



Sterowanie temperaturą powietrza w sali widowiskowej a zapotrzebowanie na energię – studium przypadku

Air temperature control in an auditorium and its impact on energy demand – A case study



Dr inż. Sylwia Szczesniak

ORCID ID: [0000-0003-4358-0263](https://orcid.org/0000-0003-4358-0263)

Wydział Inżynierii Środowiska
Politechnika Wrocławska
PZITS O. Dolnośląski
sylwia.szczesniak@pwr.edu.pl



Mgr inż. Agnieszka Grabka

ORCID ID: [0009-0001-4781-5050](https://orcid.org/0009-0001-4781-5050)

Wydział Inżynierii Środowiska
Politechnika Wrocławska

Słowa kluczowe: odzysk ciepła, HVAC, gradient temperatury powietrza, zyski ciepła, nagrzewnica, chłodnica

Streszczenie

W artykule przeanalizowano wpływ różnicy temperatury powietrza nawiewanego Δt_p oraz sposobu sterowania instalacją wentylacyjną na zapotrzebowanie na energię w pomieszczeniu. Rozważono dwa warianty regulacji temperatury powietrza w strefie pracy: sterowanie skokowe (21–24°C) oraz płynne (komfortowe), przy zróżnicowanych strumieniach powietrza wentylacyjnego oraz poziomach frekwencji. Wyniki analiz wykazały, że zwiększenie Δt_p z 8°C do 10°C prowadzi do wzrostu zużycia energii elektrycznej na transport powietrza o ok. 60%, przy jednoczesnym istotnym ograniczeniu zapotrzebowania na energię do ogrzewania (o 68–78%). Wpływ tej zmiany na zapotrzebowanie na energię chłodniczą jest bardziej złożony i zależy od warunków pracy układu. Największe ograniczenie zapotrzebowania na energię chłodniczą (ok. 40%) uzyskano dla maksymalnej frekwencji i płynnej regulacji temperatury, natomiast najmniejsze (ok. 12%) dla maksymalnego strumienia powietrza i sterowania skokowego. Wykazano również istotny wpływ strategii sterowania na zapotrzebowanie na energię chłodniczą. Przy większych strumieniach powietrza wentylacyjnego sterowanie skokowe charakteryzuje się niższym zapotrzebowaniem (o 25–41%) w porównaniu do regulacji płynnej, przy czym różnice te maleją wraz ze zmniejszeniem strumienia powietrza. Uzyskane wyniki wskazują, że dobór różnicy temperatury Δt_p , strumienia powietrza wentylacyjnego oraz strategii sterowania ma kluczowe znaczenie dla efektywności energetycznej systemu wentylacyjnego i powinien być rozpatrywany w sposób kompleksowy.

Keywords: heat recovery, HVAC, air temperature gradient, heat gains, heater, cooler

Abstract

This paper presents an analysis of the impact of the supply air temperature difference Δt_p and control strategy on the energy demand in a ventilated space. Two approaches to indoor temperature control in the occupied zone were considered: step control (21–24°C) and continuous (comfort-based) control, under varying ventilation airflow rates and occupancy levels. The results indicate that increasing Δt_p from 8°C to 10°C leads to an approximately 60% increase in electrical energy consumption for air transport, while simultaneously reducing the heating energy demand by 68–78%. The effect on cooling energy demand is more complex and depends on operating conditions. The greatest reduction (approximately 40%) was observed for maximum occupancy with continuous control, whereas the smallest reduction (approximately 12%) occurred at the maximum airflow rate under step control. The control strategy was also found to significantly influence cooling energy demand. At higher ventilation airflow rates, step control resulted in lower cooling demand (by approximately 25–41%) compared to continuous control, with the differences decreasing as the airflow rate was reduced. The findings demonstrate that the selection of Δt_p , ventilation airflow rate, and control strategy has a substantial impact on the overall energy performance of the ventilation system and should be considered in an integrated manner.

Wstęp

Systemy wentylacyjne odgrywają kluczową rolę w usuwaniu zanieczyszczeń powietrza wewnętrznego, takich jak CO₂, lotne związki organiczne (LZO) oraz zapachy (Ferencowicz, 1962; Pełech, 2013; S. Przydróżny & Ferencowicz, 1988). W wielu przypadkach wentylacja odpowiada także za utrzymanie odpowiedniej wartości temperatury powietrza w strefie pracy w pomieszczeniach mieszkalnych, użyteczności publicznej, jak i przemysłowych (Fe-

rencowicz, 1962; Pełech, 2013; S. Przydróżny & Ferencowicz, 1988). W zależności od sposobu działania, wyróżnia się wentylację naturalną (m.in. wentylację grawitacyjną, aerację, przewietrzanie) oraz wentylację mechaniczną (nawiewną, wywiewną i nawiewno-wywiewną) (Pełech, 2013). Dla zapewnienia odpowiedniej czystości powietrza oraz wymaganych warunków termicznych i wilgotnościowych w pomieszczeniach niemieszkalnych stosuje się systemy klimatyzacji pełnej lub niepełnej, zgodnie z PN-EN 16798-3 (PKN, 2019). Dobór odpowiedniego systemu

wentylacji lub klimatyzacji zależy od funkcji pomieszczenia, jego charakterystyki architektoniczno-budowlanej, sposobu użytkowania oraz zmienności obciążeń cieplnych i wilgotnościowych. Zarówno wentylacja mechaniczna, jak i klimatyzacja wiążą się z nakładami energetycznymi niezbędnymi do ogrzewania, chłodzenia, nawilżania i osuszania powietrza, a także do jego transportu. Efektywność działania tych systemów zależy od czynników wpływających jednocześnie na jakość powietrza wewnętrznego oraz zużycie energii. Jednym z kluczowych elementów determinujących efektywność wentylacji jest sposób organizacji przepływu powietrza w pomieszczeniu, w ramach którego wyróżnia się m.in. wentylację mieszającą oraz wentylację wyporową. Wentylacja mieszająca prowadzi do wyrównania parametrów powietrza w całej kubaturze pomieszczenia, natomiast wentylacja wyporowa wykorzystuje stratyfikację termiczną i siły wyporu, umożliwiając skuteczniejsze usuwanie zanieczyszczeń z obszaru przebywania ludzi (Pełech, 2013). Do pozostałych czynników wpływających na efektywność energetyczną oraz skuteczność wentylacji należą: kontrola źródeł zanieczyszczeń i ich skuteczne usuwanie, sterowanie wentylacją w funkcji jakości powietrza wewnętrznego, bilansowanie strumieni powietrza, wykorzystanie zmiennych warunków zewnętrznych oraz stosowanie energooszczędnych urządzeń i elementów, takich jak wentylatory, silniki EC czy wymienniki do odzysku ciepła.

