrza wewnętrznego w czasie dla wybranego okresu. Wyniki przeprowadzonej symulacji pozwoliły na stwierdzenie, że komfort termiczny w pomieszczeniu został zachowany dla każdego z rozpatrywanych wariantów.

Słowa kluczowe: wentylacja mechaniczna, przepływ powietrza, temperatura wewnętrzna, komfort cieplny, symulacja

1. Wprowadzenie

Komfort cieplny ma wpływ na samopoczucie i zdolność wykonywania czynności, a także na zdrowie użytkowników i ich podatność na różne choroby [8]. Dlatego też spełnienie jego podstawowych kryteriów jest niezwykle ważne, zwłaszcza w pomieszczeniach przeznaczonych do pracy. Pomieszczenia biurowe przeznaczone są do pracy umysłowej wykonywanej w pozycji siedzącej, zazwyczaj w jednym miejscu. Pracownik znajduje się wtedy pod wpływem oddziaływania środowiska wewnętrznego czasie nawet kilkunastu godzin.

¹ Autor do korespondencji: Ewelina Kubacka, mgr inż., Katedra Inżynierii Środowiska, Łódzka, ul. Wólczańska 213, 90-924 Łódź, (42) 631-37-83, ewelina.kubacka@wipos.p.lodz.pl

² Dariusz Heim, dr hab. inż., Katedra Inżynierii Środowiska, Politechnika Łódzka, ul. Wólczańska 213, 90-924 Łódź, (42) 631-37-82, dariusz.heim@p.lodz.pl, osoba do korespondencji

Na przestrzeni ostatnich kilkudziesięciu lat powstało wiele modeli do określania komfortu cieplnego [3]. Podstawowym i najczęściej stosowanym jest model zaproponowany przez Fangera [4], w którym dokonuje jej się na podstawie wskaźnika PMV (Predicted Mean Vote), określającego średnią przewidywaną ocenę komfortu. Wskaźnik PMV jest funkcją zmiennych środowiskowych, takich jak: temperatura powietrza, średnia temperatura promieniowania, prędkość ruchu powietrza oraz ciśnienie pary wodnej, a także zmiennych fizjologicznych: poziomu aktywności i izolacyjności termicznej odzieży. Drugim sposobem oceny komfortu opracowanym przez Fangera jest wskaźnik PPD (Predicted Percentage of Dissatisfied). Określa on udział osób niezadowolonych z warunków panujących w pomieszczeniu i jest wyrażony w procentach. Warunki panujące w pomieszczeniu można uznać za komfortowe, jeżeli wartość wskaźnika PMV zawiera się w przedziale $-0,5 < \text{PMV} < +0,5$ (warunki określane jako neutralne). Jest to jednoznaczne z tym, że około 10% osób jest niezadowolonych, tzn. warunki panujące w pomieszczeniu uznaje za zbyt zimne lub zbyt gorące.

2. Metodologia

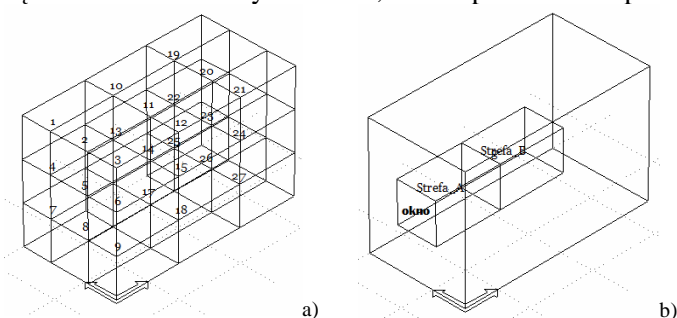
Na potrzeby artykułu oceny komfortu dokonano za pomocą dwóch wskaźników: PMV i PPD. Parametry niezbędne do ich wyznaczenia przyjęto zgodnie z zapisami norm, dotyczących wymaganych parametrów projektowanego środowiska wewnętrznego [7]. Przyjęto, że w okresie chłodniczym opór cieplny odzieży wynosi $I_{cl} = 0,5$ clo (ubranie w postaci cienkich spodni i koszuli z krótkim rękawem), poziom aktywności $1,2 \text{ met} = 70 \text{ W/m}^2$ (wartość charakterystyczna dla pracy biurowej), a prędkość powietrza $0,12 \text{ m/s}$. W okresie ogrzewczym opór cieplny ubrania przyjęto równy $1,0$ clo (koszula, spodnie, marynarka), prędkość powietrza jako $0,1 \text{ m/s}$. Poziom aktywności pozostaje bez zmian.

