



---

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

Promotor: prof. dr hab. inż. Halina Koczyk

Promotor pomocniczy: dr inż. Andrzej Górka

Poznań, 2023



## Streszczenie

---

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.

Określenie efektywności energetycznej pojedynczych urządzeń, czy wybranych systemów, takich jak np. układ wentylacji mechanicznej współpracujący z rekuperatorem i gruntowym wymiennikiem ciepła, kocioł grzewczy (bądź inne źródło ciepła), kolektory słoneczne, 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.

Przedmiotem pracy były badania parametrów projektowych i operacyjnych systemów wyposażenia technicznego budynku i ich wpływ na zużycie energii i komfort klimatyczny w budynku energooszczędnym. Prowadzone były w budynku jednorodzinny, który wyposażono w stanowisko służące 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 strumienia objętości przepływu oraz 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 trzyletnich 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, strumienia przepływającego powietrza i strategii sterowania klapą obejściową wymiennika. Sporo uwagi poświęcono spadkowi podłużnemu gruntowego wymiennika ciepła, głębokości posadowienia i zgodności kierunku przepływu powietrza ze spadkiem dna. Zbadano sprawność odzyskiwania

ciepła w rekuperatorze oraz szczelność powietrzną budynku. 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 klimatyczny. Zrekonstruowano godzinowy przebieg emisji ciepła od ludzi, urządzeń i wykonywanych czynności, z podziałem na dni tygodnia, godziny dnia i pomieszczenia.

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 go poprzedzających, udokumentował utrzymywanie w budynku wyższych temperatur operacyjnych i większej intensywności wentylowania pomieszczeń. Skutkiem tego był 14 % wzrost zużycie energii do ogrzewania i wentylacji.

W wyniku przeprowadzonych badań i optymalizacji wskazano obszary poprawy efektywności energetycznej systemów technicznego wyposażenia poprzez zmianę parametrów projektowych i operacyjnych. Ustalono, że optymalnie skonfigurowane pozwoliłyby zmniejszyć zużycie energii użytkowej do ogrzewania w badanym budynku o 47 %. Jednak korekta niektórych parametrów operacyjnych wymaga działania dynamicznego i zastosowania bardziej zaawansowanych systemów sterowania.

Istotne z projektowego i praktycznego punktu widzenia jest udokumentowanie wpływu zależności zgodności kierunku przepływu powietrza z kierunkiem i wielkością spadku podłużnego dna jednorurowego gruntowego wymiennika ciepła na temperaturę powietrza na wylocie z wymiennika i pozyskiwane ilości energii. Wykazano bowiem, że w przypadku jednorurowego gruntowego wymiennika ciepła o dużym spadku podłużnym (w badanym obiekcie 4 %), gdy przepływ powietrza odbywa się w kierunku przeciwnym do spadku dna wymiennika, temperatura gruntu otaczającego wymiennik na jego długości zmienia się (zimą zmniejsza, latem zwiększa), co po przekroczeniu punktu przelamania prowadzi do rozpoczęcia procesu odwrotnego od początkowo przebiegającego. Dla pracy w okresie zimowym oznacza to, że powietrze najpierw zostaje ogrzane, a następnie zaczyna się ochładzać. Latem proces przebiega odwrotnie. Wpływa to niekorzystnie zarówno na komfort klimatyczny jak i na zużycie energii w budynku.

# Abstract

---

Technical building systems are responsible for maintaining appropriate climatic conditions in the indoor environment. This requires energy input related to heating, cooling, humidification, dehumidification, as well as energy and air transport, and lighting.

Assessing the energy efficiency of individual devices or selected systems, such as a mechanical ventilation system working with a heat recovery unit and ground heat exchanger, a heating boiler (or other heat source), solar collectors, and their control systems, allows for comparing them within a closed set. However, it does not provide the knowledge that is most relevant to the user: how much the energy consumption in the building will change as a result of implementing a particular type of solution or all of them together.

The installation of specific technical building systems should always be preceded by an analysis reflecting the impact of their implementation on the operational energy and economic values of the building as a whole. A holistic approach to the building and the ensemble of installed technical systems ensures the selection of optimal solutions.

The research focused on the analysis of design and operational parameters of technical building systems and their impact on energy consumption and climatic comfort in an energy-efficient residential building. The studies were conducted in a single-family house equipped with a data acquisition system. Based on six years of observations and *in situ* measurements, hourly values of indoor environmental parameters such as temperature, relative humidity, and carbon dioxide concentration were developed for three different rooms - living room, office, and bedroom. The parameters of supply and exhaust air, including temperature, relative humidity, and volume flow rate, as well as the parameters of outdoor air, such as temperature, relative humidity, and air pressure, were also recorded. The external temperature database was expanded to sixteen years using archived data from a local measurement station. The study also included a presentation of daily results from three years of measurements of heat input into the central heating system and domestic hot water preparation from a gas boiler and solar collector system.

The research and optimization efforts focused on analyzing the performance of the ground heat exchanger in terms of geometric parameter variations, airflow rate, and control strategy of the bypass damper. Significant attention was given to the longitudinal slope of the ground heat exchanger, the depth of installation, and the alignment of airflow direction with the slope of the ground. Heat recovery efficiency in the heat recovery unit and the airtightness of the building were examined. Additional dampers controlling the airflow were installed in two zones during the building's operation, restricting the airflow in one and increasing it in the other, resulting in reduced carbon dioxide concentration and improved climatic comfort. The hourly heat emission from occupants, devices, and activities was reconstructed, categorized by day of the week, time of day, and specific rooms.