Jednym z istotnych zjawisk wpływających na efektywność energetyczną systemów wentylacyjnych i zarazem komfort cieplny użytkowników jest pionowy gradient temperatury powietrza, rozumiany jako zmiana temperatury powietrza wraz z wysokością pomieszczenia. Wielkość tego gradientu zależy od bilansu zysków ciepła, intensywności wymiany powietrza oraz organizacji przepływu, w tym lokalizacji nawiewów i wywiewów (S. Przydróżny & Ferencowicz, 1988; Szcześniak i in., 2014).

Zjawisko pionowego gradientu temperatury w pomieszczeniach jest ściśle związane z przyjętym sposobem rozdziału powietrza. W wentylacji wyporowej stratyfikacja termiczna jest efektem zamierzonym, wykorzystywanym do transportu ciepła ku górze oraz usuwania go ponad strefą przebywania ludzi. W wentylacji mieszającej dąży się natomiast do możliwie jednorodnych warunków w strefie pracy, jednak również w tym przypadku może wystąpić istotny pionowy gradient temperatury powietrza, szczególnie przy układzie nawiewu zlokalizowanego w górnej części strefy pracy i wywiewu wysoko pod stropem pomieszczenia oraz przy znaczących lokalnych zyskach ciepła. W takiej konfiguracji siły wyporu sprzyjają unoszeniu ogrzanego powietrza do górnych warstw pomieszczenia, co może ograniczać skuteczność mieszania w całej kubaturze (Przydróżny & Szcześniak, 2013; Szcześniak & Sompoliński, 2011).

Znaczenie pionowego gradientu temperatury powietrza w pomieszczeniach wentylowanych mechanicznie rośnie wraz z wysokością pomieszczenia. W przypadku pomieszczeń niskich ($H_p \leq 4$ m) gradient ten zazwyczaj ma ograniczony wpływ na komfort i efektywność energetyczną. W pomieszczeniach wysokich ($H_p > 4$ m) z wywiewem montowanym pod stropem stratyfikacja bywa wyraźna i może istotnie wpływać na dobór strumieni powietrza, bilans energetyczny oraz warunki termiczne w strefie

przebywania ludzi (Karpuk i in., 2017). Do głównych czynników kształtujących wartość pionowego gradientu temperatury powietrza w pomieszczeniach wentylowanych mechanicznie należą lokalne źródła ciepła, rozmieszczenie elementów nawiewnych i wywiewnych oraz intensywność wymiany powietrza. Niekorzystna konfiguracja tych elementów może prowadzić do nadmiernego wzrostu temperatury powietrza w warstwach powyżej strefy użytkowej, co skutkuje obniżeniem efektywności działania systemu oraz wzrostem zużycia energii.

Prawidłowe uwzględnienie pionowego gradientu temperatury powietrza, zarówno w przypadku wentylacji mieszającej jak i wyporowej, w obliczeniach projektowych umożliwia optymalizację strumienia powietrza wentylacyjnego oraz dobór organizacji wymiany powietrza w pomieszczeniu, co przekłada się na ograniczenie kosztów eksploatacyjnych i poprawę komfortu użytkowników. W literaturze (Przydróżny i in., 1988; Przydróżny & Szcześniak, 2013) przedstawiono zależności empiryczne pozwalające określić przyrost temperatury w funkcji jednostkowego obciążenia cieplnego oraz warunków wymiany powietrza w pomieszczeniu. Wysokie wartości pionowego gradientu temperatury powietrza mogą stanowić również przesłankę do weryfikacji rozmieszczenia źródeł ciepła oraz konfiguracji instalacji nawiewno-wywiewnej (Gil-Lopez i in., 2017).

Wraz ze wzrostem świadomości ekologicznej oraz dążeniem do ograniczenia zużycia energii, efektywne zarządzanie temperaturą powietrza w strefie przebywania ludzi w pomieszczeniach o dużej kubaturze, takich jak obiekty widowiskowe, kina, teatry oraz obiekty przemysłowe, nabiera coraz większego znaczenia. Kluczowym wyzwaniem w tego typu obiektach jest jednocześnie zapewnienie komfortu cieplnego użytkowników oraz minimalizacja zapotrzebowania na energię niezbędną do jego utrzymania. Osiągnięcie tego celu wymaga przyjęcia kompromisu pomiędzy dopuszczalnymi wartościami przyrostu temperatury powietrza w pomieszczeniach oraz komfortu termicznego użytkowników a kosztami eksploatacyjnymi. Nadal, zarówno w systemach wentylacji, jak i klimatyzacji, jednym z największych wyzwań pozostaje minimalizacja kosztów transportu powietrza, możliwa do osiągnięcia poprzez ograniczanie strumienia powietrza wentylacyjnego wraz z prawidłowym sterowaniem pracą urządzenia, w tym zarządzaniem temperaturą powietrza nawiewanego oraz w pomieszczeniach (Lastovets i in., 2018; Overby, 1994; Overby & Steen-Thøde, 1990).