Aby przeprowadzić analizę komfortu termicznego w pomieszczeniu należało je poddać dynamicznej symulacji, wymagającej użycia odpowiedniego modelu przepływu powietrza. W celu określenia odpowiednich zjawisk sprzężania transferu ciepła i masy, zastosowano metodę węzłowego przepływu powietrza (Air Flow Network). Poszczególne strefy są reprezentowane przez układy węzłowych sieci przepływu, gdzie strefy (węzły) o różnych parametrach fizycznych są połączone ścieżką przepływu i pozostają w stanie równowagi termodynamicznej. Połączenie sieciowe opisano przez układ nieliniowych równań różniczkowych, które charakteryzują cechy i formę przepływu. Strumień przepływu przez każde połączenie wykonuje się w taki sposób, że ilość powietrza wpływającego do i wypływającego z każdej strefy pozostaje w stanie równowagi (zgodnie z zasadą zachowania masy).

3. Model symulacyjny

Symulację przeprowadzono dla modelu pojedynczego pomieszczenia biurowego. Bazę danych klimatycznych zbudowano w oparciu o dane meteorolo-

giczne typu WYEC (Weather Year for Energy Calculation, Version 2) [6], opracowane dla miasta Łodzi. Pomieszczenie zostało stworzone na podstawie rzeczywistej strefy o wymiarach (głębokość x szerokość x wysokość) 5,8 x 3 x 3,6 m. Wszystkie przegrody zostały zaprojektowane z założeniem dobrej izolacji cieplnej i stałej wydajności cieplnej obszaru. Jako odstawowy materiał dociepleniowy zastosowano wełnę mineralną o grubości 200 mm, umieszczoną po wewnętrznych stronach przegród zarówno pionowych jak i poziomych. W centralnej części ściany zewnętrznej znajduje się okno o wymiarach 1,2 x 1,2 m i grubości szyby równej 0,01 m, zorientowane na zachód. W celu uzyskania dokładnych wyników symulacji, rozpatrywany obszar podzielono na 27 stref o skończonych objętościach równych 1,94 m³, 2,16 m³, 2,59 m³ lub 2,88 m³ (Rys. 1.a)). Dwie z nich odpowiadają możliwemu usytuowaniu górnej części tułowia człowieka podczas pracy przy biurku. W jednej z nich (strefa A) osoba znajduje się w odległości od 2 do 4 m od okna, w drugiej (strefa B) do 2 m od okna (Rys. 1.b)). Możliwość zmiany usytuowania człowieka w pionie ograniczona jest wysokością tych stref równą 1,2 m. Obie są umieszczone na wysokości 1,2 m od powierzchni podłogi.



Rys. 1. Model pomieszczenia a) z podziałem na 27 stref o objętościach skończonych, b) z wyróżnieniem strefy A i B

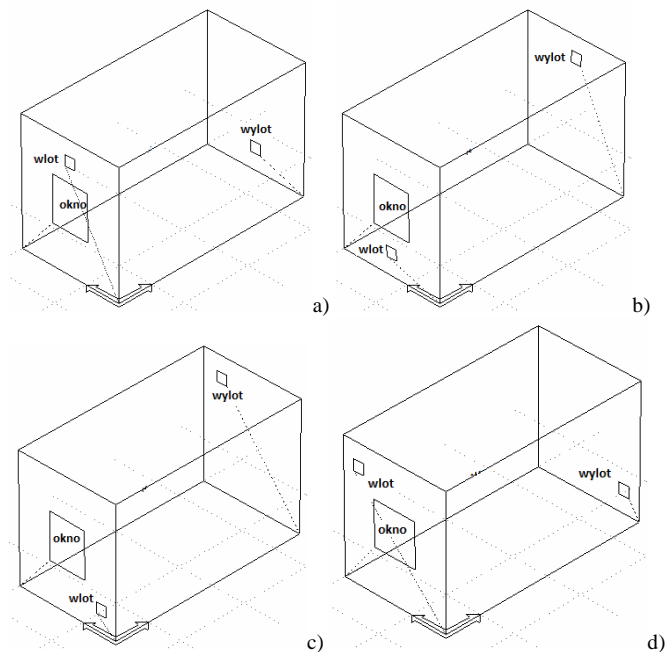
Fig. 1. The model of the room a) with the division for 27 zones of finite volumes, b) with the marking of the A and B zone

