

Analiza numeryczna wpływu przyjętych założeń projektowych w zakresie parametrów działania nagrzewnic elektrycznych na warunki panujące w hali produkcyjnej

Numerical analysis of the design assumptions according to the operating parameters of fan heaters and their influence on the conditions in production hall

KONRAD BABUL, KRYSIANA BABUL

DOI 10.36119/15.2023.12.6

Numeryczne symulacje przepływu, odwzorowujące modelowo rzeczywiste warunki pracy instalacji obiektów w dużej skali przemysłowej, umożliwiają jeszcze na etapie fazy projektowania na wykonanie analizy ryzyka i przeprowadzenie wielowariantowej parametrycznej optymalizacji ekonomiczno-technologicznej, celem dokonania wyboru najkorzystniejszego wariantu inwestycyjnego. W artykule przedstawiono przygotowany projekt koncepcyjny instalacji HVAC dla hali produkcyjnej o powierzchni 25 m x 10 m. W oparciu o przyjęte założenia projektowe wykonany został model 3D hali wraz z rozmieszczeniem przewodów nawiewno-wywiewnych oraz nagrzewnic elektrycznych, których praca miała zapewnić odpowiedni komfort cieplny w pomieszczeniu. Aby sprawdzić wpływ zmiany mocy cieplnej nagrzewnic elektrycznych na kształtowanie profilu prędkości i temperatury w hali produkcyjnej, stworzony został model matematyczny i model numeryczny CFD. Uzyskane rezultaty umożliwiły wyznaczenie pełnego rozkładu temperatur i prędkości w strefie przebywania ludzi, a przyjęta metodologia badawcza pozwoliła na przeprowadzenie analizy wpływu pracy nagrzewnic elektrycznych na warunki panujące w hali produkcyjnej. Słowa kluczowe w języku polskim: HVAC, modelowanie numeryczne, wentylacja, nagrzewnica elektryczna, CFD

Fluid flow numerical simulations, which allow to modeling the real operating conditions of large-scale industrial installations, make possible to conduct risk analysis and multi-variant parametrical economic and technological optimization, to select the most favorable variant for investment at the design stage. The article presents the prepared conceptual design of the HVAC installation for a production hall with an area of 25 m x 10 m. Based on the set design assumptions, a 3D model of the hall was created along with the arrangement of supply and exhaust ducts and fan heaters, whose operation should ensure proper thermal comfort in the indoors. Mathematical model and numerical CFD model were created to verify the influence of power of fan heaters on the velocity and temperature contours in the production hall. The obtained results made it possible to determine temperature and velocity profiles in the people's zone, and the adopted research methodology allowed to analyze the impact of the operation of fan heaters on the conditions in the production hall.

Keywords: HVAC, numerical modeling, ventilation, fan heater, CFD

Wprowadzenie

Wytworzenie i utrzymanie komfortu cieplnego jest jednym z najważniejszych celów systemów ogrzewania, wentylacji i klimatyzacji (ang. HVAC). Istnieje wiele parametrów wpływających na komfort cieplny osób przebywających w zamkniętym pomieszczeniu, do których można zaliczyć m.in. temperaturę, prędkość oraz wilgotność powietrza, jak również promieniowanie świetlne, stężenie CO₂, czy ubiór i wykonywaną czynność samej osoby [6]. Dlatego za-

gadnienie związane z podjęciem próby oceny komfortu cieplnego w pomieszczeniach zamkniętych jest cały czas bardzo interesującą i aktualną tematyką badawczą.

Jedną z obecnie stosowanych metod do analizy warunków i komfortu cieplnego w pomieszczeniach zamkniętych jest wykorzystanie numerycznych symulacji przepływu CFD. Przykładem może być praca [7], w której autorzy badali wpływ grzejnika mocowanego do ściany w pokoju na wytworzenie komfortu cieplnego w pomieszczeniu. Analizie poddano zmianę temperatury, prędkości

i wilgotności powietrza, dla których uzyskali pełen rozkład badanych parametrów w przestrzeni otaczającej osobę, co jednocześnie dało im możliwość przeprowadzenia oceny wytworzonego komfortu cieplnego.

Stworzenie specjalnych warunków panujących w statkach kosmicznych do celów eksperymentalnych wiąże się z bardzo dużym kosztem. Alternatywą dla tego typu prac naukowych może być zastosowanie metod numerycznych, czego przykładem są badania Li i in. [5], które skupiły się na numerycznej weryfikacji tworzonego komfortu cieplnego

dr inż. Konrad Babul <https://orcid.org/0000-0003-2719-3247> – Katedra Inżynierii Konwersji Energii, Wydział Mechaniczno-Energetyczny, Politechnika Wrocławska, Adres do korespondencji/Corresponding author: konrad.babul@pwr.edu.pl

mgr inż. Krystiana Babul <https://orcid.org/0009-0008-3964-4686> – Absolwentka Wydziału Inżynierii Środowiska, Politechnika Wrocławska, Adres do korespondencji/Corresponding author: krystiana.babul@gmail.com

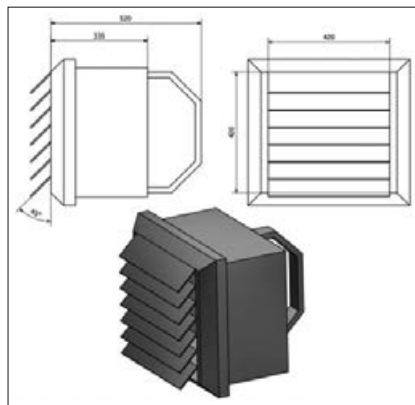
dla załogi przebywającej w kapsule kosmicznej w warunkach mikrogravitacji.

Innym przykładem zastosowania symulacji numerycznych CFD w branży instalacyjnej jest praca [9], w której przedstawiono propozycję metodyki prowadzącej do stworzenia jak najbardziej sprzyjających warunków wewnątrz pomieszczeń do zachowania zabytkowych budowali. W pracy [11] badany był wpływ zmiany pory roku na warunki panujące w wielofunkcyjnej hali z dziedzińcem w centralnej części. Analizy uwzględniały m.in. wpływ okien na wentylację pomieszczeń. Wyniki przeprowadzonych symulacji numerycznych poddane zostały weryfikacji i walidacji w oparciu o badania eksperymentalne, a przedstawione rezultaty dotyczyły przede wszystkim sprawdzenia zmian profilu prędkości, temperatury oraz stężenia CO_2 . Numeryczne symulacje przepływu CFD są obecnie z powodzeniem wykorzystywane zarówno w mniejszej skali do analizy m.in. konstrukcji przewodów nawiewnych [1, 4, 10], łapaczy wiatru [2], przymierzalni [3], czy w większej skali np. sali amfiteatru [8].

Wytworzenie odpowiednich warunków w przestrzeni hali produkcyjnej jest bardzo ważnym zagadnieniem, ponieważ z jednej strony warunki te muszą spełniać wymagania samego procesu produkcyjnego, a z drugiej powinny zapewnić pracownikom odpowiedni komfort cieplny. Dlatego dobór urządzeń oraz parametry ich pracy mają ogromny wpływ zarówno na proces produkcji, jak i komfort cieplny oraz efektywną pracę ludzi. Oprócz doboru właściwych jednostek, należy pamiętać również o ich odpowiednim rozmieszczeniu. Nie jest to często takie proste i oczywiste, w szczególności jeśli mamy do czynienia z różnymi systemami zainstalowanymi w jednej hali, które wzajemnie na siebie oddziałują. Wówczas parametry pracy poszczególnych urządzeń ulegają modyfikacji. Analiza numeryczna pozwala na zobrazowanie tych powiązań i wnikliwą ocenę dobranych rozwiązań pod kątem współistnienia różnych systemów.