There has been a clear correlation observed between the occupancy profile of the rooms and the climatic conditions and energy consumption. Monitoring operational parameters during the year 2021, which included the period of the COVID-19 pandemic and the two years immediately preceding it, documented the maintenance of higher operating temperatures and increased ventilation intensity in the building. As a result, there was a 14 % increase in energy consumption for heating and ventilation.

The research and optimization efforts identified areas for improving the energy efficiency of technical building systems through changes in design and operational parameters. It was determined that optimally configured systems could reduce the energy consumption for heating in the studied building by 47 %. However, adjusting some operational parameters requires dynamic action and the use of more advanced control systems.

From both a design and practical perspective, it is particularly important to document the impact of the relationship between the airflow direction and the longitudinal slope of the single-pipe ground heat exchanger on the air temperature at the outlet and the amount of energy obtained.

It was shown that in the case of a single-pipe ground heat exchanger with a large longitudinal slope (4% in the studied object), when the airflow occurs opposite to the slope of the ground, the temperature of the surrounding ground along the length of the heat exchanger changes (decreases in winter, increases in summer), which, after surpassing a breaking point, initiates a reverse process compared to the initial one. This means that during the winter, the air is initially heated and then begins to cool, while during the summer, the process occurs in reverse. This has a negative impact on both climatic comfort and energy consumption in the building.

# Spis treści

---

<b>Streszczenie</b> .....	3
<b>Abstract</b> .....	5
<b>Spis treści</b> .....	7
<b>Wykaz ważniejszych skrótów i symboli</b> .....	11
<b>1. Wprowadzenie</b> .....	15
1.1 Wstęp.....	15
1.2 Komfort klimatyczny .....	17
1.3 Budynek energooszczędny i bilans energii .....	22
1.4 Czynniki kształtujące zużycie energii i komfort klimatyczny w budynku .....	26
1.5 Wybrane systemy technicznego wyposażenia budynków energooszczędnych ....	27
1.6 Uzasadnienie podjętego tematu.....	30
<b>2. Cel, zakres i tezy pracy</b> .....	32
<b>3. Charakterystyka badanego budynku i systemów technicznego wyposażenia</b>	35
3.1 Lokalizacja, otoczenie, warunki prawne .....	35
3.2 Funkcja, forma, orientacja.....	36
3.3 Wskaźniki geometryczne .....	38
3.4 Komponenty i materiały budowlane .....	38
3.5 System ogrzewania.....	39
3.6 System ciepłej wody użytkowej .....	39
3.7 Systemy kolektorów słonecznych i fotowoltaiczny .....	40
3.8 System wentylacji mechanicznej i gruntowy wymiennika ciepła.....	41
3.9 System akwizycji danych .....	43
3.10 Użytkownicy .....	45
<b>4. Zużycie energii w budynku na podstawie pomiarów</b> .....	46
4.1 Wyniki pomiarów zużycie ciepła w badanym obiekcie.....	46

<b>5.</b>	<b>Charakterystyka i parametryzacja czynników kształtujących zużycie energii i komfort klimatyczny</b> .....	53
5.1	Przegląd parametrów wpływających na zużycie energii i komfort klimatyczny...	53
5.2	Parametry środowiska zewnętrznego .....	55
5.2.1	Temperatura powietrza zewnętrznego .....	55
5.2.2	Wilgotność względna powietrza zewnętrznego .....	58
5.2.3	Natężenie promieniowania słonecznego .....	58
5.2.4	Wiatr .....	59
5.3	Parametry środowiska w przestrzeni budynku .....	60
5.3.1	Temperatura i wilgotność powietrza wewnętrznego .....	60
5.3.2	Higieniczny strumień powietrza wentylacyjnego .....	65
5.4	Szczelność powietrzna budynku i strumień powietrza indukowany różnicą ciśnień	73
5.4.1	Wprowadzenie teoretyczne .....	73
5.4.2	Badanie szczelności powietrznej budynku .....	79
5.5	Temperatura powietrza nawiewanego i logika sterowania przepływem powietrza przez PRGW i rekuperator .....	82
5.6	Wewnętrzne zyski ciepła .....	89
5.6.1	Wewnętrzne zyski ciepła od urządzeń elektrycznych i oświetlenia .....	90
5.6.2	Wewnętrzne zyski ciepła od ludzi .....	96
5.6.3	Wewnętrzne zyski ciepła od przygotowania posiłków .....	98
5.6.4	Wewnętrzne zyski ciepła od ciepłej wody użytkowej .....	98
5.6.5	Emisja ciepła od instalacji rurowych .....	99
5.6.6	Emisja ciepła od instalacji centralnego ogrzewania .....	100
5.6.7	Emisja ciepła od instalacji ciepłej wody użytkowej i cyrkulacji .....	102
5.6.8	Emisja ciepła od instalacji kanalizacji sanitarnej.....	103
5.6.9	Zyski i straty ciepła od instalacji przewodowych .....	103
5.6.10	Wewnętrzne zyski ciepła podsumowanie .....	103
5.7	Słoneczne zyski ciepła .....	105
<b>6.</b>	<b>Modelowanie zużycia energii w budynku</b> .....	107
6.1	Model matematyczny zapotrzebowania na ciepło użytkowe do ogrzewania i chłodzenia budynku .....	107
6.2	Model gruntowego wymiennika ciepła.....	111
6.3	Walidacja modelu obliczeniowego .....	119
<b>7.</b>	<b>Analiza wpływu parametrów projektowych i operacyjnych systemów wyposażenia technicznego na zużycie energii i komfort klimatyczny</b> .....	121