Analizy przeprowadzono zakładając, że pomieszczenie jest użytkowane przez jedną osobę. Prędkość przepływu przyjęto na poziomie 30 m³/h. Ustalono, że strefa użytkowana jest od poniedziałku do piątku w godzinach 8:00 - 18:00. Całkowite zyski ciepła zostały określone jako 215 W/osobę [2], gdzie 100 W pochodzi od wyposażenia pomieszczenia w urządzenia elektroniczne. Założono, że promieniowanie słoneczne stanowi wystarczające źródło światła w godzinach 8:00 - 16:00, a zatem zyski ciepła od sztucznego oświetlenia przyjęto równe 10 W/m² w godzinach 16:00 - 18:00.

System wentylacyjny znajdujący się w pomieszczeniu można określić jako hybrydowy. Stanowi go zdecentralizowana, mechaniczna jednostka nawiewna, umieszczona w ścianie frontowej i doprowadzająca świeże powietrze, natomiast

odprowadzane jest ono w sposób grawitacyjny, wyciągiem wbudowanym w tylną ścianę pomieszczenia. Urządzenie wentylacyjne wyposażone jest w układ, dzięki któremu powietrze nawiewane utrzymuje stałą temperaturę równą 20°C. Strefa nie została wyposażona w system ogrzewania ani chłodzenia.

Przeprowadzono analizę czterech możliwych przypadków usytuowania w pomieszczeniu wlotów i wylotów powietrza. W modelu I jednostkę nawiewną umieszczono w centralnej części strefy nadokiennej, a wyciąg powietrza nad powierzchnią podłogi (Rys. 2.a)), w modelu II nawiew znajduje się pod oknem, wyciąg pod powierzchnią stropu (Rys. 2.b)). W modelach III i IV wloty i wyloty zlokalizowano po przekątnej względem siebie: w modelu III wlot w lewym górnym narożniku ściany frontowej, wylot w prawym dolnym narożniku ściany tylnej (Rys. 2.c)), w modelu IV powietrze nawiewano z poziomu prawego dolnego narożnika ściany frontowej, wywiew usytuowany był w lewym górnym narożniku ściany tylnej (Rys. 2.d)).

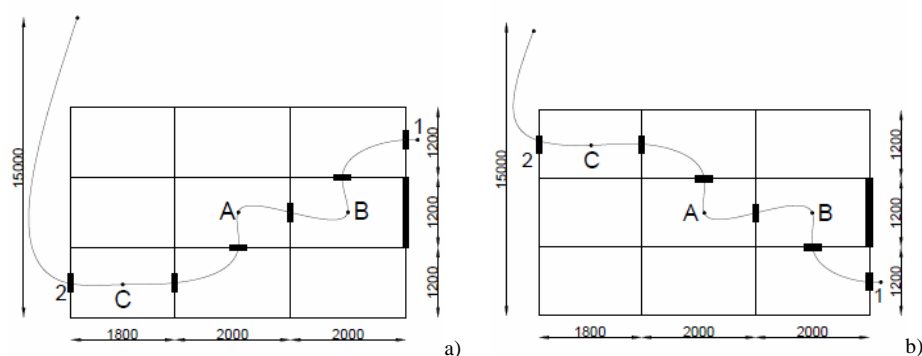


Rys. 2. Konfiguracja stref wlotu i wylotu powietrza w modelu a) I, b) II, c) III, d) IV

Fig. 2. Configuration deployment of inlet and outlet openings in the model a) I, b) II, c) III, d) IV