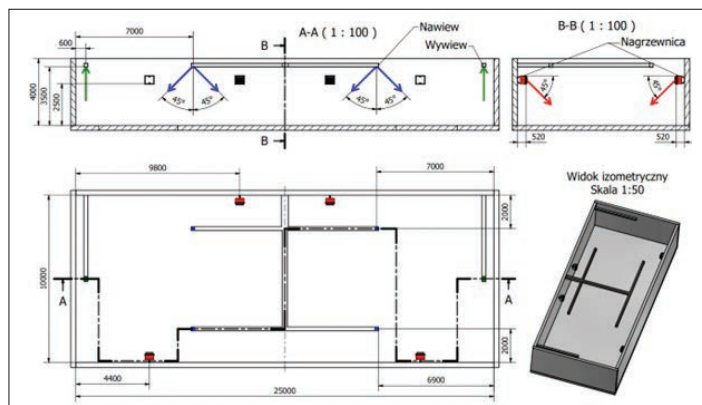
Opis założeń projektowych

Rozpatrywany przypadek dotyczy budynku hali produkcyjnej. Założono lokalizację hali w II strefie klimatycznej Polski, dla której projektowa temperatura zewnętrzna wynosi -18°C . Projektową temperaturę wewnętrzną założono na poziomie 17°C . Budynek o wymiarach $25,0 \times 10,0 \text{ m}$ i wysokości $4,0 \text{ m}$. Zakładamy, że rozpatrywana hala to budynek istniejący o średnich parametrach izolacji. Na potrzeby obliczenia zapotrzebowania na moc grzewczą do ogrzewania przyjęto następujące parametry przegród budynku – współczynnik przenikania ciepła dla: ścian: $0,22 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$, podłogi: $0,45 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$, dachu: $0,25$



Rysunek 1. Kształt i wymiary nagrzewnicy elektrycznej
Figure 1. Shape and dimensions of fan heater

Rysunek 2. Rysunek techniczny rozmieszczenia urządzeń instalacji HVAC w hali produkcyjnej
Figure 2. Technical drawing of the layout of HVAC equipment in the production hall



$\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$, okien: $1,2 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$. Obliczone obciążenie cieplne wynikające z przenikania przez przegrody wyniosło $29,7 \text{ kW}$. Straty wynikające z przenikania zostaną w pełni pokryte poprzez zaprojektowane cztery nagrzewnice elektryczne. Urządzenia te służą do ogrzewania obiektów o dużych kubaturach. Zasysanie powietrza odbywa się z tyłu urządzenia poprzez wentylator, którego maksymalna wydajność wynosi $2000 \text{ m}^3/\text{h}$. Powietrze ogrzewane jest przez zainstalowane grzałki elektryczne wewnątrz urządzenia. Założono montaż nagrzewnic na ścianach za pomocą konsoli montażowych na wysokości $2,5 \text{ m}$ od podłogi. Wyływ ogrzanego powietrza skierowany jest do podłogi poprzez ruchome kierownice powietrza ustawione pod kątem 45° . Charakterystykę kształtowo-wymiarową nagrzewnicy przedstawia rys. 1

Ponadto zaprojektowana została wentylacja mechaniczna nawiewno-wywiewna. Ilość powietrza zewnętrznego przyjęto dla dwukrotnej wymiany powietrza na godzinę, co równa się strumieniowi objętości powietrza wynoszącemu $2000 \text{ m}^3/\text{h}$. Założono, że powietrze doprowadzane poddane jest obróbce w centrali wentylacyjnej. Centrala pokrywa w pełni straty wynikające z wentylacji, a temperatura nawiewanego powietrza wynosi 17°C . Rozprowadzenie powietrza zewnętrznego odbywa się poprzez przewody nawiewne o przekroju prostokątnym zakończone nawiewnikami z rozprowadzeniem

powietrza za pomocą kierownic na dwie strony. Zaprojektowano cztery takie nawiewniki, które zlokalizowano symetrycznie w hali, tak aby dopływ powietrza zewnętrznego obejmował całą przestrzeń przebywania ludzi. Każdy z nawiewników doprowadza powietrze w ilości $500 \text{ m}^3/\text{h}$, a jego prędkość na wylocie wynosi $3,2 \text{ m/s}$.

Natomiast wywiew realizowany jest poprzez dwie kratki wywiewne, podłączone do przewodów wywiewnych o przekroju prostokątnym. Kratki zlokalizowane są w pobliżu dwóch skrajnie położonych ścian. Na rys. 2 przedstawiono rozmieszczenie przewodów nawiewno-wywiewnych oraz nagrzewnic w hali produkcyjnej.

Opis założeń modelowych i metodyki badawczej

A) Model matematyczny

W oparciu o przyjęte założenia projektowe przygotowane zostały modele matematyczne oparte na zmianie bilansu ciepła wewnątrz hali. Dla każdego z opracowanych równań bilansowych wartością wynikową była zmieniająca się w czasie temperatura wewnątrz hali produkcyjnej. Równania od (1) do (5) opisują wariant 1. $(Q_{b1}(\tau))$, w którym w hali produkcyjnej dla czasu początkowego $\tau = 0 \text{ s}$, ciepło zakumulowane $Q_{hala}(\tau)$ w powietrzu o temperaturze wynoszącej 17°C , wraz z czasem maleje na skutek $Q_{str}(\tau, \tau)$ strumienia ciepła odprowadzanego przez ściany, dach oraz podłogę hali do otoczenia zewnętrznego o temperaturze -18°C .

$$Q_{b1}(\tau) = Q_{hala}(\tau, \tau) - Q_{str}(\tau, \tau) \cdot \Delta\tau \quad (1)$$

$$Q_{hala}(\tau, \tau) = m_p \cdot c_p \cdot (t - t_{zew}) \quad (2)$$

$$Q_{str}(\tau, \tau) = h_p \cdot (t - t_{zew}) \quad (3)$$

$$\Delta\tau = \tau_{n+1} - \tau_n \quad (4)$$

$$t = \frac{Q_{b1}(\tau)}{m_p \cdot c_p} + t_{zew} \quad (5)$$

gdzie:

τ – czas, s

t – temperatura średnia wewnątrz hali produkcyjnej, $^\circ\text{C}$

t_{zew} – temperatura zewnętrzna, °C
 c_p – ciepło właściwe powietrza przy stałym ciśnieniu, J/(kg·K)
 m_p – masa powietrza znajdującego się wewnątrz hali, kg
 h_p – zastępcze symaryczne straty ciepła przez przegrody, J/(s·K)
 $Q_{hala}(t, \tau)$ – ciepło zakumulowane wewnątrz hali produkcyjnej, J
 $Q_{str}(t, \tau)$ – strumień ciepła odprowadzany przez ściany, dach oraz podłogę hali, J/s

W wariancie 2. ($Q_{b2}(t)$) model matematyczny z wariantu 1. został rozbudowany o strumień ciepła dostarczany do hali przewodami nawiewnymi $Q_{naw}(t, \tau)$ oraz strumień ciepła odprowadzany przez przewody wywiewne z hali $Q_{wyw}(t, \tau)$:

$$Q_{b2}(t) = Q_{hala}(t, \tau) - Q_{str}(t, \tau) \cdot \Delta\tau + Q_{naw}(t, \tau) \cdot \Delta\tau - Q_{wyw}(t, \tau) \quad (6)$$

$$Q_{naw}(t, \tau) = m_{pnaw} \cdot c_p \cdot (t_{naw} - t) \quad (7)$$

$$Q_{wyw}(t, \tau) = m_{pwyw} \cdot c_p \cdot (t_{n+1} - t_n) \quad (8)$$

gdzie:

$Q_{naw}(t, \tau)$ – strumień ciepła doprowadzany przez przewody nawiewne do hali, J/s

$Q_{wyw}(t, \tau)$ – strumień ciepła odprowadzany przez przewody wywiewne z hali, J/s

m_{pnaw} – strumień masy powietrza nawiewanego do hali, kg/s

m_{pwyw} – strumień masy powietrza wywiewanego z hali, kg/s

t_{naw} – temperatura powietrza nawiewanego do hali, °C

W wariancie 3. ($Q_{b3}(t)$) model matematyczny z wariantu 2. został rozbudowany o strumień ciepła $Q_{grz}(t, \tau)$ doprowadzany przez nagrzewnice elektryczne zamontowane wewnątrz hali produkcyjnej, dla których całkowity strumień objętości powietrza wynosi 8000 m³/h, a jego temperatura jest równa $t_{grz} = 31^\circ\text{C}$:

$$Q_{b3}(t) = Q_{hala}(t, \tau) - Q_{str}(t, \tau) \cdot \Delta\tau + Q_{naw}(t, \tau) \cdot \Delta\tau - Q_{wyw}(t, \tau) \cdot \Delta\tau + Q_{grz}(t, \tau) \cdot \Delta\tau \quad (9)$$

$$Q_{grz}(t, \tau) = m_{pg} \cdot c_p \cdot (t_{grz} - t) \quad (10)$$

gdzie:

$Q_{grz}(t, \tau)$ – strumień ciepła doprowadzany przez nagrzewnice elektryczne, J/s

m_{pg} – strumień masy powietrza doprowadzanego przez nagrzewnice elektryczne, kg/s

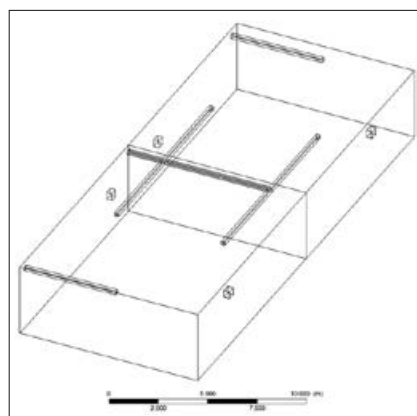
t_{grz} – temperatura powietrza doprowadzanego przez nagrzewnice elektryczne, °C

Przedstawiony model matematyczny dla wariantu 3. ($Q_{b3}(t)$) wykorzystany został,

aby wyznaczyć przebieg zmian temperatury wewnątrz hali produkcyjnej, gdy strumień objętości doprowadzany przez nagrzewnice elektryczne spadnie odpowiednio do 4000 m³/h ($Q_{b4}(t)$) oraz do 2000 m³/h ($Q_{b5}(t)$).

