

MODELOWANIE NUMERYCZNE PARAMETRÓW LOKALNYCH KOMFORTU CIEPLNEGO W POMIESZCZENIU MIESZKALNYM

Aneta BOHOJŁO*, Mirosława KOŁODZIEJCZYK**

*dyplomantka specjalności TCiMPS, Wydział Mechaniczny, Politechnika Białostocka, ul. Wiejska 45 C, 15-351 Białystok

**Katedra Techniki Ciepłej i Inżynierii Rolniczej, Wydział Mechaniczny, Politechnika Białostocka, ul. Wiejska 45 C, 15-351 Białystok

gedune@wp.pl, mirka@pb.edu.pl

Streszczenie: W pracy wyznaczono parametry lokalne komfortu cieplnego (temperaturę wynikową, wilgotność względną, przewidywany odsetek osób niezadowolonych z przeciągu, z temperatury podłogi oraz z różnicy temperatury pomiędzy głową a kostkami nóg) na podstawie rozwiązania numerycznego nieustalonego zagadnienia wentylacji pomieszczenia mieszkalnego w programie ANSYS-CFX. Przedstawiono również ocenę zbieżności otrzymanego rozwiązania numerycznego oraz oszacowanie jego niepewności numerycznej.

1. WPROWADZENIE

Przeciętny człowiek spędza większość swego czasu w pomieszczeniach zamkniętych – biurowych, usługowych, mieszkalnych. Z punktu widzenia jakości życia niezwykle ważną jest więc skuteczną wentylacją pomieszczenia dostarczającą powietrze o właściwych parametrach i zapewniającą efektywne usuwanie zanieczyszczeń biologicznych i chemicznych.

Właściwa ocena stanu wentylacji powinna uwzględniać parametry komfortu cieplnego, opisujące uzyskanie równowagi cieplnej człowieka w wentylowanym pomieszczeniu (Awbi, 2003; Fanger, 1974; Heiselberg i inni, 2008). Parametry komfortu cieplnego zostały podzielone przez normę PN-EN ISO 7730:2006(U) na: globalne, uwzględniające odczucia cieplne człowieka w sposób całościowy, i lokalne, opisujące wpływ poszczególnych składników mikroklimatu pomieszczenia na jego zadowolenie lub niezadowolenie z warunków panujących w bezpośrednim otoczeniu oraz opisujące jego niekorzystne odczucia związane z ich oddziaływaniem na poszczególne części ciała (PN-EN ISO 7730).

Pełna analiza czynników wpływających na zapewnienie warunków komfortu cieplnego obejmuje metabolizm człowieka, temperaturę powierzchni otaczających go przegród, temperaturę, wilgotność względną oraz prędkość powietrza.

Narzędzia numerycznej mechaniki płynów w postaci komercyjnych programów obliczeniowych poszerzyły w znacznym stopniu dotychczasowe możliwości oceny stanu wentylacji pomieszczeń umożliwiając badanie wpływu wielorakich czynników, np. zmiennych warunków klimatycznych, obecności wewnętrznych źródeł ciepła, doboru nawiewników i wywiewników oraz wpływ ich usytuowania na stan wentylacji i warunki komfortu cieplnego już na etapie projektowania budynku (Evola i Popov, 2006; Heiselberg i inni, 2008; Lin i inni, 2007; Stamou i Katsiris, 2006), zmniejszając tym samym koszty niezbędnych badań

i samej inwestycji. Są to jednak narzędzia bardzo wymagające, zarówno pod względem wiedzy procesowej jak i numerycznej, a warunkiem ich konkurencyjności w stosunku do innych metod jest uzyskanie pewności, że rozwiązanie numeryczne z należytą dokładnością odzwierciedla rzeczywiste zjawisko. Konieczne jest więc przeprowadzenie oceny zbieżności rozwiązania numerycznego i oszacowanie ilościowe jego niepewności i/lub jego walidacja doświadczalna (Johnson i inni, 2006; Roache, 1998; Stern i inni, 2001).

Celem niniejszej pracy było opracowanie sposobu modelowania numerycznego parametrów lokalnych komfortu cieplnego z wykorzystaniem programu ANSYS-CFX na przykładzie wybranego pomieszczenia mieszkalnego wraz z oszacowaniem niepewności numerycznej uzyskanego rozwiązania.

2. WSKAŹNIKI KOMFORTU CIEPLNEGO

Ze względu na różnice osobowe, zarówno biologiczne jak i związane ze stylem życia, wskaźniki komfortu cieplnego muszą uwzględniać rozrzut statystyczny odczuć cieplnych dużych grup ludzkich i są sformułowane w postaci przewidywanej oceny średniej oraz procentu osób niezadowolonych z warunków panujących w pomieszczeniu.

Najważniejszymi parametrami komfortu globalnego są zaproponowane przez Fangera (1974) i następnie zaakceptowane przez normę PN-EN ISO 7730:2006(U): przewidywana ocena średnia *PMV* (Predicted Mean Vote), wyrażona w skali od -3 do +3 oraz przewidywany odsetek osób niezadowolonych *PPD* (Predicted Percentage of Dissatisfied). Do określenia tych wartości konieczna jest znajomość temperatury powietrza, średniej temperatury promieniowania, prędkości, temperatury i wilgotności powietrza, poziomu metabolizmu człowieka oraz izolacyjności cieplnej jego odzieży.

Wskaźniki komfortu, czy może raczej dyskomfortu lokalnego, zdefiniowane przez normę PN-EN ISO 7730: 2006(U), to m.in.: przewidywany odsetek osób niezadowolonych z przeciągu, przewidywany odsetek osób niezadowolonych z różnicy temperatury pomiędzy głową a kostkami nóg oraz przewidywany odsetek osób niezadowolonych z temperatury podłogi.

Przewidywany odsetek osób niezadowolonych z przeciągu *DR* (draught rating), jest opisany wzorem (PN-EN ISO 7730):

$$DR = (34 - t)(v - 0.05)^{0.62} (0.37 v T_u + 3.14), \quad (1)$$

gdzie *t* oraz *v* to odpowiednio temperatura [°C] i średnia prędkość powietrza [m/s], *T_u* jest intensywnością turbulencji; wzór (1) obowiązuje w zakresie zmienności parametrów: $t = 20^{\circ}\text{C} \div 26^{\circ}\text{C}$, $v < 0.5 \text{ m/s}$ i $T_u = 10\% \div 6\%$; dla $v < 0.05 \text{ m/s}$ przyjmuje się $v = 0.05 \text{ m/s}$, natomiast w przypadku uzyskania $DR > 100\%$, przyjmuje się wartość $DR = 100\%$.

Przewidywany odsetek osób niezadowolonych z różnicy temperatury pomiędzy głową a kostkami nóg *PDV* (percentage of dissatisfied from vertical air temperature difference between head and feet) wyznacza się z zależności (PN-EN ISO 7730):

$$PDV = \frac{100}{1 + e^{(5.76 - 0.856 \Delta t_v)}}, \quad (2)$$

gdzie $\Delta t_v < 8^{\circ}\text{C}$ jest mierzona w pionie różnicą temperatury pomiędzy głową a kostkami nóg człowieka [°C].

Przewidywany odsetek osób niezadowolonych z temperatury podłogi *PDF* (percentage of dissatisfied caused by warm or cold floor) wyznacza się z wzoru (PN-EN ISO 7730):

$$PDF = 100 - 94 e^{(-1.387 + 0.118 t_f - 0.0025 t_f^2)}, \quad (3)$$

gdzie *t_f* – temperatura podłogi [°C].

Ważnym wskaźnikiem lokalnym komfortu cieplnego jest również wilgotność względna powietrza *RH*, wyznaczana w niniejszej pracy ze wzoru:

$$RH = \frac{\rho}{\rho_m} 100\% \quad (4)$$

ρ – gęstość pary wodnej, ρ_m – gęstość pary wodnej nasyconej.