Cel analizy

Celem niniejszego artykułu jest analiza pracy systemu wentylacyjnego obsługującego salę widowiskową zlokalizowaną w jednym z istniejących obiektów użyteczności publicznej we Wrocławiu. W obiekcie zastosowano wentylację wyporową z nawiewem powietrza pod fotelami w strefie widowni. Analizę przeprowadzono dla dwóch różnych wartości strumienia powietrza wentylacyjnego oraz dwóch strategii sterowania temperaturą w strefie przebywania ludzi: stałej oraz skokowo zmiennej (z odrębnymi wartościami zadanymi dla lata i zimy). Uwzględniono przy tym, że w rozpatrywanych wariantach eksploatacyjnych występuje pionowy gradient temperatury

powietrza, który jest zjawiskiem charakterystycznym dla zastosowanej wentylacji wyporowej.

Charakterystyka obiektu

Analizie poddano salę widowiskową o dużej kubaturze, zaliczaną do pomieszczeń wysokich. Średnia wysokość pomieszczenia wynosi 14,43 m, a powierzchnia użytkowa 632,9 m². Widownia obejmuje 733 miejsca siedzące. Jediną przegrodą zewnętrzną pomieszczenia jest stropodach. Dominującym źródłem zysków ciepła w pomieszczeniu są zyski od osób przebywających na widowni. Powietrze wentylujące dostarczane jest do sali za pomocą nawiewników podfotelowych, zlokalizowanych w dolnej strefie przebywania ludzi, co odpowiada organizacji przepływu powietrza przez pomieszczenie charakterystycznej dla wentylacji wyporowej. Zastosowana organizacja nawiewu, w połączeniu z dużą wysokością pomieszczenia oraz znaczącymi zyskami ciepła od ludzi, sprzyja powstawaniu pionowego gradientu temperatury powietrza, którego obecność i wpływ na pracę systemu wentylacyjnego stanowią istotny element dalszej analizy. W istniejącym układzie wentylacyjnym zastosowano centralę nawiewno-wywiewną z obrotowym wymiennikiem do odzysku ciepła o sprawności temperaturowej $\eta_t = 75\%$. Powietrze

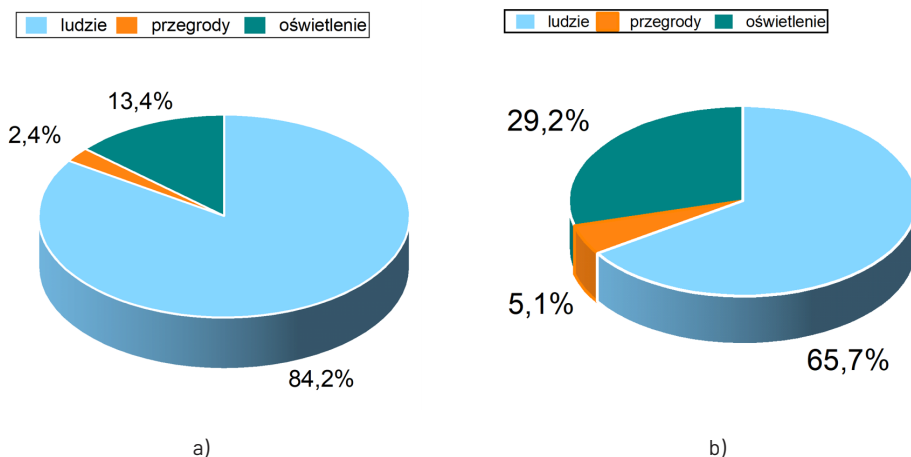
zewewnętrzne, przed wprowadzeniem do pomieszczenia, podlega filtracji na filtrze o skuteczności ePM2,5 65–95% zgodnie z PN-EN ISO 16890-1:2017-01 (PKN, 2017), co odpowiada filtrom klasy F7 według EN 779 (Przeciwpływowe filtry powietrza do wentylacji ogólnej — Określanie parametrów filtracyjnych, 2012). W okresie zimowym powietrze zewnętrzne jest wstępnie podgrzewane w wymienniku do odzysku ciepła i dogrzewane w nagrzewnicy wodnej do wymaganej temperatury powietrza nawiewanego, natomiast w okresie letnim podlega wstępnemu chłodzeniu w wymienniku do odzysku ciepła oraz końcowemu schładzaniu w chłodnicy wodnej do temperatury zadanej. Podział zysków ciepła w pomieszczeniu obejmuje zyski od przegród budowlanych, oświetlenia oraz osób przebywających na widowni. W obliczeniach przyjęto zmienne w czasie profile zysków ciepła, zgodne z harmonogramem użytkowania obiektu w godzinach od 08:00 do 22:00. Zyski ciepła od osób określono w dwóch wariantach obciążenia widowni: pełnego zapełnienia (100%) oraz częściowego zapełnienia odpowiadającego 43% liczby miejsc, przy czym warianty te traktowano jako stałe poziomy obciążenia w okresach użytkowania. Zyski ciepła od oświetlenia oraz przegród budowlanych określono zgodnie z przyjętymi założeniami obliczeniowymi i uwzględniono w bilansie cieplnym pomieszczenia w sposób ciągły

w trakcie godzin eksploatacji. Procentowy udział poszczególnych źródeł ciepła w bilansie sumarycznym w wariancie minimalnej i maksymalnej frekwencji w okresie letnim przedstawiono na Rysunku 1.