B) Model numeryczny CFD

Symulacje numeryczne CFD wykonane zostały w oprogramowaniu Ansys 2022. Na podstawie przyjętych założeń projektowych przygotowany został model 3D płynu dla hali produkcyjnej z urządzeniami instalacji HVAC (rys. 3). Z tego względu, że budowa samej hali, jak i rozmieszczenie urządzeń są symetryczne, model dyskretny do przeprowadzenia obliczeń w oparciu o metodę objętości skończonych w programie Ansys Fluent wykonany został dla połowy hali. Przygotowana ostatecznie siatka obliczeniowa wykonana została w całości z elementów sześciociennych (ang. hexahedron) i składała się z 10 596 508 węzłów oraz 10 421 976 elementów.



Rysunek 3. Model 3D płynu dla hali produkcyjnej z urządzeniami instalacji HVAC

Figure 3. 3D model of fluid body for the production hall with the HVAC equipment

Obliczenia numeryczne wykonano dla modelu powietrza, dla którego zmiana gęstości wyznaczana była w oparciu o równanie gazu doskonałego. Pozostałe właściwości miały przyjętą stałą wartość i zostały przedstawione w tab. 1.

Tabela 1. Właściwości powietrza
Table 1. Properties of air

Parametr	Wartość	Jednostka
Ciepło właściwe (C_p)	1006,43	J/(kg·K)
Współczynnik przewodności cieplnej (λ_a)	0,0242	W/(m·K)
Współczynnik lepkości dynamicznej (η_a)	17,894	$\mu\text{Pa}\cdot\text{s}$
Masa molowa (M_a)	28,966	kg/kmol

Model numeryczny nawiewników wentylacji ogólnej został przygotowany w oparciu o indywidualną charakterystykę działania dobraneo typu nawiewnika. Strumień objętości powietrza nawiewanego przez każdy pojedynczy nawiewnik był w modelu rozdzielony na dwa strumienie, które zgodnie z kątem ustawienia kierownic rozprowadzały powietrze na dwie strony.

Model numeryczny nagrzewnic został przygotowany w oparciu o indywidualną charakterystykę działania dobraneo typu nagrzewnic elektrycznych. Z jednej strony nagrzewnicy powietrze było zasysane, a następnie podgrzane do założonej temperatury i o zwiększonej energii kinetycznej wynikającej z pracy wentylatora, nawiewane było do przestrzeni hali zgodnie z kątem ustawienia kierownic 45° do podłogi. Ścianki nagrzewnicy były adiabatyicznie izolowane od przestrzeni hali produkcyjnej.

Prędkość powietrza na wylocie zarówno z nawiewników, jak i z nagrzewnic elektrycznych, wynosiła 3,2 m/s, co było zgodne z przyjętymi wcześniej założeniami projektowymi. Rozwiązywane równanie zachowania masy, pędu i energii uwzględniało model lepkości płynu. Na powierzchniach zewnętrznych płynu ustalony został warunek brzegowy w postaci stałych wartości odprowadzanych strumieni ciepła, które odpowiadały stratom przez poszczególne przegrody (tj. ściany, dach, podłogę). Obliczenia numeryczne wykonane zostały dla stanu ustalonego oraz dla 4 różnych wariantów mocy cieplnej nagrzewnic elektrycznych, dla których zastosowano następujące sumaryczne wartości strumieni objętości: 8000 m³/h, 4000 m³/h, 2000 m³/h i 0 m³/h (w tym wariancie wszystkie nagrzewnice są wyłączone). Jednocześnie założono, że nagrzewnice pracują w sposób ciągły, a temperatura powietrza wylotowego jest stała i wynosi 31°C . W przeprowadzanej analizie pominięty został wpływ ludzi oraz maszyn znajdujących się wewnątrz hali produkcyjnej.

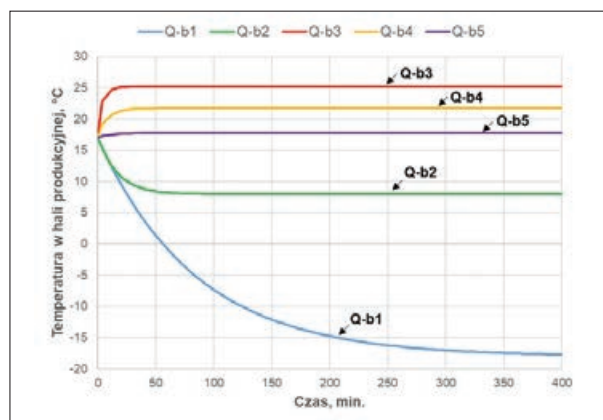
Wyniki

A) Model matematyczny

A-1. Analiza wpływu zmiany dostarczanych i odprowadzanych strumieni ciepła na wartość temperatury w hali produkcyjnej

Na rys. 4 przedstawione zostały przebiegi zmian temperatury wewnątrz hali produkcyjnej uzyskane dla 5 różnych wariantów modelu matematycznego. W wariancie 1. $Q_{b1}(t)$ temperatura wewnątrz hali produkcyjnej (Q_{b1} , rys. 4) spada od temperatury 17°C do -18°C , ponieważ wraz z przyrostem czasu ciepło zakumulowane wewnątrz hali $Q_{hala}(t, \tau)$ sukcesywnie jest traczone jako strumień ciepła $Q_{str}(t, \tau)$ odprowadzany przez ściany, dach oraz podłogę hali do otoczenia zewnętrznego. Nieliniowy charakter tych zmian związany jest z tym, że strumień odprowadzanego ciepła $Q_{str}(t, \tau)$ maleje wraz z czasem i zmniejszaniem się różnicy między temperaturą w hali a temperaturą na zewnątrz.

W wariancie 2. $Q_{b2}(t)$ w odróżnieniu od wariantu 1., uwzględnione zostały w równaniach bilansowych strumienie dostarczane



Rysunek 4.
Przebieg zmian temperatury wewnątrz hali produkcyjnej uzyskany dla 5 różnych wariantów modelu matematycznego
Figure 4. Curves of the temperature changes inside the production hall obtained for 5 different variants of the mathematical model

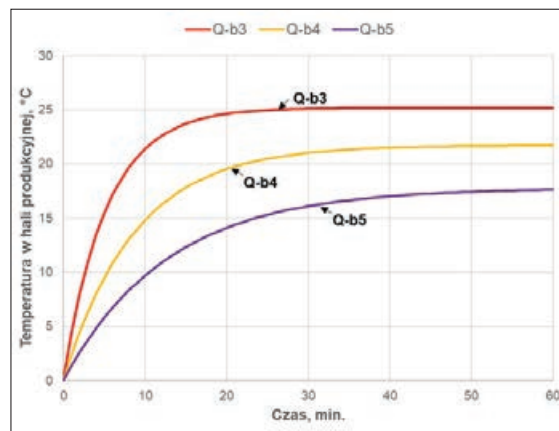
przewodami nawiewnymi i odprowadzane przewodami wywiewnymi. W efekcie tego, temperatura wewnątrz hali (Q-b2, rys. 4) stopniowo maleje osiągając temperaturę graniczną ok. 8°C. Spowodowane jest to przede wszystkim tym, że strumienie powietrza nawiewanego wynoszące sumarycznie 2000 m³/h mają temperaturę 17°C, co znacznie podnosi temperaturę wewnątrz hali produkcyjnej. Po czasie ok. 100 minut bilans strumieni ciepła nie ulega już żadnym zmianom, a osiągnięty stan ustalony wewnątrz hali produkcyjnej pozwala utrzymać temperaturę na stałym poziomie wynoszącym ok. 8°C.

