



POLITECHNIKA POZNAŃSKA



WYDZIAŁ
INŻYNIERII ŚRODOWISKA
I ENERGETYKI

mgr inż. Jacek Miklas

Wpływ parametrów projektowych
i operacyjnych systemów wyposażenia technicznego na
zużycie energii i komfort klimatyczny
w budynku energooszczędnym

Rozprawa doktorska

A U T O R E F E R A T

Promotor: prof. dr hab. inż. Halina Koczyk

Promotor pomocniczy: dr inż. Andrzej Górka

Poznań, 2023

1. Wstęp

Systemy technicznego wyposażenia budynku odpowiedzialne są za utrzymanie odpowiednich warunków klimatycznych środowiska wewnętrznego. Wymaga to nakładu energetycznego związanego z ogrzewaniem, chłodzeniem, nawilżaniem, osuszaniem oraz transportem nośników energii i powietrza, a także z oświetleniem.

Komfort klimatyczny przestrzeni użytkowej budynku współtworzą czynniki oddziałujące na receptory układu nerwowego człowieka, odpowiedzialne za mechanizm termoregulacji i odczucia – temperatury i wilgotności powietrza, temperatury otaczających przegród budowlanych, prędkości i zanieczyszczeń powietrza – stałych, gazowych i mikrobiologicznych, oświetlenia światłem naturalnym i sztucznym, hałasu, wibracji, koloru i przestrzeni. Ogólnie można je pogrupować w kategoriach: komfort cieplny, akustyczny, świetlny, jakość powietrza i pozostałe. Z punktu widzenia systemów technicznego wyposażenia budynków (*STW*) realizujących funkcje ogrzewania, wentylacji i klimatyzacji (*HVAC*) w obszarze zainteresowań znajdują się komfort cieplny i jakość powietrza.

Współczesny człowiek spędza w budynkach około 90 % swojego życia, a jego wymagania w stosunku do komfortu klimatycznego cały czas rosną. Konsekwencją idealizacji warunków wewnętrznych jest wzmożone zapotrzebowanie na energię pierwotną, której nośnikiem, w znakomitej większości, są źródła nieodnawialne reprezentowane przez paliwa kopalne. To one, podczas procesu spalania, są źródłem emisji do atmosfery większościowego udziałowca gazów cieplarnianych – dwutlenku węgla. Odpowiedzią mogą być budynki energooszczędne wyposażone w zaawansowane systemy technicznego wyposażenia.

Przeprowadzono badania takiego budynku, zainstalowano w nim stanowisko pomiarowe służące do akwizycji danych. Na podstawie sześciu lat obserwacji i pomiarów *in situ* opracowano wyniki badań warunków komfortu klimatycznego i zużycia energii.

Przedmiotem prezentowanej rozprawy jest wpływ parametrów projektowych i operacyjnych na poziom zużycia energii i warunki klimatyczne budynku.

2. Cel, zakres i tezy pracy

Określenie efektywności energetycznej pojedynczych urządzeń, czy całych systemów, takich jak np. układ wentylacji mechanicznej współpracujący z rekuperatorem i gruntowym wymiennikiem ciepła, kocioł grzewczy (bądź inne źródło ciepła), kolektor słoneczny, układy sterowania nimi daje możliwość porównywania ich ze sobą wzajemnie w ramach zamkniętego zbioru. Nie daje natomiast wiedzy, która interesuje użytkownika najbardziej – o ile zmieni się zużycie energii w budynku w wyniku zastosowania danego typu rozwiązania lub wszystkich łącznie.

Wbudowanie konkretnych systemów technicznego wyposażenia budynków każdorazowo powinno być poprzedzone analizą, odzwierciedlającą wpływ ich zastosowania na eksploatacyjne walory energetyczne i ekonomiczne budynku jako całości. Holistyczne spojrzenie na budynek i zespół zainstalowanych w nim systemów technicznych daje gwarancje wyboru rozwiązań optymalnych.

Celem pracy było określenie w jakim stopniu parametry projektowe i operacyjne odpowiadają za zużycie energii i komfort klimatyczny w budynku.

W budynku zainstalowano stanowisko pomiarowe służące do akwizycji danych. Na podstawie sześciu lat obserwacji i pomiarów *in situ* opracowano godzinowe wartości parametrów środowiska wewnętrznego – temperatury, wilgotności względnej i koncentracji dwutlenku węgla w trzech pomieszczeniach mieszkalnych o różnym przeznaczeniu – pokoju dziennym, pracowni (gabinecie) i sypialni, parametrów powietrza wentylacyjnego zasilającego i usuwanego, nawiewanego i wywiewnego w zakresie temperatury, wilgotności względnej i strumieni objętości przepływu, parametrów powietrza zewnętrznego – temperatury, wilgotności względnej i ciśnienia powietrza. Bazę danych temperatur zewnętrznych rozszerzono do szesnastu lat, wykorzystując udostępnione dane archiwalne z lokalnej stacji pomiarowej. Zebrano i zaprezentowano w układzie dobowym wyniki pomiarów ilości ciepła wprowadzonego do instalacji centralnego ogrzewania i przygotowania ciepłej wody użytkowej z kotła gazowego i instalacji kolektorów słonecznych.

W ramach badań i optymalizacji parametrów przeanalizowano pracę gruntowego wymiennika ciepła pod względem zmienności parametrów geometrycznych, wielkości strumienia powietrza i strategii sterowania klapą obejściową wymiennika gruntowego. Sporo uwagi poświęcono spadkowi podłużnemu *PRGWC*, głębokości posadowienia i zgodności kierunku przepływu powietrza ze spadkiem dna. Zbadano sprawność odzyskiwania ciepła w wymienniku centrali wentylacyjnej oraz szczelność powietrzną budynku. Obliczenia symulacyjne zapotrzebowania na energię użytkową do ogrzewania i chłodzenia budynku oraz termo – hydrauliczne *PRGWC* wykonano przy użyciu, napisanego do tego celu w środowisku *VBA* (Visual Basic for Applications), autorskiego programu komputerowego.

W trakcie eksploatacji budynku zainstalowano dodatkowe przepustnice sterujące dopływem powietrza do dwóch stref, w jednej ograniczając, w drugiej zwiększając przepływ powietrza wentylacyjnego, co doprowadziło do zmniejszenia koncentracji dwutlenku węgla i poprawiło komfort klimatycznych.

Zakres pracy obejmuje:

- charakterystykę badanego budynku i systemów technicznego wyposażenia,
- zużycie energii w budynku na podstawie pomiarów,
- charakterystykę i parametryzację czynników kształtujących zużycie energii i komfort klimatyczny,
- modelowanie zużycia energii w budynku,
- analizę wpływu parametrów projektowych i operacyjnych systemów technicznego wyposażenia na zużycie energii i komfort klimatyczny,
- optymalizację parametrów projektowych i operacyjnych systemów wyposażenia technicznego budynku,
- wnioski końcowe i kierunki dalszych prac.

Wyniki prowadzonych dotychczas badań nad *STW* przedstawiają zazwyczaj ilości energii uzyskane lub zaoszczędzone w wyniku ich pracy. Jak wspomniano, obszarem zainteresowania niniejszej rozprawy jest ocena zużycia energii w budynku, oczywiście oceniane i porównywane są różne konfiguracje wariantów, lecz na końcu zawsze odnoszą się do zapotrzebowania na energię do ogrzewania i chłodzenia budynku.

Teza 1:

- Jednokryterialna ocena wpływu pojedynczych parametrów projektowych i operacyjnych na zużycie energii nie daje wyczerpujących informacji o wyborze wariantu optymalnego. Jedynie holistyczne podejście do budynku wraz z *STW* daje możliwość oceny wpływu zmienności parametrów projektowych i operacyjnych na zużycie energii i komfort klimatyczny.

Przeprowadzone do tej pory badania w znakomitej większości traktują *PRGWC* jak wymiennik poziomy, a określany minimalny spadek dna na poziomie $0,3 \div 0,5$ % wywołuje nieznaczną zmianę zagłębienia, pozwalającą przyjmować równą temperaturę gruntu na całej jego długości, zakładany jest również kierunek przepływu powietrza zgodny ze spadkiem dna wymiennika.

Teza 2:

- W przypadku jednorurowego powietrznego gruntowego wymiennika ciepła o przewymiarowanej długości, ułożonego ze znacznym spadkiem (w badanym przypadku 4 %) w kierunku przeciwnym do kierunku przepływu powietrza następuje utrata efektywności pozyskiwania energii wynikająca ze zmiany kierunku procesu wymiany ciepła na długości wymiennika i w zależności od trybu pracy – ogrzewanie lub chłodzenie, odpowiednio obniżenie lub podniesienie temperatury za wymiennikiem, co dodatkowo obniża komfort klimatyczny.

3. Badany budynek

3.1 Ogólna charakterystyka

Obiektem badań jest budynek mieszkalny jednorodzinny zlokalizowany w południowo – zachodniej części województwa kujawsko – pomorskiego (położenie geograficzne: 52,78717°N; 18,2381°E) na wysokości 88 m n.p.m. Budynek położony jest na skraju osiedla mieszkaniowego w zabudowie jednorodzinnej. Od strony północno – wschodniej, południowo – wschodniej i południowo – zachodniej przylega do sąsiadującej zabudowy mieszkaniowej, od strony północno – zachodniej jest odsłonięty i graniczy z otwartą przestrzenią stanowiącą pola uprawne i zielone tereny rekreacyjne. Powierzchnia ogrzewana budynku wynosi $A_f = 173,11 \text{ m}^2$, kubatura ogrzewana $V = 498,73 \text{ m}^3$. Źródłem ciepła dla budynku jest kondensacyjny kocioł gazowy.



Rys. 3.1 Lokalizacja budynku na działce

W normalnym trybie budynek użytkowany jest przez czteroosobową rodzinę – dwie kobiety i dwóch mężczyzn. Na uwagę zasługuje fakt, że 20.03.2020 r. wprowadzony został stan epidemii wywołany zakażeniami wirusem SARS-CoV-2, co niewątpliwie zmieniło sposób użytkowania, ze względu na przeniesienie nauki i pracy do domu.

3.2 System akwizycji danych

Budynek wyposażono w instalacje do pomiaru i rejestracji wybranych wielkości fizycznych określających parametry powietrza wewnątrz i na zewnątrz budynku, zużycie i produkcję energii cieplnej oraz strumienie objętościowe i parametry powietrza wentylacyjnego.

W celu monitorowania warunków środowiska wewnętrznego w dwóch pokojach na parterze budynku oraz w pokoju na piętrze zainstalowano pomieszczeniowe przetworniki stężenia dwutlenku węgla ($0 \dots 2000 \text{ ppm}$, $\pm 50 \text{ ppm} \pm 2 \%$), zintegrowane z przetwornikami temperatury ($0 \dots 50 \text{ }^\circ\text{C}$, $\pm 0,3 \text{ }^\circ\text{C}$) i wilgotności ($10 \dots 90 \%$ RH, $\pm 5 \%$) typu CO₂HRT-D, komunikujące się sygnałem napięciowym w zakresie $0 \div 10 \text{ V}$. W piwnicy zainstalowano pomieszczeniowy czujnik temperatury typu TG-R5/PT1000 ($1000 \text{ } \Omega / 0 \text{ }^\circ\text{C}$). Monitorowanie warunków środowiska zewnętrznego odbywa się z wykorzystaniem przetwornika wilgotności ($0 \dots 100 \%$ RH, $\pm 2 \%$; $0 \div 10 \text{ V}$) i temperatury powietrza zewnętrznego ($-20 \dots +60 \text{ }^\circ\text{C}$,

+/- 0,3 K; 0÷10 V). Dodatkowo mierzone jest ciśnienie powietrza atmosferycznego przetwornikiem ciśnienia (0...1,2 bar, +/-0,25 %; 0÷10V).

W układzie wentylacji mechanicznej na kanałach powietrza nawiewanego i wywiewanego zainstalowano mierniki przepływu powietrza typu VMR DN125 (54 ÷ 540 m³/h, +/- 5 %; 0÷10 V) z wbudowanym krzyżem pomiarowym (Rys. 3.3). Na kanałach nawiewnym, wywiewnym i wyrzutowym zainstalowano kanałowe przetworniki wilgotności i temperatury typu HTDT2500 (RH: 10-95 % +/-2,5 %; T: 0...+50 °C, +/- 0,3 K; 0÷10 V), natomiast na kanale zasilającym rekuperator typu HTDT2200 (RH: 10-95 % +/-2,5 %, T: -20...+50 °C, +/- 0,3 K; 0 ÷ 10 V) (Rys. 3.2).



Rys. 3.2 Kanałowe czujniki temperatury i wilgotności powietrza w układzie wentylacji mechanicznej



Rys. 3.3 Przetwornik przepływu powietrza w układzie wentylacji mechanicznej

Ilość ciepła konwencjonalnego wprowadzana z kotła gazowego do systemu ogrzewania i ciepłej wody użytkowej mierzona jest przy pomocy liczników energii cieplnej typu Multical 402, wyposażonych w czujniki temperatury zasilania i powrotu (500 Ω/0 °C, -40...+140 °C, EN 60751), przepływomierz $q_p=0,6$ m³/h, DN15 ($q_{min}=0,006$ m³/h, $q_{max}=1,2$ m³/h, 2...+160 °C, $E_f=+/- (2+0,02 q_p/q)$ %, max.5 %; 1,0 ltr/impuls) i przelicznik ($E_c=+/- (0,5+\Delta\theta_{min}/\Delta\Theta)$ %).

Ilość energii słonecznej wprowadzana do systemu ciepłej wody użytkowej mierzona jest przy pomocy licznika energii cieplnej typu Multical 6M2, wyposażonego w czujniki temperatury zasilania i powrotu (500 Ω/0 °C, -40...+140 °C, EN 60751), przepływomierz Unico2 DN15, $q_p=1,5$ m³/h ($q_{min}=0,03$ m³/h, $q_{max}=3,0$ m³/h; 1,0 ltr/impuls) oraz w przelicznik skalibrowany do pomiaru przepływu czynnika roboczego, którym jest płyn na bazie glikolu propylenowego (Tyfocor LS, o pojemności cieplnej 3,6 kJ/(kg·K) przy t=20 °C).

Instalacja do monitorowania i rejestracji danych oparta jest na wielokanałowym rejestratorze danych typu MultiCon CMC-141-PS42/ETU/U24/U16/RT6-001 firmy Simex, dane rejestrowane są w sposób ciągły w 15 minutowych interwałach czasowych. Rejestracji podlega wartość na końcu kroku czasowego.

3.3 System wentylacji mechanicznej i gruntowy wymiennik ciepła

Budynek wyposażony został w system wentylacji mechanicznej nawiewno – wywiewnej współpracujący z centralą wentylacyjną typu Vitovent 200 i powietrznym, rurowym gruntowym wymiennikiem ciepła (PRGWC).

Zainstalowana centrala wentylacyjna jest urządzeniem zawierającym w kompaktowej obudowie wentylatory nawiewu i wywiewu, filtry nawiewu i wywiewu, przeponowy wymiennik ciepła oraz przewód obejściowy wymiennika („by pass”). Maksymalny strumień przetłaczanego powietrza wynosi 450 m³/h. Przyłączenie powietrza zewnętrznego zrealizowane jest poprzez klapę wyboru, umożliwiającą czerpanie powietrza świeżego bezpośrednio z czerpni ściennej z pominięciem gruntowego wymiennika ciepła lub odwrotnie (Rys. 3–7).

Gruntowy wymiennik ciepła zbudowany został z rur polipropylenowych w systemie AWADUKT Thermo (RAU-PP 2387/2400) o średnicy nominalnej DN200 (Dz/Dw = 214/200 mm) o połączeniach kielichowych z uszczelką. Wewnętrzna warstwa rur pokryta jest nieorganicznym związkami srebra „Agion”, który ogranicza rozwój bakterii i grzybów. Przewodność cieplna rur wynosi $\lambda=0,28$ W/(m·K). Wymiennik ma długość 71,3 m, prowadzony jest w gruncie ze spadkiem podłużnym 4,1 % przeciwnym do kierunku przepływu powietrza. Zagłębienie osi wymiennika wynosi od około 1,2 m bezpośrednio przed wejściem do budynku do 4,1 m przy czerpni terenowej, co daje średnie zagłębienie 2,65 m. Wprowadzony jest do budynku na poziomie piwnicy. W poziomie posadowienia i wokół wymiennika zalegają grunty spoiste w postaci glin piaszczystych i glin ilastych, nienawodnione, o wilgotności naturalnej i współczynnika przewodzenia ciepła $\lambda=1,45$ W/(m·K).

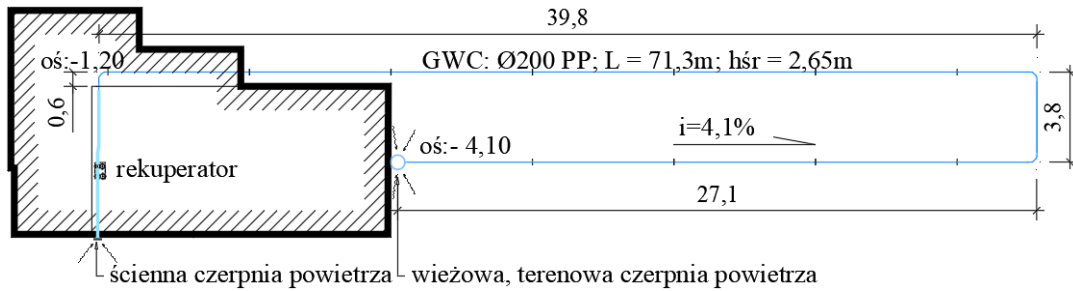
Powietrze czerpane jest czerpnią terenową zlokalizowaną przy północno – zachodniej elewacji budynku. Przepływa siecią przewodów wentylacyjnych ułożonych pod powierzchnią terenu (Rys. 3–6). Gdy temperatura powietrza zewnętrznego jest niższa od temperatury gruntu otaczającego wymiennik, powietrze ogrzewa się, gdy jest wyższa - ochładza. Procesowi ochładzania towarzyszy wykraplanie wilgoci na wewnętrznych ściankach przewodów, kondensat odprowadzany jest do bezodpływowej studzienki zlokalizowanej przy czerpni terenowej. Wstępnie podgrzane powietrze trafia do rekuperatora, tam odbiera energię od ciepłego powietrza usuwanego z budynku i ogrzane nawiewane jest do pomieszczeń. Uzdatnione powietrze wprowadzane jest do pokoi, wywiewane jest z łazienek i pomieszczeń pomocniczych (pralnia i garderoby) i usuwane jest na zewnątrz wyrzutnią ścienną (Rys. 3–7, Rys. 3–8). Dla okresów przejściowych zastosowano obejście PRGWC. Strumień powietrza wentylacyjnego jest zmienny w zależności od potrzeb i wynosi od 100 do 400 m³/h.