Dla wszystkich przypadków zaprojektowano sieć przepływu powietrza, składającą się z 5 węzłów (3 wewnętrzne – A, B i C oraz 2 zewnętrzne – 1 i 2, w których przepływ wywołany jest oddziaływaniem ciśnienia wiatru na powierzchnię elewacji) (Rys. 3.) Współczynnik rozkładu ciśnienia wiatru został określony w węźle wlotowym (1) jak dla ściany częściowo odsłoniętej, zaś dla

wężła wylotowego (2) jak dla dachu o kącie nachylenia mniejszym niż 10° [1]. Założono, iż odległość dachu budynku od podłogi rozpatrywanego pomieszczenia wynosi 15,0 m. Przepływy w węzłach są funkcją ciśnienia i właściwości komponentów, do których węzły są przyłączone. Dwie cechy komponentów były kluczowe dla analizy: obszar otworu i współczynnik rozładowania. Odpowiednie wartości tych współczynników przypisano do modelu, aby zapewnić średnią wielkość natężenia przepływu o wartości $30 \text{ m}^3/\text{h}$ dla strefy biurowej.



Rys. 3. Przepływ powietrza w węzłowej sieci przepływu w modelach a) I i III, b) II i IV

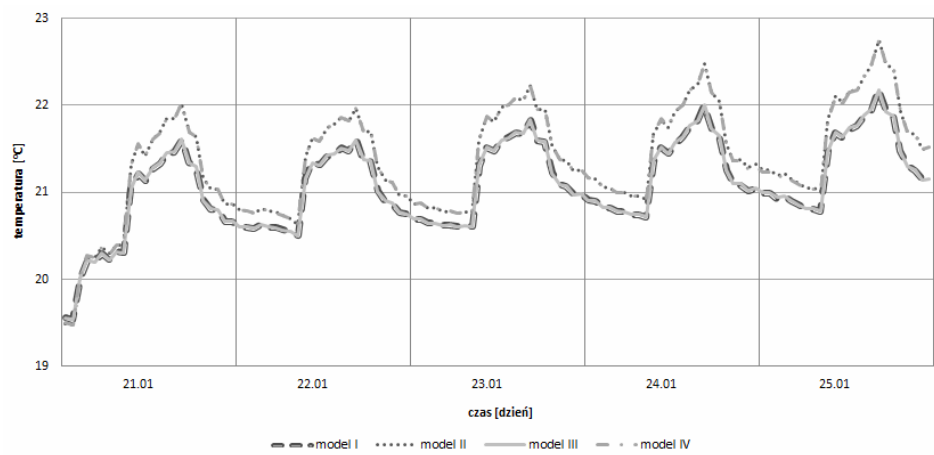
Fig. 3. The Air Flow Network in models a) I i III, b) II i IV

Wpływ przenoszenia ciepła i masy poprzez wewnętrzne strefy podziału obszaru modelu został pominięty ze względu na szczególne właściwości fizyczne przypisane do tych stref. Przegrody między nimi zostały określone za pomocą tzw. "fikcyjnych" materiałów, posiadających właściwości fizyczne jak dla cienkiej warstwy powietrza.