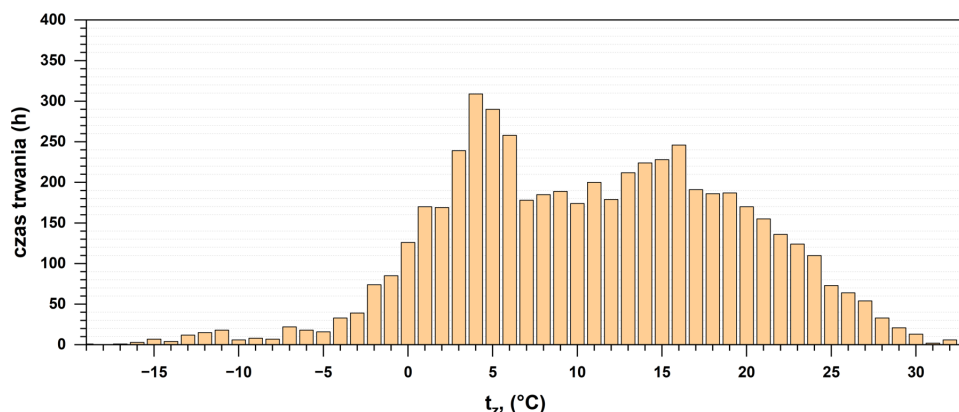
Metodyka analizy

Do wyznaczenia zapotrzebowania na moc oraz energię niezbędną do ochładzania i ogrzewania powietrza wykorzystano metodologię opisaną w (Przydrożny, 2004; Szczęśniak i in., 2023). Liczbę godzin występowania poszczególnych wartości temperatury i wilgotności względnej powietrza zewnętrznego określono dla typowego roku meteorologicznego na podstawie danych dostępnych na stronie Fizyka-budowli.pl dla stacji Wrocław-Strachowice (51.1033° N, 16.90 00° E).

W analizie przyjęto, że temperatura powietrza nawiewanego (t_n) jest zawsze o 2°C niższa od temperatury powietrza w pomieszczeniu, co jest zgodne z wytycznymi podawanymi w literaturze dotyczącej nawiewu podłogowego (Pełech, 2013). Takie założenie umożliwia wykorzystanie sił wyporu



Rysunek 1. Procentowy udział poszczególnych źródeł ciepła w bilansie sumarycznym przy (a) frekwencji maksymalnej i (b) frekwencji minimalnej (b) Źródło: opracowanie własne
Figure 1. Percentage contribution of individual heat sources to the total heat balance at (a) maximum occupancy and (b) minimum occupancy Source: authors' own study



Rysunek 2. Czas występowania temperatury powietrza zewnętrznego dla Wrocławia dla godzin 8:00 do 22:00. Źródło: opracowanie własne
Figure 2. Duration of occurrence of outdoor air temperature in Wrocław for the hours 8:00–22:00 Source: authors' own study

Tabela 1. Najważniejsze założenia przyjęte do obliczeń. Źródło: opracowanie własne

Table 1. Main assumptions adopted for calculations. Source: authors' own study

Parametr		1	2
Strumień powietrza wentylacyjnego	$V, \text{m}^3/\text{s}$	8,082	6,586
Jednostkowy strumień powietrza zewnętrznego	$V_{zj}, \text{m}^3/\text{s} \cdot \text{os}$	$40 \div 92$	$32 \div 75$
Przyrost temperatury powietrza w pomieszczeniu	$\Delta t_p, ^\circ\text{C}$	8	10
Temperatura powietrza nawiewanego	$t_n, ^\circ\text{C}$	$t_p - 2$	$t_p - 2$
Maksymalna liczba osób	$n^{\max}, \text{os.}$	733	733
Minimalna liczba osób	$n^{\min}, \text{os.}$	315	315

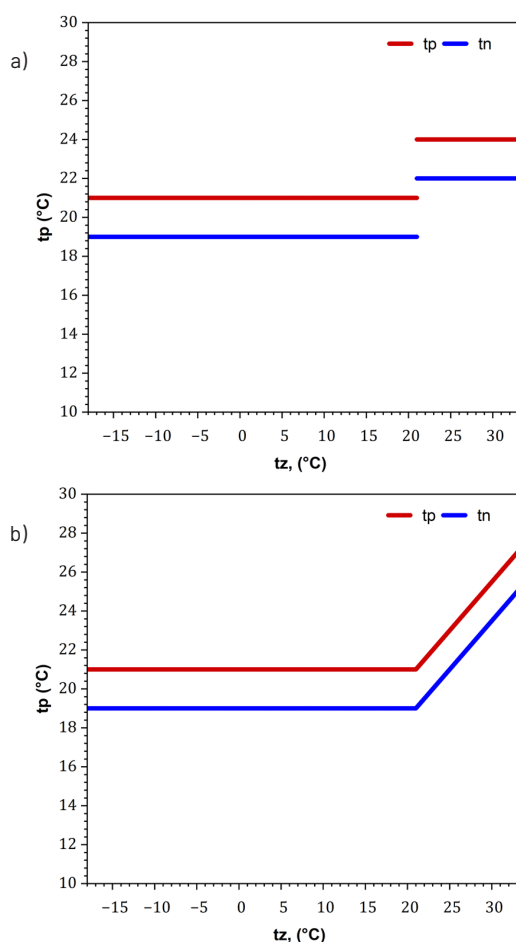
**Rysunek 3.** Przebieg temperatury powietrza w pomieszczeniu oraz nawiewanego dla omawianych algorytmów sterowania (a) sterowanie skokowe (21–24), (b) sterowanie wg komfortu cieplnego (komfort). Źródło: opracowanie własne

Figure 3. Air temperature profiles in the room and of the supply air for the control algorithms under consideration: (a) step control (21–24); (b) thermal comfort control (comfort). Source: authors' own study

Tabela 2. Analizowane warianty sterowania temperaturą oraz frekwencja w pomieszczeniu. Źródło: opracowanie własne

Wariant	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII
Strumień powietrza, m^3/s	4,076	8,083	4,076	8,083	3,261	6,466	3,261	6,466
Frekwencja	$n^{\min}$	$n^{\max}$	$n^{\min}$	$n^{\max}$	$n^{\min}$	$n^{\max}$	$n^{\min}$	$n^{\max}$
Przyjęty sposób sterowania	21–24	komfort	21–24	komfort	21–24	komfort	21–24	komfort