W wariancie 3. $Q_{b3}(t)$ w odróżnieniu do wariantu 2. do równania bilansowego dodany został strumień ciepła doprowadzany przez nagrzewnice elektryczne, których całkowity strumień objętości powietrza wynosi 8000 m³/h (4 nagrzewnice o wydajności 2000 m³/h rozmieszczone w hali). Temperatura powietrza na wylocie z nagrzewnic wynosiła zgodnie z założeniami projektowymi 31°C. Dodatkowe źródło ciepła w postaci nagrzewnic prowadzi do szybkiego wzrostu temperatury w hali produkcyjnej od 17°C do temperatury 25,2°C (Q-b3, rys. 5), która uzyskana zostaje po czasie ok. 28 minut i wraz z dalszym przyrostem czasu, utrzymuje się na stałym poziomie.

Odpowiednio w wariancie 4. $Q_{b4}(t)$ i wariantie 5. $Q_{b5}(t)$ zastosowane zostały te same równania bilansowe, co w wariancie 3.

$Q_{b3}(t)$, ale zmianie uległ całkowity strumień objętości doprowadzany przez nagrzewnice elektryczne, który wynosił 4000 m³/h dla $Q_{b4}(t)$ (4 nagrzewnice o wydajności 1000 m³/h) oraz 2000 m³/h dla $Q_{b5}(t)$ (4 nagrzewnice o wydajności 500 m³/h). Zgodnie z przebiegiem krzywych 'Q-b4' i 'Q-b5' (rys. 4) zmniejszenie strumienia objętości powoduje spadek wartości dostarczanego strumienia ciepła przez nagrzewnice, co ostatecznie prowadzi do wolniejszego nagrzewania hali produkcyjnej oraz do uzyskania w warunkach ustalonych niższej temperatury dla mniejszych przepływów. W przypadku, gdy temperatura początkowa w hali wynosiła 17°C, to uzyskanie stałej temperatury wynoszącej ok. 21,7°C trwało 37 minut dla wariantu 4. W analogicznym scenariuszu dla wariantu 5., uzyskanie stałej temperatury wynoszącej ok. 17,8°C trwało 44 minuty.

Zgodnie z przedstawionymi założeniami projektowymi, temperatura w hali produkcyjnej powinna wynosić 17°C. Dobór nagrzewnic elektrycznych o odpowiednio dużej mocy ma zapewnić z jednej strony możliwie szybkie nagrzanie powietrza w całej kubaturze pomieszczenia w przypadku, gdy w początkowej fazie będzie bardzo mocno wychłodzone. Z drugiej strony nagrzewnice elektryczne powinny mieć możliwość regulacji, która pozwoli w najbardziej korzystny sposób utrzymać temperaturę powietrza w hali produkcyjnej w żądanym zakresie. W oparciu



Rysunek 5.
Przebieg zmian temperatury wewnątrz hali produkcyjnej przy zastosowaniu nagrzewnic elektrycznych o sumarycznym strumieniu objętości: Q-b3 – 8000 m³/h; Q-b4 – 4000 m³/h; Q-b5 – 2000 m³/h. Temperatura w hali produkcyjnej na początku ($\tau = 0$ min) wynosiła 0°C
Figure 5. Curves of the temperature changes inside the production hall, presented for fan heaters with a total volumetric flowrate: Q-b3 – 8000 m³/h; Q-b4 – 4000 m³/h; Q-b5 – 2000 m³/h. The temperature in the production hall at the beginning ($\tau = 0$ min) was 0°C

o modele matematyczne oparte na zmianie bilansu ciepła wewnątrz hali $Q_{b3}(t)$, $Q_{b4}(t)$, $Q_{b5}(t)$, wyznaczone zostały przebiegi zmian temperatury średniej wewnątrz hali dla przypadku gdy temperatura początkowa wynosi 0°C (rys. 5).

Zgodnie z wynikami przedstawionymi na rys. 5 w chwili początkowej ($\tau = 0$ min) temperatura średnia w hali wynosi 0°C i od tego momentu następuje uruchomienie wszystkich urządzeń w hali, czego efektem jest stopniowy wzrost temperatury w czasie. Trzy krzywe 'Q-b3', 'Q-b4' i 'Q-b5' obrazują pracę nagrzewnic elektrycznych odpowiednio na 100% mocy (całkowity strumień objętości powietrza na wylocie z nagrzewnic dla 'Q-b3' wynosi 8000 m³/h), 50% mocy (4000 m³/h dla 'Q-b4') i 25% mocy (2000 m³/h dla 'Q-b5').

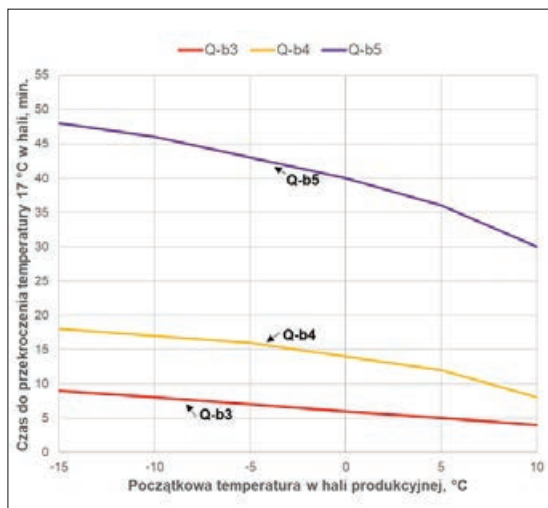
W przedstawionych w artykule wynikach obniżenie mocy nagrzewnic elektrycznych wiązało się z redukcją prędkości obrotowych wentylatorów, którym odpowiadał 3-bieg i strumień objętości powietrza 8000 m³/h, 2-bieg i strumień objętości powietrza 4000 m³/h oraz 1-bieg i strumień objętości powietrza 2000 m³/h. Regulacja pracy nagrzewnic elektrycznych może również następować poprzez zmianę mocy cieplnej grzałek, tj. zmianę temperatury powietrza na wylocie z nagrzewnic, jednak ten wariant w artykule nie był rozpatrywany.

Na podstawie przedstawionych charakterystyk 'Q-b3', 'Q-b4' i 'Q-b5' na rys. 5, możliwe było określenie wymaganego czasu pracy nagrzewnic elektrycznych z daną mocą cieplną, która pozwalała uzyskać temperaturę średnią w hali produkcyjnej wynoszącą 17°C. W warunkach pracy z pełną mocą nagrzewnic elektrycznych ('Q-b3') temperaturę zadaną osiągnięto po 6 minutach, a przy pracy z 25% mocy wymagany czas pracy urządzeń to 40 minut.

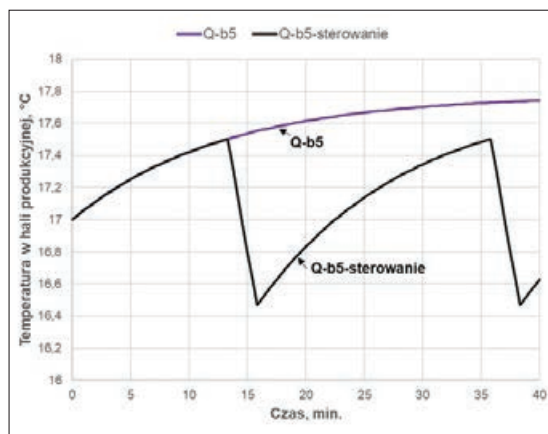
W oparciu o przeprowadzone analizy, przygotowany został rys. 6, obrazujący zmianę wymaganego czasu pracy nagrzewnic elektrycznych odpowiednio na 1-biegu ('Q-b5'), 2-biegu ('Q-b4') i 3-biegu ('Q-b3'), aby uzyskać średnią temperaturę w hali 17°C w zależności od początkowej temperatury panującej w hali.