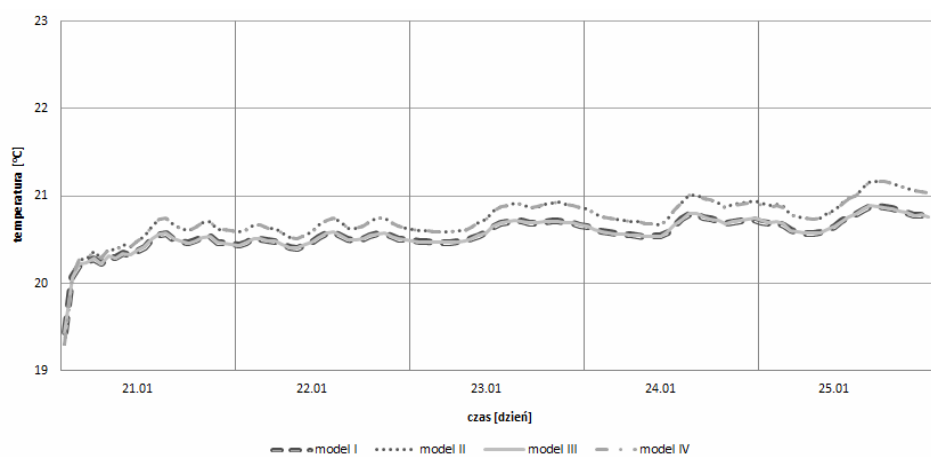
4. Wyniki

Symulacje przeprowadzono dla wybranych dwóch tygodni roboczych (poniedziałek – piątek): o najniższych i najwyższych średnich dobowych temperaturach. Były to odpowiednio okresy: od 21. do 25. stycznia oraz od 30. czerwca do 4. lipca. Zastosowano krok czasowy równy 60 minut.

Na Rys. 4. przedstawiono rozkład temperatur w wybranym tygodniu zimy, zarówno dla strefy A (Rys. 4a)) jak i dla strefy B (Rys. 4b)). Na Rys. 5. zobrazowano rozkład temperatur dla strefy A (Rys. 5a)) i B (Rys. 5b)) w tygodniu lata.

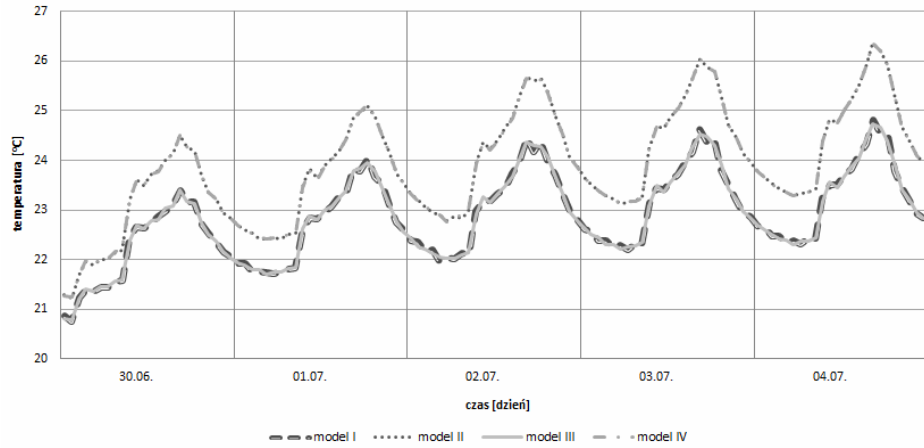


a)

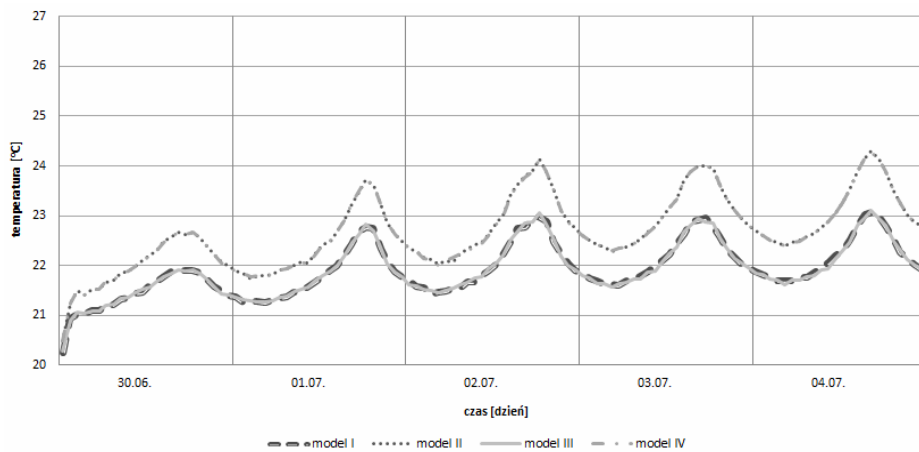


b)

Rys. 4. Rozkład temperatury wewnętrznej w najzimniejszym tygodniu roku a) w strefie A, b) w strefie B
Fig. 4. The internal temperature distribution in the coldest week of the year a) for zone A, b) for zone B



a)