przy jednoczesnym zachowaniu komfortu cieplnego w strefie przebywania ludzi. Minimalna dopuszczalna temperatura powietrza w pomieszczeniu (w strefie pracy) w okresie zimowym wynosi $t_p = 21^\circ\text{C}$. Maksymalna dopuszczalna temperatura powietrza w strefie pracy w okresie letnim została przyjęta na poziomie $t_p = 27^\circ\text{C}$, przy temperaturze komfortu zależnej od temperatury powietrza zewnętrznego oraz $t_p = 24^\circ\text{C}$, co jest częstym rodzajem sterowania przyjmowanym w funkcjonujących obiektach. Dla celów analizy przyjęto dwa strumienie powietrza wentylacyjnego, wyznaczone na podstawie bilansu ciepła jawnego. Do ich określenia zastosowano dwie różne wartości przyrostu temperatury powietrza w pomieszczeniu Δt_p (różnicę między temperaturą powietrza wywiewanego i nawiewanego). Przyjęto wartości Δt_p równe 8°C oraz 10°C , gdzie 8°C stanowi wartość typową dla systemów bez gradientu temperatury, natomiast 10°C może być stosowane w systemach z pionowym gradientem temperatury powietrza. W efekcie w analizie uzyskano jednostkowy strumień powietrza zewnętrznego zawierający się w przedziale od $32 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{os})$ dla wariantu maksymalnej frekwencji i strumienia powietrza wentylacyjnego wyznaczonego dla $\Delta t_p = 8^\circ\text{C}$ do $94 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{os})$ dla wariantu minimalnej frekwencji. Przyjęte wartości spełniają wymagania dla pomieszczeń kategorii I i II zgodnie z normą PN-EN 16798-1:2019-06 (PN, 2019) oraz wymagania określone w Warunkach Technicznych (Minister Rozwoju i Technologii, 2022). Najważniejsze założenia przyjęte do obliczeń podano w Tabeli 1.

W analizie przyjęto dwie podstawowe metody utrzymywania temperatury powietrza w pomieszczeniu. Jedną z nich zakłada dostosowanie temperatury powietrza w pomieszczeniu do chwilowej temperatury powietrza zewnętrznego, która ogranicza stres termiczny i jest zgodna z zaleceniami dotyczącymi komfortu termicznego (komfort). Druga jest metodą powszechnie stosowaną w systemach automatyki, która zakłada określoną temperaturę powietrza w pomieszczeniu w okresie zimowym oraz inną, ale również stałą temperaturę powietrza w okresie letnim (21–24). Algorytmy sterowania temperaturą powietrza w pomieszczeniu (w strefie przebywania ludzi) $t_p = f(t_z)$ oraz zmiany temperatury powietrza nawiewanego t_n przedstawiono na Rysunku 3.

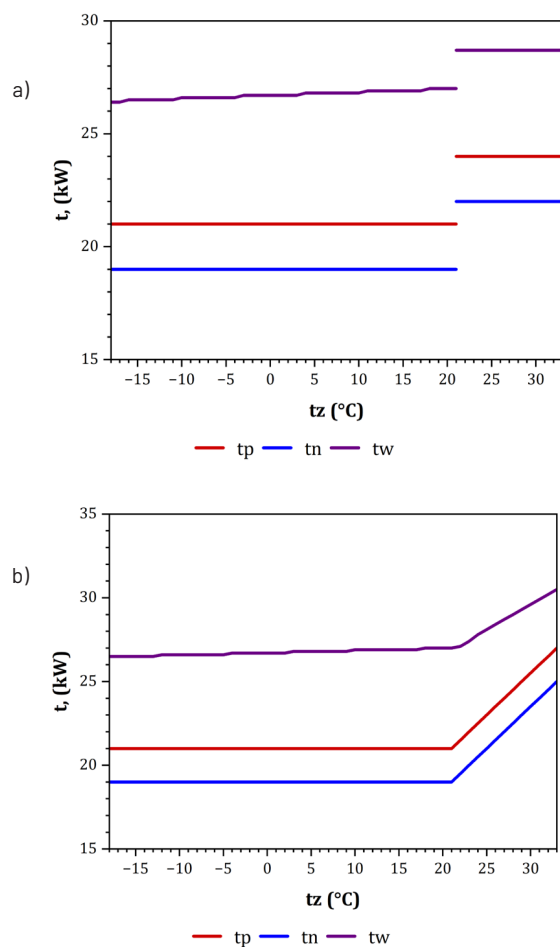
Łącznie analizie poddano 8 wariantów pracy urządzenia. Analizowane warianty sterowania temperaturą oraz frekwencję w pomieszczeniu podano w Tabeli 2.

Wyniki analizy

Przykładowe wyniki przebiegu temperatury powietrza wywiewanego z pomieszczenia w zależności od przyjętej metody sterowania pracą systemu wentylacyjnego dla przyjętego przyrostu temperatury powietrza w pomieszczeniu $\Delta t_p = 8^\circ\text{C}$ przedstawiono na Rysunku 4 (a) i (b). Temperatura powietrza wywiewanego decyduje o tempe-

raturze powietrza za wymiennikiem do odzysku ciepła, co w konsekwencji ma wpływ na chwilową moc nagrzewnicy i chłodnicy.