A-2. Analiza pracy nagrzewnic, prowadząca do uzyskania założonej temperatury powietrza w hali produkcyjnej

Opracowany model matematyczny oparty na zmianie bilansu ciepła wewnątrz hali, stwarza możliwość sprawdzenia czy oraz po jakim czasie dobrane nagrzewnice elektryczne pozwolą na uzyskanie założonej temperatury projektowej w hali, z uwzględnieniem istniejących strat ciepła przez przegrody oraz przyjętych strumieni powietrza nawiewanego i wywiewanego. Jednak



Rysunek 6. Przebieg zmian krzywych czasu wymaganego do uzyskania temperatury w hali wynoszącej 17°C, przedstawione w funkcji temperatury początkowej ($\tau = 0$ min) panującej w hali produkcyjnej dla 3 różnych trybów pracy nagrzewnic elektrycznych o sumarycznym strumieniu objętości: Q-b3 – 8000 m³/h; Q-b4 – 4000 m³/h; Q-b5 – 2000 m³/h
Figure 6. Curves of the time, which is needed to obtain temperature 17°C in production hall, where the temperature at the beginning ($\tau = 0$ min) of the process are presented on the x-axis. Curves are achieved for 3 different operating parameters of fan heaters, for which total volumetric flow rate was: Q-b3 – 8000 m³/h; Q-b4 – 4000 m³/h; Q-b5 – 2000 m³/h



Rysunek 7. Przebieg zmian temperatury wewnątrz hali produkcyjnej przy zastosowaniu nagrzewnic elektrycznych o sumarycznym strumieniu objętości: 'Q-b4' – 2000 m³/h – bez sterowania oraz 'Q-b4-sterowanie' – 2000 m³/h ze sterowaniem utrzymującym temperaturę w zakresie od 16,5°C do 17,5°C
Figure 7. Curves of the temperature changes inside the production hall, presented for fan heaters with a total volumetric flowrate: 'Q-b4' – 2000 m³/h – without control and 'Q-b4-sterowanie' – 2000 m³/h – with control, that hold temperatures in a range from 16,5°C to 17,5°C

w warunkach rzeczywistych, oprócz uzyskania wymaganej temperatury, zastosowane nagrzewnice elektryczne powinny również zapewnić wraz z systemami automatyki odpowiednie sterowanie pracą urządzeń, prowadzącą do utrzymania w hali założonego zakresu temperatur. W analizowanym przypadku dla temperatury projektowej 17°C, temperatura wewnątrz hali produkcyjnej nie powinna być niższa niż 16,5°C oraz nie po-

winna być wyższa niż 17,5°C. Przedstawione warunki temperaturowe zostały wprowadzone również do modelu matematycznego, a uzyskane wyniki zobrazowano na rys. 7 dla strumienia objętości powietrza nawiewanego przez nagrzewnice elektryczne dla 1-biegu i 2000 m³/h (rys. 7).

Zgodnie z wynikami przedstawionymi na rys. 7, aby podwyższyć temperaturę w hali od 16,5°C do 17,5°C, przy pracy nagrzewnic

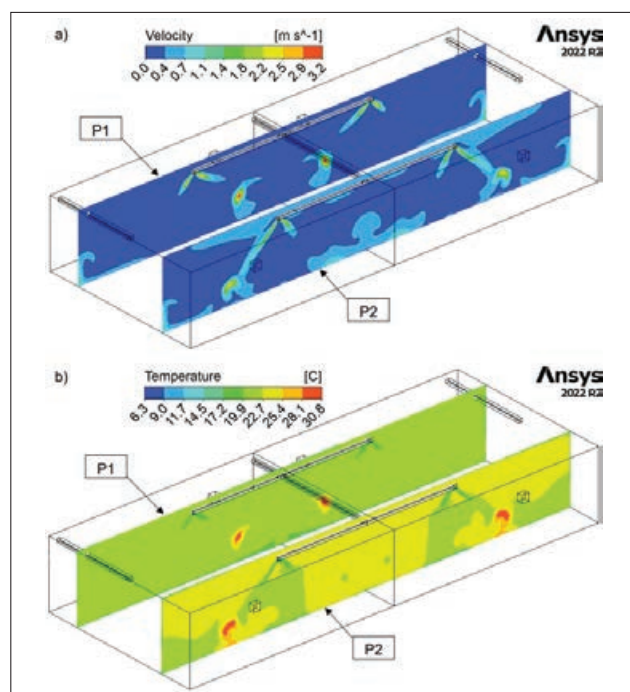
elektrycznych na 1-biegu (tj. przy sumarycznym strumieniu objętości 2000 m³/h), czas po którym dojdzie do ich wyłączenia powinien wynosić ok. 20 minut (rys. 7, 'Q-b5-sterowanie'). Brak zastosowania sterowania nagrzewnic elektrycznych pracujących na 1-biegu, skutkowałoby pracą nagrzewnic w sposób ciągły i dla stanu ustalonego, uzyskaniem stałej temperatury wynoszącej ok. 17,8°C, co obrazuje charakterystyka 'Q-b5' (rys. 7 i rys. 4).

B) Model numeryczny CFD

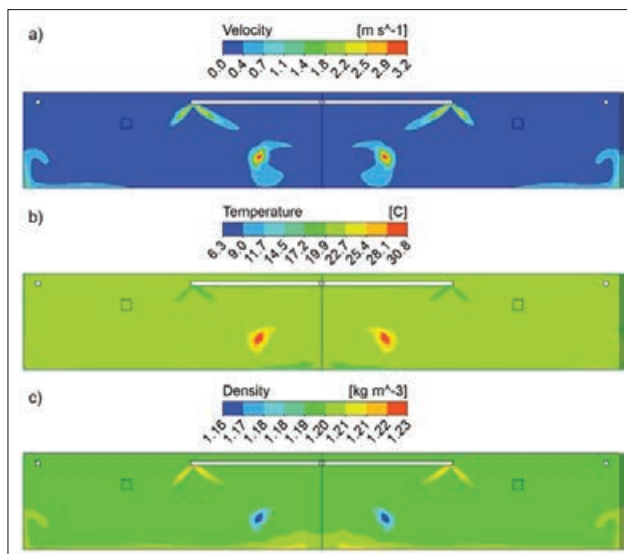
B-1. Analiza profilu temperatury i prędkości powietrza na wylocie z nawiewników w hali produkcyjnej

W hali produkcyjnej powietrze zewnętrzne o temperaturze 17°C dostarczane jest 4 nawiewnikami, z których każdy rozprowadza powietrze za pomocą kierownic na dwie strony pod kątem 45° (rys. 2). W rozpatrywanym przypadku nagrzewnice elektryczne pracowały z pełną mocą. Na rys. 8a przedstawione zostały warstwy prędkości w dwóch płaszczyznach (P1, P2), które tworzą przekroje w miejscu występowania przewodów nawiewnych. Wylot powietrza zewnętrznego odbywa się w dwóch kierunkach pod kątem 45 stopni, co jest wyraźnie widoczne w postaci obszarów o zwiększonej prędkości, które są położone bezpośrednio przy nawiewnikach. Analogiczny układ widoku izometrycznego hali produkcyjnej znajduje się na rys. 8b, przy czym w dwóch płaszczyznach przekroju (P1, P2) przedstawione zostały warstwy temperatury. Analizowane warunki w hali są uzyskane dla stanu ustalonego (nagrzewnice pracują w sposób ciągły), a średnia temperatura dla całej objętości powietrza znajdującego się w całej kubaturze obiektu wynosi ok. 22,3°C. Biorąc pod uwagę, że powietrze zewnętrzne na wylocie z nawiewników ma niższą temperaturę (17°C) niż ostatecznie uzyskana średnia temperatura w hali, dlatego na rys. 8b w pobliżu wylotu z nawiewników zarysowane są pod kątem 45° obszary o niższej temperaturze. Dodatkowo na płaszczyźnie P2 widoczne jest konwekcyjne rozwarstwienie na dwa obszary, odpowiednio o wyższej temperaturze w górnej części hali i o niższej temperaturze w dolnej części hali.