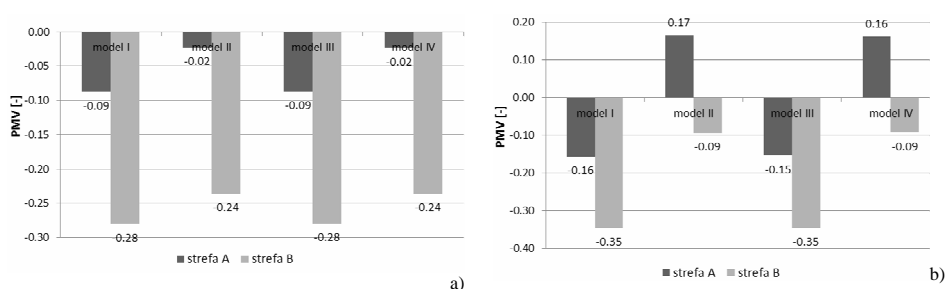
b)

Rys. 5. Rozkład temperatury wewnętrznej w najcieplejszym tygodniu roku a) w strefie A, b) w strefie B
 Fig. 5. The internal temperature distribution in the hottest week of the year a) for zone A, b) for zone B

Można zaobserwować, iż wyniki są bardzo zbliżone dla modeli, w których wloty i wyloty powietrza usytuowano na tym samym poziomie (dla modelu I i III – wloty w górnej strefie przegrody pionowej, wyloty w dolnej oraz dla modelu II i IV – wloty w dolnej, wyloty w górnej strefie przegrody pionowej). W modelach II i IV temperatura w każdej ze stref jest wyższa niż w modelach I i III, niezależnie od okresu roku. Różnice temperatur między strefami różnią się i wynoszą, niezależnie od umiejscowienia nawiewu powietrza, około 0,5 K w styczniu oraz około 1 K w tygodniu letnim. Najniższa odnotowana w pomieszczeniu temperatura wynosi 19,3°C i wystąpiła ona w styczniu

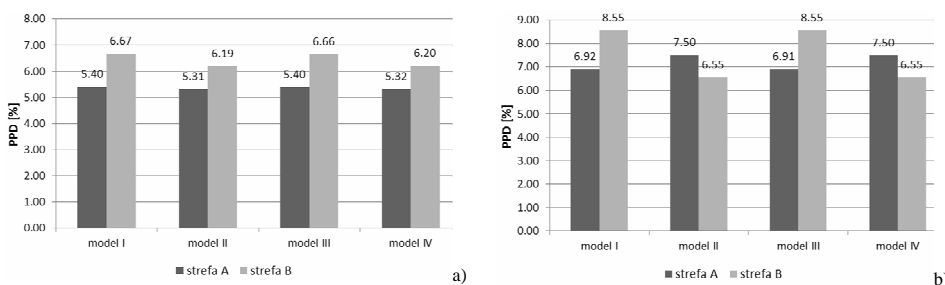
dla modelu III w strefie przy oknie, zaś najwyższa wartość temperatury to 26,2°C, wystąpiła latem w modelu II, w strefie oddalonej od okna.

Aby w łatwy sposób porównać warunki komfortu termicznego w pomieszczeniu dla wszystkich przypadków, wybrano jedynie wyniki uzyskane dla pojedynczych dni: o najniższej i najwyższej średniej dobowej temperaturze powietrza zewnętrznego (25. stycznia i 4. lipca). Na Rysunkach 6 i 7 przedstawiono średnie wartości wskaźników PMV i PPD dla tych dni w każdej ze stref.



Rys. 6. Średnie wartości wskaźnika PMV dla dni w roku o skrajnych średnich dobowych wartości temperatur a) 25.01, b) 04.07

Fig. 6. Average values of PMV index for days in the year of extreme daily mean temperature values a) 25.01, b) 04.07



Rys. 7. Średnie wartości wskaźnika PPD dla dni w roku o skrajnych średnich dobowych wartości temperatur a) 25.01, b) 04.07

Fig. 7. Average values of PPD index for days in the year of extreme daily mean temperature values a) 25.01, b) 04.07

W każdym przypadku warunki komfortu termicznego są zachowane. Średnie wartości wskaźnika PMV są zachowane w przedziale od -0,5 do +0,5, a wskaźnik PPD wyniósł mniej niż 10% w każdym rozpatrywanym przypadku.