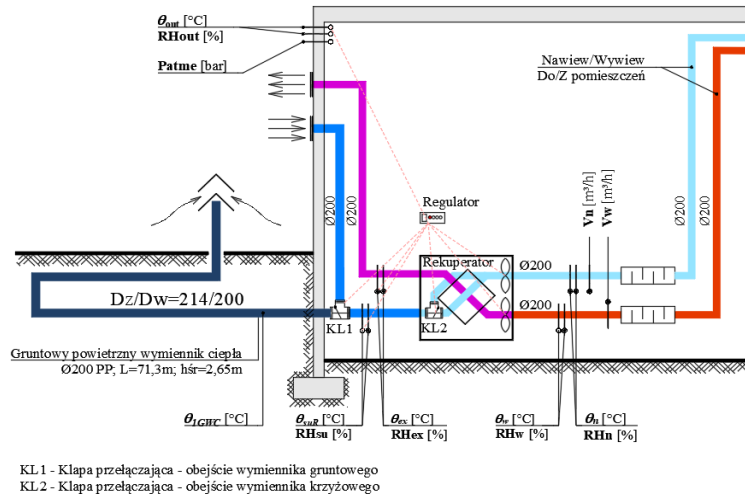
Rys. 3–4. Gruntowy wymiennik ciepła podczas montażu (podejście pod terenową czerpnię powietrza i studzienka na skropliny)



Rys. 3–5. Gruntowy wymiennik ciepła podczas montażu



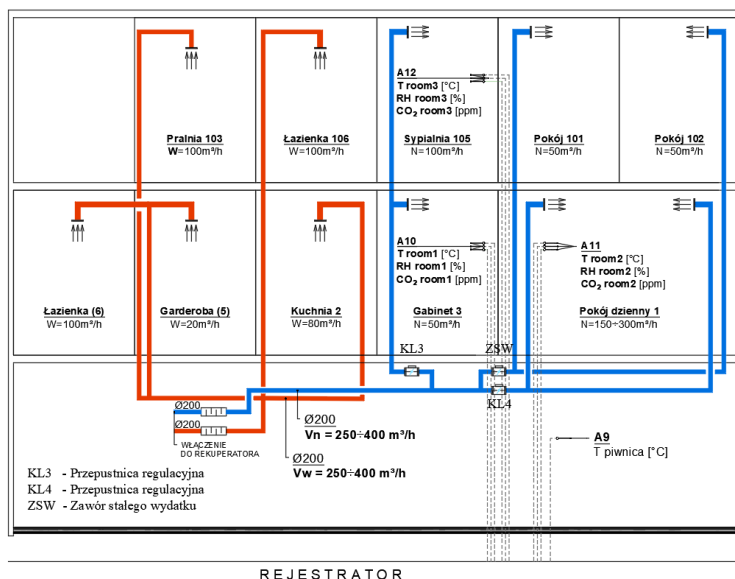
Rys. 3-6. Topologia gruntowego wymiennika ciepła



KL1 - Klapa przełączająca - obejście wymiennika gruntowego
 KL2 - Klapa przełączająca - obejście wymiennika krzyżowego

Rys. 3-7. Schemat podłączenie gruntowego wymiennika ciepła i rekuperatora oraz rozmieszczenie czujników i urządzeń mierzących parametry przepływającego powietrza

W trakcie eksploatacji budynku, w roku 2020, zamontowano dodatkowe przepustnice regulacyjne (KL3, KL4) z siłownikami elektrycznymi, z płynną regulacją (sterowane ręcznie) umożliwiające w zależności od potrzeb doprowadzenie dodatkowej ilości powietrza do pokoju dziennego lub do sypialni bez zwiększania wydajności wentylatorów. Ilość powietrza doprowadzanego do pokoi nr 101 i 102 na piętrze nie uległa zwiększeniu dzięki zainstalowanemu zaworowi stałego wydatku (ZSW) (Rys. 3-8).



Rys. 3-8. Schemat kanałowej instalacji wentylacji nawiewnej i wywiewnej oraz rozmieszczenie czujników mierzących parametry powietrza w pomieszczeniach

4. Czynniki kształtujące zużycie energii i komfort klimatyczny w budynku

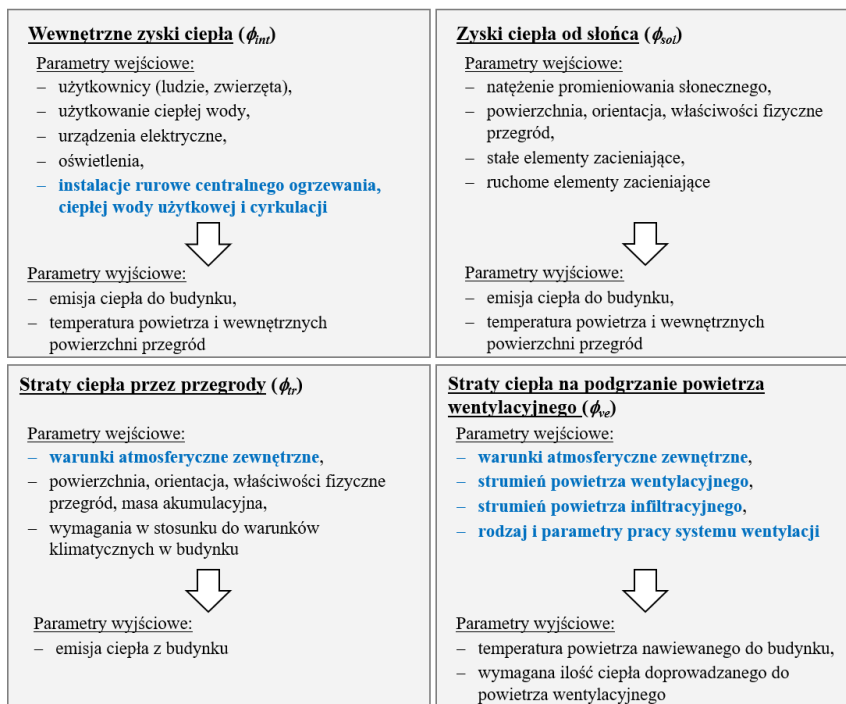
4.1 Przegląd parametrów wpływających na zużycie energii i komfort klimatyczny

Zarówno zużycie energii jak i komfort klimatyczny w budynku uzależnione są od szeregu czynników. Część z nich ma charakter zmienny, wynikający z warunków środowiska zewnętrznego – klimatu i mikroklimatu lokalnego, reprezentowanych przez takie wielkości jak: temperatura zewnętrzna, zawartość wilgoci, prędkość i kierunek wiatru, natężenie promieniowania słonecznego. Druga grupa czynników to elementy stałe bądź quasi stałe. Należą do nich: topografia terenu, orientacja, forma architektoniczna budynku, otoczenie prawne, komponenty i materiały budowlane, systemy technicznego wyposażenie budynku wraz ze sterowaniem (system ogrzewania, wentylacji, klimatyzacji, przygotowanie ciepłej wody użytkowej), charakter otaczającej zabudowy i poszycia roślinnego. Ostatnim elementem jest użytkownik; jego osobiste preferencje, ubiór, wiek, stan zdrowia, sposób użytkowania (czas użytkowania, stopień i rodzaj aktywności fizycznej).

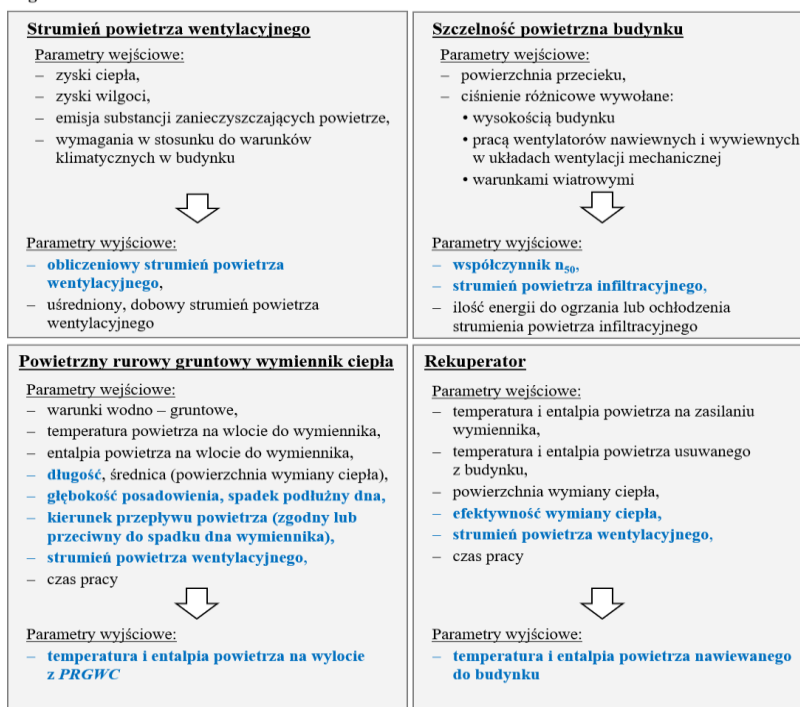
W niniejszej pracy uwagę skupiono na badaniu wpływu parametrów projektowych i operacyjnych systemu wentylacji mechanicznej nawiewno – wywiewnej wyposażonej w centralę wentylacyjną z wymiennikiem do odzyskiwania ciepła z powietrza wywiewanego i powietrzny rurowy gruntowy wymiennik ciepła na zużycie energii i komfort klimatyczny w budynku.

Poniżej przedstawiono czynniki wpływające na zużycie energii i komfort klimatyczny w budynku. Kolorem niebieskim zaznaczono te parametry, które objęto badaniami zmienności w dalszej części pracy.

Czynniki wpływające na zużycie ciepła użytkowego i komfort klimatyczny budynku



Czynniki wpływające na parametry powietrza wentylacyjnego i zużycie ciepła niezbędnego do jego ogrzania i ochłodzenia



4.2 Parametry środowiska zewnętrznego

Zgodnie z podziałem wynikającym z Polskiej Normy PN-B-82-02403:1982, badany budynek zlokalizowany jest w II strefie klimatycznej, dla której temperatura obliczeniowa powietrza zewnętrznego wynosi $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$. Najbliższe lokalizacyjnie stacje meteorologiczne, znajdują się w oddalonej o 46 km Bydgoszczy ($53^{\circ} 06' \text{ N}$; $17^{\circ} 58' \text{ E}$) i o 39 km Toruniu ($53^{\circ} 03' \text{ N}$, $18^{\circ} 35' \text{ E}$). Dla obu stacji dostępne są typowe lata meteorologiczne opracowane na podstawie normy PN – EN ISO 15927:4 przy wykorzystaniu danych pomiarowych – dla stacji Bydgoszcz z lat 1971-1981, dla stacji Toruń z lat 1971-2000.

Pomiary parametrów klimatu zewnętrznego prowadzone były od 1 stycznia 2016 roku do 31 grudnia 2021 roku i obejmowały wskazania wartości: temperatury termometru suchego, wilgotności względnej i ciśnienia atmosferycznego powietrza zewnętrznego.

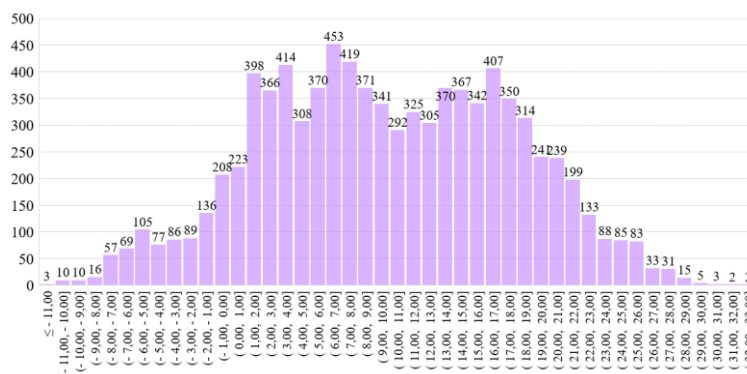
Bazę rozszerzono o wartości godzinowe temperatur powietrza zewnętrznego za lata 2006 ÷ 2015, pochodzące z archiwum lokalnego zakładu ciepłowniczego. W rezultacie stworzono bank danych zawierający godzinowe wartości: temperatur termometru suchego powietrza zewnętrznego za okres 16 lat (od roku 2006 do 2021), wilgotności względnej i ciśnienia powietrza atmosferycznego za okres 6 lat (od roku 2016 do roku 2021).

Rok	2021	2020	2019	2018	2017	2016	2015	2014	2013	2012	2011
T_{\min} [$^{\circ}\text{C}$]	-12,65	-3,89	-7,57	-13,34	-11,17	-15,10	-7,20	-17,10	-15,70	-18,80	-17,60
T_{\max} [$^{\circ}\text{C}$]	31,40	30,22	36,50	32,00	32,57	33,06	35,90	33,80	34,50	33,70	33,20
T_{sr} [$^{\circ}\text{C}$]	9,42	10,90	11,15	10,99	9,88	10,26	10,45	10,21	8,86	9,01	9,49
Wariancja [$^{\circ}\text{C}^2$]	18,66	17,92	16,24	21,40	11,13	18,88	14,73	16,74	17,08	22,14	17,06
Odchyłka standardowa [$^{\circ}\text{C}$]	4,32	4,23	4,03	4,63	3,34	4,34	3,84	4,09	4,13	4,70	4,13

Rok	2010	2009	2008	2007	2006	Średnia (2006÷2021)	Typowy rok meteorologiczny
Tmin [°C]	-21,20	-17,70	-10,90	-15,30	-24,90	-5,35	-12,50
Tmax [°C]	35,40	30,80	31,10	36,20	33,90	26,36	29,50
Tsr [°C]	7,69	8,93	10,23	9,35	9,98	9,80	7,94
Wariancja [°C ²]	23,96	16,12	11,73	17,01	22,27		
Odchyłka standardowa [°C]	4,89	4,02	3,42	4,12	4,72		

Tabela 4-1. Statystyka temperatur zewnętrznych w badanym okresie 2006 ÷ 2021

Najniższa zarejestrowana temperatura powietrza zewnętrznego w badanym przedziale czasu wynosiła $-24,9$ °C, najwyższa $+36,5$ °C. Zbudowano histogramy częstotliwości występowania temperatur w całym badanym okresie oraz osobno dla roku reprezentatywnego (2017). Na bazie histogramów sporządzono statystyczne zestawienie częstotliwości występowania temperatur w zakresach o długości 5 °C. Temperaturowy poniżej -20 °C pojawiły się w dwóch latach pomiarowych (2006 i 2010), temperatury w zakresie (-20 °C, -15 °C) wystąpiły w co drugim badanym roku obserwacji, temperatury z przedziału (-15 °C, -10 °C) nie wystąpiły trzykrotnie. Temperaturowy w zakresie (-10 °C, -5 °C) średnio w 16 okresach wystąpiły 236 godzin w roku, a w zakresie (-5 °C, 0 °C) 705 godzin. W pozostałych zakresach sezonu grzewczego do 5 °C, do 10 °C i do 15 °C średni czas występowania rozkładał się w miarę równomiernie i wynosił odpowiednio 1800, 1714, 1554 godzin rocznie. Średnia liczba godzin w roku, kiedy temperatura powietrza była niższa od 0 °C wynosiła 1046.



Rys. 4.1 Histogram częstotliwości godzinowych temperatur powietrza zewnętrznego dla roku reprezentatywnego 2017

°C	≤ -20	$(-20, -15)$	$(-15, -10)$	$(-10, -5)$	$(-5, 0)$	$(0, 5)$	$(5, 10)$	$(10, 15)$	$(15, 20)$	$(20, 25)$	$(25, 30)$	> 30
2006	35	74	153	402	836	1301	1486	1588	1368	913	417	187
2007	0	3	15	102	729	2268	1732	1619	1385	635	242	30
2008	0	0	8	83	523	1930	2148	1506	1521	779	254	8
2009	0	57	109	185	942	2016	1461	1560	1490	734	201	5
2010	7	76	305	708	1127	1107	1586	1664	1221	611	270	78
2011	0	33	89	217	885	1819	1466	1555	1608	868	212	8
2012	0	87	225	336	717	1518	1823	1590	1422	706	292	44
2013	0	3	61	472	1005	1799	1297	1737	1308	848	198	32
2014	0	18	87	311	538	1605	1713	1865	1420	817	309	77
2015	0	0	0	35	624	1983	1862	1806	1304	736	290	120
2016	0	1	86	130	460	2071	1972	1086	1658	1045	235	16
2017	0	0	13	257	596	1709	1954	1659	1654	744	167	7
2018	0	0	57	197	807	1770	1216	1294	1713	1182	482	42
2019	0	0	0	41	450	1804	1988	1600	1475	929	388	85
2020	0	0	0	0	209	2126	2005	1742	1622	789	260	7
2021	0	0	65	307	833	1982	1714	1006	1936	685	202	30
średnio	3	22	80	236	705	1 801	1 714	1 555	1 507	814	276	49

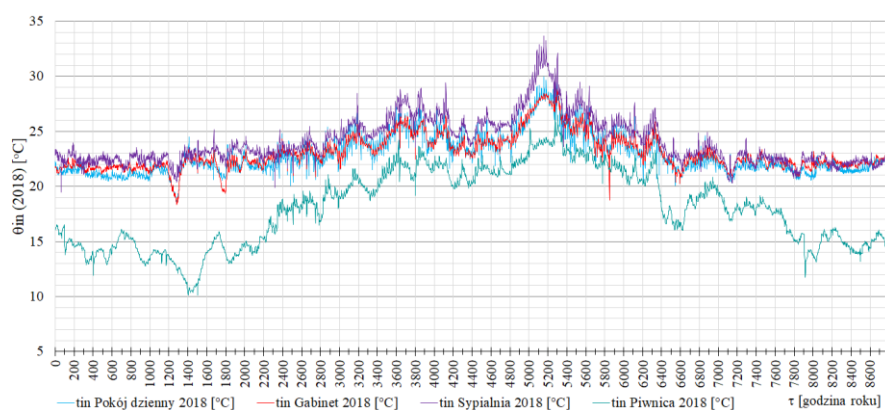
Tabela 4-2. Statystyka częstotliwości występowania temperatur powietrza atmosferycznego w kolejnych latach obserwacji, [h/rok]

4.3 Parametry środowiska wewnętrznego

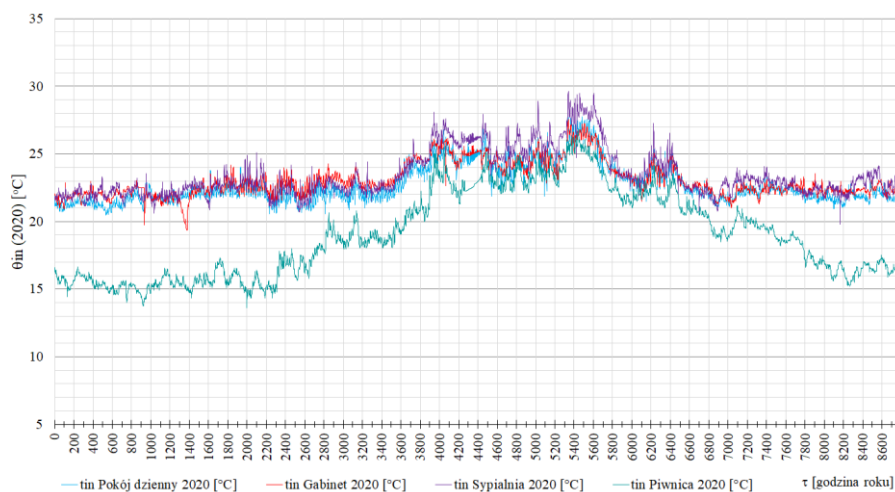
4.3.1 Temperatura i wilgotność powietrza wewnętrznego

Naturalnym środowiskiem w jakim przebywa człowiek jest otaczające go powietrze. Jego jakość i temperatura (θ_{in}) są kluczowe w odczuwaniu komfortu klimatycznego. Jako kryterium projektowe można przyjąć temperaturę w pomieszczeniach mieszkalnych w okresie zimowym w zakresie $20 \div 24$ °C, natomiast w okresie letnim $22 \div 26$ °C. Wilgotność powietrza (RH_{in}) nie ma znaczącego wpływu na odczuwalną jakość powietrza, lecz długotrwała podwyższona wilgotność może być źródłem rozwoju mikroorganizmów, z kolei zbyt suche powietrze (poniżej $15 \div 20$ %) może wywoływać podrażnienia dróg oddechowych i oczu oraz zwiększone unoszenie pyłów. Optymalny zakres wilgotności powietrza w pomieszczeniach mieszkalnych mieści się w przedziale $40 \div 60$ %.