W literaturze przedmiotu odczucia cieplne człowieka, tzw. temperaturę odczuwalną, opisuje się liczbowo przez określenie m.in. następujących wskaźników temperaturowych:

- standardowej temperatury efektywnej *SET* (Standard Effective Temperature) (Guodong i inni, 2003), będącej funkcją aktywności człowieka, izolacyjności odzieży i warunków środowiska;
- temperatury wynikowej *DRT* (Dry Resultant Temperature) (Awbi, 2003) wyznaczanej ze wzoru:

$$DRT = \frac{t_{mrt} + 3.17 t \sqrt{v}}{1 + 3.17 \sqrt{v}} [^{\circ}\text{C}], \quad (5)$$

gdzie: *t_{mrt}* – średnia temperatura promieniowania [°C], otrzymywana z prawa Stefana-Boltzmana, *t* – tempera-

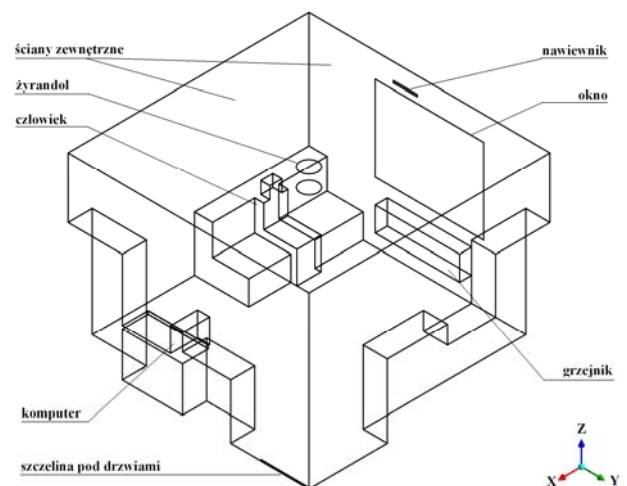
tura [°C] i *v* – prędkość powietrza [m/s]; dla $v < 0.1 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

przyjmuje się $DRT = (t_{mrt} + t) / 2$.

W niniejszej pracy do oceny komfortu cieplnego w badanym pomieszczeniu wykorzystano wskaźniki lokalne *DR* (1), *PDV* (2), *PDF* (3), *RH* (4) oraz *DRT* (5) po przeprowadzeniu symulacji zagadnienia w programie ANSYS-CFX. Wspomniane wcześniej wskaźniki komfortu globalnego oraz standardowa temperatura efektywna *SET* wymagają określenia temperatury odzieży i z tego powodu są dużo trudniejsze obliczeniowo niż wskaźniki komfortu lokalnego. Ich wyznaczenie nie wchodziło w zakres niniejszej pracy.

3. OPIS POMIESZCZENIA MIESZKALNEGO

Do obliczeń wybrano rzeczywiste pomieszczenie mieszkalne – pokój w domku jednorodzinny, zbudowanym w latach siedemdziesiątych ubiegłego wieku. Geometria pomieszczenia wraz z najważniejszymi elementami została pokazana na rysunku 1, na którym przedstawiono jedynie obszar przepływowy wypełniony czynnikiem roboczym. Kształt większości elementów istotnych w modelowaniu został uproszczony ze względu na konieczność ograniczenia liczby węzłów siatki. Jest to uproszczenie często stosowane w tego typu obliczeniach (Evoła i Popov, 2006; Lin i inni, 2007; Stamou i Katsiris, 2006), tylko sporadycznie pojawiają się artykuły naukowe, w których modeluje się geometrię pomieszczenia lub sylwetkę człowieka w sposób bardziej zbliżony do rzeczywistości (Abanto i inni, 2004; Sorensen i Voight, 2003).



Rys. 1. Geometria badanego pomieszczenia

Gabaryty pomieszczenia wynoszą: 4m x 4m x 2.8m. W obliczeniach uwzględniono następujące źródła ciepła: człowiek, grzejnik, komputer oraz żyrandol. Uwzględniono również przenikanie ciepła przez ściany zewnętrzne (rysunek 1) oraz okno. Nie uwzględniano natomiast zysków ciepła od promieniowania słonecznego.

Napływ powietrza z zewnątrz odbywa się przez widoczny na rysunek 1 nawiewnik okienny o wymiarach 40cm x 3cm. Przepływ powietrza (napływ lub wypływ) możliwy jest również przez szczelinę pod drzwiami prowa-

dzącymi do dalszej części mieszkania. Wymiary szczeliny wynoszą: 80cm x 2cm, Do modelowania wybrano parametry powietrza zewnętrznego odpowiadające warunkom zimowym.

4. MODEL MATEMATYCZNY

Przepływ powietrza w pomieszczeniu opisany jest trzema podstawowymi zasadami bilansowymi mechaniki: zasadą zachowania masy, zasadą zachowania pędu i zasadą zachowania energii.

Różniczkowe postacie tych zasad to:

– równie ciągłości:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0; \quad (6)$$

ρ – gęstość czynnika, \vec{V} – wektor prędkości;

– równie ruchu Naviera-Stokesa:

$$\frac{\partial(\rho \vec{V})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V} \otimes \vec{V}) = -\nabla p + \nabla \cdot \tau + \vec{f}, \quad (7)$$

gdzie p - ciśnienie, zaś

$$\tau = \mu \left(\nabla \vec{V} + (\nabla \vec{V})^T - \frac{2}{3} \delta \nabla \cdot \vec{V} \right) \quad (8)$$

jest tensorem naprężeń, \vec{f} – jednostkową siłą masową;

– równanie energii:

$$\frac{\partial(\rho h_c)}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V} h_c) = \quad (9)$$

$$\nabla \cdot (\lambda \nabla T) + \nabla \cdot (\vec{V} \cdot \tau) + \vec{V} \cdot \vec{f} + S_E$$

gdzie $h_c = e + \frac{p}{\rho} + \frac{1}{2} V^2$ – entalpia całkowita,

e – energia wewnętrzna, λ – współczynnik przewodzenia, S_E – źródło ciepła.

Równania powyższe muszą być uzupełnione o odpowiednie równania konstytutywne, warunki początkowe i brzegowe.

Rozwiązanie przedstawionego układu równań z równaniami ruchu Naviera-Stokesa, czyli przeprowadzenie obliczeń DNS, wymagających bardzo gęstych siatek obliczeniowych, jest dla większości zagadnień praktycznych niemożliwe z powodu ograniczonej mocy dzisiejszych komputerów. W obliczeniach praktycznych wykorzystuje się najczęściej metodę Reynoldsa uśredniania zmiennych względem czasu prowadzącą do równań RANS. Równania RANS muszą być uzupełnione o model turbulencji. W niniejszej pracy zastosowano model turbulencji k-ε w formie zmodyfikowanej RNG, szeroko stosowany w tego typu obliczeniach (Heiselberg i inni, 2008).

Program ANSYS-CFX rozwiązuje zagadnienia ciepłoprzepływowe opisane równaniami RANS metodą objętości kontrolnych wykorzystując funkcje kształtu do przybliżenia wartości zmiennych w obrębie objętości kontrolnej.

5. MODELOWANIE NUMERYCZNE

Modelowanie numeryczne z wykorzystaniem programu ANSYS-CFX wymaga utworzenia siatki obliczeniowej, określenia parametrów fizycznych czynnika roboczego, wyboru rodzaju symulacji, modelu zjawisk fizycznych oraz modelu turbulencji wraz z doбором parametrów liczbowych, określenia warunków początkowych i brzegowych, doboru parametrów rozwiązania, przeprowadzenia obliczeń oraz oszacowania niepewności numerycznej rozwiązania.