W zimie mniejszy odsetek ludzi niezadowolonych z warunków panujących w pomieszczeniu uzyskano w modelach, w których wlot powietrza zlokalizowany jest w dolnej części ściany frontowej (model II i IV) i dla każdego przy-

padku korzystniejsze jest usytuowanie miejsca pracy w części środkowej pomieszczenia. wskaźnik PPD wyniósł mniej niż 10% w każdym rozpatrywanym przypadku.

W lecie, aby uzyskać jak najkorzystniejsze warunki komfortu cieplnego, należałoby sytuować biurka w części środkowej pomieszczenia w przypadkach, w których powietrze napływa z górnej strefy ściany frontowej (model I i III) i bliżej okna, gdy wlot jest u jej dołu (model II i IV).

5. Wnioski

Na podstawie wyników dokonanej analizy możliwe jest stwierdzenie, że sposób umiejscowienia w pomieszczeniu wlotów i wylotów powietrza wentylacyjnego, warunkuje sposób przepływu powietrza oraz ma wpływ na rozkład temperatury w jego wnętrzu. Odpowiednio zaprojektowany system wentylacji wraz z przemyślanym usytuowaniem miejsc pracy, pozwala na osiągnięcie bardzo dobrych parametrów komfortu termicznego.

Ponadto przeprowadzona symulacja pozwala wyciągnąć wniosek, że instalując zdecentralizowane systemy wentylacji z układem umożliwiającym utrzymywanie stałej temperatury powietrza nawiewanego, nie ma konieczności wyposażenia budynku w systemy ogrzewcze czy chłodzące. Wykorzystując do zasilania takiego systemu energię pochodzącą z odnawialnych źródeł, np. paneli fotowoltaicznych, możliwe jest osiągnięcie bardzo dobrych parametrów komfortu termicznego przy minimalnym zużyciu energii.

Literatura

- [1] Clarke J.A.: Energy simulation in building design, 2nd-edition, Butterworth-Heinemann, Oxford, 2001
- [2] Comstock W.S.: ASHRAE Handbook – Fundamental, Chapter 29, Nonresidential Cooling and Heating Load Calculations, 2001
- [3] Djongyang N., Tchinda R., Njomo D.: Thermal comfort: A review paper, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 14, Issue 9, s. 2626-2640, 2010
- [4] Fanger P.O.: Komfort cieplny, Arkady, Warszawa 1974
- [5] Hensen J.L.M., Lamberts R.: Building Simulation for Design and Operation, Spon Press, 2011
- [6] Narowski P., Janicki M., Heim D.: Comparison of Untypical Meteorological Years (UMY) and their influence on building energy performance simulations, Proc. of Conference "Building Simulation - BS2013". Le Bourget-du-Lac, 2013, pp.1414-1421
- [7] Olesen B.W., Parsons K.C.: Introduction to thermal comfort standards and to the proposed new version of EN ISO 7730, Energy and Buildings, vol. 34, s.537-548, 2002
- [8] Śliwowski L.: Mikroklimat wnętrz i komfort cieplny ludzi w pomieszczeniach, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław, 1999

THERMAL COMFORT IN A ROOM WITH A DECENTRALIZED, MECHANICAL AIR SUPPLY SYSTEM

S u m m a r y

The article presents an analysis of the parameters of thermal comfort in a room designed for office work and occupied during the day. For the study purpose air flow network models were developed for a room divided into finite volumes. Maintenance of constant air temperature in the inlet zone (20°C) and its distribution by the natural convection were assumed. Four configurations deployment of inlet and outlet openings were analysed. Parameters of PMV and PPD for the selected zones corresponding to the possible location of a man working at a desk: in the middle of the room and at the window, were determined for individual cases. The results of the simulations have confirmed that the thermal comfort in the room was maintained for each of the considered options.

Keywords: mechanical ventilation, air flow, internal temperature, thermal comfort, simulation

Przesłano do redakcji: 24.03.2015 r.

Przyjęto do druku: 22.06.2015 r.

DOI:10.7862/rb.2015.53