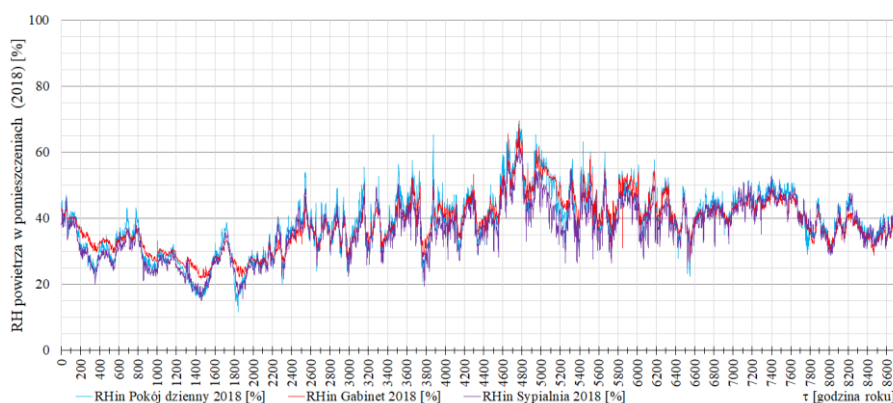
Na przestrzeni 6 lat badano i rejestrowano wielkości temperatur i wilgotności powietrza wewnętrznego w pokoju dziennym, pracowni, sypialni oraz temperatury w nieogrzewanej piwnicy. Najmniej stabilne pod względem cieplnym okazały się pomieszczenia poddasza użytkowego (sypialnia), w której temperatura w okresie letnim znacznie odbiegała od temperatur pomieszczeń na parterze budynku ($26 \div 27$ °C), osiągając wartości ponad 30 °C. Średnie temperatury powietrza w sezonie zimowym oscylowały wokół $21,5 \div 22,5$ °C.



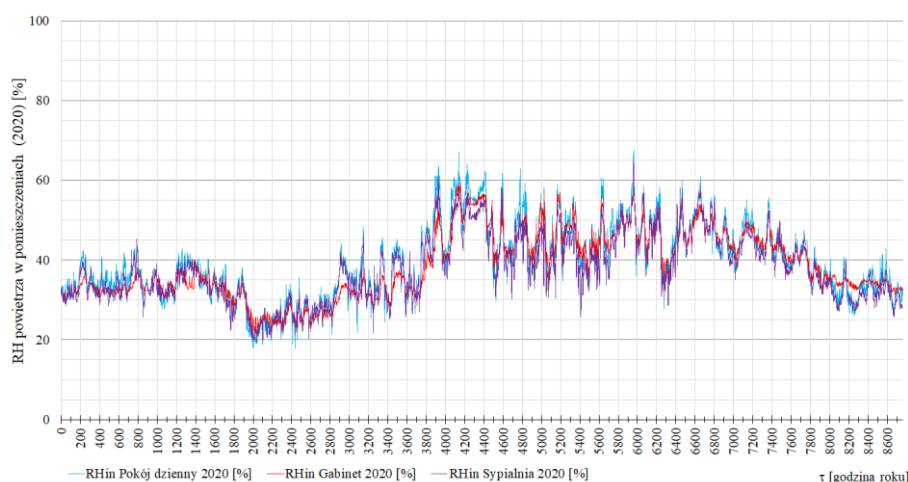
Rys. 4–2. Przebieg godzinowych temperatur powietrza wewnętrznego w roku 2018



Rys. 4–3. Przebieg godzinowych temperatur powietrza wewnętrznego w roku 2020



Rys. 4–4. Przebieg wilgotności względnej powietrza wewnętrznego w roku 2018



Rys. 4–5. Przebieg wilgotności względnej powietrza wewnętrznego w roku 2020

4.3.2 Higieniczny strumień powietrza wentylacyjnego

W powietrzu znajdują się zanieczyszczenia gazowe, stałe i mikroorganizmy. Pochodzą zarówno ze źródeł zlokalizowanych wewnątrz jak i na zewnątrz budynków. Źródłami zanieczyszczeń powietrza wewnątrz budynków mieszkalnych są przede wszystkim użytkownicy i wykonywane przez nich czynności. W wyniku przemian metabolicznych do otoczenia emitowane są: para wodna, dwutlenek węgla, amoniak, węglowodory alifatyczne, zapachy, bakterie i wirusy.

Jakość powietrza wewnętrznego w pomieszczeniach mieszkalnych scharakteryzowana jest przede wszystkim obecnością dwutlenku CO_2 i tlenku węgla CO , tlenków azotu NO_x , ozonu O_3 , lotnych związków organicznych $TVOC^1$, formaldehydów $HCHO$, radonu, dymu tytoniowego, pyłu zawieszony i mikroorganizmów.

Stężenie objętościowe dwutlenku węgla w powietrzu wdychanym wynosi ok. 0,04 % (400 ppm), natomiast w wydychanym 2÷4 %. Człowiek wydycha około 15 dm³ CO_2 w ciągu godziny (ok. 30 g CO_2 /h, przy gęstości tego gazu $\rho_{CO_2} = 1,87$ kg/m³). Pierwsze próby zdefiniowania jakości środowiska wewnętrznego przez niemieckiego fizjologa Max'a von Pettenkofer'a (1858 r.), a później Yaglou'a (USA 1936 r.) sprowadzały się wyłącznie do określenia wpływu procesów metabolicznych. Jako minimum higieniczne przyjęło się,

¹ Total Volatile Organic Compounds – Całkowita ilość lotnych związków organicznych

w ślad za ustaleniami Pettenkofer'a, przyjmować wartość graniczną CO_2 w powietrzu wewnętrznym na poziomie 1.000 ppm (1964 mg/m³).

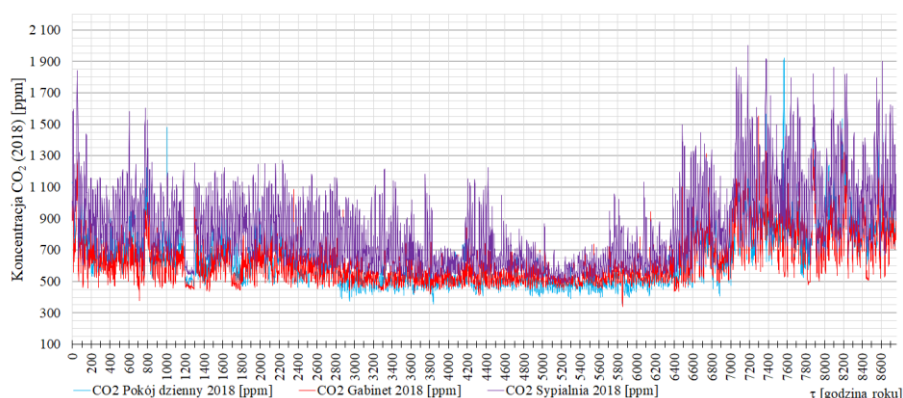
Symbol aktywności	Rodzaj aktywności	Tempo metabolizmu	
		[W/m ²]	[met]
A1	Spanie	44	0,76
A2	Spoczynek w pozycji półleżącej	46	0,80
A3	Spoczynek w pozycji siedzącej	58	1,00
A4	Aktywność w pozycji siedzącej	70	1,20
A5	Mała aktywność w pozycji stojącej	93	1,60
A6	Średnia aktywność w pozycji stojącej	116	2,00
A7	Chodzenie z prędkością 2 km/h	110	1,90
A8	Chodzenie z prędkością 3 km/h	140	2,40
A9	Chodzenie z prędkością 4 km/h	165	2,80
A10	Chodzenie z prędkością 5 km/h	200	3,40

Tabela 4-3. Jednostkowe metaboliczne zyski ciepła (tempo metabolizmu) zależą od rodzaju aktywności, w tabeli zestawiono dziesięć różnych aktywności, dla których wyznaczono jednostkowe tempo przemian metabolicznych na 1m² powierzchni skóry

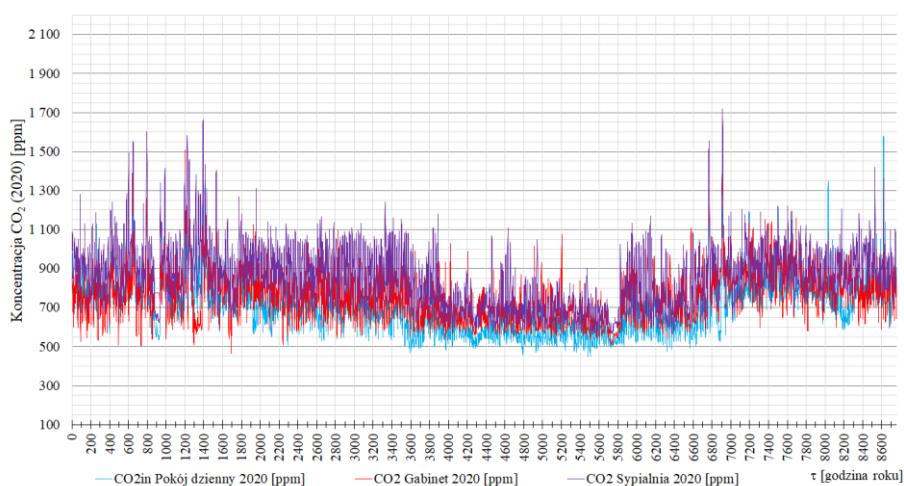
Użytkownik	Masa [kg]	Wzrost [m]	Aktywność										
			A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A9	A10	
Osoba dorosła Kobieta	50	1,70	10,6	11,1	14,0	16,8	22,4	27,9	26,5	33,7	39,7	48,1	
Osoba dorosła Kobieta	60	1,65	11,2	11,7	14,8	17,8	23,7	29,5	28,0	35,6	42,0	50,9	
Osoba dorosła Mężczyzna	70	1,80	12,7	13,3	16,8	20,3	26,9	33,6	31,8	40,5	47,8	57,9	
Osoba dorosła Mężczyzna	80	1,80	13,5	14,1	17,8	21,4	28,5	35,5	33,7	42,9	50,5	61,3	
Osoba dorosła Kobieta	70	1,70	12,2	12,8	16,1	19,4	25,8	32,2	30,5	38,9	45,8	55,5	
Osoba dorosła Kobieta	70	1,70	12,2	12,8	16,1	19,4	25,8	32,2	30,5	38,9	45,8	55,5	
Osoba dorosła Mężczyzna	80	1,78	13,4	14,0	17,6	21,3	28,3	35,2	33,4	42,5	50,1	60,8	
Osoba dorosła Mężczyzna	85	1,78	13,7	14,3	18,1	21,8	29,0	36,2	34,3	43,6	51,4	62,4	
Dziecko Kobieta	30	1,30	7,0	7,3	9,2	11,2	14,8	18,5	17,5	22,3	26,3	31,9	
Dziecko Mężczyzna	35	1,40	7,9	8,3	10,4	12,6	16,7	20,8	19,8	25,2	29,6	35,9	

Tabela 4-4. Emisja dwutlenku węgla V_{CO_2} , [dm³/h] przez użytkownika w zależności od aktywności

Zapewnienie odpowiednich warunków klimatycznych wymaga dostarczenia ilości powietrza świeżego i usunięcia powietrza zanieczyszczonego. Ilość powietrza wentylacyjnego określona według kryterium metabolicznego dla dorosłego mężczyzny o masie 80 kg, wykonującego aktywność w pozycji siedzącej (A4), emitującego do pomieszczenia dwutlenek węgla (CO_2) w ilości 21,4 dm³/h ($m_{CO_2} = 40,1$ g/h), przy założeniu granicznego stężenia CO_2 w pomieszczeniu na poziomie stężenia Pettenkofer'a wynoszącego 1.000 ppm, przy koncentracji CO_2 w powietrzu atmosferycznym na poziomie 400 ppm wynosi 34 m³/h. Dla małej aktywności w pozycji stojącej (A5) zapotrzebowanie na powietrze wentylacyjne wzrośnie do 45 m³/h, a w przypadku spania (A1) spadnie do 21 m³/h. W przypadku kobiety o masie 60 kg te same aktywności wymagać będą odpowiednio 28 m³/h, 38 m³/h i 18 m³/h powietrza.



Rys. 4–6. Przebieg koncentracji CO_2 w powietrzu wewnętrznym w roku 2018



Rys. 4–7. Przebieg koncentracji CO₂ w powietrzu wewnętrznym w roku 2020

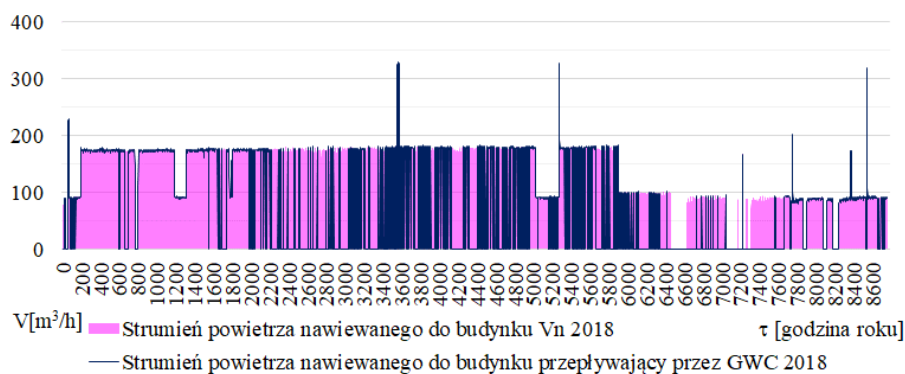
W badanym budynku za satysfakcjonującą ilość powietrza wentylacyjnego, oszacowaną według powyższego kryterium uznano 150 m³/h. Należy jednak pamiętać, że wzięto pod uwagę jedynie kryterium metaboliczne, nie uwzględniając potrzeb wentylacyjnych związanych z emisją wilgoci i zapachów z użytkowania pomieszczeń, takich jak kuchnia, łazienka czy *w.c.*

Zapotrzebowanie na powietrze wentylacyjne w fazie projektowej ustalone zostało w wysokości 250 m³/h, przy czym instalacja kanałowa zaprojektowana została w sposób umożliwiający przeniesienie wydatku 400 m³/h.

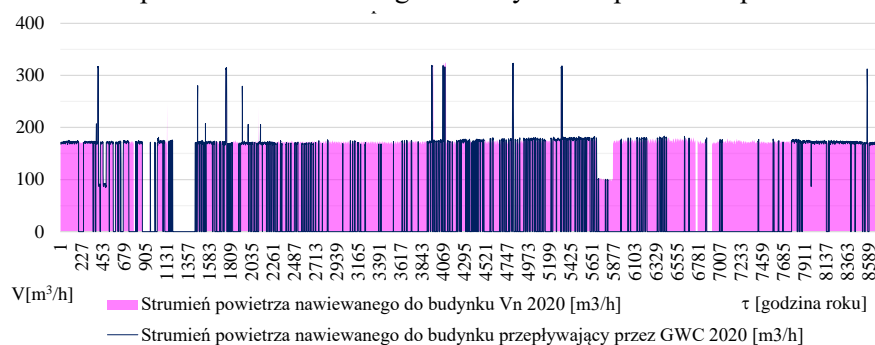
Eksploatacyjne strumienie powietrza wentylacyjnego w różnych latach przyjmowały różne wartości. Z początkiem okresu eksploatacji budynku, w latach 2016 ÷ 2017 ilość powietrza wymienianego przez system wentylacji mechanicznej w sezonie grzewczym oscylowała wokół 80 m³/h, w okresie letnim wentylacja mechaniczna nie była używana w ogóle, bądź była sporadycznie. W roku 2018 pracowała przez większość okresu z wydatkiem na poziomie 180 m³/h, przy czym pod koniec roku obniżono wydajność do około 90 m³/h i tak pracowała również przez cały rok 2019 z chwilowymi podwyższonymi wartościami latem. W roku 2020 i 2021 praca odbywała się ze stabilną wydajnością 180 m³/h.

Miesiąc	V _n	V _{n GWC}	V _n	V _{n GWC}	V _n	V _{n GWC}	V _n	V _{n GWC}	V _n	V _{n GWC}	V _n	V _{n GWC}
	[m ³ /h]	[m ³ /h]	[m ³ /h]	[m ³ /h]	[m ³ /h]	[m ³ /h]	[m ³ /h]	[m ³ /h]	[m ³ /h]	[m ³ /h]	[m ³ /h]	[m ³ /h]
I	169	165	154	135	69	68	151	135	52	52	64	60
II	161	145	73	45	100	82	149	149	49	40	72	62
III	168	122	163	96	44	15	172	145	77	35	77	62
IV	168	73	171	49	91	24	175	33	60	14	49	8
V	160	17	171	10	68	4	183	66	34	6	23	0
VI	128	83	182	59	168	33	178	78	0	0	4	3
VII	167	108	172	72	166	72	171	91	3	3	19	13
VIII	184	4	165	89	155	94	156	91	49	25	75	23
IX	169	8	171	26	79	11	96	29	115	1	23	3
X	103	12	157	8	130	18	58	4	85	3	60	11
XI	141	110	172	57	76	30	83	40	88	45	82	57
XII	140	113	170	154	119	95	80	73	54	42	33	28
suma	155	80	160	67	105	46	138	78	55	22	48	28

Tabela 4-5. Uśredniony strumień powietrza nawiewanego do budynku (V_n) i przepływający przez PRGWC (V_{n GWC}) na podstawie pomiarów w latach 2016 ÷ 2021



Rys. 4-8. Strumień powietrza nawiewanego do budynku na podstawie pomiarów w roku 2018



Rys. 4.9 Strumień powietrza nawiewanego do budynku na podstawie pomiarów w roku 2020

4.3.3 Szczelność powietrzna budynku i strumień powietrza indukowany różnicą ciśnień

Oprócz kontrolowanego strumienia powietrza wentylacyjnego niezbędnego ze względów higienicznych, do przestrzeni budynku dopływa niekontrolowana masa powietrza przedostająca się przez nieszczelności obudowy. Ma ona istotny wpływ na bilans zysków i strat ciepła, transport wilgoci i zanieczyszczeń gazowych przez wentylowaną przestrzeń budynku. Stosując uproszczone metody obliczeń ilość powietrza infiltrującego można opisać równaniem:

$$V_x \bullet = \frac{V \cdot n_{50} \cdot e}{1 + \frac{f}{e} \cdot \left[\frac{V_n - V_w}{V \cdot n_{50}} \right]^2} \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (4.1)$$

gdzie:

- V_n strumień powietrza nawiewany przez system wentylacji mechanicznej, $[\text{m}^3/\text{h}]$
- V_w strumień powietrza wywiewany przez system wentylacji mechanicznej, $[\text{m}^3/\text{h}]$
- e, f współczynniki osłonięcia budynku zależne od klasy osłonięcia,
- n_{50} liczba wymian powietrza przez nieszczelności przy różnicy ciśnień 50 Pa określona w drodze badań, $[\text{h}^{-1}]$

Badanie szczelności powietrznej w budynku przeprowadzone zostało dwukrotnie w trakcie eksploatacji budynku. Pomiar strumieni przecieków powietrza wykonany został przy pomocy testu szczelności „Blower Door”, zgodnie z wymaganiami Polskiej Normy

PN-EN 13829:2002 (PN-EN 13829:2002 Właściwości cieplne budynków – Określenie przepuszczalności powietrznej budynków.).