Czynnikiem roboczym było powietrze wilgotne, modelowane mieszaniną powietrza suchego traktowanego jako gaz doskonały i pary wodnej. Parametry pary wodnej pobrano z wbudowanej w ANSYS-CFX biblioteki IAPWS IF97. Dodatkowo rozróżniono powietrze „stare”, znajdujące się w pomieszczeniu i powietrze „świeże”, napływające z zewnątrz. W rezultacie czynnikiem roboczym był mieszaniną powietrza starego, powietrza świeżego i pary wodnej. Takie rozróżnienie rodzajów powietrza w mieszaninie pozwoliło na łatwą analizę postprocesorową napływu powietrza z zewnątrz. Model fizyczny przepływu uwzględniał oddziaływanie grawitacyjne Ziemi ze względu na wagę konwekcji naturalnej w badanym zagadnieniu. Określenie parametrów komfortu cieplnego wymagało wyznaczenia średniej temperatury promieniowania; w modelu fizycznym procesu zastosowano model promieniowania Discrete Transfer polecany przez dokumentację ANSYS-CFX do tego typu obliczeń.

Na podstawie wstępnych testów obliczeniowych oszacowano, że założoną zbieżność obliczeń, na poziomie zbieżności iteracyjnej RMS nie większej niż 10-4, można osiągnąć wyłącznie w wyniku symulacji nieustalonej. W obliczeniach nieustalonych zastosowano 5 pętli wewnętrznych w każdym kroku czasowym równym we wszystkich prezentowanych obliczeniach $\Delta t = 0.05s$.

Symulację podzielono ostatecznie na dwa etapy. Etap pierwszy stanowiła symulacja nieustalona konwekcji naturalnej wywołanej przez nagłe „włączenie” wewnętrznych źródeł ciepła: komputera (150W), grzejnika (700W), żyrandola (150W), z uwzględnieniem wpływu człowieka, w pierwotnie jednorodnym temperaturowo (20°C) i nieruchym powietrzu o wilgotności względnej 40%. Człowiek odpoczywający na siedząco generuje strumień ciepła (85W) oraz pary wodnej (41 g/h) [6]. W obliczeniach uwzględniono przenikalność ścian zewnętrznych ze współczynnikiem przenikania dla budynków budowanych w latach 1976÷1983 równym 1,163 W/(m²K) a wyznaczonym wg normy PN-74/B03404. Uwzględniono również przenikalność cieplną okna ze współczynnikiem przenikania 1,1 W/(m²K). Ciśnienie odniesienia wynosiło 0.1MPa. Założono temperaturę na zewnątrz równą -5°C. Drzwi do pomieszczenia były zamknięte, przepływ powietrza możliwy był jedynie przez szczelinę pod drzwiami (rysunek 1) przy ciśnieniu względnym 0Pa. Powietrze napływające z dalszej części mieszkania miało temperaturę 20°C i wilgotność względną 40%.

W etapie drugim, po upływie 10 s od „uruchomienia” źródeł ciepła, został otwarty nawiewnik okienny, umożliwiając tym samym napływ powietrza z zewnątrz o parametrach: -5°C i wilgotności względnej 100%. Napływ powie-

trza odbywał się ze stałą prędkością 0.3 m/s, normalną do powierzchni wlotu.

W obliczeniach zastosowano model turbulencji RNG k-ε ze skalowalną funkcją ścianki; założono przy tym intensywność turbulencji równą 5%.

6. OCENA ZBIEŻNOŚCI ROZWIĄZANIA NUMERYCZNEGO

Warunkiem koniecznym zbieżności rozwiązania numerycznego jest osiągnięcie wystarczającej zbieżności iteracyjnej określonej zwykle jako zmniejszenie wartości znormalizowanego residuum dla każdego z rozwiązywanych równań bilansowych o przynajmniej trzy rzędy wielkości (ANSYS-CFX; Freitas, 2002; Johnson i inni, 2006). W badanym zagadnieniu obliczeniowym nie udało się osiągnąć zbieżności residualnej na poziomie RMS poniżej 10^{-4} w symulacji ustalonej. Z tego powodu zdecydowano się na wykonanie czasochłonnych obliczeń nieustalonych, w trakcie których taką zbieżność iteracyjną uzyskano dla wszystkich rozwiązywanych równań. Przebieg symulacji nieustalanej przedstawiono w punkcie poprzednim.

Pełne zbadanie zbieżności rozwiązania zagadnienia nieustalonego wymaga oceny niepewności numerycznej spowodowanej zarówno dyskretyzacją w przestrzeni jak i krokiem czasowym. W przypadku stosowania niestrukturalnych siatek przestrzennych zaleca się w literaturze przedmiotu (ANSYS-CFX; Johnson i inni, 2006; Roache, 1998) wykonanie obliczeń dla trzech siatek o sukcesywnie rosnącym stopniu zagęszczenia oraz dla przynajmniej dwóch różnych kroków czasowych dla każdej z siatek, a następnie przeprowadzenie oceny zbieżności siatkowej dla istotnych procesów globalnych funkcji wynikowych ϕ . W niniejszej pracy ograniczono się do zbadania jedynie zbieżności numerycznej rozwiązania spowodowanej dyskretyzacją w przestrzeni i obserwacją jak wynikowa niepewność numeryczna zmienia się w czasie przebiegu symulacji. Badanie zbieżności rozwiązania przeprowadzono do osiągnięcia $t = 60s$. Krok czasowy był stały i równy $\Delta t = 0.05s$. W oszacowaniu niepewności rozwiązania numerycznego zastosowano procedury stosowane w obliczeniach numerycznych reaktorów jądrowych i opisanych w zaleceniach Idaho National Laboratory (Johnson i inni, 2006).

Siatki obliczeniowe stosowane w niniejszej pracy utworzono w środowisku ANSYS-Workbench z niestrukturalnych elementów czworościennych. Przetestowano trzy siatki obliczeniowe: siatkę A o najmniejszej gęstości (liczba węzłów $N_3 = 64215$), siatkę średniej gęstości B (liczba węzłów $N_2 = 128660$) i siatkę C o największej gęstości (liczba węzłów $N_1 = 205867$).

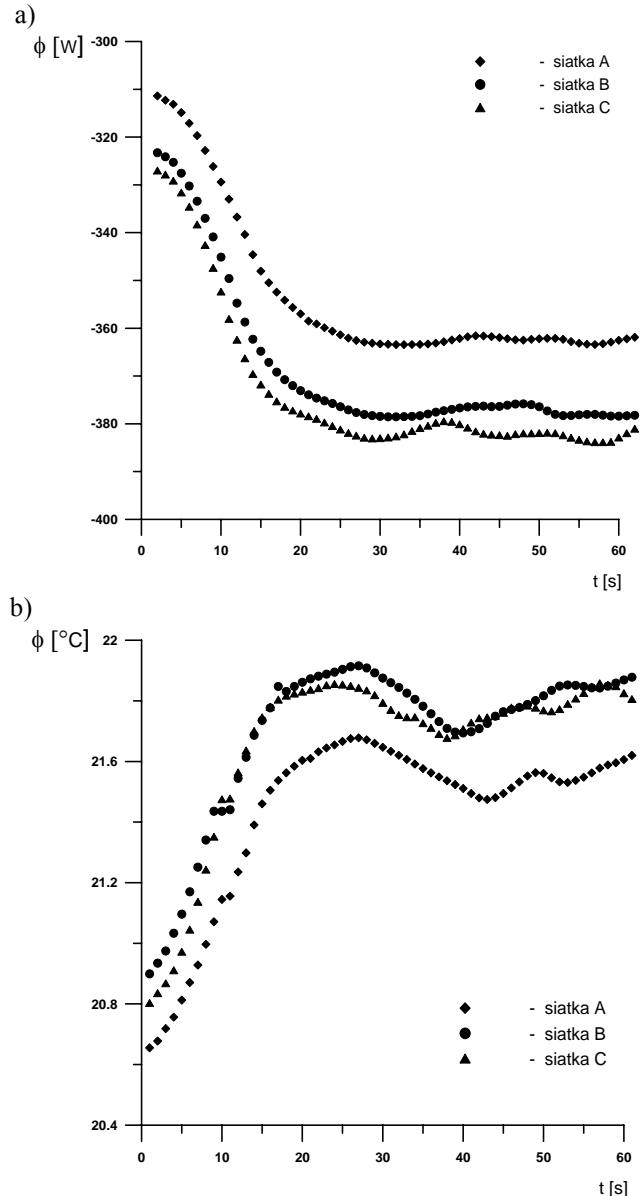
Średni liniowy rozmiar objętości kontrolnej „i-tej” siatki wyznaczono z zależności:

$$h_i = \left(\frac{1}{N_i} \sum_{j=1}^{N_i} (\Delta V_j) \right)^{1/3}, \quad (10)$$

gdzie: $\sum_{j=1}^{N_i} (\Delta V_j)$ jest całkowitą objętością badanego po-

mieszczenia, N_i liczbą objętości kontrolnych „i-tej” siatki. Wyniósł on odpowiednio: $h_3 = 0.0863m$, $h_2 = 0.0684m$

i $h_1 = 0.0585m$. Stosunek średnich wymiarów liniowych był równy $r_{31} = h_3/h_1 = 1.475$, $r_{21} = h_2/h_1 = 1.169$, $r_{32} = h_3/h_2 = 1.261$.