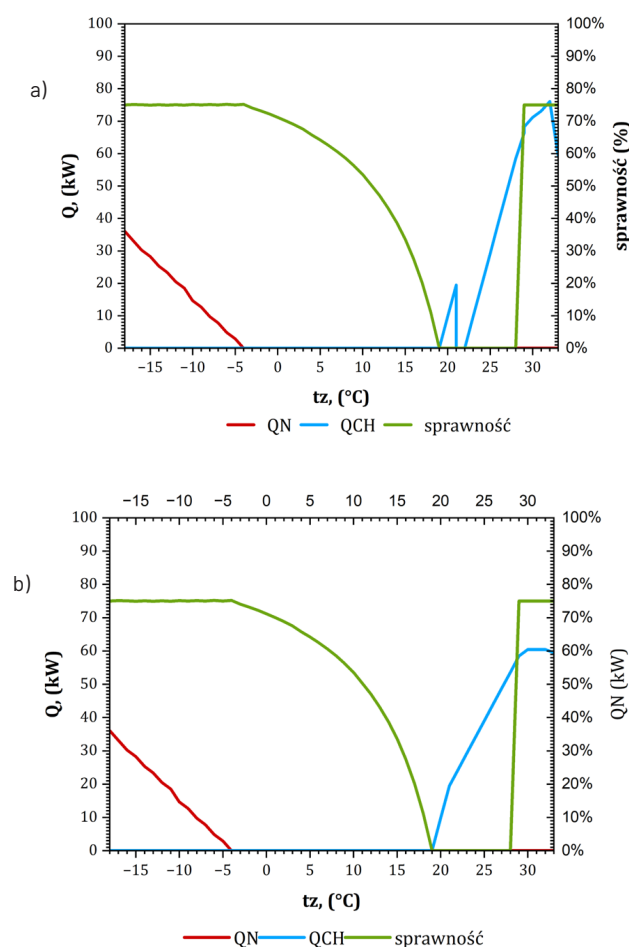
Utrzymanie wymaganej temperatury powietrza w strefie pracy jest możliwe zarówno w przypadku sterowania skokowego (21–24), jak i płynnego (komfort). W obu przypadkach temperatura powietrza wywiewanego z pomieszczenia zależy od chwilowego obciążenia cieplnego pomieszczenia i przyjętego strumienia powietrza wentylacyjnego. Należy tutaj zwrócić uwagę na wysokie wartości temperatury powietrza usuwanego z pomieszczenia i kierowanego na wymiennik do odzysku ciepła. W tym przypadku szczególnie istotne jest zapewnienie możliwości płynnej regulacji sprawności odzysku ciepła. Jak pokazuje praktyka eksploatacyjna, w wielu istniejących obiektach brak takiej regulacji prowadzi do nieprawidłowej pracy układu i ograniczenia efektywności odzysku ciepła. Przykładowy wykres obrazujący chwilową moc nagrzewnicy i chłodnicy oraz chwilową sprawność temperatury wymiennika do odzysku ciepła w funkcji temperatury powietrza zewnętrznego w zależności od przyjętej metody sterowania pracą systemu wentylacyjnego dla



Rysunek 4. Przebieg temperatury powietrza w pomieszczeniu, nawiewanego oraz wywiewanego dla $\Delta t_p = 8^\circ\text{C}$ i maksymalnej frekwencji oraz przyjętych warunków sterowania (a) sterowanie skokowe (21–24), (b) sterowanie komfortu cieplnego (komfort). Źródło: opracowanie własne

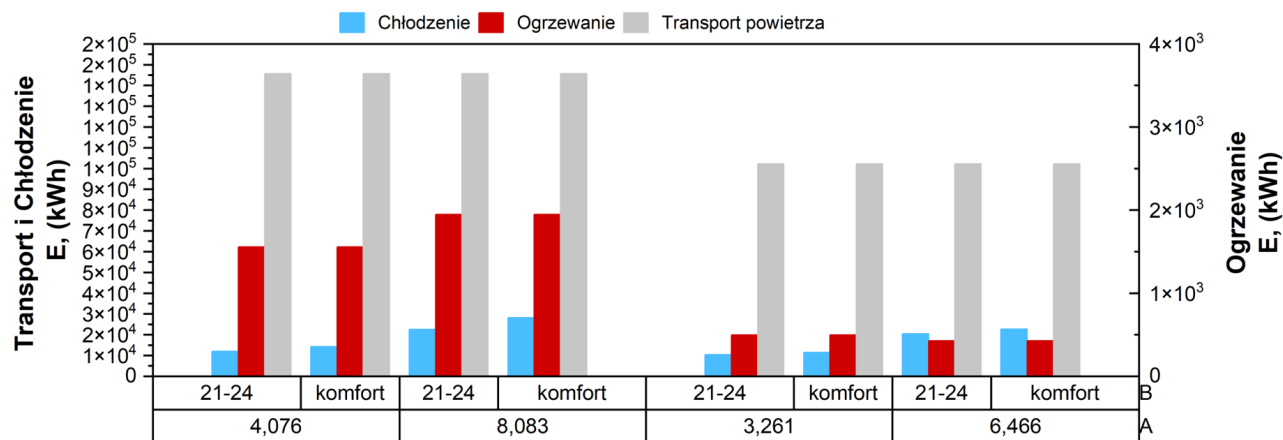
Figure 4. Air temperature profiles in the room, supply air and exhaust air for $\Delta t_p = 8^\circ\text{C}$ and maximum occupancy under the adopted control conditions: (a) step control (21–24), (b) thermal comfort control (comfort). Source: authors' own study

przyjętego przyrostu temperatury powietrza w pomieszczeniu $\Delta t_p = 8^\circ\text{C}$ przedstawiono na Rysunku 5 (a) i (b). Chwilowa moc z jaką pracuje nagrzewnica jest jednakowa zarówno w przypadku sterowania temperaturą powietrza w pomieszczeniu skokowego, jak i płynnego. Wynika to z faktu utrzymywania minimalnej temperatury powietrza w pomieszczeniu zarówno w okresie zimowym niezależnie od przyjętego algorytmu sterowania. Profil pracy chłodnicy, która jest realizowana w warunkach zmieniającej się temperatury powietrza w strefie pracy wykazuje zdecydowanie inną charakterystykę. W sterowaniu skokowym, ze względu na przełączanie temperatury powietrza w strefie pracy z czasu zimowego na letni widoczna jest chwilowa gwałtowna zmiana mocy oraz jej późniejszy szybki wzrost. W przypadku płynnego sterowania temperaturą powietrza w strefie pracy wzrost mocy chłodnicy jest znacznie łagodniejszy. Maksymalna moc jest znacznie większa dla chłodnicy pracującej w układzie ze sterowaniem skokowym w porównaniu do układu pracującego ze sterowaniem płynnym. Należy tutaj jednak zwrócić uwagę na fakt, iż w warunkach temperatury powietrza zewnętrznego o najwyższej liczbie godzin trwania w przy-



Rysunek 5. Chwilowa moc nagrzewnicy i chłodnicy oraz sprawność temperaturowa wymiennika do odzysku ciepła dla $\Delta t_p = 8^\circ\text{C}$ i maksymalnej frekwencji oraz przyjętych warunków sterowania (a) sterowanie skokowe (21–24), (b) sterowanie komfortu cieplnego (komfort). Źródło: opracowanie własne