Celem pomiarów było określenie krotności wymian powietrza w budynku przez nieszczelności przy różnicy ciśnień 50 Pa pomiędzy środowiskiem wewnętrznym i zewnętrznym.

$$n_{50} = \frac{V_{50}}{V_f} \quad [\text{h}^{-1}] \quad (4.2)$$

gdzie:

n_{50} jak we wzorze (4.1)

V_{50} średni strumień powietrza przy różnicy ciśnień 50 Pa, [m^3/h]

V_f kubatura wewnętrzna budynku, [m^3]; $V=498,73\text{m}^3$

Pierwsze badania wykonano 9 grudnia 2015 r. w godzinach 10:30÷15.30, przy temperaturze powietrza zewnętrznego $+7\text{ }^\circ\text{C}$ wilgotności względnej 80 %, prędkości wiatru 2,1÷3,2 m/s o kierunku zmiennym z przewagą wiatrów południowo – zachodnich. Temperatura powietrza w pomieszczeniach wynosiła $+21\text{ }^\circ\text{C}$, pomieszczenia nie były ogrzewane w czasie pomiaru. W wyniku pomiarów uzyskano wartość dla nadciśnienia $n_{50} = 2,76\text{ h}^{-1}$, dla podciśnienia $n_{50} = 2,87\text{ h}^{-1}$, średnio $n_{50} = 2,81\text{ h}^{-1}$. Strumień powietrza przepływający przez budynek w wyniku nieszczelności przy różnicy ciśnień 50 Pa wyniósł $V_{50} = 1.403,43\text{ m}^3/\text{h}$. Zidentyfikowano kilka dróg przecieków powietrza stanowiących nieszczelności: przy oknie w ścianie kolankowej na piętrze, ram okiennych, uszczelek okiennych, przy belkach drewnianych widocznych na poddaszu, szachtu instalacyjnego w stropie nad piwnicą. W ramach poprawy szczelności obudowy usunięto nieszczelność szachtu instalacyjnego w stropie pomiędzy piwnicą i parterem poprzez zabetonowanie otworu. W ramach poprawy szczelności obudowy usunięto nieszczelność szachtu instalacyjnego w stropie pomiędzy piwnicą i parterem poprzez zabetonowanie otworu. Zlikwidowano nieszczelności o powierzchni $0,28\text{ m}^2$ (blisko 62 % wszystkich zidentyfikowanych nieszczelności).



Rys. 4–10. Przeciek powietrza w pobliżu okna przy ścianie kolankowej



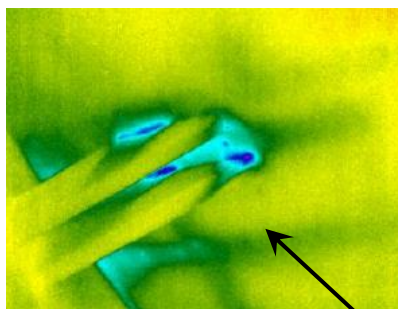
Rys. 4–11. Przeciek powietrza przez ramę okienną

Od 31.12.2020 r. budynek był eksploatowany ze zmienioną szczelnością powietrzną. Próbę szczelności powtórzono. Po raz drugi badania wykonano 11 lutego 2021 r. w godzinach 13:00÷16.00, przy temperaturze powietrza zewnętrznego $-8\text{ }^\circ\text{C}$, wilgotności względnej 65 %, prędkości wiatru 1,5 m/s o kierunku wschodnim. Temperatura powietrza w pomieszczeniach wynosiła $+21\text{ }^\circ\text{C}$, pomieszczenia nie były ogrzewane. W wyniku pomiarów uzyskano wartość dla nadciśnienia $n_{50} = 2,27\text{ h}^{-1}$, dla podciśnienia $n_{50} = 2,07\text{ h}^{-1}$, średnio $n_{50} = 2,17\text{ h}^{-1}$. Strumień

powietrza przepływający przez budynek w wyniku nieszczelności przy różnicy ciśnień 50 Pa wyniósł $V_{50} = 1.134 \text{ m}^3/\text{h}$.



Rys. 4–12. Przepięk powietrza przez szacht instalacyjny na połączeniu piwnicy nieogrzewanej z przestrzenią mieszkalną



Rys. 4–13. Przepięk powietrza przy przejściu płaty drewnianych przez obudowę sufitu z płyt kartonowo – gipsowych

4.3.4 Temperatura powietrza nawiewanego i logika sterowania przepływem powietrza przez PRGW i rekuperator

Jak wskazano wcześniej, świeże powietrze nawiewane przez system wentylacyjny w wymaganej pod względem higienicznym ilości V_n nie jest jedynym jakie jest doprowadzane do przestrzeni ogrzewanej budynku. Na skutek nieszczelności obudowy bryły budynku infiltruje do jego wnętrza i eksfiltruje na zewnątrz powietrze w niekontrolowanej przez użytkownika ilości V_x . W budynku pojawia się zatem mieszanina dwóch strumieni powietrza świeżego o różnych parametrach termodynamicznych.

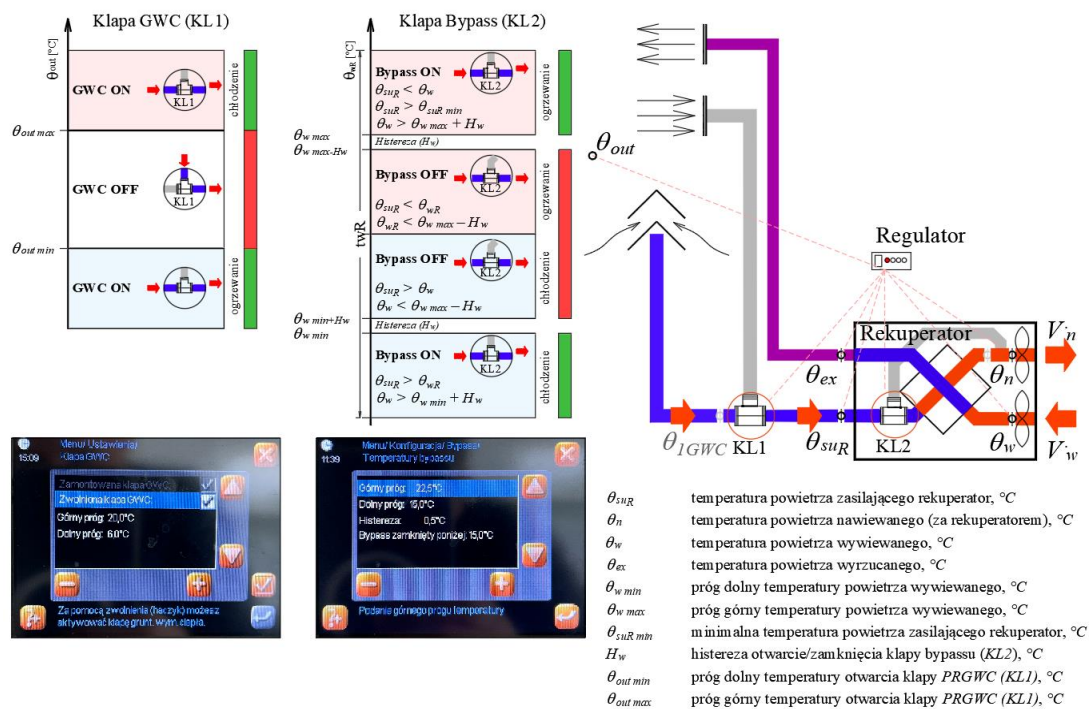
Temperatura powietrza dostarczanego $\theta_{sup \text{ air}}$ do pomieszczenia jest wynikową temperaturą mieszaniny powietrza nawiewanego θ_n i infiltrującego θ_x , opisana zależnością:

$$\theta_{sup \text{ air}} = \frac{\theta_n \cdot V_n + \theta_{inf} \cdot V_x}{V_n + V_x} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (4.3)$$

Przy założeniu infiltracji powietrza jedynie ze środowiska zewnętrznego do wewnętrznego w budynku i odwrotnie, temperatura powietrza infiltrującego równa jest temperaturze powietrza zewnętrznego.

W budynku wyposażonym w system wentylacji mechanicznej współpracujący z powietrznym rurowym gruntowym wymiennikiem ciepła i rekuperatorem do odzyskiwania ciepła z powietrza wywiewanego, powietrze higieniczne zostaje wstępnie podgrzane w PRGWC i rekuperatorze co zapewnia, w zależności od zdefiniowanych warunków pracy, wprowadzenie do pomieszczeń powietrza nawiewanego o temperaturze θ_n różnej lub równej temperaturze powietrza zewnętrznego. Strumień powietrza wentylacyjnego kierowany jest do PRGWC i do rekuperatora w ściśle określonych warunkach opisanych zależnościami temperaturowymi.

Kłapa PRGWC (KLI) sterowana jest siłownikiem elektrycznym od sygnału temperatury powietrza zewnętrznego. Przekierowuje powietrze do wymiennika rurowego lub umożliwia jego czerpanie bezpośrednio z zewnątrz. Ustawieniu podlegają dwa progi temperaturowe – dolny $\theta_{out \text{ min}}$ dla trybu ogrzewania powietrza i górny dla trybu chłodzenia powietrza $\theta_{out \text{ max}}$. Graniczne wartości nastaw odpowiadają w przybliżeniu temperaturze gruntu odpowiednio w okresie zimowym i letnim.



Rys. 4–14. Schemat logiki sterowania przepływem powietrza przez PRGWC i rekuperator

Jeżeli temperatura powietrza zewnętrznego θ_{out} , mieści się w zakresie $\theta_{out\ min} < \theta_{out} < \theta_{out\ max}$ przepływ powietrza odbywa się przewodem obejściowym, a powietrze pobierane jest czerpnią ścienną bezpośrednio z zewnątrz (Rys. 3–7, Rys. 4–14). W pozostałych warunkach powietrze przepływa przez wymiennik gruntowy. W czasie eksploatacji wartości progowe wynosiły $\theta_{out\ min} = +6\text{ °C}$, $\theta_{out\ max} = +20\text{ °C}$.

W trybie ogrzewania powietrze na wyjściu z wymiennika gruntowego ma temperaturę θ_{IGWC} wyższą od temperatury zewnętrznej θ_{out} , kierowane jest do rekuperatora, gdzie ogrzewa się od powietrza wywiewanego. Temperatura zasilania rekuperatora jest równa temperaturze na wyjściu z PRGWC $\theta_{suR} = \theta_{IGWC}$.

W rekuperatorze za przekierowanie powietrza do wymiennika do odzyskiwania ciepła bądź do przewodu obejściowego odpowiada kłapa stertująca (KL2). Bypass rekuperatora pozostaje zamknięty, a przepływ odbywa się przez wymiennik, gdy spełnione są łącznie warunki – temperatura powietrza zasilającego rekuperator jest mniejsza od temperatury powietrza wywiewanego i temperatura powietrza wywiewanego jest mniejsza od górnej granicy temperatury powietrza wywiewanego pomniejszonej o histerezę regulacji $\theta_{suR} < \theta_w \wedge \theta_w < \theta_{w\ max} - H_w$.

Otwarcie bypassu następuje, gdy temperatura powietrza zasilającego rekuperator jest wyższa od temperatury powietrza wywiewanego i temperatura powietrza wywiewanego jest niższa od dolnej granicy temperatury powietrza wywiewanego pomniejszonej o histerezę regulacji $\theta_{suR} > \theta_w \wedge \theta_w < \theta_{w\ min} - H_w$. W czasie eksploatacji wartości nastaw wynosiły $\theta_{w\ min} = +15\text{ °C}$, $\theta_{w\ max} = +22,5\text{ °C}$, histereza $H_w = 0,5\text{ °C}$.

W trybie chłodzenia powietrze na wyjściu z wymiennika gruntowego ma temperaturę θ_{IGWC} niższą od temperatury zewnętrznej θ_{out} . Temperatura zasilania rekuperatora jest równa temperaturze na wyjściu z PRGWC $\theta_{suR} = \theta_{IGWC}$. Bypass pozostaje otwarty, jeżeli temperatura powietrza zasilającego jest mniejsza od temperatury powietrza wywiewanego

i jednocześnie temperatura powietrza zasilającego jest większa od dolnego progu temperatury dla powietrza doprowadzanego z zewnątrz i temperatura powietrza wywiewanego jest większa od górnej granicy temperatury powietrza wywiewanego powiększonej o histerezę regulacji $\theta_{suR} < \theta_w \wedge \theta_{suR} > \theta_{suR\ min} \wedge \theta_w > \theta_w\ max + H_w$.

Przepływ powietrza przez wymiennik rekuperatora w trybie chłodzenia umożliwia odzyskiwanie chłodu z powietrza wywiewanego z budynku. Zamknięcie bypassu odbywa się wówczas dla następujących warunków – temperatura powietrza zasilającego rekuperator jest wyższa od temperatury powietrza wywiewanego i temperatura powietrza wywiewanego jest większa od dolnej granicy temperatury powietrza wywiewanego powiększonej o histerezę regulacji $\theta_{suR} > \theta_w \wedge \theta_w > \theta_w\ min + H_w$.

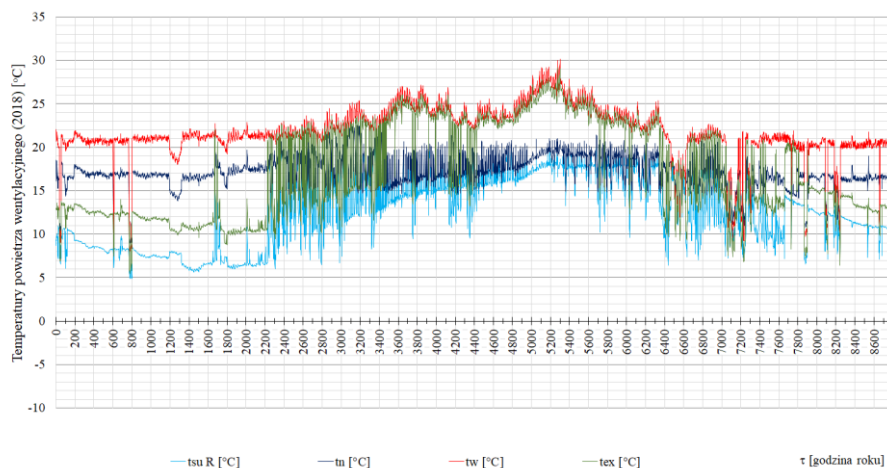
Temperatura powietrza nawiewanego, po przejściu przez rekuperator jest ściśle zależna od sprawności wymiany ciepła. Sprawność temperaturową odzyskiwania ciepła ($\eta_{t\ REK}$, %) w wymienniku przy założeniu, że strumień powietrza nawiewanego V_n i wywiewanego V_w są sobie równe opisuje równanie:

$$\eta_{t\ REK} = \frac{\theta_n - \theta_{suR}}{\theta_w - \theta_{suR}} \quad [-] \quad (4.4)$$

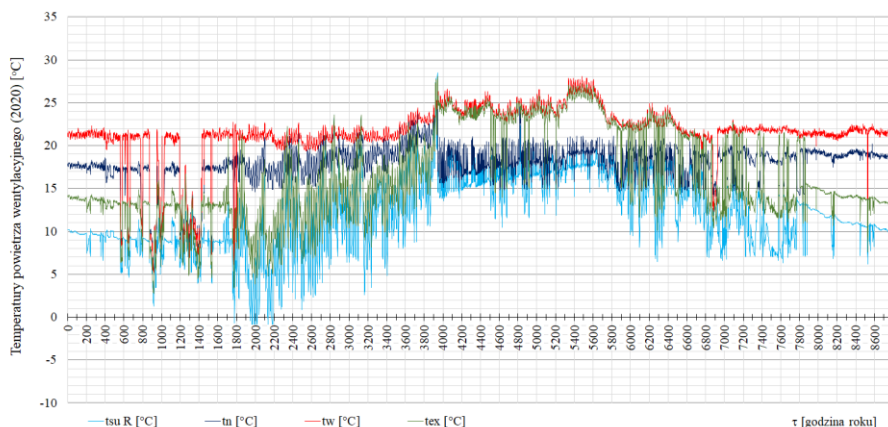
Skąd temperatura powietrza nawiewanego po przejściu przez wymiennik krzyżowy (θ_n , °C):

$$\theta_n = \eta_{t\ REK} \cdot (\theta_w - \theta_{suR}) + \theta_{suR} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (4.5)$$

W początkowym okresie eksploatacji (rok 2016, 2017) wentylacja mechaniczna używana była w sposób stosunkowo ograniczony, średni strumień powietrza wentylacyjnego oscylował wokół 50 m³/h, w okresach letnich praktycznie nie była wykorzystywana. Warunki eksploatacji uległy zmianie w latach 2020 ÷ 2021. Średni strumień powietrza wentylacyjnego wynosił wówczas ok. 160 m³/h, a wentylacja w okresie letnim wykorzystywana była z dużo większą intensywnością. Ilość powietrza wentylacyjnego przepływającego przez PRGWC stanowi średnio 50 % całkowitej ilości powietrza nawiewanego do budynku.



Rys. 4–15. Temperatury powietrza wentylacyjnego (2018 r.)



Rys. 4–16. Temperatury powietrza wentylacyjnego (2020 r.)