7.1	Analiza zużycia energii w budynku .....	121
7.2	Analiza pracy gruntowego wymiennika ciepła .....	125
7.3	Analiza sprawności eksploatacyjnej rekuperatora .....	140
7.4	Badania korelacyjne parametrów operacyjnych wpływających na komfort klimatyczny .....	142
7.5	Podsumowanie analizy .....	153
<b>8.</b>	<b>Optymalizacja parametrów projektowych i operacyjnych systemów wyposażenia technicznego budynku .....</b>	<b>154</b>
8.1	Zagadnienia optymalizacji budynków .....	154
8.2	Zdefiniowanie zbioru zmiennych decyzyjnych i funkcji celu .....	155
8.3	Macierz wariantów dopuszczalnych .....	157
8.4	Analiza wielokryterialna .....	158
8.5	Ocena wpływu <i>PRGWC</i> na zużycie energii użytkowej .....	158
8.6	Ocena wpływu sprawności rekuperatora na zużycie energii użytkowej .....	161
8.7	Wpływ szczelności powietrznej budynku na zużycie energii użytkowej .....	161
8.8	Wariant optymalny .....	162
8.9	Podsumowanie optymalizacji .....	162
<b>9.</b>	<b>Wnioski końcowe i kierunki dalszych prac .....</b>	<b>164</b>
	<b>Bibliografia .....</b>	<b>167</b>
	<b>Załącznik 1</b> Zestawienie współczynników przenikania przegród zewnętrznych .....	<b>177</b>
	<b>Załącznik 2</b> Zestawienie elementów systemu akwizycji danych .....	<b>179</b>



## Wykaz ważniejszych skrótów i symboli

---

### Symbole

$A_f$	powierzchnia ogrzewana budynku	[m <sup>2</sup> ]
$A_u$	powierzchnia całkowita budynku	[m <sup>2</sup> ]
$CO_2$	koncentracja dwutlenku węgla w powietrzu	[%]
$\Delta Q_{H,d}$	strata dystrybucji ciepła w systemie <i>c.o.</i>	[W]
$\Delta Q_{H,e}$	strata związana z wykorzystaniem i regulacją w systemie <i>c.o.</i>	[W]
$\Delta Q_{H,g}$	strata wytwarzania ciepła w systemie <i>c.o.</i>	[W]
$\Delta Q_{W,d}$	strata dystrybucji ciepła w systemie <i>c.w.u.</i>	[W]
$\Delta Q_{W,g}$	strata wytwarzania ciepła w systemie <i>c.w.u.</i>	[W]
$\Delta Q_{W,s}$	strata magazynowania ciepła w systemie <i>c.w.u.</i>	[W]
$\eta_{REK}$	sprawność rekuperatora	[%]
$i_{0\ GWC}$	entalpia powietrza na wlocie do wymiennika gruntowego	[J/kg]
$i_{1\ GWC}$	entalpia powietrza na wylocie z wymiennika gruntowego	[J/kg]
$m \cdot GWC$	strumień masy powietrza przepływający przez <i>PRGWC</i>	[kg/s]
$n_{50}$	liczba wymian powietrza w budynku przez nieszczelności przy różnicy ciśnień 50 Pa	[h <sup>-1</sup> ]
$Q'_{H,K}$	energia wprowadzona do instalacji <i>c.o.</i> (bez straty wytwarzania ciepła)	[kWh/rok]
$Q'_{W,K}$	energia wprowadzona do instalacji <i>c.w.u.</i> (bez straty wytwarzania ciepła)	[kWh/rok]
$\theta_{IGWC}$	temperatura powietrza na wylocie z <i>PRGWC</i>	[°C]
$Q_{evp}$	ciepło pobrane z otoczenia w procesie odparowania wilgoci	[W]
$\theta_{ex}$	temperatura powietrza usuwanego z budynku	[°C]
$Q_{GWC(-)}$	ciepło oddane do gruntu przez powietrza wentylacyjne w <i>PRGWC</i>	[kWh/rok]
$Q_{GWC(+)}$	ciepło odebrane od gruntu przez powietrza wentylacyjne w <i>PRGWC</i>	[kWh/rok]
$Q_{H,K}$	energia końcowa do ogrzewania i wentylacji	[kWh/rok]
$Q_{H,nd}$	energia użytkowa do ogrzewania i wentylacji	[kWh/rok]
$\theta_{in}$	temperatura powietrza wewnątrz pomieszczeń	[°C]
$q_{int}$	całkowite jednostkowe wewnętrzne zyski ciepła	[W/m <sup>2</sup> ]
$q_{int,A}$	jednostkowe zyski ciepła od urządzeń elektrycznych	[W/m <sup>2</sup> ]
$Q_{int,A}$	zyski ciepła od urządzeń elektrycznych	[W]