Na rys. 9 przedstawione zostały wyniki uzyskane w płaszczyźnie P1 w miejscu przewodów nawiewnych w hali produkcyjnej. Na rys. 9a warstwy prędkości strumieni nawiewanych układają się zgodnie z przyjętymi założeniami. Wylot powietrza zewnętrznego odbywa się w dwóch kierunkach pod kątem 45 stopni, a przedstawiony obraz pozwala nam na zbadanie zasięgów nawiewanych strumieni i ich prędkości. Dodatkowo na rys. 9 pokazany został wpływ strumieni powietrza wychodzących z nagrzewnic (obszary w środkowej części hali o podwyższonej temperaturze i prędkości) na kształtowanie się strumienia powietrza zewnętrznego



Rysunek 8. Widok izometryczny hali produkcyjnej z wydzielonymi dwiema płaszczyznami (P1, P2) w miejscu przewodów nawiewnych, dla których przedstawiono warstwy profilu: a) prędkości, b) temperatury
Figure 8. Isometric view on the production hall with separated two planes (P1, P2) in the locations of supply ducts, for which are presented contours of: a) velocity, b) temperature



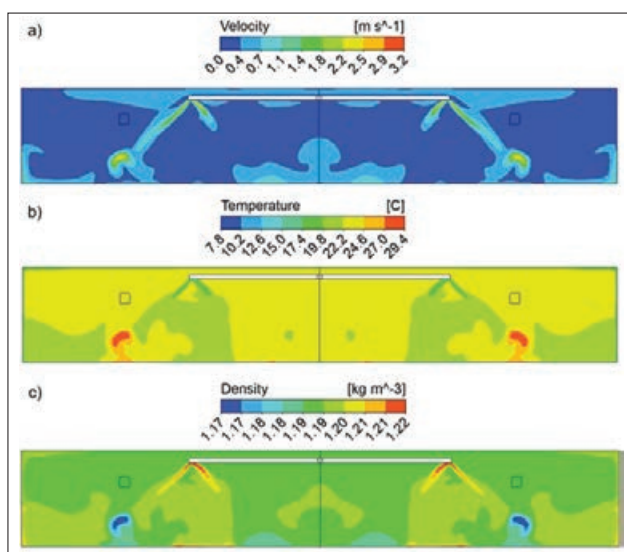
Rysunek 9.
Widok przekroju w płaszczyźnie P1 w miejscu przewodów nawiewnych w hali produkcyjnej z przedstawionymi warstwicami profilu: a) prędkości, b) temperatury, c) gęstości
Figure 9. View of cross section in plane P1 in the locations of supply ducts in the production hall with presented contours of: a) velocity, b) temperature, c) density

warstwienie wynikające z różnicy gęstości i gromadzenia się cieplejszych mas powietrza w górnej części hali (rys. 10b, 10c). Dodatkowo można zauważyć, że powietrze nawiewane tworzy obszar o wyraźnie niższej temperaturze (rys. 10b), a w środkowej części hali doszło do utworzenia dość jednorodnego obszaru o temperaturze większej niż 22,2°C. Zestawiając profile prędkości z rys. 9a i 10a, widoczne jest występowanie w płaszczyźnie P2 znacznie większych obszarów o prędkości powyżej 0,4 m/s.

Obraz ten pokazuje jaki wpływ i w jakim zakresie mają sąsiadujące ze sobą urządzenia na przepływ poszczególnych strug powietrza wewnątrz hali produkcyjnej.

B-2. Analiza profilu temperatury i prędkości powietrza na wylocie z nagrzewnic elektrycznych w hali produkcyjnej

Umieszczone w hali produkcyjnej 4 nagrzewnice elektryczne miały wylot powietrza gorącego o temperaturze 31°C ustawiony pod kątem 45° do podłogi. Strumień objętości powietrza na wylocie z każdej nagrzewnicy wynosił 2000 m³/h, a w hali uzyskano stan ustalony dla pracy wszystkich urządzeń. Na rys. 11a przedstawione zostały warstvice prędkości w czterech płaszczyznach (P3, P4, P5, P6), które tworzą przekroje w miejscu występowania nagrzewnic elektrycznych. Bezpośrednio przy wylocie z każdej nagrzewnicy utworzony został obszar o zwiększonej prędkości powietrza gorącego (rys. 11a), co również jest dobrze widoczne na rys. 11b, który przedstawia warstvice temperatury w płaszczyznach P3,

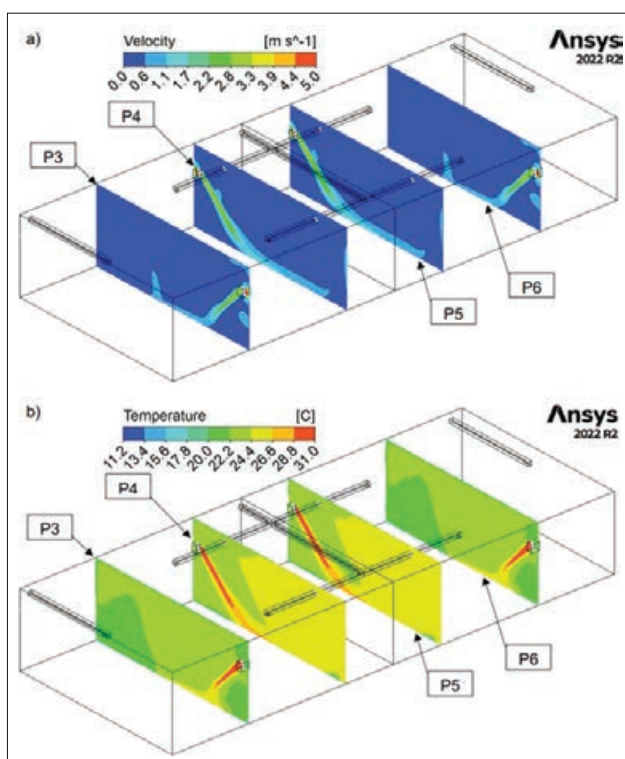


Rysunek 10.
Widok przekroju w płaszczyźnie P2 w miejscu przewodów nawiewnych w hali produkcyjnej z przedstawionymi warstwicami profilu: a) prędkości, b) temperatury, c) gęstości
Figure 10. View of cross section in plane P2 in the locations of supply ducts in the production hall with presented contours of: a) velocity, b) temperature, c) density

wypływającego z nawiewników. Można zauważyć, że zasięgi strumieni powietrza zewnętrznego, skierowane do środka hali pod kątem 45°, wydłużają się pod wpływem ruchów powietrza generowanych pracą wentylatora nagrzewnic. Zgodnie z rys. 9b i 9c w płaszczyźnie P1 hali produkcyjnej doszło do ukształtowania się dość jednorodnego profilu temperatury i gęstości, przy bardzo dużym obszarze prędkości (rys. 9a) poniżej 0,4 m/s.

Na rys. 10 przedstawiono wyniki uzyskane w płaszczyźnie P2 w miejscu przewodów nawiewnych w hali produkcyjnej. Podobnie jak w przypadku rys. 9a, tak również na rys. 10 warstvice prędkości strumieni nawiewanych układają się zgodnie z przyjętymi założeniami. Jednocześnie można zauważyć, że zasięgi strumieni powietrza zewnętrznego (rys. 10a), skierowane do ścian bocznych hali pod kątem 45°, wydłużają się pod wpływem ruchów powietrza generowanych pracą wentylatora nagrzewnic, natomiast w tym przypadku zasięgi strumieni powietrza zewnętrznego, skierowane do środka hali pod kątem 45°, są znacznie krótsze. W analizowanej płaszczyźnie P2 widoczne jest wyraźne roz-

Rysunek 11.
Widok izometryczny hali produkcyjnej z wydzielonymi czterema płaszczyznami (P3, P4, P5, P6) w miejscu nagrzewnic elektrycznych, dla których przedstawiono warstvice profilu: a) prędkości, b) temperatury
Figure 11. Isometric view on the production hall with separated four planes (P3, P4, P5, P6) in the locations of fan heaters, for which are presented contours of: a) velocity, b) temperature



P4, P5 i P6. Jednocześnie na rys. 11b można zaobserwować na płaszczyznach P3 i P6 konwekcyjne rozwarstwienie na dwa obszary temperaturowe oraz na występowanie obszaru w centralnej części hali o podwyższonej temperaturze w płaszczyźnie P4 i P5 (temperatura powyżej 24,4°C).

Na rys. 12a i 12b przedstawione zostały warstwy prędkości i temperatury w płaszczyźnie P4 i P5, natomiast rys. 12c i 12d obrazują wyniki uzyskane w płaszczyźnie P3 i P6. Warstwy prędkości strumienia na wylocie z nagrzewnic elektrycznych (rys. 12a, 12c) układają się zgodnie z przyjętymi założeniami, a wylot powietrza gorącego skierowany jest pod kątem 45 stopni do podłogi. Widoczne jest jak zmienia się układ prędkości razem z odległością od urządzenia. Obraz ten pozwala na weryfikację dobranej mocy wentylatora nagrzewnic oraz ocenę jego wpływu na komfort pracy przebywających w pobliżu osób.

Na rys. 12c i 12d widać, że strumień powietrza ogrzanego wychodzący z nagrzewnic mają znacznie wyższą temperaturę niż średnia temperatura w obszarze danej płaszczyzny. W analizie warunków pracy uwzględniono różnicę temperatur powietrza, a tym samym wynikającą z tego różnicę gęstości powietrza w hali produkcyjnej. Powstały gradient temperatur (12d) doprowadził do warunków, w których w dolnych partiach pomieszczenia dominuje powietrze zimniejsze

go w nagrzewnicy, jesteśmy w stanie ocenić czy zasięgi strumieni są wystarczające oraz czy dobraliśmy dostateczną liczbę urządzeń grzewczych.