4.3.5 Wewnętrzne zyski ciepła

Źródłem wewnętrznych zysków ciepła w budynku są użytkownicy i wykorzystywane przez nich urządzenia i instalacje. Wielkość wewnętrznych zysków ciepła (ϕ_{int}) w budynku można opisać równaniem:

$$\phi_{int} = \phi_{int A} + \phi_{int L} + \phi_{int Oc} + \phi_{int B} + \phi_{int Pi} \quad [\text{Wh}] \quad (4.6)$$

W celu rekonstrukcji wewnętrznych zysków ciepła w układzie godzinowym od urządzeń elektrycznych ($\phi_{int A}$), oświetlenia ($\phi_{int L}$), użytkowników ($\phi_{int Oc}$), użytkownika ciepłej wody użytkowej ($\phi_{int B}$), instalacji grzewczych i sanitarnych ($\phi_{int Pi}$) dokonano inwentaryzacji użytkowanych źródeł ciepła i zbudowano profile użytkowe dla każdego z nich.

Na podstawie przeprowadzonych obliczeń poszczególnych składowych opracowano zbiorcze zestawienie wartości całkowitych oraz jednostkowych zysków ciepła przeliczonych na 1 m² powierzchni ogrzewanej budynku. Z przeanalizowanej statystyki wynika, że najliczniejsze zyski ciepła emitowane są o instalacji rurowych – 32 %, ciepło metaboliczne i emitowane przez urządzenia elektryczne stanowią po 30 %, a resztę dopełniają zyski ciepła od oświetlenia i ciepłej wody (kąpeli) – łącznie 8 %.

Miesiąc	$Q_{int, A}$		$Q_{int, L}$		$Q_{int, Oc}$		$Q_{int, B}$		$Q_{int, Pi}$		Q_{int}		Q_{int}		Q_{int}		Q_{int}	
	Parter	Piętro	Parter	Piętro	Parter	Piętro	Parter	Piętro	Parter	Piętro	Parter	Piętro	Parter	Piętro	Parter	Piętro	Parter	Piętro
	[kWh/m-c]	[kWh/m-c]	[kWh/m-c]	[kWh/m-c]	[kWh/m-c]	[kWh/m-c]	[kWh/m-c]	[kWh/m-c]	[kWh/m-c]	[kWh/m-c]	[kWh/m-c]	[kWh/m-c]	[kWh/m-c]	[kWh/m-c]	[kWh/m-c]	[kWh/m-c]	[kWh/m-c]	[kWh/m-c]
1	198	39	237	27	8	35	121	124	245	8	25	33	147	222	369	500	418	918
2	148	28	177	18	6	24	79	85	164	5	17	22	121	185	306	371	322	693
3	200	39	239	27	8	35	115	125	240	7	26	32	114	180	294	462	378	840
4	191	38	229	26	8	34	126	120	246	7	25	32	93	141	234	443	333	776
5	177	34	211	14	3	17	100	105	204	6	20	26	23	8	31	319	171	490
6	194	38	232	16	4	20	120	121	241	7	25	31	19	7	26	355	195	550
7	164	28	192	12	3	15	78	93	171	4	18	22	20	7	27	278	149	428
8	155	25	181	11	3	14	80	84	164	4	14	18	19	7	26	268	133	402
9	186	34	220	19	5	24	100	114	213	6	22	28	21	8	28	331	183	514
10	202	39	241	26	8	34	116	126	241	7	25	32	81	123	204	432	321	752
11	194	38	232	26	8	34	120	121	241	6	25	31	103	163	266	448	355	804
12	195	40	235	27	8	35	141	123	265	8	27	35	140	217	357	512	416	927
SUMA	2 204	422	2 626	248	73	322	1 294	1 342	2 636	76	267	343	899	1 269	2 168	4 720	3 374	8 095

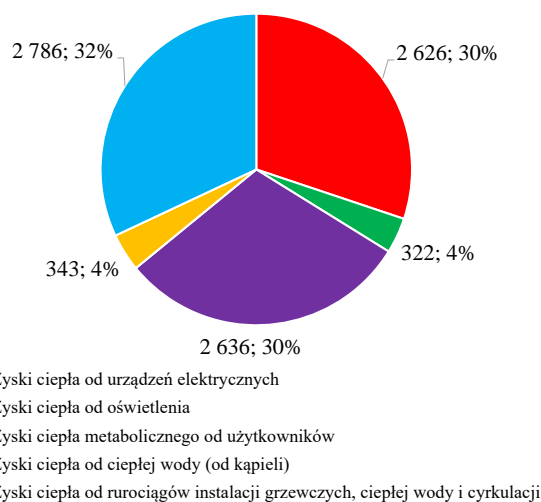
Tabela 4-6. Zbiorcze zestawienie wewnętrznych zysków ciepła

Miesiąc	$q_{int, A}$	$q_{int, L}$	$q_{int, Oc}$	$q_{int, B}$	$q_{int, Pi}$	q_{int}
	Suma	Suma	Suma	Suma	Suma	Suma
	[W/m ²]	[W/m ²]	[W/m ²]	[W/m ²]	[W/m ²]	[W/m ²]
1	1,84	0,27	1,90	0,25	2,87	7,13
2	1,52	0,20	1,41	0,19	2,63	5,96
3	1,86	0,27	1,86	0,25	2,28	6,52
4	1,84	0,27	1,98	0,26	1,88	6,23
5						
6						
7						
8						
9						
10	1,87	0,27	1,87	0,25	1,58	5,84
11	1,86	0,27	1,93	0,25	2,13	6,45
12	1,83	0,27	2,06	0,27	2,77	7,20
średnia	1,80	0,26	1,86	0,25	2,31	6,48

Tabela 4-7. Zestawienie jednostkowych wewnętrznych zysków ciepła w sezonie grzewczym, [W/m²]

Objaśnienie symboli:

- q_{int} – całkowite jednostkowe wewnętrzne zyski ciepła,
- $q_{int,A}$ – jednostkowe zyski ciepła od urządzeń elektrycznych,
- $q_{int,L}$ – jednostkowe zyski ciepła od oświetlenia,
- $q_{int,Oc}$ – jednostkowe zyski ciepła od użytkowników,
- $q_{int,B}$ – jednostkowe zyski ciepła od kąpiel (c.w.u.),
- $q_{int,Pi}$ – jednostkowe zyski ciepła od instalacji rurowych



Rys. 4-17. Rozkład wewnętrznych zysków ciepła z poszczególnych źródeł, [kWh/rok; %]

5. Analiza wpływu parametrów projektowych i operacyjnych systemów wyposażenia technicznego na zużycie energii i komfort klimatyczny

5.1 Analiza zużycia energii w budynku

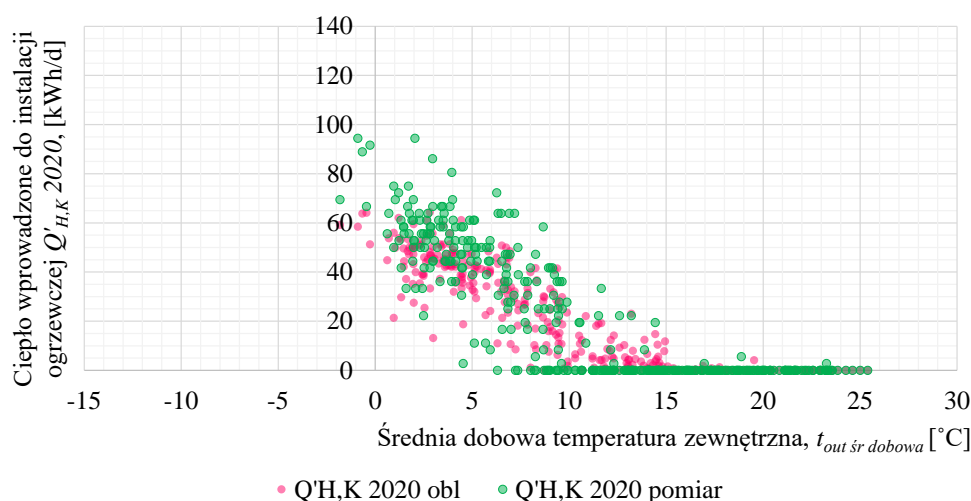
W celu wyznaczenie obliczeniowych wartości zużycia ciepła użytkowego $Q_{H,nd}$ wykonano obliczenia symulacyjne z wykorzystaniem opracowanych modeli matematycznych. Aby w miarę wiernie odwzorować obliczeniowe zużycie ciepła i porównać je ze zużyciem rzeczywistym obliczenia wykonano przy zachowaniu wielkości parametrów panujących w konkretnych latach badań – 2021, 2020 i 2019 (warunki środowiska wewnętrznego, zewnętrznego, strumienie powietrza wentylacyjnego i nastawy regulatorów). W związku z brakiem kompletnych danych, w szczególności natężenia promieniowania słonecznego, wykorzystano w tym zakresie typowe lata meteorologiczne (Typowe lata meteorologiczne i statystyczne dane klimatyczne dla obszaru Polski do obliczeń energetycznych budynków).

Dla wszystkich okresów, dla których przeprowadzono obliczenia, wewnętrzne zyski ciepła $\phi_{int A}$, $\phi_{int L}$, $\phi_{int Oc}$, $\phi_{int B}$ przejęto na identycznym poziomie, natomiast zyski ciepła $\phi_{int Pi}$ i straty dystrybucji ciepła $\Delta Q_{H,d}$ wyznaczone zostały dla każdego okresu obliczeniowego osobno, bowiem ich zmienność uzależniona jest od aktualnych temperatur pracy systemów grzewczych, te z kolei zależne są od panujących temperatur zewnętrznych.

Zapotrzebowanie na ciepło użytkowe $Q_{H,nd}$ powiększono o straty ciepła wynikające ze sprawności regulacji i wykorzystania ciepła $\Delta Q_{H,e}$, którą założono na poziomie stałym 0,86 i straty ciepła w obszarze dystrybucji $\Delta Q_{H,d}$ przedstawione graficznie dla poszczególnych okresów na rysunkach 7.1, 7.3, 7.5. Otrzymano w ten sposób obliczeniową ilość ciepła wprowadzonego do systemu grzewczego $Q'_{H,K} = Q_{H,nd} + \Delta Q_{H,e} + \Delta Q_{H,d}$. Wyznaczone wartości porównano z pomierzonymi.

Opis	Symbol	Jednostka	2021	2020	2019
Zapotrzebowanie na ciepło użytkowe do ogrzewania	$Q_{H,nd}$	[kWh/rok]	6 561	5 327	5 017
Straty regulacji i wykorzystania ciepła	$\Delta Q_{H,e}$	[kWh/rok]	953	746	702
Sprawność regulacji i wykorzystania ciepła	$\eta_{H,e}$	[%]	85%	86%	86%
Straty dystrybucji ciepła	$\Delta Q_{H,d}$	[kWh/rok]	1 233	1 035	1 103
Sprawność dystrybucji ciepła	$\eta_{H,d}$	[%]	85,9%	85,4%	83,8%
Ciepło wprowadzone do instalacji grzewczej	$Q'_{H,K obl}$	[kWh/rok]	8 748	7 107	6 822
Ciepło wprowadzone do instalacji grzewczej (wartości pomierzone)	$Q'_{H,K pom}$	[kWh/rok]	9 864	8 067	7 544
Średnia obliczeniowa ilość ciepła	$Q'_{H,K obl \acute{s}r}$	[kWh/rok]		7 559	
Odchylenie standardowe obliczeniowej ilości ciepła	$\sigma(Q'_{H,K obl})$	[kWh/rok]		849	
Średnia pomierzona ilość ciepła	$Q'_{H,K pom \acute{s}r}$	[kWh/rok]		8 492	
Odchylenie standardowe pomierzonej ilości ciepła	$\sigma(Q'_{H,K pom})$	[kWh/rok]		993	
Różnica wartości obliczeniowych od pomierzonych	$(Q'_{H,K pom} - Q'_{H,K obl}) / Q'_{H,K pom}$	[%]	11,3%	11,9%	9,6%

Rys. 5–1 Porównanie ilości ciepła wprowadzonego do instalacji grzewczej – wartości obliczeniowe $Q'_{H,K obl}$ i wartości pomierzone $Q'_{H,K pom}$



Rys. 5–2 Ciepło wprowadzone do instalacji grzewczej $Q'_{H,K}$ zarejestrowane w roku 2020 i wyznaczone obliczeniowe dla warunków użytkowania roku 2020

5.2 Analiza pracy gruntowego wymiennika ciepła

W ramach analizy pracy PRGWC, dla każdego z okresów pomiarowych wyznaczono rzeczywistą ilość ciepła odebranego i oddanego do gruntu. Dodatkowo wyznaczono ilość ciepła jaką należałoby dostarczyć do powietrza wentylacyjnego w celu jego ogrzania bądź ochłodzenia do temperatury operacyjnej w budynku. Następnie wyznaczono udział (ε , %) ilości ciepła pochodzącego z PRGWC w całkowitej ilości ciepła jaką należałoby dostarczyć do powietrza w celu jego ogrzania lub ochłodzenia do temperatury operacyjnej w pomieszczeniu. W całym analizowanym okresie czasu przepływ przez PRGWC odbywał się w warunkach temperatury powietrza zewnętrznego niższej od 6 °C i wyższej od 20 °C. Na podstawie zebranych danych określono strumień przepływu masy powietrza oraz jego entalpię na początku i na końcu procesu uzdatniania w wymienniku rurowym. Ilość ciepła jaką powietrze odebrało i oddało od i do gruntu, wyznaczono z równania:

$$Q_{GWC} = (i_{suG} - i_{out}) \cdot m \cdot N \quad [W] \quad (5.1)$$

gdzie:

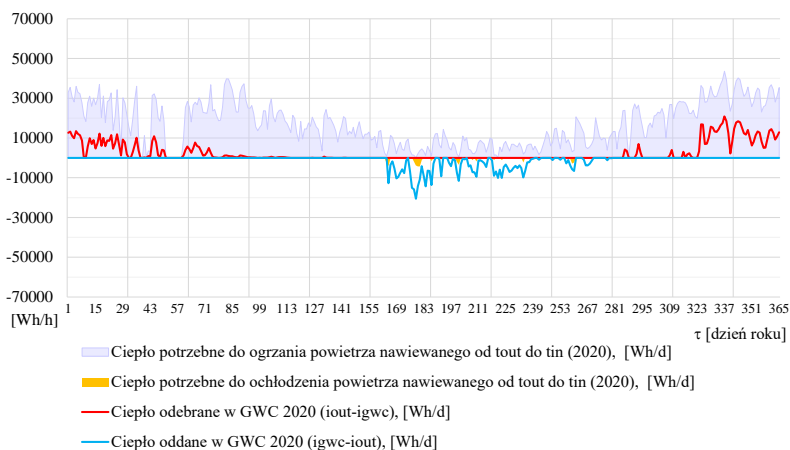
i_{suG} entalpia powietrza wentylacyjnego na wylocie z PRGWC, [J/kg]

i_{out} entalpia powietrza zewnętrznego na wlocie do PRGWC, [J/kg]

$m \cdot N$ strumień powietrza wentylacyjnego, [kg/s]

Miesiąc	Q _{GWC} (+)	Q _{GWC} (-)	Q _{GWC} (+)	Q _{GWC} (-)	Q _{GWC} (+)	Q _{GWC} (-)	Q _{GWC} (+)	Q _{GWC} (-)	Q _{GWC} (+)	Q _{GWC} (-)	Q _{GWC} (+)	Q _{GWC} (-)
	2021	2021	2020	2020	2019	2019	2018	2018	2017	2017	2016	2016
	[kWh/m-c]		[kWh/m-c]		[kWh/m-c]		[kWh/m-c]		[kWh/m-c]		[kWh/m-c]	
I	416	0	250	0	164	0	299	0	134	0	184	0
II	332	0	62	0	134	0	346	0	66	0	84	0
III	166	0	67	0	26	0	257	0	43	0	91	0
IV	89	0	6	0	34	10	14	58	20	4	9	0
V	11	15	1	0	7	0	0	168	10	0	0	0
VI	0	251	0	149	0	0	0	170	0	0	0	13
VII	0	247	0	133	0	161	0	202	0	11	0	12
VIII	0	3	0	125	0	238	0	119	0	51	0	24
IX	19	1	0	35	0	9	0	32	0	1	0	3
X	33	0	19	1	81	7	3	3	12	0	3	0
XI	308	0	146	0	128	0	134	0	113	0	142	0
XII	334	0	381	0	288	0	194	0	107	0	69	0
suma	1 707	516	933	443	861	425	1 247	753	506	67	583	53

Rys. 5–3 Ciepło odebrane i oddane od i do gruntu przez powietrze wentylacyjne w PRGWC w latach 2016 ÷ 2021

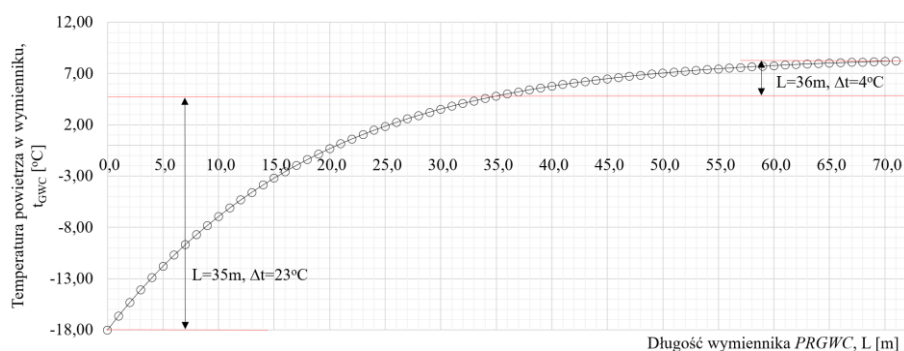


Rys. 5–4 Ciepło odebrane i oddane przez powietrze nawiewane od i do gruntu w PRGWC w roku 2020

W praktyce projektowej obliczenia *PRGWC* sprowadzają się do określenia parametrów geometrycznych wymiennika (długości L i średnicy DN) ułożonego w zdefiniowanym podłożu gruntowym, w taki sposób, aby przy założonej, obliczeniowej temperaturze powietrza zewnętrznego (tutaj $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$) uzyskać na wylocie z wymiennika temperaturę co najmniej równą $0\text{ }^{\circ}\text{C}$. Następnie dla wyznaczonych wartości L i DN obliczane są roczne ilości ciepła odebranego $Q_{GWC(+)}$ i oddanego $Q_{GWC(-)}$ z i do gruntu.

Analiza pomierzonych temperatur powietrza zewnętrznego skłania do próby zrewidowania założeń projektowych w tym zakresie. Wymiennik gruntowy w trybie podgrzewania powietrza pracuje w zakresie temperatur niższych od $+6\text{ }^{\circ}\text{C}$, tj. ok. 2.900 godzin rocznie. Średnio na przestrzeni ostatnich 16 lat temperatury niższe niż $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ występowały przez 105 godzin w roku i nie występowały one co roku, stanowi to 3,6 % całkowitego czasu pracy *PRGWC* w trybie ogrzewania. Oznacza to, że praktycznie przez 96 % sezonu wymiennik jest wykorzystywany w 50 ÷ 60 %. Dodatkowo intensywność wymiany ciepła jest dużo większa na początku procesu i w miarę wyrównywania się temperatury powietrza z temperaturą wewnętrzną ścianki rurociągu przyrost temperatury powietrza zdecydowanie spada. Zatem przyjmowanie parametrów obliczeniowych powietrza zewnętrznego powoduje znaczne zawyżenie projektowanej długości *PRGWC*.