Rys. 2. Zależność funkcji wynikowych ϕ od czasu dla siatek A, B i C, a) ϕ – ciepło tracone w jednostce czasu przez ścianki zewnętrzne [W]; b) ϕ – temperatura DRT [°C] w bezpośrednim otoczeniu człowieka

Jako wielkości wynikowe ϕ , na podstawie których badano globalną zbieżność siatkową, uznano ilość ciepła przenikającą w jednostce czasu przez ściany zewnętrzne (rysunek 1) oraz temperaturę DRT (5), średnią w objętości kuli o współrzędnych środka (1,1,1) i promieniu 1m, czyli w bezpośrednim otoczeniu człowieka. Wielkości te wyznaczono w Postprocessorze ANSYS-CFX. Rysunki 2a i b przedstawiają zmienność obu parametrów z wpływem czasu dla siatek A, B i C.

Badanie zbieżności rozwiązania wymaga określenia jej rodzaju. Informację tę uzyskuje się na podstawie wartości stosunku (Franke i Frank, 2008):

$$R = \varepsilon_{21} / \varepsilon_{32} \quad (11)$$

gdzie

$$\varepsilon_{32} = \phi_3 - \phi_2, \quad \varepsilon_{21} = \phi_2 - \phi_1; \quad (12)$$

gdzie ϕ_i – oznacza rozwiązanie uzyskane na „ i -tej” siatce.

Rzeczywisty rząd zbieżności p rozwiązań ϕ , określono z równania (Johnson i inni, 2006):

$$p = \frac{1}{\ln(r_{21})} \left| \ln \left| \frac{\varepsilon_{32}}{\varepsilon_{21}} \right| + q(p) \right|, \quad (13a)$$

gdzie

$$q(p) = \ln \left(\frac{r_{21}^p - s}{r_{32}^p - s} \right), \quad s = 1 \cdot \text{sign} \left(\frac{\varepsilon_{32}}{\varepsilon_{21}} \right). \quad (13b)$$

W przypadku ciepła traconego przez ściany zewnętrzne stosunek R (11) był w całym badanym zakresie czasu większy od zera i mniejszy od jedności, co wskazuje na zbieżność monotoniczną tej wielkości. Rzeczywisty rząd zbieżności p zawierał się w granicach od 1.4 do 7.3 (średnio 3.8). Bardzo duży rząd zbieżności p rozwiązania sugeruje, że rozwiązanie znajduje się w zakresie zbieżności monotonicznej, lecz nie asymptotycznej, ponieważ rząd p nie zgadza się z formalnym rzędem metody (do rozwiązania zastosowano schemat „high resolution” drugiego rzędu dokładności (ANSYS-CFX)).

Dla temperatury DRT w bezpośrednim otoczeniu człowieka stosunek R miał w przeważającej części (75%) ułamkową wartość ujemną, wskazującą na zbieżność oscylacyjną. W 25% chwilach czasowych wartość R wskazywała na zbieżność monotoniczną. Zakres p wynosił $3.9 \div 10.1$. Autorzy procedur stosowanych w Idaho National Laboratory (Johnson i inni, 2006) wyznaczają dla rozwiązania oscylacyjnego zarówno rząd zbieżności, jak i pozostałe rodzaje błędów. Niektórzy badacze, np. Franke i Frank (2008), sugerują za Eca i Hoekstra oszacowanie niepewności dla zbieżności oscylacyjnej poprzez podanie przedziału estymacji $3\max(|\varepsilon_{32}|, |\varepsilon_{21}|)$, bez wyznaczania błędu względnego, o ile rząd zbieżności p nie przekroczył 8. W niniejszych obliczeniach p było dla temperatury DRT większe niż 8 jedynie w pojedynczych chwilach czasowych.

Następnie wyznaczono błędy względne (Johnson i inni, 2006):

$$e_a^{32} = \left| \frac{\phi_2 - \phi_3}{\phi_2} \right|, \quad e_a^{21} = \left| \frac{\phi_1 - \phi_2}{\phi_1} \right|, \quad e_{ext}^{21} = \left| \frac{\phi_{ext}^{21} - \phi_1}{\phi_{ext}^{21}} \right| \quad (14)$$

gdzie wartość:

$$\phi_{ext}^{21} = (r_{21}^p \phi_1 - \phi_2) / (r_{21}^p - 1) \quad (15)$$

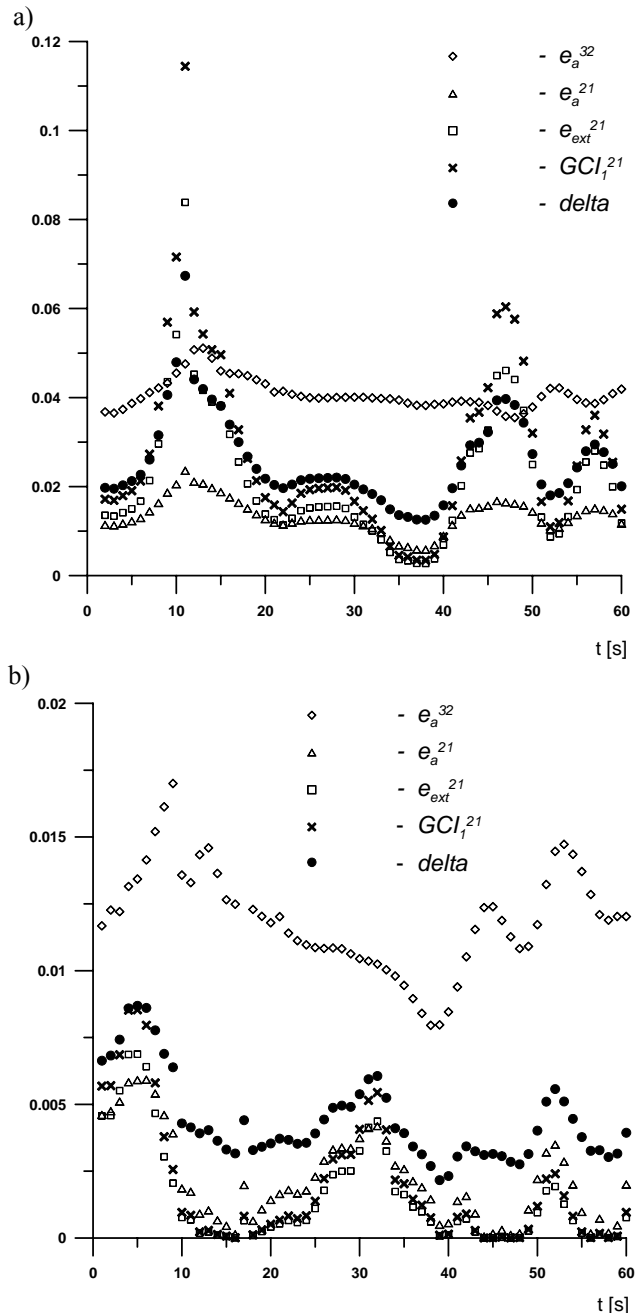
jest otrzymana z ekstrapolacji Richardsona poprawioną wartością rozwiązania ϕ_1 .