$q_{int,B}$	jednostkowe zyski ciepła od kąpielii (c.w.u.),	[W/m <sup>2</sup> ]
$Q_{int,B}$	zyski ciepła od c.w.u. (kąpielii)	[W]
$q_{int,L}$	jednostkowe zyski ciepła od oświetlenia	[W/m <sup>2</sup> ]
$Q_{int,L}$	zyski ciepła od oświetlenia	[W]
$q_{int,Oc}$	jednostkowe zyski ciepła od użytkowników	[W/m <sup>2</sup> ]
$Q_{int,oc}$	zyski ciepła od ludzi	[W]
$q_{int,Pi}$	jednostkowe zyski ciepła od instalacji rurowych	[W/m <sup>2</sup> ]
$Q_{int,Pi,H}$	zyski ciepła od przewodów rurowych c.o.	[W]
$Q_{int,Pi,W}$	zyski ciepła od przewodów rurowych c.w.u.	[W]
$\theta_k$	temperatura punktu rosy	[°C]
$\theta_m$	temperatura skupionej masy termicznej	[°C]
$\theta_n$	temperatura powietrza nawiewanego do budynku przez system wentylacji mechanicznej	[°C]
$\theta_{out}$	temperatura powietrza zewnętrznego	[°C]
$Q_P$	energia pierwotna	[kWh/rok]
$Q_{P,H}$	energia pierwotna do ogrzewania i wentylacji	[kWh/rok]
$Q_{P,W}$	energia pierwotna do przygotowania c.w.u.	[kWh/rok]
$\theta_s$	temperatura powierzchni wewnętrznych przegród budowlanych	[°C]
$\theta_s$	temperatura wewnętrznej powierzchni ścianki PRGWC	[°C]
$Q_{sol}$	zyski ciepła od słońca	[W]
$\theta_{sup\ air}$	temperatura powietrza wprowadzanego do budynku (mieszanki powietrza nawiewanego i infiltrującego)	[°C]
$\theta_{suR}$	temperatura powietrza zasilającego rekuperator	[°C]
$Q_{tr,em}$	straty przenoszenia ciepła przez przegrody pełne	[W]
$Q_{tr,w}$	straty przenoszenia ciepła przez przegrody przezroczyste	[W]
$Q_{ve}$	straty przenoszenia ciepła przez powietrze wentylacyjne	[W]
$\theta_w$	temperatura powietrza wywiewanego z budynku przez system wentylacji mechanicznej	[°C]
$Q_{W,K}$	energia końcowa do przygotowania c.w.u.	[kWh/rok]
$Q_{W,nd}$	energia użytkowa do przygotowania c.w.u.	[kWh/rok]
$\theta_x$	temperatura powietrza infiltrującego do budynku	[°C]
$RH_{ex}$	wilgotność względna powietrza wentylacyjnego usuwanego	[%]
$RH_{in}$	wilgotność względna powietrza wewnętrznego	[%]
$RH_n$	wilgotność względna powietrza wentylacyjnego nawiewanego	[%]
$RH_{out}$	wilgotność względna powietrza zewnętrznego	[%]
$RH_{suR}$	wilgotności względną powietrza wentylacyjnego zasilającego rekuperator	[%]
$RH_w$	wilgotność względna powietrza wentylacyjnego wywiewanego	[%]
$\Sigma Q_{int}$	suma zysków ciepła	[W]
$\tau$	czas	[h], [doba]
$V_x$	strumień powietrza infiltracyjnego	[m <sup>3</sup> /h]
$V_f$	kubatura ogrzewana budynku	[m <sup>3</sup> ]

$V_n$	strumień powietrza wentylacyjnego nawiewanego	[m <sup>3</sup> /h]
$V_{nGWC}$	strumień powietrza wentylacyjnego przepływający przez <i>PRGWC</i>	[m <sup>3</sup> /h]
$V_w$	strumień powietrza wentylacyjnego wywiewanego	[m <sup>3</sup> /h]

## Skróty

---

<i>c.o.</i>	centralne ogrzewanie
<i>c.w.u.</i>	ciepła woda użytkowa
<i>E el.</i>	energia elektryczna
<i>HVAC</i>	instalacje grzewcze, wentylacyjne, klimatyzacyjne
<i>nZEB</i>	budynek zero energetyczny
<i>PRGWC</i>	powietrzny rurowy gruntowy wymiennik ciepła
<i>STW</i>	systemy technicznego wyposażenia budynku



# 1. Wprowadzenie

---

## 1.1 Wstęp

Instynktowna potrzeba ochrony organizmu człowieka przed zimnem i ciepłem początkowo zaspakajana była wyłącznie przez genetycznie wykształcony mechanizm termoregulacji. Pozwalał on na przeżycie w bardzo ograniczonych warunkach środowiska wokół stanu neutralności termicznej ludzkiego ciała. Całkiem dobrze sprawdzał się w warunkach klimatu równikowego, cechującego się wysoką, a przy tym minimalną amplitudą temperatury powietrza.

Mechanizm termoregulacji zapewnia jednak ograniczoną ochronę organizmu przed zmiennymi warunkami zewnętrznymi. O ile ochłodzenie organizmu można osiągnąć stosunkowo łatwo to ogrzanie w środowisku zimnym stanowi już poważny problem. Z czasem jednak wykształciła się nowa cecha.

Umiejętność kształtowania otoczenia na własne potrzeby jest jedną z cech gatunkowych przyporządkowanych rodzajowi *Homo* (człowiek) stanowiących mechanizm rozwoju cywilizacji. Zdolność ta umożliwiła tworzenie odseparowanych od zewnętrznego, środowisk wewnętrznych w formie rozwijających się po dziś dzień budynków.

Zaspokojenie pierwotnych potrzeb ochrony organizmu człowieka przed zimnem i ciepłem jest w pewnym sensie załączkiem uprawianych obecnie gałęzi nauki i przemysłu zajmujących się szeroko pojętą techniką budowlaną i inżynierią środowiska.

Budownictwo jest jednym z najistotniejszych uznawanych zworników rozwoju cywilizacji. Oprócz wspaniałych struktur, budynków i infrastruktury przypominających o świetności starożytnych kultur należy pamiętać, że współczesna inżynieria pozostawia dotkliwe piętno na środowisku naturalnym. Obserwowane zmiany klimatyczne są niczym innym jak sprzężeniem zwrotnym – pomiędzy otaczającym środowiskiem zewnętrznym i działaniami człowieka.