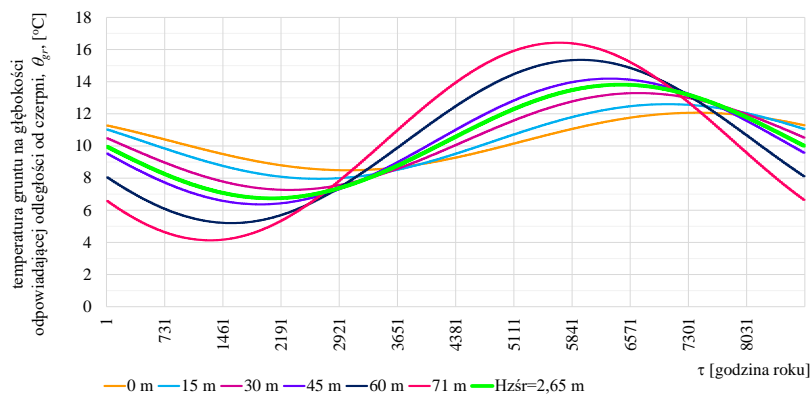
Kolejnym istotnym parametrem projektowym jest obliczeniowa temperatura gruntu. W większości modeli obliczeniowych, w tym również w opisanym w rozprawie (*model GW1*), prezentowane jest założenie, że wyznaczona do obliczeń termo – hydraulicznych wymiennika temperatura gruntu jest równoważna temperaturze gruntu na średniej głębokości posadowienia wymiennika ($H_{z,śr}$), jednak należy zauważyć, że nie jest ona tożsama ze średnią temperaturą gruntu panującą wzdłuż podłużnej osi wymiennika, szczególnie w przypadku wymiennika jednorurowego, ułożonego ze znacznym spadkiem, tak jak jest to w badanym przypadku. Dlatego też opracowano dodatkowy model obliczeniowy (*model GW2*), który został zmieniony w ten sposób, że wymiennik podzielono na n odcinków obliczeniowych. Dla każdego n odcinka wyznaczono, na podstawie zadeklarowanego spadku podłużnego średnie zagłębienie, temperaturę gruntu i temperaturę powietrza na wylocie z odcinka. Temperatura wlotowa odcinka n , równa jest temperaturze wylotowej z odcinka $n - 1$. Do obliczeń symulacyjnych przyjęto krok obliczeniowy o długości 1 m.



Rys. 5–5 Przepływ powietrza przez *PRGWC* ($V_{GWC}=150\text{ m}^3/\text{h}$) zgodny ze spadkiem podłużnym wymiennika (czyli odwrotny niż w badanym obiekcie), średnia głębokość posadowienia wymiennika 2,65 m, temperatura początkowa powietrza na wejściu do wymiennika $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$, na wyjściu $8,71\text{ }^{\circ}\text{C}$, (*model GW1*)

Badany *PRGWC* o długości $L = 71\text{ m}$ ułożony jest na głębokości od rzędnej początkowej – 4,10 m p.p.t. przy czerpni terenowej i studni odwodnieniowej do rzędnej końcowej – 1,20 m p.p.t. bezpośrednio przed wejściem do budynku. Różnica wysokości

wynosi 2,9 m, a spadek podłużny dna 4,1 %. Średnia głębokość posadowienia wymiennika rurowego wynosi $H_{z\acute{s}r} = 2,65$ m. Przepływ powietrza odbywa się w kierunku przeciwnym do spadku dna wymiennika, przy temperaturze powietrza zewnętrznego mniejszej od 6 °C i większej od 20 °C. Wymiennik rurowy podzielono na 71 odcinków obliczeniowych. Dla każdego z nich wyznaczono średnią temperaturę gruntu.

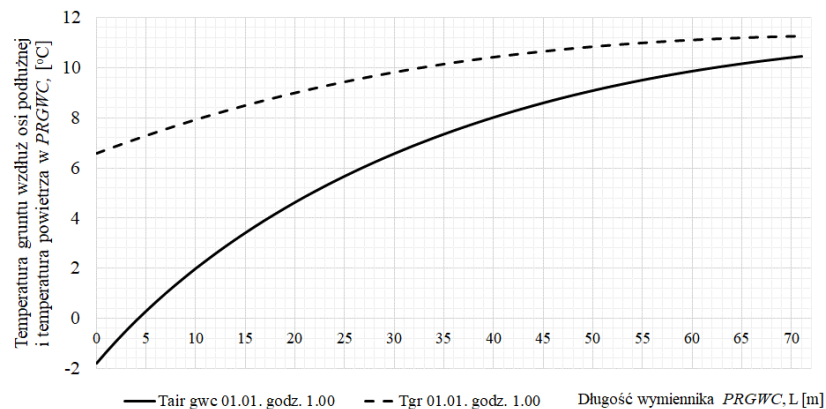


Rys. 5–6 Przebieg temperatury gruntu na średniej głębokości ułożenia wymiennika ($H_{z\acute{s}r} = 2,65$ m) oraz temperatury gruntu na głębokościach odpowiadających odległości od czerpni terenowej przy spadku dna wymiennika 4,1 %

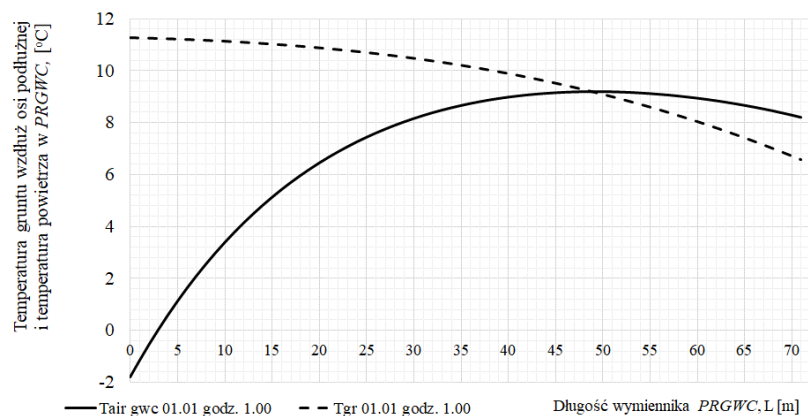
W celu porównania i oszacowania poziomu zgodności przyjętych modeli obliczeniowych *PRGWC* (*GW1* i *GW2*) z wartościami pomierzonymi obliczono temperaturę powietrza w wymienniku i na wylocie z *PRGWC* zakładając identyczne warunki przepływu jakie panowały w danym roku pomiarowym (2016 ÷ 2021): strumień objętości powietrza, temperaturę i wilgotność względną powietrza na wlocie do wymiennika oraz ciśnienie całkowite powietrza wilgotnego. Wyniki przeprowadzonych obliczeń symulacyjnych odniesiono do wartości pomierzonych. Porównano rzeczywiste i obliczeniowe temperatury powietrza za *PRGWC*, tj. na wlocie do rekuperatora w funkcji temperatury powietrza zewnętrznego oraz ilość wymienionego ciepła pomiędzy powietrzem w *PRGWC* i gruntem również w funkcji temperatury powietrza zewnętrznego. Otrzymano istotne rozbieżności wartości obliczeniowych i pomierzonych *in situ*, spowodowane dużym spadkiem wymiennika, ale przede wszystkim odwrotnym w stosunku do przepływu powietrza spadkiem dna. Daje to podstawę do twierdzenia, że przyjęcie obliczeniowej temperatury gruntu wokół wymiennika na całej jego długości w wartości odpowiadającej temperaturze gruntu na średniej głębokości posadowienia, zdaniem autora, wymaga dedefiniowania warunku brzegowego. Założenie takie jest możliwe, wyłącznie w przypadku, gdy kierunek przepływu powietrza jest zgodny ze spadkiem podłużnym wymiennika oraz gdy spadek dna wymiennika jest stosunkowo niewielki. Wykazano bowiem, że gdy przepływ powietrza odbywa się w kierunku przeciwnym do spadku dna wymiennika, temperatura gruntu otaczającego wymiennik na jego długości zmniejsza się, co po przekroczeniu punktu przełamania prowadzi do rozpoczęcia procesu odwrotnego – oddawania ciepła z powrotem do gruntu i wychładzania strumienia powietrza w trybie ogrzewania i zjawiska odwrotnego w trybie chłodzenia. W sezonie grzewczym powoduje to obniżenie temperatury powietrza zasilającego rekuperator, w sezonie chłodniczym podwyższenie. Wpływa to niekorzystnie zarówno na komfort klimatyczny jak i na zużycie ciepła.

Wykorzystując model *obliczeniowy GW2* przeprowadzono identyczne obliczenia jak w przypadku modelu *GW1*, przyjmując warunki jakie panowały w latach pomiarowych. Wyniki odniesiono do wartości pomierzonych i do wartości uzyskanych według modelu *GW1*. Wyznaczone przy pomocy modelu *GW2* wartości temperatury powietrza zasilającego rekuperator (θ_{sur}) i ilości ciepła wymienianego pomiędzy powietrzem w *PRGWC*, a gruntem

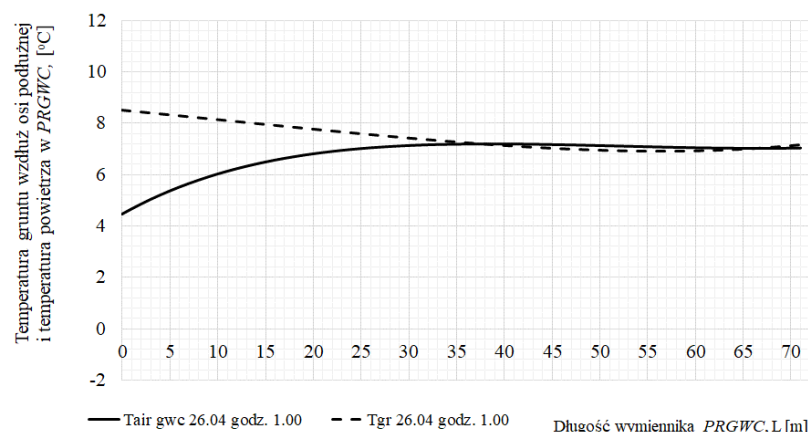
(Q_{GWC}) charakteryzują się znacznie mniejszym odchyleniem od wartości pomierzonych, niż miało to miejsce w przypadku modelu *GW1*.



Rys. 5–7 Przepływ powietrza w PRGWC ($V_{GWC}=150 \text{ m}^3/\text{h}$) zgodny ze spadkiem podłużnym, temperatura początkowa powietrza na wejściu do wymiennika $0,3 \text{ }^\circ\text{C}$, na wyjściu – temperatura maksymalna powietrza $9,07 \text{ }^\circ\text{C}$, (wartości wyznaczone dla 1 stycznia, godzina 1:00) – *model GW2*

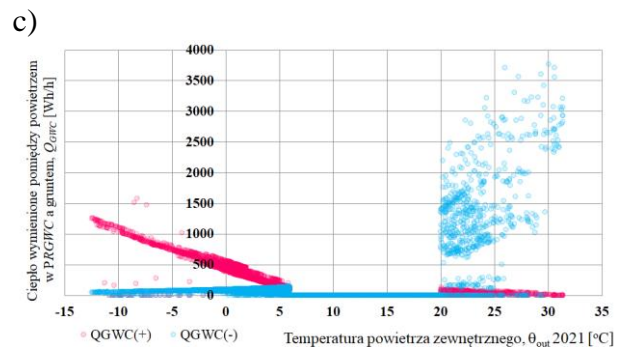
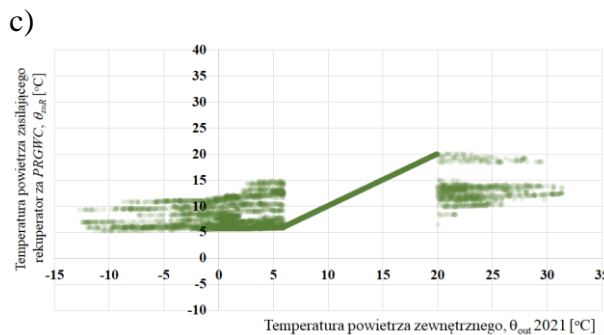
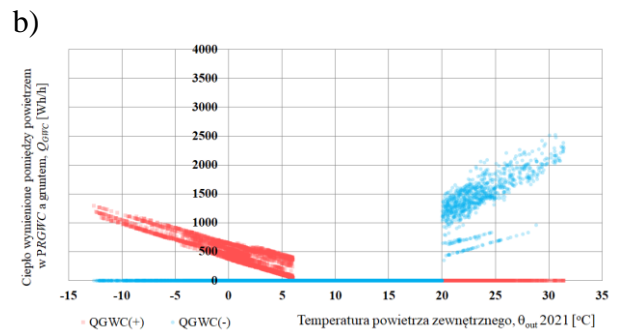
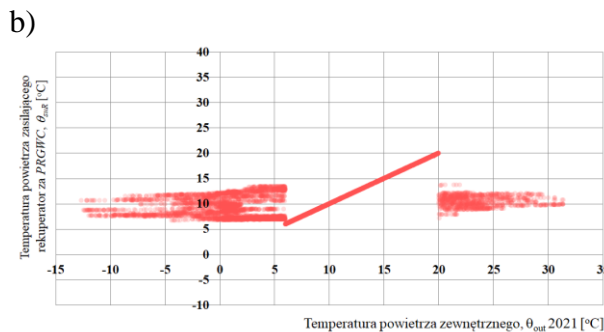
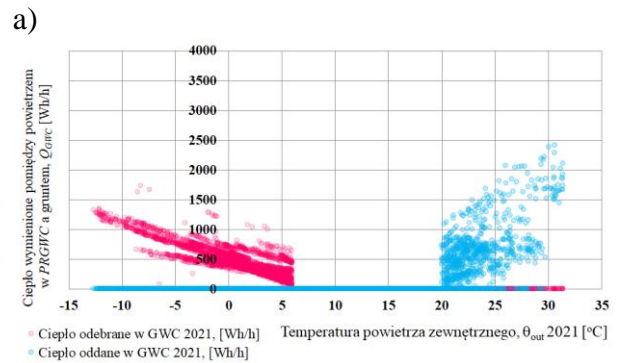
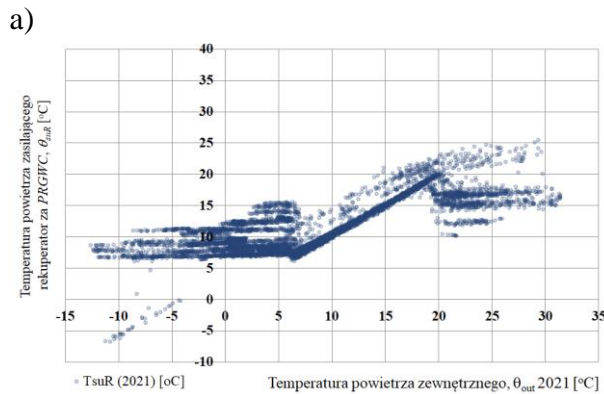


Rys. 5–8 Przepływ powietrza w PRGWC ($V_{GWC}=150 \text{ m}^3/\text{h}$) w kierunku przeciwnym do spadku dna wymiennika, temperatura początkowa powietrza na wejściu do wymiennika $0,3 \text{ }^\circ\text{C}$, na wyjściu $7,18 \text{ }^\circ\text{C}$, temperatura maksymalna powietrza $8,17 \text{ }^\circ\text{C}$ na odcinku pomiędzy 34 a 42 m długości wymiennika (wartości wyznaczone dla 1 stycznia, godzina 1:00) – *model GW2*



Rys. 5–9 Przepływ powietrza w PRGWC ($V_{GWC}=150 \text{ m}^3/\text{h}$) w kierunku przeciwnym do spadku dna wymiennika, temperatura początkowa powietrza na wejściu do wymiennika $4,66 \text{ }^\circ\text{C}$, na wyjściu $7,02 \text{ }^\circ\text{C}$, temperatura maksymalna powietrza $7,18 \text{ }^\circ\text{C}$ na odcinku pomiędzy 34 a 42 m długości wymiennika (wartości wyznaczone dla 26 kwietnia, godzina 1:00) – *model GW2*

Pomierzone i wyznaczone na podstawie modeli obliczeniowych *GW1* i *GW2* wartości temperatury za *PRGWC* oraz ilości ciepła wymienianego pomiędzy powietrzem w *PRGWC* i gruntem przedstawiono na rys. 5.10 ÷ 5.11 dla roku 2021.



Rys. 5–10 Temperatura powietrza za *PRGWC* zasilającego rekuperator ($\theta_{st, R}$)

- w warunkach rzeczywistych w roku 2021,
- wyznaczona przy użyciu modelu *GW1* dla warunków roku 2021,
- wyznaczona z użyciem modelu *GW2* dla warunków roku 2021

Rys. 5–11 Ciepło wymienione w *PRGWC* pomiędzy powietrzem i gruntem (Q_{GWC})

- w warunkach rzeczywistych w roku 2021,
- wyznaczone przy użyciu modelu *GW1* dla warunków roku 2021,
- wyznaczona z użyciem modelu *GW2* dla warunków roku 2021

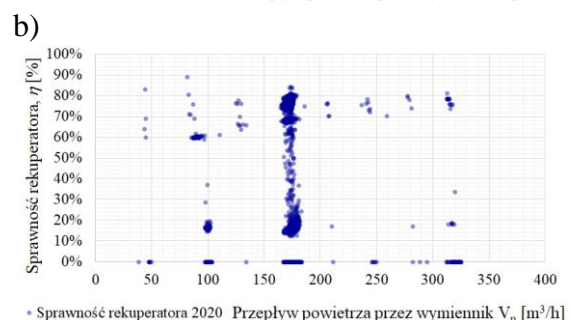
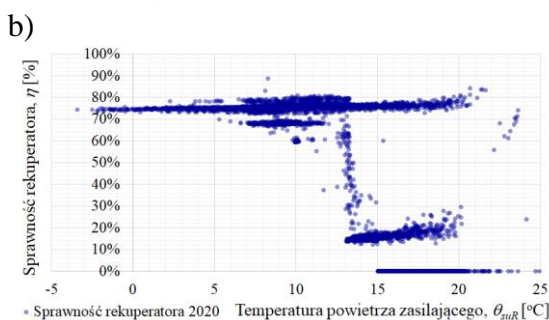
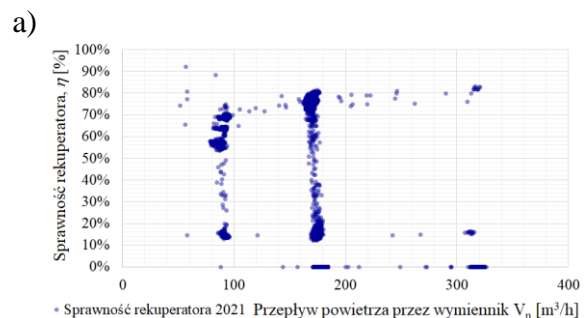
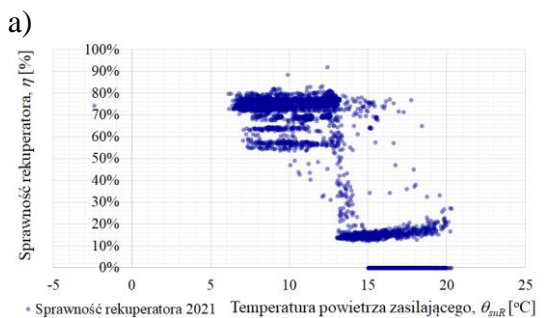
Ilości ciepła odebranego $Q_{GWC(+)}$ i oddanego $Q_{GWC(-)}$ od i do gruntu w przypadku modelu obliczeniowego *GW2* wykazują zdecydowanie większą zbieżność z wartościami wyznaczonymi na podstawie wielkości pomierzonych. W przypadku modelu *GW1* szczególnie duże różnice w stosunku do wartości rzeczywistych uwydatniają się w przypadku oddawania ciepła do gruntu $Q_{GWC(-)}$.