Wyznaczono również wskaźnik zbieżności siatkowej GCI_1^{21} (Roache, 1998) dla rozwiązania na siatce o największej gęstości:

$$GCI_1^{21} = \frac{F_s e_a^{21}}{r_{21}^p - 1}, \quad (16)$$

ze współczynnikiem bezpieczeństwa $F_s=1.25$, zalecanym przez Johnsona i innych (2006).

Z otrzymanych wyników wyznaczono sugerowaną przez Johnsona i innych (2006) niepewność δ rozwiązania ϕ jako wartość średnią z e_a^{32} , e_a^{21} , e_{ext}^{21} (14) oraz GCI_1^{21} (16).



Rys. 3. Wykresy błędów e_{a32} , e_{a21} , e_{ext21} , GCI_{121} oraz niepewności średniej δ w funkcji czasu dla: a) ciepła przenikającego przez ściany zewnętrzne; b) temperatury DRT w bezpośrednim otoczeniu człowieka

Rysunek 3a przedstawia wykresy błędów względnych e_a^{32} , e_a^{21} , e_{ext}^{21} (14), wskaźnika GCI_1^{21} (16) oraz niepew-

ności średniej δ dla ciepła przenikającego przez ściany zewnętrzne pomieszczenia. Analogiczne wartości dla temperatury DRT przedstawiono na rysunek 3b.

Z analizy błędów obliczeniowych wynika, że niepewność δ utrzymuje się na poziomie poniżej 7% dla ciepła traconego przez ścianki i 1% dla temperatury DRT . Największą wartość błędów rozwiązanie osiąga dla $t=10s$, czyli w chwili skokowego otwarcia nawiewnika. W tym momencie obliczeń (początek drugiego etapu symulacji) wartość średnia residuum rosła skokowo powyżej $RMS 10^{-3}$, po czym szybko malała do wartości mniejszej niż 10^{-4} dla wszystkich rozwiązywanych równań. W przeważającej większości chwil czasowych niepewności obliczeniowe są zdecydowanie mniejsze. Średnia wartość niepewności δ dla badanego odcinka czasu wyniosła dla ciepła traconego przez ścianki zewnętrzne 2.6% i 0.44% dla temperatury DRT . Wskaźnik zbieżności siatkowej GCI_1^{21} osiągnął wartość średnią 2.7% dla ciepła i 0.2% dla temperatury DRT . Odpowiednie średnie wartości wskaźnika GCI_2^{32} dla siatki pośredniej B wyniosły 4.5% dla ciepła i 0.4% dla DRT . Ostrzejsza ocena niepewności rozwiązania oscylacyjnego prowadząca do podania jedynie przedziału estymacji $3\max(|\epsilon_{32}|, |\epsilon_{21}|)$, stosowana w pracy Franke i Frank (2008), wskazuje, że temperatura DRT została wyznaczona ze średnią w badanym przedziale czasu dokładnością $\pm 0.77^\circ C$.

W obliczeniach praktycznych ocena, jaka w danym przypadku powinna być dopuszczalna niepewność wyznaczenia temperatury odczuwalnej, zależy od założonego dopuszczalnego procentu osób niezadowolonych. Im większe są wymagania co do komfortu cieplnego w projektowanym pomieszczeniu, tym większa musi być dokładność symulacji numerycznej. Heiselberg i inni (2008) podają, że przy wymaganych 20% PPD w warunkach zimowych, temperatura powinna być wyznaczona z dokładnością $\pm 3.9^\circ C$. Zwiększenie wymagań odnośnie PPD do 10% oznacza konieczność wyznaczenia temperatury z dokładnością co najmniej $\pm 2.3^\circ C$. W lecie, ze względu na lżejszą odzież, wymagania, co do zakresu temperatury spełniającej podane warunki, są ostrzejsze.

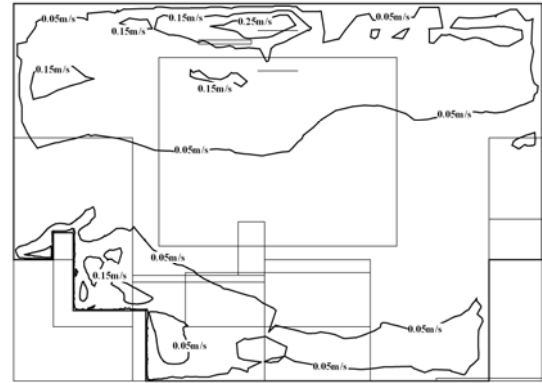
7. ANALIZA WYNIKÓW OBLICZEŃ I PODSUMOWANIE

Do ostatecznych obliczeń wybrano siatkę B o średniej liczbie węzłów $N_2=128660$, godząc się z możliwością wystąpienia większej wartości błędów numerycznych. Szczegółowy opis sposobu symulacji przedstawiono w punkcie 5. Ze względu na czasochłonność obliczeń symulację przerwano w chwili $t=175s$ nie uzyskując jeszcze stanu ustalonego. Do prezentacji wyników obliczeń wybrano dwie chwile $t=60s$ i $t=175s$.

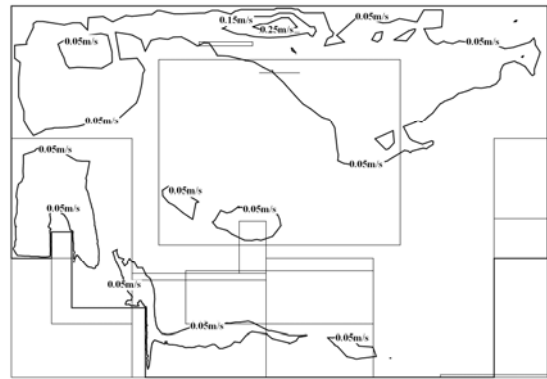
W badanym odcinku czasu przepływ powietrza w pomieszczeniu, zwłaszcza w pobliżu okna, pomimo niewielkich wartości prędkości, miał charakter bardzo dynamiczny. W ciągu pierwszych 10s początkowo jednorodnym temperaturowo i nieruchomym powietrzu ponad wewnętrznymi źródłami ciepła tzn. grzejnikiem, komputerem, żyrandolem i człowiekiem wytworzyły się prądy konwekcyjne poruszające się ku górze w kierunku sufitu. Najbardziej

intensywny był strumień unoszenia ponad grzejnikiem w płaszczyźnie okna.

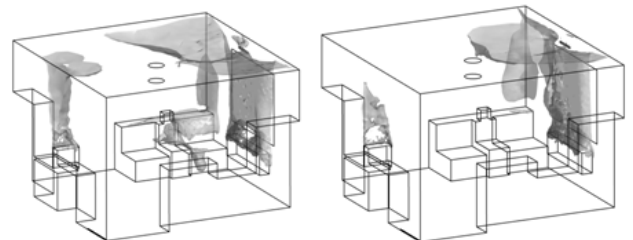
a)



b)