Użyteczność wykreowanego środowiska wewnętrznego sprawiła, że współczesny człowiek spędza w budynkach około 90 % swojego życia a jego wymagania w stosunku do komfortu klimatycznego cały czas rosną. Poza tym idealizacja warunków wewnętrznych w budynku ma swoją cenę. W obszarze Unii Europejskiej (EU) budynki odpowiadają blisko w 40 % za całkowite zużycie energii. W głównej mierze pochodzi ona ze spalania paliw kopalnych, które są źródłem emisji dwutlenku węgla.

W 2019 r w całkowitej emisji gazów cieplarnianych do atmosfery dwutlenek węgla pochodzący ze spalania paliw kopalnych stanowił 64 %. Resztę stanowiły: 11 % dwutlenek węgla pochodzący ze zmiany sposobu użytkowania gruntów (wycinka lasów, zmiana sposobu

użytkowania gruntów rolnych), 18 % metan, 4 % podtlenek azotu, 2 % gazy fluorowodorowe [1].

Od czasów przedindustrialnych (ok. 1850 r.) do roku 2015 włącznie emisja gazów cieplarnianych pochodzenia antropogenicznego przyczyniła się do wzrostu średniej temperatury powierzchni Ziemi o niespełna 1 °C. Obecne tempo wzrostu globalnego ocieplenia wynosi 0,2 °C na dekadę. Szacuje się, że osiągnie wartość 1,5 °C ÷ 2 °C pomiędzy rokiem 2030 i 2052 [2].

Na negatywne związki pomiędzy rozwojem społeczno – gospodarczym i wpływem na środowisko naturalne po raz pierwszy wyraźnie zwrócono uwagę na Konferencji Narodów Zjednoczonych „Środowisko Człowieka”, na której zawarto tzw. Porozumienie Sztokholmskie (1972 r.), co doprowadziło do powołania Światowej Komisji Środowiska i Rozwoju. W wyniku prac komisji na kolejnej Konferencji Narodów Zjednoczonych „Środowisko i Rozwój” w Rio de Janeiro w czerwcu 1992 roku przedstawiciele 162 państw z całego świata podpisali się pod zbiorem 27 zasad określających wzajemne relacje – postęp cywilizacyjny, a środowisko naturalne.

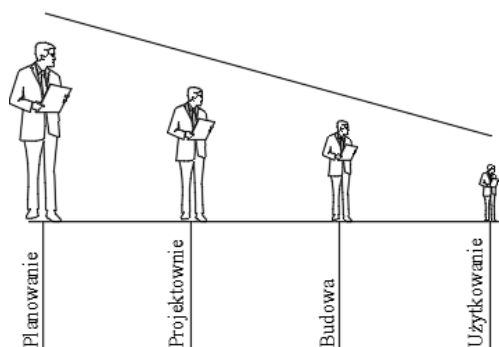
W ten sposób ustalone normy stały się podwaliną idei ekorozwoju (*Eco – development*). Początkowo interpretowana była jako chroniąca środowisko przy utrzymaniu określonego tempa wzrostu gospodarczego. Z czasem opis pojęcia ewoluował do obecnego – rozwój zrównoważony (*Sustainable Development*) – definiowany jako rozwój zapewniający zaspokojenie potrzeb społecznych, respektujący wymagania ochrony środowiska, bez narażania na niebezpieczeństwo bytu przyszłych pokoleń [3].

Rozwój budownictwa zrównoważonego, poprawa efektywności energetycznej i racjonalizacja w zaspakajaniu potrzeb stanowią jeden z mechanizmów niwelujących rezonans pomiędzy rozwojem cywilizacyjnym i naturą.

Budynki w formie pojedynczych obiektów lub niewielkich osad, budowane w formule eksperymentu, dowodzące samowystarczalności energetycznej zaczęły powstawać z początkiem lat siedemdziesiątych XX wieku [4]. Poziom zaawansowania technicznego i dostępność odnawialnych źródeł energii, wysoki stopień ochrony cieplnej, efektywność energetyczna systemów technicznego wyposażenia budynków oraz zintegrowane systemy projektowania umożliwiają obecnie realizowanie obiektów o niemal zerowym zapotrzebowaniu na nieodnawialną energię pierwotną (Net ZEB) [5], [6].

Kultura budownictwa energooszczędnego w Polsce dopiero zaczęła się kształtować, mimo to współczesny rynek budowlany przepełnia nomenklatura nadająca mu wydzźwięk zgodny z energooszczędnymi trendami. Proces projektowania optymalizujący wykorzystanie pasywnych i aktywnych strategii ogrzewania, chłodzenia, wentylacji, oświetlenia budynku wymaga, interdyscyplinarnych kompetencji zintegrowanych w jednym wspólnym przedsięwzięciu [7], gwarantujących energooszczędność i jak najmniejsze obciążenie dla środowiska naturalnego na etapie budowy i późniejszej eksploatacji. Na etapie planowania dysponujemy nieograniczonymi możliwościami, które zawężają się z każdym kolejnym krokiem procesu inwestycyjnego, pozostawiając na końcu użytkownika z jedynie wątlymi możliwościami kształtowania wewnętrznych warunków klimatycznych i wpływu na zużycie energii.



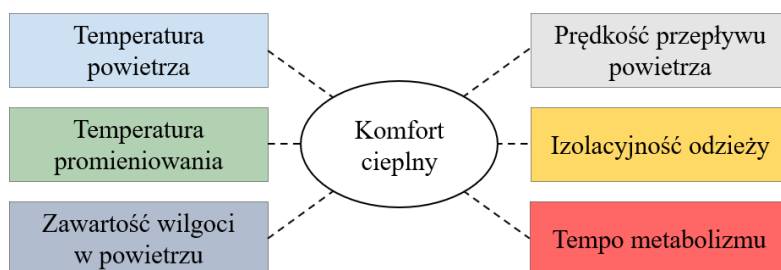


Rys. 1–1. Wpływ użytkownika na zużycie energii i komfort klimatyczny w budynku w kolejnych fazach od planowania do użytkowania budynku

Szczególnie dotyczy to systemów technicznego wyposażenia budynków, takich jak ogrzewanie, chłodzenie czy wentylacja, których rolą jest zapewnienie satysfakcjonujących warunków komfortu klimatycznego, odpowiedniej jakości powietrza, wysokich walorów użytkowych przy niskim zużyciu energii [8].