Rok	n_{50} [h ⁻¹]	V_n [m ³ /h]	V_{GWC} [m ³ /h]	Warunki rzeczywiste		Model GW1		Model GW2		Odchyłka modelu GW1 od warunków rzeczywistych		Odchyłka modelu GW2 od warunków rzeczywistych	
				$Q_{GWC(+)}$ [kWh/rok]	$Q_{GWC(-)}$ [kWh/rok]	$Q_{GWC(+)}$ [kWh/rok]	$Q_{GWC(-)}$ [kWh/rok]	$Q_{GWC(+)}$ [kWh/rok]	$Q_{GWC(-)}$ [kWh/rok]	$Q_{GWC(+)}$ [kWh/rok]	$Q_{GWC(-)}$ [kWh/rok]	$Q_{GWC(+)}$	$Q_{GWC(-)}$
2021	2,17	155	80	1 707	-516	1 716	-1 329	1 413	-965	-1%	-157%	17%	-87%
2020	2,81	160	67	933	-443	1 184	-1 105	1 021	-721	-27%	-149%	-9%	-63%
2019	2,81	105	46	861	-425	1 272	-1 069	485	-637	-48%	-152%	44%	-50%
2018	2,81	138	78	1 247	-753	1 713	-1 827	1 179	-1 232	-37%	-143%	5%	-64%
2017	2,81	55	22	506	-67	1 390	-1 105	242	-39	-175%	-1538%	52%	42%
2016	2,81	78	28	583	-53	1 527	-1 410	1 317	-907	-162%	-2579%	-126%	-1623%

Tabela 5-1. Porównanie ilości ciepła odebranego $Q_{GWC(+)}$ i oddanego $Q_{GWC(-)}$ w warunkach rzeczywistych i obliczeniowych z zastosowaniem modeli *GW1* i *GW2*; lata 2016 i 2017 ze względu na bardzo mały przepływ powietrza przez *PRGWC* i generowany tym błąd wyłączono z porównania

5.3 Analiza sprawności eksploatacyjnej rekuperatora

W celu wyznaczenie temperatury powietrza nawiewanego i wartości współczynnika przenoszenia ciepła przez wentylację, w modelach obliczeniowych wykorzystywana jest zazwyczaj jedna stała wartość sprawności odzyskiwania ciepła z powietrza usuwanego. W praktyce, w warunkach eksploatacyjnych, przy zmiennym wydatku powietrza wentylacyjnego i zmiennych temperaturach zasilania rekuperatora, uzyskiwane są zmienne wartości sprawności wymiennika. Na podstawie badanych parametrów wyznaczono sprawności eksploatacyjną wymiennika. W sezonie grzewczym zawiera się ona w przedziale 55 ÷ 80 %.

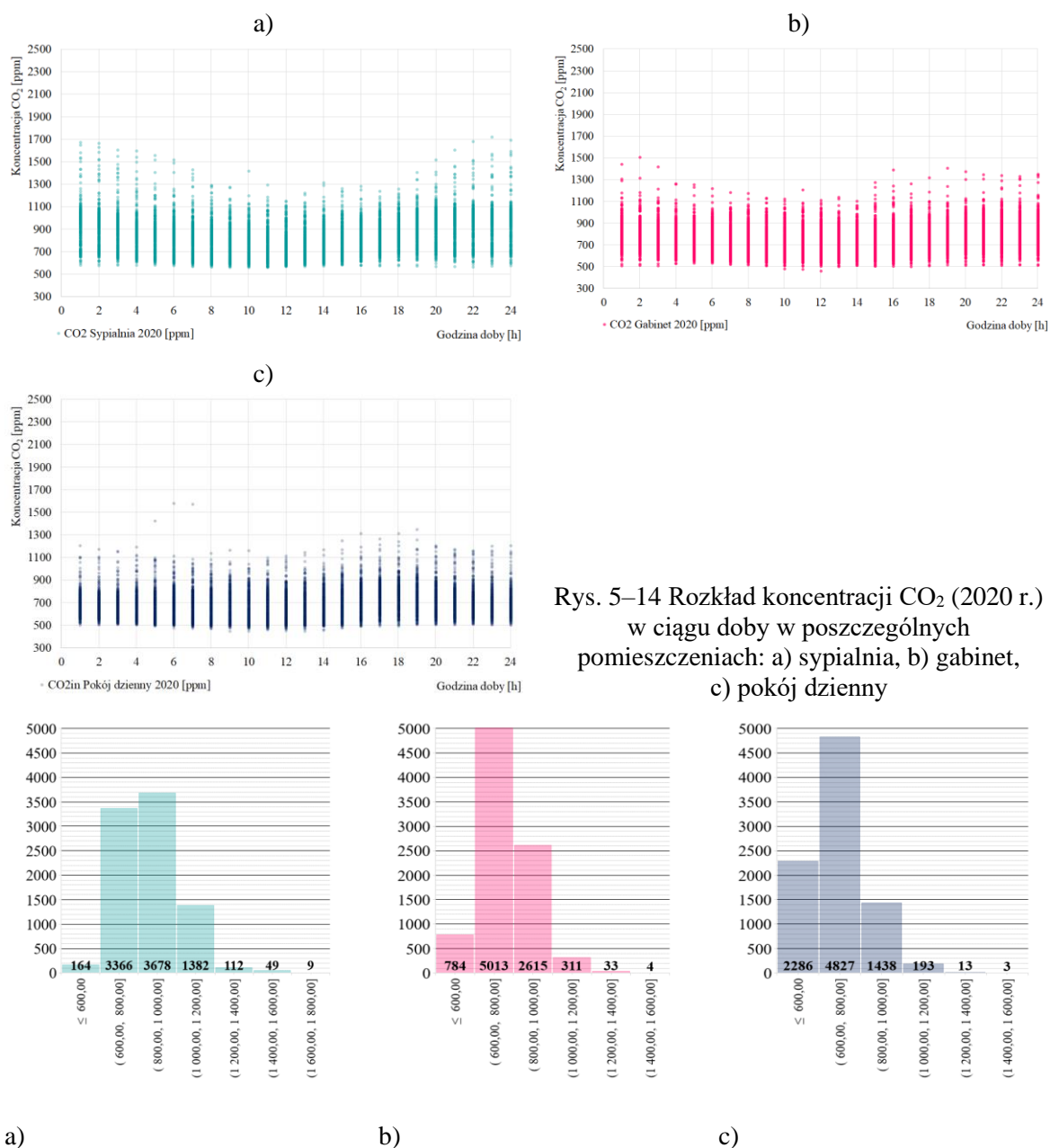


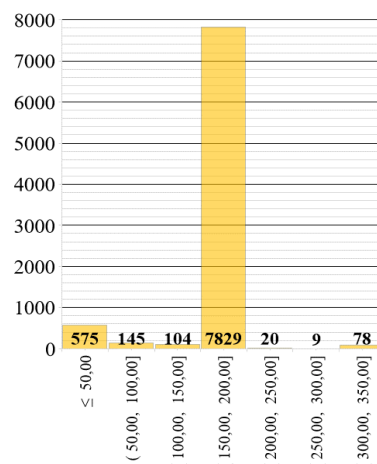
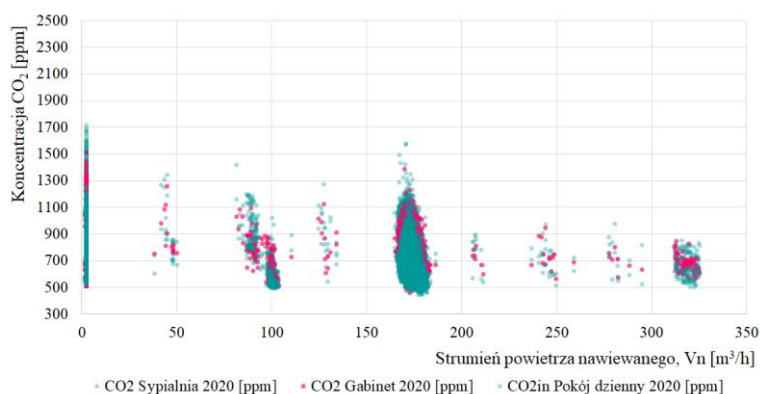
Rys. 5–12 Sprawność eksploatacyjna rekuperatora (η) w funkcji temperatury powietrza zasilającego rekuperator (θ_{suR})
a) dla roku 2021
b) dla roku 2020

Rys. 5–13 Sprawność eksploatacyjna rekuperatora (η) w funkcji strumienia powietrza nawiewanego (V_n)
a) dla roku 2021
b) dla roku 2020

5.4 Badania korelacyjne parametrów operacyjnych wpływających na komfort klimatyczny

Na podstawie zabranych danych określono zależności pomiędzy parametrami powietrza w pomieszczeniach. Prześlędzono rozkład koncentracji CO_2 w poszczególnych godzinach doby, a następnie opracowano histogramy opisujące z jaką częstością i na jakim poziomie występuje nagromadzenie dwutlenku węgla w danym pomieszczeniu. W kolejnym kroku sprawdzono poziom stężenie dwutlenku węgla w zależności od strumienia powietrza wentylacyjnego nawiewanego do budynku oraz zbudowano histogramy opisujące częstość intensywności wentylowania budynku.





Rys. 5-16. Rozkład koncentracji CO₂ (2020 r.) w funkcji strumienia powietrza nawiewanego do budynku w poszczególnych pomieszczeniach: a) sypialnia, b) gabinet, c) pokój dzienny

Rys. 5-17. Histogram intensywności wentylacji budynku (V_n, m³/h)

a)

Zakres stężenia		Sypialnia				
CO ₂ [ppm]		2016 r.	2017 r.	2018 r.	2019 r.	2020 r.
od	do					
600	1000	87,25%	85,49%	91,89%	86,50%	98,06%
1000	1400	12,33%	14,17%	7,77%	12,95%	1,94%
1400	2200	0,42%	0,34%	0,33%	0,56%	0,00%

b)

Zakres stężenia		Gabinet				
CO ₂ [ppm]		2016 r.	2017 r.	2018 r.	2019 r.	2020 r.
od	do					
600	1000	99,79%	99,87%	99,49%	98,71%	99,58%
1000	1400	0,21%	0,13%	0,51%	1,29%	0,42%
1400	2200	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%

c)

Zakres stężenia		Pokój dzienny				
CO ₂ [ppm]		2016 r.	2017 r.	2018 r.	2019 r.	2020 r.
od	do					
600	1000	99,39%	99,51%	98,94%	99,02%	99,82%
1000	1400	0,61%	0,49%	1,02%	0,92%	0,18%
1400	2200	0,00%	0,00%	0,05%	0,06%	0,00%

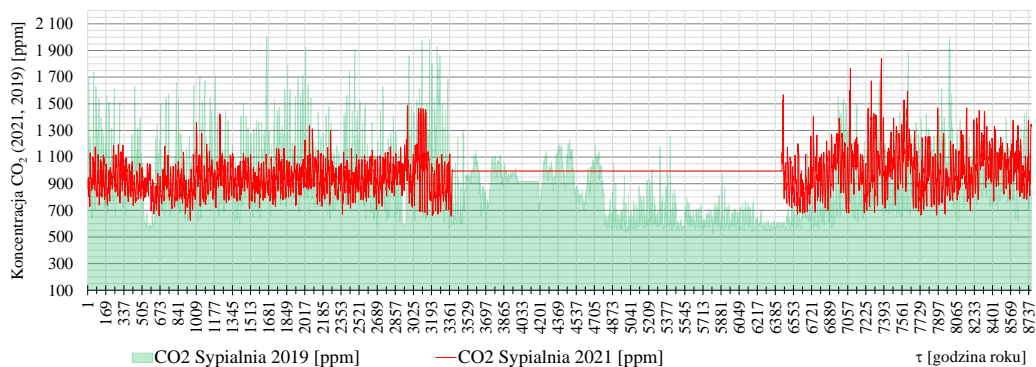
Strumień powietrza wentylacyjnego V _n [m ³ /h]		Udział wielkości stumienia powietrza wentylującego				
		2016 r.	2017 r.	2018 r.	2019 r.	2020 r.
od	do					
wyłączona		49,29%	45,08%	6,52%	18,71%	6,56%
50	200	48,56%	51,44%	92,88%	78,17%	92,21%
200	450	2,15%	3,48%	0,61%	3,12%	1,22%

Tabela 5-2. Udział czasu występowania stężenia CO₂, w danym zakresie w a) sypialni, b) gabinecie, c) pokoju dziennym

Tabela 5-3. Udział czasu wentylowania budynku w danym zakresie

Stężenie dwutlenku węgla w sypialni przez cały okres eksploatacji było permanentnie przekraczane. Z początkiem roku 2020 zainstalowane zostały przepustnice regulacyjne (KL3 i KL4) z siłownikami elektrycznymi, z płynną regulacją (sterowane ręcznie) umożliwiające w zależności od potrzeb doprowadzenie dodatkowej ilości powietrza do pokoju dziennego lub do sypialni bez zwiększania wydajności wentylatorów. Ilość powietrza doprowadzanego do pokoi nr 101 i 102 na piętrze nie uległa zwiększeniu dzięki zainstalowanemu zaworowi stałego wydatku (ZSW) (Rys. 3-8). Dzięki temu rozwiązaniu bez dodatkowych nakładów energetycznych poprawiono komfort klimatyczny w sypialni.

W trakcie monitorowanego okresu czasu wentylacja używana była w odmienny sposób. Różnił się również zdecydowanie sposób eksploatacji budynku, użytkownicy dużo czasu spędzali poza domem, dobrze uwidacznia to niski poziom CO₂ w pokoju dziennym i gabinecie w latach 2016 ÷ 2019.



Rys. 5.18 Koncentracja CO₂ w sypialni przed (rok 2019) i po montażu (rok 2021) przepustnic regulacyjnych (KL3, KL4)

Od roku 2020 poziom stężenia CO₂ w obu tych pomieszczeniach podniósł się ze względu na ciągłą obecność użytkowników (pandemia COVID – 19), zwiększono wówczas wydajność wentylacji i nie ograniczono w ogóle czasu jej pracy. Uzyskano w ten sposób satysfakcjonujące warunki klimatyczne, które skutkowały jednak zwiększonym o około 14 % zużyciem energii porównując przeliczone na warunki standardowe wartości zużycia w roku 2021 w stosunku do lat 2019, 2020 (początek pandemii przypada na 20.03.2020 r., czyli praktycznie koniec sezonu grzewczego).

Prześlędzono również zmienność temperatur powietrza i opracowano podobną, jak w przypadku CO₂, statystykę.

a)

Zakres temperatur		Sypialnia				
t_{in} [°C]		2016 r.	2017 r.	2018 r.	2019 r.	2020 r.
od	do					
	21	4,9%	2,5%	1,2%	1,7%	0,5%
	23	66,1%	72,2%	67,5%	80,1%	80,3%
	25	29,0%	25,3%	31,4%	18,2%	19,3%

b)

Zakres temperatur		Gabinet				
t_{in} [°C]		2016 r.	2017 r.	2018 r.	2019 r.	2020 r.
od	do					
	23	9,2%	4,2%	2,8%	2,1%	1,0%
	23	82,1%	92,8%	84,6%	75,7%	89,3%
	27	8,8%	3,1%	12,5%	22,2%	9,7%

c)

Zakres temperatur		Pokój dzienny				
t_{in} [°C]		2016 r.	2017 r.	2018 r.	2019 r.	2020 r.
od	do					
	23	12,3%	6,3%	8,8%	3,8%	2,7%
	23	79,6%	89,3%	78,0%	84,6%	88,4%
	27	8,2%	4,4%	13,2%	11,6%	8,9%

Tabela 5-4. Udział czasu występowania temperatury w danym zakresie w a) sypialni, b) gabinecie, c) pokoju dziennym

Zbadane liczebności temperatury w danych zakresach ich występowania potwierdzają sposób użytkowania budynku. W pierwszych latach eksploatacji, gdy czas obecności użytkowników w budynku był niski (czas nieobecności od godzinny 7.30 do 16.00) temperatura w pomieszczeniach utrzymywana była na relatywnie niskim poziomie nie przekraczającym 21 °C. Ilość godzin występowania temperatury niższej od 21 °C pomiędzy rokiem 2016 i 2020 zmalała w pokoju dziennym prawie 5 – krotnie, w gabinecie i sypialni prawie 10 – krotnie, wzrosła natomiast w przedziale 21 – 25 °C. Poprzez zwiększenie strumienia powietrza wentylacyjnego, zwiększony udział powietrza przepływającego przez

PRGWC oraz zainstalowanie przepustnic wentylacyjnych *KL3* i *KL4* nastąpiło obniżenie ekstremalnie wysokich temperatury w sypialni w okresie letnim.

5.5 Podsumowanie analizy

Zużycie energii końcowej do ogrzewania i wentylacji pomniejszonej o straty ciepła związane z wytwarzaniem w kotle, wyrażone w formie jednostkowego wskaźnika w kolejnych latach 2019 ÷ 2021 kształtowało się na poziomie odpowiednio 43,6 kWh/(m²·rok), 46,6 kWh/(m²·rok), 57 kWh/(m²·rok). Lata 2019 i 2020 były w zasadzie porównywalne ze sobą pod względem warunków zewnętrznych jak i sposobu użytkowania budynku (pandemia objęła jedynie fragment sezonu grzewczego w roku 2020). Temperatury wewnętrzne w 2019 r. i w pierwszej połowie 2021 r. w sezonie grzewczym oscylowały w okolicach 21,5 °C. Tendencja wzrostowa pojawiła się w drugiej połowie 2021 r., średnia temperatura została podniesiona o 1 °C, choć bywały okresy, że oscylowała wokół 24 °C. Taki poziom utrzymywany był przez cały rok 2022. Poziom intensywności wentylacji w roku 2019 w sezonie grzewczym był na poziomie 80 ÷ 100 m³/h (średnio rocznie 105 m³/h). W roku 2020 został podniesiony do 180 m³/h (średnio rocznie 160 m³/h) i na takiej wartości utrzymywany był przez cały 2021 r. (średnio rocznie 155 m³/h).