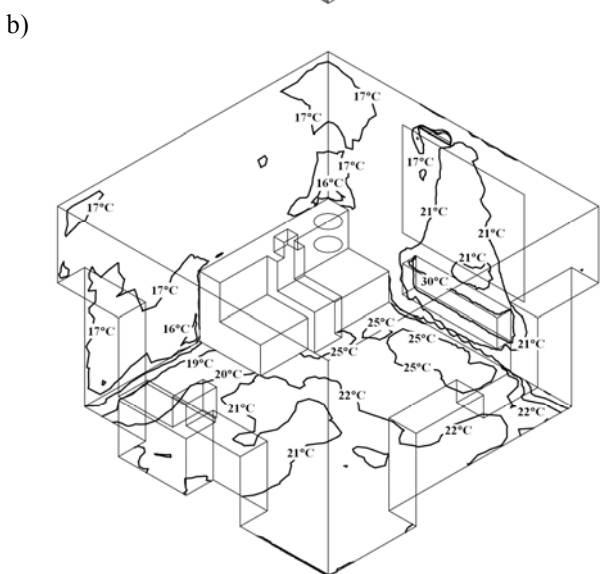
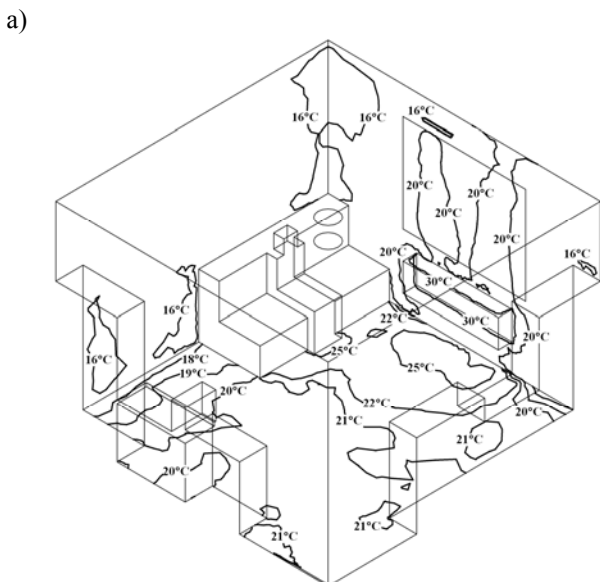
Rys. 4. Izolinie prędkości w płaszczyźnie $x = 1m$, przechodzącej przez miejsce odpoczynku człowieka, dla: a) $t = 60s$; b) $t = 175s$



Rys. 5. Powierzchnie stałej wartości wskaźnika $DR = 3\%$ (DR – przewidywany odsetek osób niezadowolonych z przeciągu) dla a) $t = 60s$; b) $t = 175s$

Otwarcie nawiewnika spowodowało napływ zimnego powietrza. Stosunkowo silny prąd konwekcyjny w płaszczyźnie okna, poruszający się ku górze, spowodował zawirowanie powietrza napływającego z zewnątrz. W rezultacie ponad nawiewnikiem w pobliżu sufitu uformował się wir chłodnego powietrza o rozmiarach i zachowaniu zmieniającymi się w sposób bardzo intensywny. Zimne powietrze, ogrzane w zetknięciu z ciepłym prądem konwekcyjnym, poruszało się z nawiewnika w kierunku sufitu, płynęło w kierunku naroża pokoju po lewej stronie okna i dalej w dół po ścianie w kierunku miejsca odpoczynku człowieka lub spływało bezpośrednio w dół po oknie. Jego

ruch w decydującym stopniu kształtował wartości parametrów komfortu cieplnego. Ze względu na trudności związane z czytelnym przedstawieniem wyników pól wektorowych prędkości, zdecydowano się jedynie na pokazanie na Rys.4 konturów prędkości w wybranej płaszczyźnie $x=1m$, równoległej do powierzchni okna i przechodzącej przez miejsce odpoczynku człowieka. Pomimo oddalenia płaszczyzny od okna przemieszczenie się wiru powietrza jest wyraźnie widoczne.

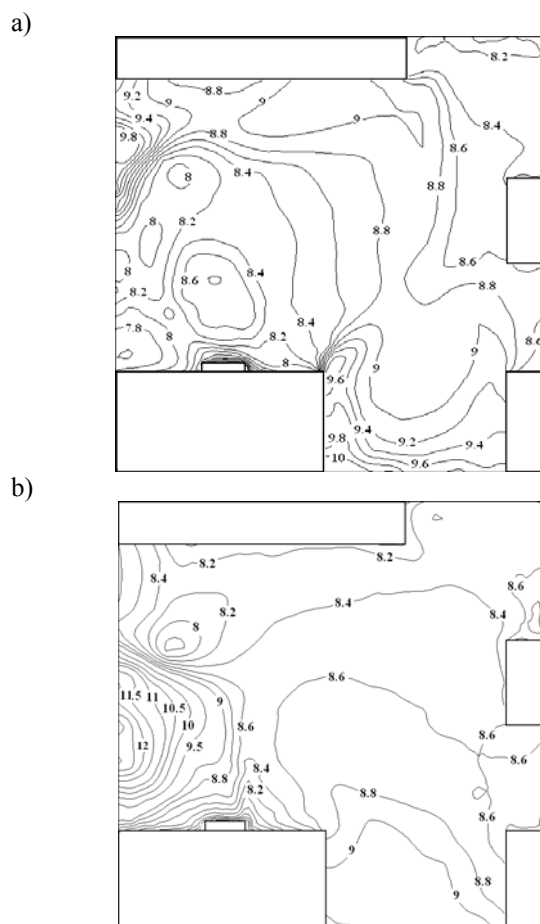


Rys. 6. Izotermie na powierzchni ścian zewnętrznych i podłogi badanego pomieszczenia dla: a) $t=60s$; b) $t=175s$

Największą prędkość przepływu do około 0.85 m/s otrzymano na powierzchni okna, w wyniku działania prądów konwekcyjnych spowodowanych oddziaływaniem grzejnika. Prędkość powietrza w szczelinie pod drzwiami wynosiła ok. 0.4m/s. Prędkość powietrza w rejonie przebywania człowieka była niewielka i mniejsza od dopuszczalnej 0.2÷0.3m/s. Z tego względu współczynnik przeciągu DR osiągał w całym pomieszczeniu wartości równe ok. 1%. Rysunek 5 przedstawia powierzchnie stałej wartości

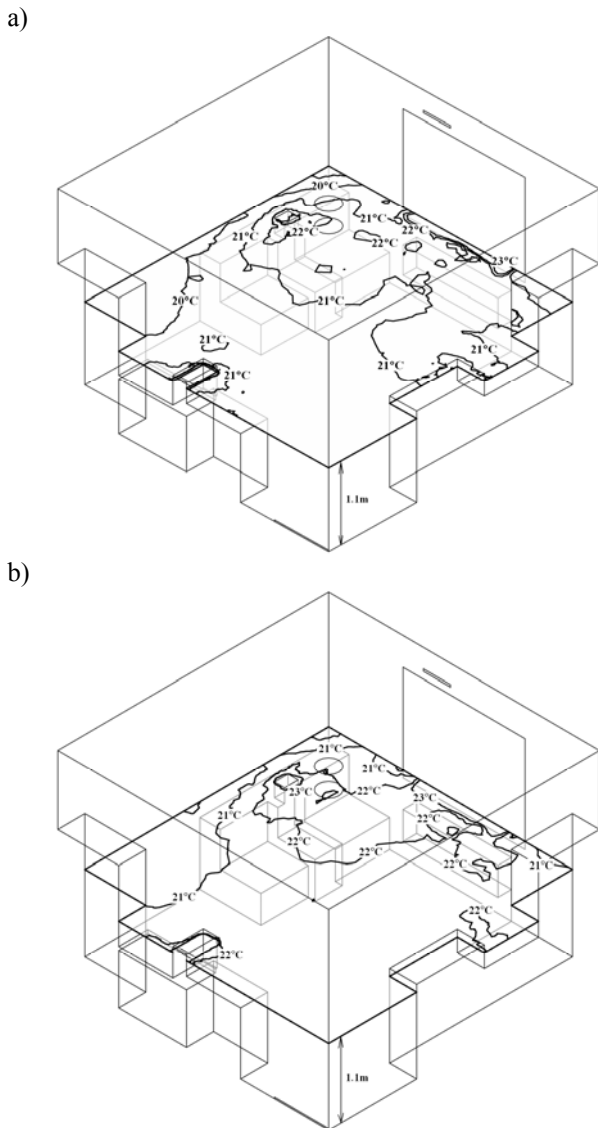
wskaźnika $DR=3\%$. Powierzchnie te ograniczają obszary o wartości przewidywanego odsetka osób niezadowolonych z przeciągu większej niż 3% od reszty pomieszczenia. Maksymalna jego wartość występuje na oknie, w okolicy najbardziej intensywnych prądów konwekcyjnych oraz w pobliżu nawiewnika i osiąga wielkość rzędu 10÷25 %.