## 1.2 Komfort klimatyczny

„Komfort klimatyczny to wszystkie czynniki zewnętrzne oddziałujące w sposób istotny na nasze zmysły”<sup>1</sup> Parametry klimatyczne określające stan dobrego samopoczucia związane są ze środowiskiem zewnętrznym, wewnętrznym i z samym człowiekiem [9]. 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 realizujących funkcje HVAC w obszarze zainteresowań znajduje się komfort cieplny i jakość powietrza.



Rys. 1–2. Czynniki wpływające na komfort cieplny człowieka

Zadaniem systemu termoregulacji człowieka jest utrzymanie stałej temperatury organizmu na poziomie 37 °C. Aby było to możliwe, konieczne jest zapewnienie stanu równowagi termicznej pomiędzy ciepłem traconym do otoczenia i ciepłem wytworzonym w wyniku przemian metabolicznych. Z energetycznego punktu widzenia, idealnym jest uzyskanie przez organizm stanu neutralności termicznej (*TNP* – thermic neutral point), w którym dostarczenie energii zewnętrznej nie jest wymagane do stabilizacji temperatury ciała. Liczne badania dowiodły, że neutralne preferencje klimatyczne organizm człowieka uzyskuje przy temperaturze otoczenia zawartej pomiędzy 20 °C a 25,6 °C w okresie zimowym oraz 25

<sup>1</sup> Definicja komfortu klimatycznego według Aleksandra von Humboldta

°C i 25,6 °C w okresie letnim, w odniesieniu do rezystencji cieplnej odzieży równej 0,6 clo<sup>2</sup>, prędkości otaczającego powietrza na poziomie 0,1 – 0,15 m/s (praktycznie, powietrze w bezruchu), wilgotności względnej 50 % i aktywności siedzącej [10]. Informacje na temat podstawowych procesów związanych z metabolizmem, termoregulacją oddychaniem i ich wpływem na środowisko zaprezentowały A. Bogdan i M. Chludzińska [11]. Czynniki, powszechnie uznawane za istotne, takie jak wiek, płeć, rasowe zdolności adaptacyjne, sezonowy i dobowy rytm życia mają niewielki wpływ na określenie preferowanej przez człowieka temperatury otoczenia. Przeprowadzane badania, które obejmowały wpływ koloru otoczenia środowiska i poziomu ciśnienia akustycznego, również na potwierdziły wpływu tych czynników na preferencje temperaturowe [12].

Jednak, na podstawie badań fizjologicznych i psycho – sensorycznych wykazano, że neutralność cieplna nie jest wystarczającym kryterium do zdefiniowania warunków komfortu cieplnego. Należy wziąć pod uwagę inne aspekty fizjologiczne, takie jak zmęczenie czy wpływy endokrynologiczne [12]. Nabierają one dość szczególnego znaczenia przy ocenie odczuć użytkowników. Mimo, że sam wiek nie powoduje zmian wartości *TNP*, to zmiany hormonalne (okresowo zależne również od wieku) wywołują względne stany hiper – lub hipotermii i wpływają na uczucie dyskomfortu klimatycznego.

Stosunkowo szeroki przedział temperatur środowiska wewnętrznego, charakteryzującego środowisko obojętne termiczne pozwala na kompensowanie zakłóceń stanu obojętne. Zakłócenia te mogą pochodzić od asymetrycznego promieniowania powierzchni otaczających przegród, np. promieniowania słonecznego przez przegrody przezroczyste, miejscowego konwekcyjnego ochłodzenia powierzchni ciała (przeciągi), zbyt niskiej lub zbyt wysokiej temperatury podłogi (ta zaś zależna jest również od materiału z jakiego wykonano podłogę). Optymalną temperaturę podłogi dla osób siedzących określono na poziomie 25 °C, dla osób stojących lub chodzących 23 °C. Wpływ temperatury podłogi nie dotyczy osób w obuwiu.

Przy opisie warunków komfortu cieplnego wykorzystywane są parametry fizyczne podlegające monitorowaniu:

- średnia temperatura powietrza wewnętrznego  $\theta_m$  [°C],
- średnia temperatura promieniowania wyznaczona na podstawie prawa Stefana – Boltzmana  $\theta_r$  [°C],
- prędkość przepływu powietrza  $w$  [m/s],
- wilgotność względna powietrza  $RH$  [%] lub ciśnienie cząstkowe pary wodnej w otaczającym powietrzu  $p_a$  [Pa],
- metabolizm użytkowników w pomieszczeniu  $Q_{met}$  [W],
- oporność cieplna odzieży  $R_{ci}$  [clo].