Stężenie dwutlenku węgla w sypialni było dość problematyczne, często utrzymywało się powyżej 1.000 ppm. W roku 2020 zainstalowano przepustnice regulacyjne (*KL3* i *KL4*) z siłownikami elektrycznymi, z płynną regulacją (sterowane ręcznie) umożliwiające w zależności od potrzeb doprowadzenie dodatkowej ilości powietrza do pokoju dziennego lub do sypialni bez zwiększania wydajności wentylatorów. Poprawiło to znacznie sytuację i mimo występujących okresowo przekroczeń uzyskano satysfakcjonujące użytkowników warunki w pomieszczeniu.

Ewidenty wzrost zużycia ciepła do ogrzewania i wentylacji w roku 2021 spowodowany był odmiennym sposobem użytkowania, utrzymywaniem ponadnormatywnych temperatur w pomieszczeniach i zwiększonej intensywności wentylacji. Urządzenia wentylacyjne – centrala wentylacyjna z wymiennikiem do odzyskiwania ciepła z powietrza usuwanego pracując przy obciążeniu większym strumieniem powietrza w latach 2020 i 2021 wykazywała się większą efektywnością odzyskiwania ciepła na poziomie 75 % ÷ 80 %, niż w latach wcześniejszych, w których przepływ powietrza wentylacyjnego nie przekraczał 100 m³/h, a efektywność spadała do niewiele ponad 50 %.

Problemem nierozwiązywalnym na etapie eksploatacji budynku jest spadek i kierunek przepływu powietrza przez *PRGWC*. W wyniku ułożenia wymiennika z dużym spadkiem w kierunku przeciwnym do przepływu powietrza występują sytuacje, w których następuje wstępne ogrzanie, a następnie wychłodzenie powietrza. Powoduje to zmniejszenie temperatury powietrza doprowadzanego do centrali wentylacyjnej o nie więcej niż 2 °C.

Podsumowując można stwierdzić, że zmiana warunków środowiska wewnętrznego wywołana została zmianą profilu użytkowania budynku. Wydłużenie czasu obecności w domu i długotrwałe przebywanie w zamkniętych pomieszczeniach wywołało zmianę odczuwania parametrów powietrza – zwłaszcza temperatury, to z kolei wywołało zmianę nastaw i podwyższenie temperatury operacyjnej. Konsekwencją zapewnienia wymaganych warunków klimatycznych było zwiększone zużycie energii. Na uwagę zasługuje jeszcze jeden fakt, że wzrost zużycia energii wystąpił mimo podwyższenia z końcem roku 2020 szczelności powietrznej budynku z wartości $n_{50} = 2,81 \text{ h}^{-1}$ do $n_{50} = 2,17 \text{ h}^{-1}$.

6. Optymalizacja parametrów projektowych i operacyjnych systemów wyposażenia technicznego budynku

Optymalizacja parametrów projektowych i operacyjnych systemów technicznego wyposażenia budynków w ujęciu holistycznym mieści się w kategorii tzw. problemów wielkich. Wiąże się z oceną obiektu lub systemu według pewnych określonych kryteriów, które stanowią funkcję celu. W procesie optymalizacji parametry projektowe i operacyjne tworzą zbiór zmiennych decyzyjnych, opisanych w sposób dyskretny lub ciągły. Na zmienne decyzyjne nakładany jest swego rodzaju filtr w postaci warunków ograniczających. Zmienne decyzyjne, które przedostaną się przez filtr ograniczeń trafiają do zbioru rozwiązań dopuszczalnych. Jeżeli kryterium oceny jest jedno, np. minimalne zużycie energii użytkowej i rozwiązanie zostało znalezione, wówczas problem optymalizacji uznać można za zakończony. W praktyce kryteriów oceny jest zdecydowanie więcej, a analiza przybiera postać wielokryterialnej. Idealnym rozwiązaniem optymalizacji wielokryterialnej jest ekstremalizacja każdej funkcji celu niezależnie od pozostałych. Konfliktowość kryteriów oceny powoduje, że rozwiązanie optymalne najczęściej leży poza obszarem rozwiązań dopuszczalnych. Na pozór skomplikowane zagadnienia optymalizacyjne o dużej liczbie zmiennych decyzyjnych i ograniczeń można rozwiązać metodą dekompozycji, polegającą na podzieleniu problemu na mniejsze części

6.1 Zdefiniowanie zbioru zmiennych decyzyjnych i funkcji celu

Zdefiniowaną w niniejszym rozdziale grupę zmiennych decyzyjnych tworzą parametry decydujące o temperaturze powietrza doprowadzanego do przestrzeni ogrzewanej budynku systemem wentylacji mechanicznej i poprzez infiltrację: poziom szczelności powietrznej budynku n_{50} , sprawność temperaturowa rekuperatora η , oraz parametry opisujące *PRGWC*.

Ze zbioru wyodrębniono zmienne decyzyjne związane z parametrami geometrycznymi i parametrami pracy *PRGWC* i w tym zakresie w pierwszej kolejności wykonano optymalizację. Obejmują one: długości wymiennik rurowego GL , głębokość posadowienia GH , spadek podłużny dna Gi (z rozróżnieniem kierunku przepływu powietrza zgodnym i przeciwnym do spadku dna wymiennika), strategię sterowania klapą (*KLI*) wymiennika gruntowego.

Spadek podłużny wymiennika dla zmiennej $Gi1$ opisuje stan rzeczywisty – przepływ powietrza odbywa się w kierunku przeciwnym do spadku dna wymiennika, dla zmiennej $Gi2$ wymiennik o tych samych cechach został odwrócony tak, że kierunek przepływu jest zgodny ze spadkiem dna. W obu przypadkach $Gi1$ i $Gi2$ spadek dna wynosi 4,1 %, a średnia głębokość ułożenia wymiennika wynosi $H_{z\text{sr}} = 2,65$ m.

Dla zmiennych $Gi3$ i $Gi4$, zachowano średnią głębokość ułożenia $H_{z\text{sr}} = 2,65$ m, lecz zmniejszono spadek dna do 0,5 % symulując pracę z kierunkiem przepływu powietrza przeciwnym i zgodnym do spadku dna. Zmienna $Gi5$ charakteryzuje wymiennik ułożony

praktycznie poziomo z minimalnym spadkiem 0,3 % i kierunkiem przepływu powietrza zgodnym ze spadkiem dna.

Zmienne sterujące GT , określają zakres wartości temperatur zewnętrznych, przy których następuje przekierowanie strumienia powietrza poprzez przepustnicę KLI do wymiennika gruntowego. Dolny próg odpowiada procesowi ogrzewania powietrza, górny procesowi chłodzenia. Umożliwia optymalizację wykorzystania $PRGWC$ w trakcie jego eksploatacji poprzez zmianę nastaw regulatora.

Analiza przeprowadzona została jako dwukryterialna. Pierwsze kryterium oceny ($KO1$) to minimalne zapotrzebowanie na energię użytkową do ogrzewania $(Q_{H,nd})_{min}$, drugie ($KO2$) to minimalne zapotrzebowanie na sumaryczną ilość energii użytkowej do ogrzewania, chłodzenia i dodatkowej energii elektrycznej na przetłoczenie powietrza wentylacyjnego przez $PRGWC$ $(Q_{H,nd} + Q_{C,nd} + E_{elGWC})_{min}$.

Symbol	Zmienne decyzyjne
S	Poziom szczelności budynku
S1	$n_{50} = 0,5 \text{ h}^{-1}$
S2	$n_{50} = 1,0 \text{ h}^{-1}$
S3	$n_{50} = 2,17 \text{ h}^{-1}$
R	Rekuperator
	<i>Efektywność odzyskiwania ciepła z powietrza wywiewanego</i>
R1	$\varepsilon = 60 \%$
R2	$\varepsilon = 70 \%$
R3	$\varepsilon = 80 \%$
V	Strumień powietrza wentylacyjnego
V1	$V = 150 \text{ m}^3/\text{h}$
V2	$V = 200 \text{ m}^3/\text{h}$
V3	$V = 250 \text{ m}^3/\text{h}$
G	Powietrzny, rurowy gruntowy wymiennik ciepła
	<i>Długość wymiennika</i>
GL1	$L = 35 \text{ m}$
GL2	$L = 50 \text{ m}$
GL3	$L = 71 \text{ m}$
	<i>Średnia głębokość posadowienia</i>
GH1	$H = 1,5 \text{ m}$
GH2	$H = 2,65 \text{ m}$
	<i>Spadek podłużny dna wymiennika</i>
Gi1	$i = -4,1 \%$ ($h_1 = 4,1 \text{ m}$, $h_2 = 1,2 \text{ m}$); $H_{\text{sr}} = 2,65 \text{ m}$
Gi2	$i = 4,1 \%$ ($h_1 = 1,2 \text{ m}$, $h_2 = 4,1 \text{ m}$); $H_{\text{sr}} = 2,65 \text{ m}$
Gi3	$i = -0,5 \%$ ($h_1 = 2,83 \text{ m}$, $h_2 = 2,47 \text{ m}$); $H_{\text{sr}} = 2,65 \text{ m}$
Gi4	$i = 0,5 \%$ ($h_1 = 2,47 \text{ m}$, $h_2 = 2,83 \text{ m}$); $H_{\text{sr}} = 2,65 \text{ m}$
Gi5	$i = 0,3 \%$ spadek zgodny z kierunkiem przepływu
	<i>Strategia sterowania przepływem powietrza przez wymiennik</i>
GT1	Ogrzewania $T_{out} < 6 \text{ }^\circ\text{C}$, chłodzenia $T_{out} > 18 \text{ }^\circ\text{C}$
GT2	Ogrzewania $T_{out} < 6 \text{ }^\circ\text{C}$, chłodzenia $T_{out} > 20 \text{ }^\circ\text{C}$
GT3	Ogrzewania $T_{out} < 8 \text{ }^\circ\text{C}$, chłodzenia $T_{out} > 22 \text{ }^\circ\text{C}$
GT4	Ogrzewania $T_{out} < 10 \text{ }^\circ\text{C}$, chłodzenia $T_{out} > 24$
GT5	Ogrzewania $T_{out} < 10 \text{ }^\circ\text{C}$, chłodzenia $T_{out} > 18 \text{ }^\circ\text{C}$

Rys. 6–1 Zbiór zmiennych decyzyjnych

6.2 Macierz wariantów dopuszczalnych

Na podstawie zdefiniowanych zmiennych decyzyjnych stworzono macierz wariantów dopuszczalnych, które poddano analizie. Dla każdego z opisanych wariantów wyznaczono

6.5 Podsumowanie optymalizacji

Zarówno na podstawie oceny według kryterium minimalnego zapotrzebowania na ciepło użytkowe do ogrzewania ($Q_{H,nd}$) jak i sumarycznego zapotrzebowania na ciepło użytkowe do ogrzewania i chłodzenia z uwzględnieniem ilości energii elektrycznej niezbędnej do przetłoczenia powietrza przez PRGWC ($Q_{H,nd} + Q_{C,nd} + E_{elGWC}$) stwierdzono:

1. Zmiana nastaw temperatury otwarcie przepływu powietrza przez PRGWC na etapie eksploatacji umożliwia zmniejszenie zapotrzebowania na energię $Q_{H,nd}$ o 44 kWh/rok i $Q_{H,nd} + Q_{C,nd} + E_{elGWC}$ o 355 kWh/rok. Optymalna nastawa dla badanego przypadku wynosi dla ogrzewania $\theta_{out} < 10$ °C, dla chłodzenia $\theta_{out} > 18$ °C, obecna nastawa w eksploatowanym budynku to: dla ogrzewania $\theta_{out} < 6$ °C, dla chłodzenia $\theta_{out} > 20$ °C. Optymalnym rozwiązaniem byłoby sterowanie dynamiczne.
2. Przepływ powietrza przez wymiennik gruntowy ułożony w kierunku przeciwnym do spadku dna jest najmniej efektywny energetycznie. W przypadku wymiennika jednorurowego, duże spadki podłużne powodują duże różnice w rzędnych ułożenia wymiennika (w badanym przypadku 2,9 m). Rozkład temperatur gruntu na tak zróżnicowanych zagłębieniach ma znaczenie w procesie wymiany ciepła. Przy przepływie powietrza w kierunku przeciwnym do spadku dna wymiennika uwidacznia się to zmianą kierunku procesu wymiany ciepła na długości wymiennika i w zależności od trybu pracy – ogrzewanie lub chłodzenie, odpowiednio obniżeniem lub podniesieniem temperatury za wymiennikiem, co dodatkowo obniża komfort klimatyczny. Odwrócenie spadku dna wymiennika w stosunku do rzeczywistego skutkuje zmniejszeniem zapotrzebowania na energię $Q_{H,nd}$ o 166 kWh/rok i $Q_{H,nd} + Q_{C,nd} + E_{elGWC}$ o 631 kWh/rok.
3. Przy ułożeniu badanego wymiennika rurowego o długości 71 m z 4 % spadkiem podłużnym w kierunku przeciwnym do przepływu powietrza, zapotrzebowania energii $Q_{H,nd}$ i $Q_{H,nd} + Q_{C,nd} + E_{elGWC}$ są praktycznie identyczne jak dla rozwiązania wymiennika o długości 50 m, ułożonego ze spadkiem podłużnym zgodnym z kierunkiem przepływającego powietrza.
4. Sprawność odzyskiwania ciepła w rekuperatorze w badanym budynku ma wpływ wyłącznie na zapotrzebowania na ciepło użytkowe do ogrzewania. Podwyższenie efektywności z 60 % do 70 % powoduje zmniejszenie $Q_{H,nd}$ o 401 kWh/rok (6 %), zwiększenie efektywności z 70 % do 80 % powoduje zmniejszenie $Q_{H,nd}$ o 359 kWh/rok (6 %).
5. Wzrost szczelności powietrznej budynku, w badanym przypadku powoduje z jednej strony zmniejszenie zapotrzebowania na ciepło użytkowe do ogrzewania $Q_{H,nd}$, z drugiej powoduje nieznaczny, ale jednak wzrost zapotrzebowania na ciepło użytkowe do chłodzenia budynku $Q_{C,nd}$. W ocenie według kryterium $Q_{H,nd} + Q_{C,nd} + E_{elGWC}$ zużycie energii zmniejsza się wraz ze wzrostem szczelności powietrznej budynku. Z pośród badanych parametrów poprawa szczelności ma największy wpływ na zużycie energii $Q_{H,nd}$ w budynku. Dwukrotna poprawa szczelności budynku z wartości $n_{50} = 2,17$ h⁻¹ do $n_{50} = 1$ h⁻¹ powoduje zmniejszenie wartości $Q_{H,nd}$ o ponad 30 %, kolejne dwukrotne zmniejszenia z $n_{50} = 1$ h⁻¹ do $n_{50} = 0,5$ h⁻¹ powoduje niespełna 20 % zmniejszenia $Q_{H,nd}$.
6. Zoptymalizowanie parametrów projektowych i operacyjnych umożliwia zmniejszenie zapotrzebowania na ciepło użytkowe budynku $Q_{H,nd}$ o 47 % w stosunku do stanu rzeczywistego, sumaryczne zapotrzebowanie na energię $Q_{H,nd} + Q_{C,nd} + E_{elGWC}$ może ulec zmniejszeniu o 41 %.

7. Wnioski końcowe i kierunki dalszych prac

1. Rewizji wymagają parametry powietrza zewnętrznego wykorzystywane do doboru powierzchni wymiany ciepła *PRGWC*. Stosowanie parametrów obliczeniowych ($-18\text{ }^{\circ}\text{C}$, jak w badanym przypadku) prowadzi do znacznego przewymiarowania długości wymiennika jednorurowego, co sprawia, że praktycznie przez cały okres roku pracuje z $50 \div 60\%$ obciążeniem.
2. Przyjęcie obliczeniowej temperatury gruntu wokół wymiennika na całej jego długości w wartości odpowiadającej temperaturze gruntu na średniej głębokości posadowienia, wymaga zdefiniowania warunku brzegowego. Założenie takie jest możliwe wyłącznie w przypadku, gdy kierunek przepływu powietrza jest zgodny ze spadkiem podłużnym wymiennika oraz gdy spadek dna wymiennika jest stosunkowo niewielki. Wykazano bowiem, że gdy przepływ powietrza odbywa się w kierunku przeciwnym do spadku dna wymiennika, temperatura gruntu otaczającego wymiennik na jego długości zmniejsza się, co po przekroczeniu punktu przełamania prowadzi do rozpoczęcia procesu odwrotnego – oddawania ciepła z powrotem do gruntu i wychładzania strumienia powietrza w trybie ogrzewania i zjawiska odwrotnego w trybie chłodzenia. W sezonie grzewczym powoduje to obniżenie temperatury powietrza zasilającego rekuperator, w sezonie chłodniczym podwyższenie. Wpływa to niekorzystnie zarówno na komfort klimatyczny jak i na zużycie ciepła.
3. Zauważono, że istotną rolę w kreowaniu warunków klimatu wewnętrznego ma użytkownik i to od jego decyzji zależeć będzie zużycie energii w budynku. Zmiana warunków środowiska wewnętrznego wywołana jest zmianą profilu użytkowania budynku, skutkuje to zmianą parametrów operacyjnych i zmianą zużycia energii. Zaobserwowano ścisłą zależność pomiędzy profilem użytkowania pomieszczeń, a warunkami klimatycznymi i zużyciem energii. Monitoring parametrów operacyjnych w roku 2021 obejmującym okres pandemii COVID – 19 i dwóch lat bezpośrednio poprzedzających, udokumentował utrzymywanie w budynku wyższych temperatur operacyjnych i większej intensywności wentylowania pomieszczeń. Skutkiem tego był 14% wzrost zużycia energii do ogrzewania i wentylacji.
4. Jednokryterialna ocena wpływu pojedynczych parametrów projektowych i operacyjnych, takich jak np. ilość pozyskiwanego w *PRGWC* ciepła $Q_{\text{GWC}(+)}$ i chłodu $Q_{\text{GWC}(-)}$ może być stosowana do porównywania rozwiązań wymienników pomiędzy sobą, ale nie do oceny energetycznej budynku jako całości.
5. Wielowariantowa i wielokryterialna ocena parametrów projektowych i operacyjnych daje możliwość wyboru wariantu zapewniającego optymalne zużycie energii w budynku przy zachowaniu warunków komfortu klimatycznego. Jedynie holistyczne podejście do budynku wraz z STW daje możliwość oceny wpływu zmienności parametrów projektowych i operacyjnych na zużycie energii i komfort klimatyczny.
6. Zastosowanie stosunkowo prostych rozwiązań pozwalających na poprawę komfortu klimatycznego w budynku w zakresie redukcji koncentracji CO_2 , poprzez zastosowanie rozwiązań takich jak przepustnice regulacyjne (w badanym przypadku sterowane ręcznie) domaga się wprowadzenia automatycznych mechanizmów sterujących w funkcji CO_2 , RH oraz w funkcji obecności użytkowników.

7. Dalsze prace związane z optymalizacją parametrów takich jak: temperatura operacyjna, strumień powietrza nawiewanego czy regulacja przepływu przez wymiennik gruntowy powinny być skupione na zastosowaniu rozwiązań umożliwiających automatyczne sterowanie STW, w sposób ograniczający rolę użytkownika, z zastosowaniem algorytmów regulacji predykcyjnej.