Figure 5. Instantaneous heating and cooling coil capacity, and temperature efficiency of the heat recovery exchanger for $\Delta t_p = 8^\circ\text{C}$ and maximum occupancy under the adopted control conditions: (a) step control (21–24), (b) thermal comfort control (comfort). Source: authors' own study



Rysunek 6. Roczne zapotrzebowanie na energię użytkową niezbędną do zapewnienia wymaganej temperatury w strefie pracy dla wszystkich analizowanych przypadków. Źródło: opracowanie własne

Figure 6. Annual useful energy demand required to maintain the specified temperature in the occupied zone for all analysed cases. Source: authors' own study

padku sterowania skokowego chwilowe zapotrzebowanie na moc jest większe niż w przypadku sterowania płynnego. Ma to wpływ na roczne zapotrzebowanie na energię. W obu przypadkach sprawność wymiennika do odzysku ciepła sterowana jest na podstawie mierzonej temperatury powietrza usuwanego z pomieszczenia, która jest znacznie wyższa od temperatury utrzymywanej w strefie pracy. Warto tutaj zwrócić uwagę na to, że przez większą część czasu (5278 godzin) wymiennik do odzysku ciepła pracuje ze sprawnością znacznie niższą niż maksymalna. Sprawność maksymalna utrzymywana jest przez ok. 197 godzin w roku.

Porównanie rocznego zapotrzebowania na energię niezbędną do ogrzewania, ochładzania i transportu powietrza przedstawiono na Rysunku 6.

W ogólnej analizie można zauważyć, że zwiększenie $\Delta t_p = 8^\circ\text{C}$ do $\Delta t_p = 10^\circ\text{C}$ spowodowało wzrost zużycia energii elektrycznej do transportu powietrza średnio o ok. 60%. Jednocześnie przy zmianie strumienia powietrza wentylacyjnego obserwuje się istotne obniżenie zapotrzebowania na energię do ogrzewania, wynoszące odpowiednio ok. 68% dla frekwencji minimalnej oraz 78% dla frekwencji maksymalnej. Wyraźnie większe zróżnicowanie widoczne jest w przypadku zapotrzebowania na energię cieplną niezbędną do ochładzania powietrza. W tym przypadku dla maksymalnej frekwencji i płynnej regulacji temperatury powietrza w strefie pracy, zmiana $\Delta t_p = 8^\circ\text{C}$ na $\Delta t_p = 10^\circ\text{C}$, daje największe ograniczenie energii, które wynosi 40%. Najmniej efektywne ograniczenie zapotrzebowania na energię do chłodzenia uzyskano w przypadku maksymalnego strumienia powietrza wentylacyjnego i sterowania skokowego (o ok. 12%). W przypadku minimalnej frekwencji ograniczenie zapotrzebowania na energię wynosiło ok. 24% dla sterowania skokowego i 20% dla sterowania płynnego.

Porównanie zapotrzebowania na energię niezbędną do chłodzenia w odniesieniu do rodzaju sterowania wskazuje, że w przypadku większego strumienia powietrza wentylacyjnego sterowanie skokowe charakteryzuje się mniejszym zapotrzebowaniem o ok. 25% w przypadku frekwencji minimalnej i o ok. 41% w przypadku frekwencji maksymalnej. Zmniejszenie strumienia powietrza wentylacyjnego, a tym samym wzrost temperatury powietrza

usuwanego z pomieszczenia zmniejsza tą dysproporcję do wartości 28% i 26% odpowiednio dla frekwencji minimalnej i maksymalnej.

Podsumowanie i wnioski

Artykuł przedstawia wyniki analizy efektywności energetycznej różnych strategii sterowania systemem wentylacji z odzyskiem ciepła w pomieszczeniu wysokim, na przykładzie dużego obiektu widowiskowego. Porównano dwa podejścia do sterowania temperaturą nawiewanego powietrza: regulację płynną, nadążającą za temperaturą powietrza zewnętrznego (komfort ciepła) oraz regulację skokową (przełączanie układu z pracy zimowej na letnią). Dodatkowo uwzględniono dwie różne wartości przyrostu temperatury powietrza w pomieszczeniu tj. $\Delta t_p = 8^\circ\text{C}$ na $\Delta t_p = 10^\circ\text{C}$. W analizie uwzględniono także minimalną i maksymalną frekwencję, dla której należy zachować zadaną temperaturę powietrza w strefie pracy.

Analiza wykazała, że dobór wartości Δt_p oraz strategii sterowania temperaturą w strefie pracy a także przyjęcie strumienia powietrza wentylacyjnego mają istotny wpływ na bilans energetyczny systemu i powinny być analizowane kompleksowo.

Wewnętrzne zyski ciepła w obiektach widowiskowych w głównej mierze zależą od przyjętej temperatury powietrza w strefie pracy i oddziałują zarówno na zapotrzebowanie na energię cieplną do ogrzewania jak i ochładzania.

W uzyskanych wynikach można zauważyć, że w obiektach wysokich kluczowe znaczenie dla efektywności energetycznej systemu ma właściwy dobór przyrostu temperatury powietrza, ale wybór algorytmu regulacji nadal pełni istotną rolę.