B-3. Analiza wpływu zmiany mocy nagrzewnic elektrycznych na tworzony profil temperatury w hali produkcyjnej

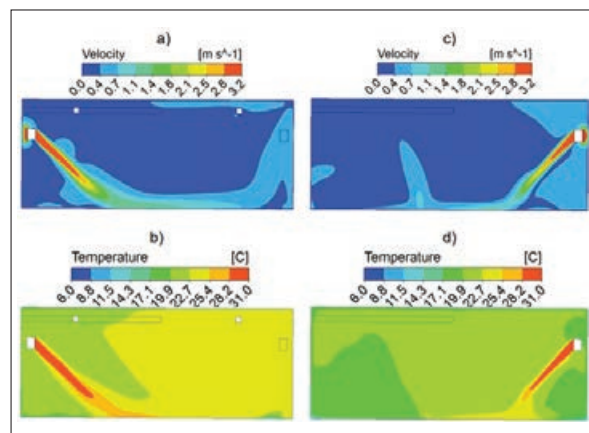
Aby sprawdzić, jak zmiana mocy nagrzewnic elektrycznych wpłynie na tworzony profil temperatury wewnątrz hali produkcyjnej, wykonano zostały symulacje numeryczne CFD dla 4 następujących wartości całkowitego strumienia objętości na wylocie z nagrzewnic: 8000 m³/h, 4000 m³/h, 2000 m³/h i 0 m³/h. W każdym z analizowanych przypadków temperatura powietrza gorącego na wylocie z nagrzewnic wynosiła 31°C. Na rys. 13 przedstawiono wyniki dla utworzonych warstw temperatury w płaszczyźnie znajdującej się w odległości 1,5 m od podłogi (rys. 13a). W przypadku pracy nagrzewnic z pełną mocą (rys. 13b) dominuje obszar temperatury powyżej 22°C z wyraźnie uwidocznionymi miejscami podwyższonej temperatury, wywołanej nawiewanymi strumieniami z nagrzewnic elektrycznych. Na rys. 13c każda z nagrzewnic generuje strumień objętości gorącego powietrza wynoszący 1000 m³/h, a utworzony profil temperatury średniej jest powyżej 17°C z wyraźnie uwidocznionymi miejscami podwyższonej temperatury jedynie dla nagrzewnic umieszczonych w centralnej części hali.

Dalsze obniżenie mocy wentylatorów (rys. 13d) doprowadziło do uzyskania w analizowanej płaszczyźnie do temperatury powyżej 14°C, a zmniejszenie strumienia objętości, a więc i prędkości powietrza gorącego na wylocie z nagrzewnic, skutkuje brakiem występowania obszarów o podwyższonej temperaturze. W ostatnim analizowanym przypadku (rys. 13e) nagrzewnice zostały całkowicie wyłączone (0 m³/h) w efekcie czego, dominuje obszar temperatury powyżej 7°C z wyraźnie uwidocznionymi miejscami podwyższonej temperatury, wywołanej strumieniami powietrza z nawiewników. Na podstawie wyników przedstawionych na rys. 13 widać, że sukcesywny spadek mocy nagrzewnic, powoduje sukcesywny spadek temperatury w hali produkcyjnej.

C) Analiza porównawcza wyników uzyskanych z modelu matematycznego i modelu numerycznego CFD

Na rys. 14 zestawione zostały wartości temperatury średniej w hali produkcyjnej uzyskane dla stanu ustalonego, zarówno dla modelu matematycznego, jak i modelu numerycznego CFD. Wyniki przedstawione zostały w funkcji zmiany strumienia objętości powietrza wylotowego z nagrzewnic, dla których wartość 0 m³/h oznacza, że wszystkie nagrzewnice elektryczne w hali były wyłączone, a przepływy 2000 m³/h, 4000 m³/h i 8000 m³/h, odpowiadają kolejno warunkom pracy nagrzewnic na 1-biegu, 2-biegu i 3-biegu. Uzyskane wyniki modelowe w obu przypadkach prawidłowo pod względem jakościowym obrazują zmianę średniej temperatury w hali produkcyjnej na skutek zwiększania mocy grzewczej nagrzewnic elektrycznych. Im większy strumień dostarczane go przez nagrzewnice powietrza o temperaturze 31°C, a tym samym większy strumień ciepła, tym uzyskiwana jest wyższa średnia temperatura w hali produkcyjnej.

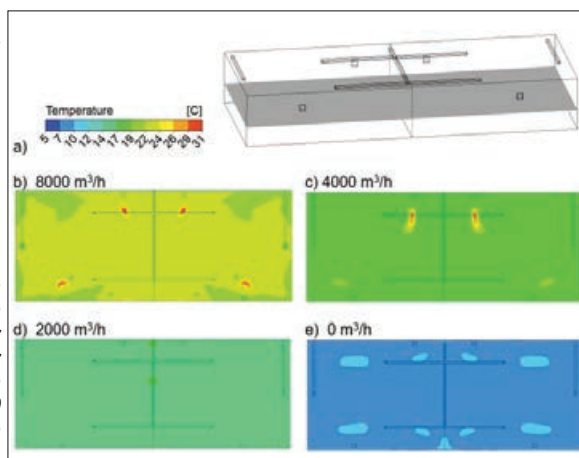
Można zauważyć, że uzyskane temperatury (rys. 14) nieznacznie różnią się od siebie i dla modelu numerycznego CFD są o 1,2÷3,3°C niższe, niż wartości uzyskane

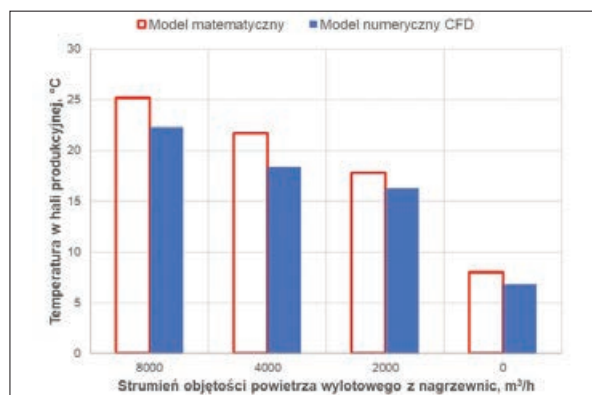


Rysunek 12. Widok przekroju w miejscu nagrzewnic elektrycznych w hali produkcyjnej z przedstawionymi warstwami profilu: a) prędkości dla płaszczyzny P4 i P5, b) temperatury dla płaszczyzny P4 i P5, c) prędkości dla płaszczyzny P3 i P6, d) temperatury dla płaszczyzny P3 i P6
Figure 12. View of cross section in the locations of fan heaters in the production hall with presented contours of: a) velocity in plane P4 and P5, b) temperature in plane P4 and P5, c) velocity in plane P3 and P6, d) temperature in plane P3 and P6

o większej gęstości, a w górnych partiach powietrze cieplejsze o mniejszej gęstości. Różnica ta w przypadku tej hali jest niewielka i nie tak znacząca. Natomiast w przypadku wyższych budynków to tworzące się rozwarstwienie może mieć większe znaczenie i wskazywać na potrzebę zastosowania destratyfikatorów, które ten gradient temperatury będą wyrównywały. Wyniki przedstawione na rys. 12c wskazują, że dominującym mechanizmem utworzenia obszaru o wyższej temperaturze (powyżej 22,7°C) było mieszanie się strug z nagrzewnic i nawiewników w centralnej części hali produkcyjnej. Dodatkowo w oparciu o obraz profilu temperatury strumienia powietrza podgrzane-

Rysunek 13. Warstwy profilu temperatury w płaszczyźnie przekroju znajdującej się w odległości 1,5 m od podłogi a), przedstawione dla następujących strumieni objętości powietrza gorącego z nagrzewnic elektrycznych: b) 8000 m³/h, c) 4000 m³/h, d) 2000 m³/h, e) 0 m³/h (nagrzewnice wyłączone)
Figure 13. Contours of temperature in cross section plane, which is located 1,5 m above the floor a), are presented for the hot air volumetric flow rate from fan heaters: b) 8000 m³/h, c) 4000 m³/h, d) 2000 m³/h, e) 0 m³/h (heaters are off)





Rysunek 14. Średnia temperatura w hali produkcyjnej uzyskana dla modelu matematycznego i modelu numerycznego CFD, przedstawiona w funkcji sumarycznych strumienia objętości na wylocie z nagrzewnic elektrycznych

Figure 14. Average temperature in the production hall obtained for the mathematical model and the CFD numerical model, presented as a function of the total volume flow rate at the outlet from the fan heaters

dla modelu matematycznego, co może wynikać m.in. z drobnych różnic w zadanych danych wejściowych oraz założeń związanych z definicją warunków brzegowych. Przykładem może być m.in. wartość strumienia ciepła odprowadzanego przez ściany, dach oraz podłogę hali, która modelu numerycznego CFD założona została jako stała, a w przypadku modelu matematycznego wartość ta ulegała zmianie wraz z temperaturą średnią wewnątrz hali produkcyjnej.