W ocenie komfortu może być brana pod uwagę temperatura wynikowa  $t_M$ , określona według zależności Missennarda [13]:

$$t_M = \frac{h_c \cdot \theta_{in} + h_r \cdot \theta_r}{h_c + h_r} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (1.1)$$

---

<sup>2</sup> 1 clo – jednostka oporu cieplnego odzieży, 1 clo = 0,155 [(m<sup>2</sup>·°C)/W]

gdzie:

$h_c$  współczynnik przejmowania ciepła przez konwekcję, [W/(m<sup>2</sup>·K)]

$h_r$  współczynnik przejmowania ciepła przez promieniowanie, [W/(m<sup>2</sup>·K)]

Innym wskaźnikiem oceny jest temperatura odczuwalna *DTR* (Dry Resultant Temperature), opisana wzorem:

$$DTR = \frac{\theta_r + 3,17 \cdot \theta_{in} \cdot \sqrt{w}}{1 + 3,17 \cdot \sqrt{w}} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (1.2)$$

Ponieważ w każdej badanej grupie osób zawsze znajdzie się pewien odsetek osób, dla których warunki cieplne będą niekorzystne, wprowadzono dodatkowe wskaźniki oceny lokalnych warunków komfortu cieplnego. Należą do nich: wskaźnik *DR* (Draught Rating) – przewidywany odsetek osób niezadowolonych z przeciągu opisany zależnością (1.3), przewidywany odsetek niezadowolonych z różnicy temperatury pomiędzy głową a kostkami nóg *PDV* (Percentage of Dissatisfied from Vertical air temperature difference between head and feet) według wzoru (1.4) czy przewidywany odsetek osób niezadowolonych z temperatury podłogi *PDF* (Percentage of Dissatisfied caused by warm or cold Floor) zdefiniowany zależnością (1.5).

$$DR = (34 - \theta_{in}) \cdot (w - 0,05)^{0,62} \cdot (0,37 \cdot w \cdot T_u + 3,14) \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (1.3)$$

gdzie:

$T_u$  intensywność turbulencji, [-]

$$PDV = \frac{100}{1 + e^{(5,76 - 0,856 \cdot \Delta t_v)}} \quad [-] \quad (1.4)$$

gdzie:

$\Delta t_v$  mierzona w pionie różnica temperatur pomiędzy głową a kostkami nóg człowieka, [°C]

$$PDF = 100 - 94 \cdot e^{(-1,387 + 0,118 \cdot t_f - 0,0025 \cdot t_f^2)} \quad [-] \quad (1.5)$$

gdzie:

$t_f$  temperatura podłogi, [°C]

Do oceny komfortu klimatycznego badanego pomieszczenia lokalne wskaźniki oceny *DR*, *RH*, *DRT*, *PDV*, *PDF* wyznaczone metodą symulacji numerycznej wykorzystwała w swojej pracy A. Bohojło – Wiśniewska [14].

Bardziej zawansowane metody oceny wiążą ze sobą większe ilości parametrów, np. metoda Ziulena czy metoda Fanger'a [12], która komfort cieplny wyraża za pomocą wskaźników *PMV* (Predicted Mean Vote) i *PPD* (Predicted Percentage Dissatisfied). Należą one do grupy globalnych wskaźników oceny i opisują odczucia cieplne człowieka w sposób całościowy. Wskaźnik *PMV* wyraża w 7 stopniowej skali średnią ocenę komfortu cieplnego osób przebywających w danym pomieszczeniu, natomiast wskaźnik *PPD* prezentuje procentowy udział osób niezadowolonych z istniejących warunków komfortu. W warunkach komfortu cieplnego wskaźnik *PMV* powinien zawierać się w zakresie:  $-0,5 < PMV < +0,5$ , odpowiada to wskaźnikowi *PPD*  $< 10\%$ .

Wskaźnik *PMV* opisany jest równaniem:

$$PMV = [0,303 \cdot \exp(-0,036 \cdot M) + 0,028] \cdot \{(M - W) - 3,05 \cdot 10^{-3} \cdot [5733 - 6,99 \cdot (M - W) - p_a] - 0,42 \cdot [(M - W) - 58,15] - 1,7 \cdot 10^{-5} \cdot M \cdot (5867 - p_a) - 0,001 \cdot 4 \cdot M \cdot (34 - \theta_{in}) - 3,96 \cdot 10^{-8} \cdot f_{cl} \cdot [(\theta_{cl} + 273)^4 - (\theta_r + 274)^4] - f_{cl} \cdot h_c \cdot (\theta_{cl} - \theta_{in})\} \quad [-] \quad (1.6)$$

gdzie:

- M* poziom metabolizmu, [W]
- W* praca zewnętrzna, [W]
- p<sub>a</sub>* ciśnienie cząstkowe pary wodnej, [Pa]
- θ<sub>cl</sub>* temperatura powierzchni odzieży, [° C]
- f<sub>cl</sub>* stosunek pola powierzchni ciała okrytego odzieżą do pola powierzchni ciała odkrytego, [-]
- h<sub>c</sub>* jak we wzorze 1.1

Temperaturę powierzchni odzieży *θ<sub>cl</sub>* wyznacza się z równania:

$$\theta_{cl} = 35,7 - 0,028 \cdot (M - W) - I_{cl} \cdot 3,96 \cdot 10^{-8} \cdot f_{cl} \cdot [(\theta_{cl} + 273)^4 - (\theta_r + 274)^4] + f_{cl} \cdot h_c \cdot (\theta_{cl} - \theta_{in}) \quad [-] \quad (1.7)$$

gdzie:

- I<sub>cl</sub>* opór cieplny odzieży, [(m<sup>2</sup>·K)/W]

Wskaźnik *PDD* opisany jest równaniem:

$$PDD = 100 - 95 \cdot \exp [-(0,03353 \cdot PMV^4 + 0,2179 \cdot PMV^2)] \quad [-] \quad (1.8)$$

Oprócz komfortu cieplnego istotnym czynnikiem wpływającym na warunki komfortu klimatycznego jest jakość powietrza. 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. W wyniku palenia tytoniu, używania chemii gospodarczej i kosmetyków, przygotowania posiłków wydzielane są związki organiczne, tlenek węgla, dwutlenek azotu, fluoropochodne węglowodorów, chlorek winylu i inne. Wraz z masowym wykorzystaniem chemii budowlanej występującej w komponentach i materiałach budowlanych oraz w elementach wyposażenia wnętrz (materiałach izolacyjnych, klejach, farbach, płytach wiórowych, sklejkach, meblach, wykładzinach podłogowych i innych) współczesne budynki są źródłem znacznie większej ilości zanieczyszczeń niż jeszcze przed kilkoma dekadami. Wśród substancji zanieczyszczających znajdują się rozpuszczalniki, rozcieńczalniki, formaldehydy, rtęć czy chrom. Polutantami są również takie materiały jak kamień, beton i cegła, emitujące radon [15].