Bibliografia

- Ferencowicz, J. (1962). *Wentylacja i Klimatyzacja* (2. wyd.). Arkady.
- Gil-Lopez, T., Galvez-Huerta, M. A., O'Donohoe, P. G., Castejon-Navas, J., & Dieguez-Elizondo, P. M. (2017). Analysis of the influence of the return position in the vertical temperature gradient in displacement ventilation systems for large halls. *Energy and Buildings*, 140, 371–

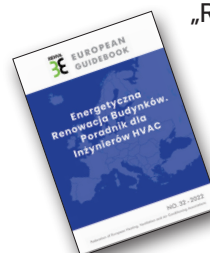
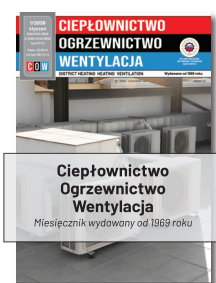
379. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2017.02.017>
Karpuk, M., Pelech, A., Przydróżny, E., Walaszczyk, J., & Szczęśniak, S. (2017). Air temperature gradient in large industrial hall. E3S Web of Conferences, 22.
- Lastovets, N., Kosonen, R., Mustakallio, P., Kharkiv, in, & Oy, H. (2018). Comparison of simplified models to estimate vertical temperature gradient in rooms with displacement ventilation. 499–504. www.tcpdf.org
- Overby, H. (1994). Measurement and Calculation of Vertical Temperature Gradients in Rooms with Convective Flows. W Indoor Environmental Technology Bind R9417 (T. 42). Indoor Environmental Technology Bind R9417.
- Overby, H., & Steen-Thøde. (1990). Calculation of Vertical Temperature Gradients in Heated Rooms. Dept. of Building Technology and Structural Engineering. Indoor Environmental Technology, 9046(17).
- Pelech, A. (2013). *Wentylacja i klimatyzacja. Podstawy*. (4. wyd.). Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej.
- PKN. (2017). PN-EN ISO 16890-1:2017-01. Przeciwpływowe filtry powietrza do wentylacji ogólnej — Część 1: Specyfikacje techniczne, wymagania i system klasyfikacji określony na podstawie skuteczności filtracji cząstek pyłu (ePM). Polski Komitet Normalizacyjny
- PKN. (2019). PN-EN 16798-1:2019-06. Charakterystyka energetyczna budynków — Wentylacja budynków — Część 1: Parametry wejściowe środowiska wewnętrznego do projektowania i oceny charakterystyki energetycznej budynków w odniesieniu do jakości powietrza wewnętrznego, środowiska cieplnego, oświetlenia i akustyki — Moduł M1-6. Polski Komitet Normalizacyjny
- PKN. (2025). PN-EN 16798-3:2025-10. Charakterystyka energetyczna budynków — Wentylacja budynków — Część 3: Wentylacja budynków niemieszkalnych — Wymagania dotyczące właściwości systemów wentylacji i klimatyzacji pomieszczeń (moduły M5-1, M5-4). Polski Komitet Normalizacyjny.
- Przeciwpływowe filtry powietrza do wentylacji ogólnej — Część 1: Specyfikacje techniczne, wymagania i system klasyfikacji określony na podstawie skuteczności filtracji cząstek pyłu (ePM), Legislation PN-EN ISO 16890-1:2017-01, 34 (2017).
- Przeciwpływowe filtry powietrza do wentylacji ogólnej — Określanie parametrów filtracyjnych, Legislation PN-EN 779:2012 (2012).
- Przydróżny, E. (2004). Jednoprzewodowe wielostrefowe urządzenia wentylacyjne i klimatyzacyjne ze stałymi oraz zmiennymi strumieniami powietrza. Wentylacja, klimatyzacja, ogrzewnictwo, zdrowie. Materiały XV ogólnopolskiej konferencji naukowo-technicznej.
- Przydróżny, E., & Szczęśniak, S. (2013). Wyznaczanie gradientu temperatury powietrza w pomieszczeniach wysokich. *Rynek Instalacyjny*, 3, 22–25.
- Przydróżny, S., & Ferencowicz, J. (1988). Klimatyzacja. Wydawnictwo Politechniki Wrocławskiej.
- Szczęśniak, S., Przydróżny, E., Pelech, A., & Walaszczyk, J. (2014). Rozkład temperatury powietrza w niewentylowanej hali technologicznej. W T. Traczewska & B. Kaźmierczak (Red.), *Interdyscyplinarne zagadnienia w inżynierii i ochronie środowiska: praca zbiorowa*. (T. 4). Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej.
- Szczęśniak, S., & Sompoliński, M. (2011). Sposoby nawiewu powietrza do pomieszczeń o dużych wysokościach. In S. Anisimov (Ed.), *Współczesne metody i techniki w badaniach systemów inżynierskich* (pp. 187–189). Instytut Klimatyzacji i Ogrzewnictwa, Wydział Inżynierii Środowiska, Politechnika Wrocławska
- Szczęśniak, S., Stefaniak, Ł., Małyszko, M., Kanaś, P., & Michalak, W. (2023). Działanie wymienników do odzysku ciepła na tle zachodzących zmian klimatu. *Instal* 4(450). <https://doi.org/10.36119/15.2023.4.4>

Zastrzeżenie: Oświadczenia, opinie i dane przedstawione w publikacjach są wyłączną odpowiedzialnością ich autorów i nie odzwierciedlają stanowiska redakcji *Ciepłownictwo Ogrzewnictwo Wentylacja*. Redakcja nie ponosi odpowiedzialności za jakiegokolwiek szkody dotyczące osób lub mienia wynikające z idei, metod, zaleceń lub produktów omawianych w treści publikacji. Artykuł udostępniony na licencji Creative Commons CC BY 4.0.

Disclaimer: The statements, opinions, and data presented in the publications are the sole responsibility of their authors and do not necessarily reflect the views of the editorial board of *Ciepłownictwo Ogrzewnictwo Wentylacja*. The editorial board assumes no responsibility or liability for any injury to persons or damage to property resulting from any ideas, methods, instructions, or products referred to in the content of the publications. The article is distributed under the Creative Commons CC BY 4.0 license.

Czasopisma Polskiego Zrzeszenia Inżynierów i Techników Sanitarnych w nowej odsłonie

Dołącz już dziś do grona specjalistów i otrzymuj bezpłatną prenumeratę czasopism PZITS.



Zapisz się na **bezpłatną** prenumeratę czasopism, a otrzymasz e-poradnik: „REHVA GB.32: Energetyczna renowacja budynków. Poradnik dla inżynierów HVAC”



Więcej szczegółów na stronie: www.pzits.pl/prenumerata