Charakter przepływu powodował, że bezwzględne zmiany innych parametrów przepływu również były niewielkie. Ciśnienie zmieniało się w granicach $-0.0023\div 1.69Pa$ w stosunku do ciśnienia odniesienia 0.1MPa. Temperatura powietrza zawierała się w granicach od $-5^{\circ}C$ na powierzchni wlotu w nawiewniku do wartości ok. $50^{\circ}C$ ponad grzejnikiem, żyrandolem oraz w strumieniu konwekcyjnym nad komputerem.



Rys. 7. Izolinie wskaźnika PDF (przewidywanego odsetka osób niezadowolonych z temperatury podłogi) dla: a) $t = 60s$; b) $t = 175s$

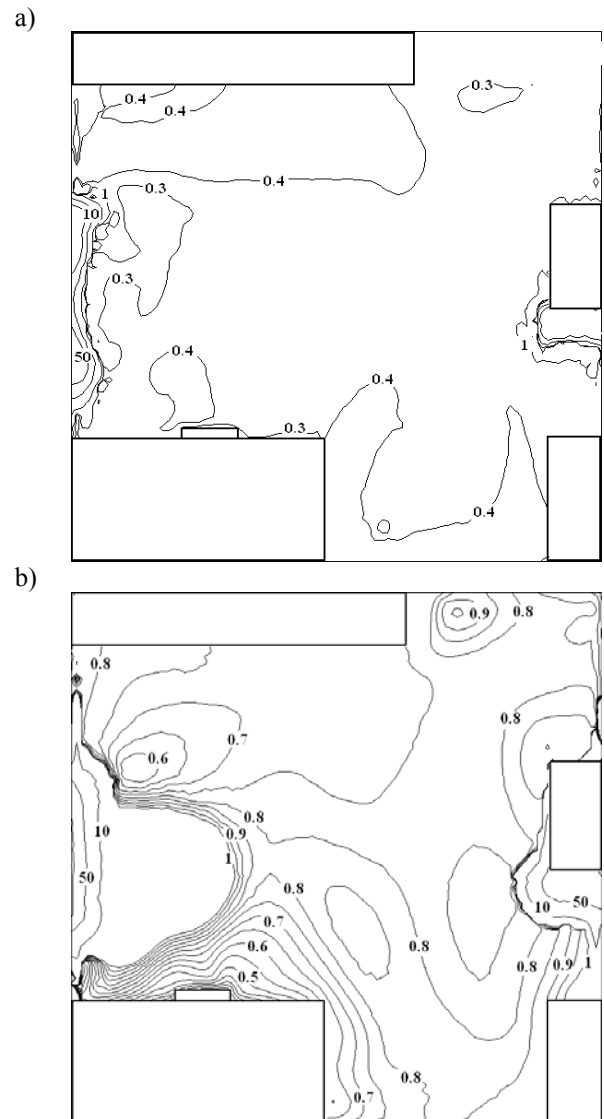
Na rysunku 6 przedstawiono izotermie na powierzchni ścian zewnętrznych i podłogi badanego pomieszczenia. Wraz z upływem czasu temperatura podłogi nieco wzrasta w pobliżu grzejnika, co miało wpływ na widoczny w tym rejonie wzrost przewidywanego odsetka osób niezadowolonych z temperatury podłogi PDF (rysunek 7), który w pozostałej części pomieszczenia był stały i zawierał się w granicach 8÷9%. Na skutek działania wewnętrznych źródeł ciepła nieco wzrasta również temperatura ścian zewnętrznych i okna.



Rys. 8. Izolinie temperatury wynikowej DRT na płaszczyźnie równoległej do podłogi i odległej od niej o 1.1m dla: a) $t = 60s$; b) $t = 175s$

Rysunek 8 prezentuje izolinie temperatury wynikowej DRT w płaszczyźnie równoległej do podłogi i odległej od niej o 1.1m, czyli na poziomie głowy siedzącego człowieka. Z upływem czasu temperatura odczuwalna nieco wzrasta, zwłaszcza w strefie częstego przebywania człowieka, głównie na skutek oddziaływania wewnętrznych źródeł ciepła. Warunki komfortu cieplnego nieco się pogarszają, ponieważ DRT dla $t=175s$ przekracza zalecane w warunkach zimowych wartości $20\pm 22\text{ }^{\circ}\text{C}$.

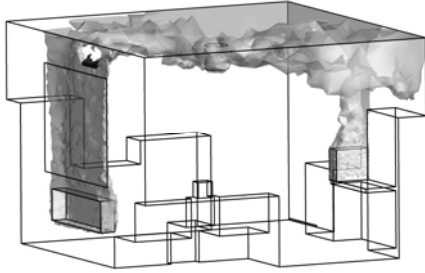
Przewidywany odsetek osób niezadowolonych z różnicy temperatury między głową a kostkami nóg PDV wyznaczono dla osób siedzących, zakładając poziom kostek $z=0.1m$ i poziom głowy $z=1.1m$. Z rozkładów wskaźnika PDV, przedstawionego na rysunku 9 wynika, że odsetek osób niezadowolonych z różnicy temperatury pomiędzy głową a kostkami nóg jest niewielki i zawiera się w przeważającej części pomieszczenia poniżej 1%. Wraz z upływem czasu nieco wzrasta w pobliżu grzejnika i komputera, czyli w obszarach, gdzie pobyt człowieka jest fizycznie niemożliwy.



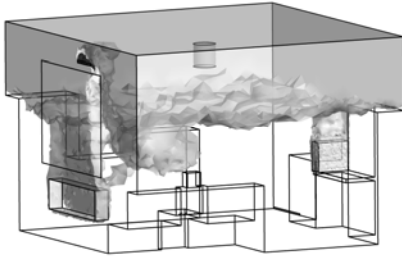
Rys. 9. Izolinie wskaźnika PDV (przewidywanego odsetka osób niezadowolonych z różnicy temperatury pomiędzy głową a kostkami nóg) dla: a) $t = 60s$; b) $t = 175s$

Z przedstawionych wyników obliczeń wynika, że najistotniejszy wpływ na komfort cieplny w badanym pomieszczeniu ma wielkość wewnętrznych źródeł ciepła, których oddziaływanie powoduje, że wraz z upływem czasu komfort cieplny w pomieszczeniu nieco się pogarsza, co można określić zarówno na podstawie zmian w rozkładach temperatury DRT (rysunek 8), jak i wskaźników PDF (rysunek 7) i PDV (rysunek 9). Jedynie współczynnik przeciągu DR (rysunek 5) maleje nieco z upływem czasu. Grzanie spowodowane wewnętrznymi źródłami ciepła oraz wywołane przez nie prądy konwekcyjne powodują również powiększanie się obszarów o niekorzystnie niskiej z punktu widzenia samopoczucia człowieka wilgotności względnej RH, mniejszej niż 40%, co można zaobserwować na podstawie rozkładów przedstawionych na rysunku 10. Niewielki napływ powietrza zewnętrznego o niskiej temperaturze i wilgotności $RH=100\%$ nie jest w stanie zachować założonej w warunkach początkowych wilgotności względnej $RH=40\%$.

a)