Biorąc pod uwagę różnice wynikające z budowy samych modeli matematycznych i zastosowanych metod obliczeniowych, można stwierdzić, że uzyskane rozbieżności w wyznaczonych temperaturach średnich dla 4 różnych wariantów pracy nagrzewnic elektrycznych w hali produkcyjnej dla obu zastosowanych modeli są niewielkie.

Podsumowanie

Porównując ze sobą wyniki uzyskane z opracowanego modelu matematycznego oraz modelu numerycznego CFD, wykazane zostało, że opracowany model matematyczny daje jakościowo porównywalne rozwiązania w zakresie średniej temperatury w hali produkcyjnej z modelem numerycznym CFD. Zaletą przedstawionego modelu matematycznego, dla którego algorytm obliczeniowy przygotowano w programie 'Visual Basic for Applications', jest bardzo krótki czas wymagany do uzyskania charakterystyki zmian strumienia ciepła w czasie, natomiast wadą jest uproszczenie warunków panujących w hali do wartości uzyskiwanej temperatury średniej. Model numeryczny CFD pozwala natomiast uzyskać pełen profil zmian parametrów czynnika (tj. m.in. temperatura, prędkość, gęstość) dla całej analizowanej objętości płynu, jednak czas uzyskania rozwiązania dla stanu ustalonego przekraczał 10 godzin.

W przemysłowych zastosowaniach praca nagrzewnic elektrycznych jest regulowana za pomocą automatycznego układu sterownia, który po przekroczeniu histerezy wynoszącej 0,5°C włącza bądź wyłącza nagrzewnicę. Opracowany algorytm rozwiązywania modelu matematycznego uzupełniony został o instrukcje warunkowe odzwierciedlające pracę nagrzewnic z wymaganą histerezą, co pozwoliło wyznaczyć przebieg

zmian temperatury średniej w hali oraz czas włączania i wyłączania nagrzewnic elektrycznych. W przypadku pracy nagrzewnic na 2-biegu wychłodzenie hali od temperatury 17,5°C do 16,5°C trwało około 2,5 minuty, a czas grzania od temperatury 16,5°C do 17,5°C wynosił trochę powyżej 2 minut. Zestawiając te wyniki z pracą nagrzewnic na 1-biegu, wychłodzenie hali od temperatury 17,5°C do 16,5°C trwało identycznie, jak przy pracy nagrzewnic na 2-biegu około 2,5 minuty, ponieważ po wykluczeniu z modelu równania członu opisującego doprowadzanie strumienia ciepła przez nagrzewnice, pozostałe równania i parametry współczynników są takie same. Aby podwyższyć temperaturę w hali od 16,5°C do 17,5°C, przy pracy nagrzewnic elektrycznych na 1-biegu (tj. przy sumarycznym strumieniu objętości dla 4 nagrzewnic wynoszącym 2000 m³/h), czas po którym dojdzie do ich wyłączenia powinien wynosić ok. 20 minut.

Na podstawie przeprowadzonej analizy dla warunku początkowego ($\tau = 0$ s) w postaci temperatury średniej w hali wynoszącej 0°C, od którego to momentu następuje uruchomienie wszystkich nagrzewnic i stopniowy wzrost temperatury w czasie, to uzyskanie temperatury projektowej w hali produkcyjnej wynoszącej 17°C, zajmowało 6 minut przy pracy nagrzewnic elektrycznych z pełną mocą albo 40 minut przy pracy z 25% mocy.

W wyniku przeprowadzonych symulacji numerycznych CFD określony został wpływ usytuowania urządzeń grzewczych oraz nawiewników i wymienników na kształtowanie się profilu temperatury w wybranych przekrojach, jak również wykazany został wzajemny wpływ urządzeń. Warstwy prędkości strumienia nawiewanych w dwóch kierunkach pod kątem 45 stopni układały się zgodnie z przyjętymi założeniami projektowymi. Jednocześnie zwrócono uwagę, że strumienie powietrza wychodzące z nagrzewnic wpływały na kształtowanie się profilu prędkości strumienia powietrza zewnętrznego wpływającego z nawiewników.

Zastosowanie symulacji opartych na CFD jest bardzo pomocne w ocenie przyjętej koncepcji rozmieszczenia urządzeń HVAC w hali produkcyjnej. Dodatkowo stwarza możliwość sprawdzenia poprawności usytuowania urządzeń HVAC pod kątem uzyskiwanego rozkładu

du temperatur w danym obszarze/przekroju hali produkcyjnej. Wyniki z symulacji numerycznych CFD mogą pozwolić również na weryfikację czy w badanym obszarze nie powstały martwe/niedogrzone strefy.

Obliczenia wykonano przy użyciu zasobów udostępnionych przez Wrocławskie Centrum Sieciowo-Superkomputerowe (<http://wcss.pl>), grant obliczeniowy Nr 565

LITERATURA

- [1] Benabed A., Boulbair A., Numerical analysis of thermal comfort and air freshness generated by a multi-cone diffuser with and without lobed inserts, *Journal of Building Engineering*, 2022, Vol. 54, pp. 1-16, DOI: 10.1016/j.jobe.2022.104632
- [2] Calautit J.K., Tien P.W., Wei Sh., Calautit K., Hughes B., Numerical and experimental investigation of the indoor air quality and thermal comfort performance of a low energy cooling windcatcher with heat pipes and extended surfaces, *Renewable Energy*, 2020, Vol. 145, pp. 7544-7556, DOI: 10.1016/j.renene.2019.06.040
- [3] Khan M.A.H., Bennia A., Lateb M., Fellouah H., Numerical investigation of thermal comfort using the mixing and displacement ventilation systems within a fitting room, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2022, Vol. 198, pp. 1-21, DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2022.123379
- [4] Ganesh G.A., Sinha Sh.L., Verma T.N., Dewangan S.K., Numerical simulation for energy consumption and thermal comfort in a naturally ventilated indoor environment under different orientations of inlet diffuser, *Building and Environment*, 2022, Vol. 217, pp. 1-21, DOI: 10.1016/j.buildenv.2022.109071
- [5] Li Ch., Wang H., Wang Ch., Meng D., Numerical simulation of thermal comfort in microgravity-confined space, *Case Studies in Thermal Engineering*, 2023, Vol. 41, pp. 1-13, DOI: 10.1016/j.csite.2022.102572
- [6] Cheng Y., Niu J., Gao N., Thermal comfort models: A review and numerical investigation, *Building and Environment*, 2012, pp. 13-22, DOI: 10.1016/j.buildenv.2011.05.011
- [7] Sevilgen G., Kilic M., Numerical analysis of air flow, heat transfer, moisture transport and thermal comfort in a room heated by two-panel radiators, *Energy and Buildings*, 2011, Vol. 43, pp. 137-146, DOI: 10.1016/j.enbuild.2010.08.034
- [8] Popovici C.G., HVAC system functionality simulation using ANSYS-Fluent, *Energy Procedia*, 2017, Vol. 112, pp. 360-365, DOI: 10.1016/j.egypro.2017.03.1067
- [9] Zhang J., Poon K.H., Kwok H.H.L., Hou F., Cheng J.C.P., Predictive control of HVAC by multiple output GRU – CFD integration approach to manage multiple IAQ for commercial heritage building preservation, *Building and Environment*, 2023, Vol. 245, pp. 1-19, DOI: 10.1016/j.buildenv.2023.110802
- [10] Jazizadeh F., Joshi V., Battaglia F., Adaptive and distributed operation of HVAC systems: Energy and comfort implications of active diffusers as new adaptation capacities, *Building and Environment*, 2020, Vol. 186, pp. 1-14, DOI: 10.1016/j.buildenv.2020.107089
- [11] Amini R., Ghaffarianhoseini A., Ghaffarianhoseini A., Berardi U., Numerical investigation of indoor thermal comfort and air quality for a multi-purpose hall with various shading and glazing ratios, *Thermal Science and Engineering Progress*, 2021, Vol. 22, pp. 1-16, DOI: 10.1016/j.tsep.2020.100812