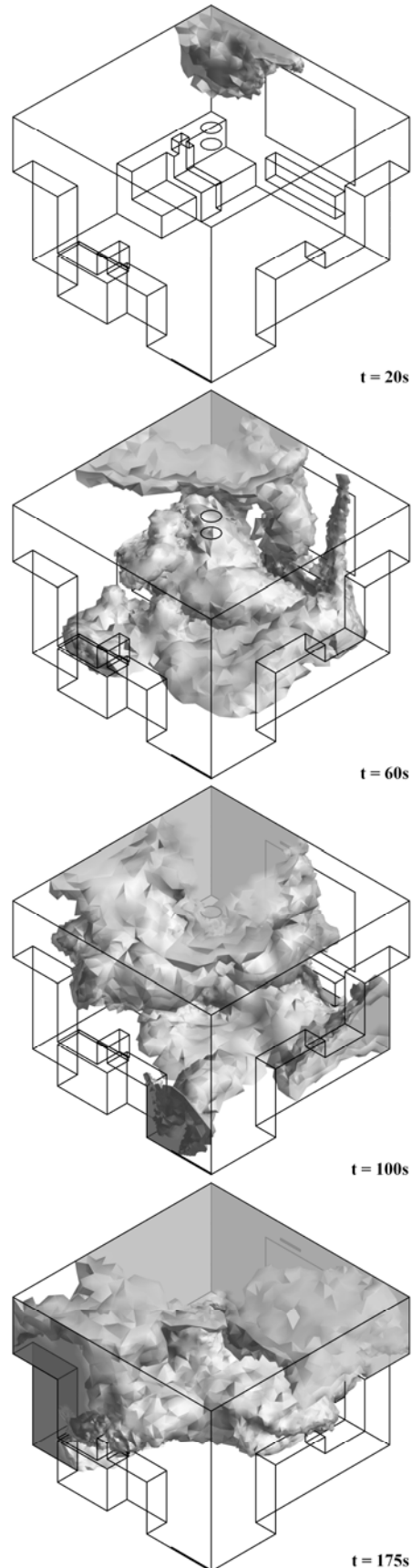
b)



Rys. 10. Wykresy obrazujące objętości o wilgotności względnej $RH \geq 60\%$ (kolor czarny) oraz $RH \leq 40\%$ (kolor szary) dla: a) $t = 60s$; b) $t = 175s$

Rysunek 11 przedstawia wykresy objętości pomieszczenia zawierające co najmniej 0.01 udziału masowego powietrza świeżego po czasie $t = 20, 60, 100$ i $175s$. Obrazuje więc rozprzestrzenianie się powietrza zewnętrznego, które wypływając z nawiewnika kieruje się w stronę naroża pokoju pomiędzy oknem a siedzącym człowiekiem, spływa w dół, częściowo unoszone jest przez prąd konwekcyjny nad grzejnika i porusza się ku górze po oknie w kierunku sufitu. Po czasie $t = 175s$ jedynie w 56% objętości pomieszczenia znajduje się powietrze z udziałem masowym 0.01 powietrza świeżego. Jedynie 0.6% objętości pomieszczenia (tuż przy nawiewniku) zawiera 10% udział powietrza zewnętrznego, tak więc efektywność tego rodzaju wentylacji jest niewielka. Dzięki zastosowaniu w modelu fizycznym czynnika roboczego podziału na powietrze „wewnętrzne” i „zewnętrzne”, możliwe stało się łatwe zwizualizowanie rozplywu powietrza świeżego w pomieszczeniu i obserwacja jego rozprzestrzeniania się.

Celem niniejszej pracy było modelowanie numeryczne zagadnienia wentylacji pomieszczenia mieszkalnego z oceną komfortu cieplnego wyrażonego za pomocą wskaźników lokalnych. Modelowanie numeryczne pozwala na względnie szybkie zbadanie wpływu rodzaju wentylacji na komfort cieplny w pomieszczeniu mieszkalnym. Próbę takich obliczeń podjęto w pracy Bohojło (2008). Komercyjne programy obliczeniowe, typu zastosowanego w niniejszej pracy programu ANSYS-CFX będą coraz częściej wykorzystywane jako normalne narzędzia pracy inżynierów. Są szybkim i pewnym narzędziem obliczeniowym, pod warunkiem wypracowania sposobu właściwego modelowania badanego zjawiska oraz jakościowej i ilościowej oceny dokładności rozwiązania numerycznego. Na jakość uzyskanego rozwiązania ma duży wpływ użyta do obliczeń liczba węzłów siatki, a więc dostęp do dobrej jakości sprzętu komputerowego.



Rys. 11. Wykresy objętości pomieszczenia zawierające co najmniej 0.01 udziału masowego powietrza świeżego po czasie $t=20, 60, 100$ i $175s$

LITERATURA

1. **Abanto J., Barrero D., Reggio M., Ozell B.** (2004), Airflow modeling in a computer room, *Building and Environment*, 39, 1393-1402.
2. ANSYS-CFX Release 11.0: Theory, 2006.
3. **Awbi H. B.** (2003), *Ventilation of Buildings*, Taylor&Francis.
4. **Bohøjlo A.** (2008), *Modelowanie systemu wentylacji pomieszczeń z wykorzystaniem programu ANSYS-CFX, praca dyplomowa*, Politechnika Białostocka, Wydział Mechaniczny, TCiMPS.
5. **Evola G., Popov V.** (2006), *Computational analysis of wind driven natural ventilation in buildings*, *Energy and Buildings* 38, 491-501.
6. **Fanger O.** (1974), *Komfort cieplny*, Wyd. Arkady, Warszawa.
7. **Franke J., Frank W.** (2008), Application of generalized Richardson extrapolation to the computation of the flow across an asymmetric street intersection, *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 96,1616-1628.
8. **Freitas C. J.** (2002), The issue of numerical uncertainty, *Applied Mathematical Modelling*, 26, 237-248.
9. **Guodong Y., Changzi Y., Yuoming C., Yuguo L.** (2003), A new approach for measuring predicted mean vote (PMV) and standard effective temperature (SET), *Building and Environment*, 38, 33-44.
10. **Heiselberg P., Murakami S., Roulet C. A.** (2008), Ventilation of Large Spaces in Buildings, Analysis and prediction technics, *Energy Conservation in Buildings and Community Systems*, I EA Annex 26: Energy Efficient Ventilation of Large Enclosures.
11. **Johnson R. W., Schultz R. R., Roache P. J., Celik I. B., Pointer W. D., Hassan Y. A.** (2006), *Processes and procedures for Application of CFD to Nuclear Reactor Safety Analysis*, Idaho National Laboratory.
12. **Lin Z., Chow T. T., Tsang C. F.** (2007), Effect of door opening on the performance of displacement ventilation in a typical office building, *Building and Environment*, 42,1335-1347.
13. **PN-EN ISO 7730:2006(U)**: Ergonomia środowiska termicznego, Analityczne wyznaczanie i interpretacja komfortu termicznego z zastosowaniem obliczania wskaźników PMV i PPD oraz kryteriów lokalnego komfortu termicznego.
14. **Roache P. J.** (1998), *Fundamentals of Computational Fluid Dynamics*, Hermosa Publishers.
15. **Sørensen D. N., Voigt L. K.** (2003), Modelling flow and heat transfer around a seated human body by computational fluid dynamics, *Building and Environment*, 38, 753-762.
16. **Stamou A., Katsiris I.** (2006), Verification of a CFD model for indoor airflow and heat transfer, *Building and Environment*, 41, 1171-1181.
17. **Stern F., Wilson R. V., Coleman H. W, Paterson E. G.** (2001), Comprehensive Approach to Verification and Validation of CFD Simulations –Part 1: Methodology and procedures, *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 123, 793-802.

**COMPUTATIONAL ANALYSIS
OF LOCAL THERMAL COMFORT FACTORS
IN A HABITABLE ROOM**

Abstract: This work investigates local thermal comfort factors (dry resultant temperature, relative humidity, draught rating, predicted percentage of dissatisfied caused by warm or cold floor, predicted percentage of dissatisfied from vertical air temperature difference between head and feet) via numerical analysis of a natural ventilation problem in a habitable room with ANSYS-CFX. Emphasis is placed on determination of numerical uncertainty in the results.