Jakość powietrza wewnętrznego w pomieszczeniach mieszkalnych scharakteryzowana jest przede wszystkim obecnością dwutlenku *CO<sub>2</sub>* i tlenku węgla *CO*, tlenków azotu *NO<sub>x</sub>*,

ozonu  $O_3$ , lotnych związków organicznych  $TVOC^3$ , formaldehydów  $HCHO$ , radonu, dymu tytoniowego, pyłu zawieszzonego i mikroorganizmów.

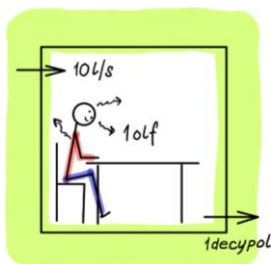
Wykorzystywane aktualnie systemy oceny jakości powietrza wewnętrznego traktują wbudowane materiały budowlane i elementy wyposażenia za źródła zanieczyszczenia powietrza. Uwzględniają również wpływ środowiska zewnętrznego. Ze względu na ilość jednocześnie występujących źródeł zanieczyszczeń nie sposób poddawać ocenie każdego z nich osobno, pojedynczo występujące mogą być w ogóle nieodczuwalne, natomiast łącznie wywołują dyskomfort<sup>4</sup>.

Podczas normalnego oddechu w płucach wymieniane jest  $0,5 \text{ dm}^3$  powietrza, z czego tylko  $360 \text{ cm}^3$  dostaje się do pęcherzyków płucnych, a pozostała część zalega w drogach oddechowych [16]. Człowiek w spoczynku wykonuje około 16 oddechów w ciągu minuty, co oznacza, że w ciągu godziny wymienia  $480 \text{ dm}^3$  powietrza, zużywając przy tym ok.  $22 \text{ dm}^3$  czystego tlenu. Ilość cykli oddechowych zmienia się w zależności od aktywności, rośnie wraz z intensywnością ruchową, maleje we śnie. Stężenie objętościowe dwutlenku węgla w powietrzu wdychanym wynosi około 0,04 % (400 ppm), natomiast w wydychanym 2÷4 %. Człowiek wydycha około  $15 \text{ dm}^3 \text{ CO}_2$  w ciągu godziny ( $\sim 30 \text{ gCO}_2/\text{h}$ , przy gęstości tego gazu  $\rho_{\text{CO}_2} = 1,87 \text{ kg/m}^3$ ).

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 w ślad za ustaleniami Pettenkofer'a przyjmować wartość graniczną  $\text{CO}_2$  w powietrzu wewnętrznym na poziomie 1.000 ppm ( $1964 \text{ mg/m}^3$ ).

W odniesieniu do pomieszczeń środowiska pracy w krajowym porządku prawnym [17] określone zostało maksymalne dopuszczalne stężenie dwutlenku węgla w powietrzu na poziomie  $9.000 \text{ mg/m}^3$  (5.000 ppm) oraz dopuszczalne chwilowe stężenie na poziomie  $27.000 \text{ mg/m}^3$  (15.000 ppm). Przy stężeniu  $\sim 5.000 \text{ ppm}$  odczuwalne jest uczucie zmęczenia i dyskomfort, przy  $\sim 15.000 \text{ ppm}$  następują zaburzenia równowagi kwasowo – zasadowej krwi i oddychania, przy  $\sim 30.000 \text{ ppm}$  zawroty i bóle głowy oraz mdłości, przy  $\sim 50.000 \text{ ppm}$  proces oddychania jest utrudniony, pojawiają się również zaburzenia widzenia, przy  $\sim 100.000 \text{ ppm}$  następuje utrata świadomości, a nawet śmierć [18]. Według badań przeprowadzonych przez Satish'a [19] przy koncentracji dwutlenku węgla na poziomie 2.500 ppm stwierdzono zmniejszenie umiejętności myślenia strategicznego uczestników badań do poziomu dysfunkcyjnego. Podobne badania i wyniki uzyskali Zhang [20], [21], Allen [22] oraz Pacurar i Carnazanu [23]. Zintegrowany sposób oceny komfortu cieplnego i jakości powietrza

<sup>3</sup> Total Volatile Organic Compounds – Całkowita ilość lotnych związków organicznych



<sup>4</sup> Jedną z nowatorskich metod określania zanieczyszczenia powietrza zaproponował Ole Fanger. Zgodnie z jego teorią poziomem odniesienia jest strumień zanieczyszczeń wydzielanych przez osobę dorosłą (1 olf), w średnim wieku, zażywającą 0,7 kąpeli na dobę, zmieniającą codziennie bieliznę osobistą, pracującą w biurze lub miejscu o podobnym charakterze, w pozycji siedzącej, w warunkach komfortu cieplnego. Obecność tak zdefiniowanej osoby standardowej, emitującej do pomieszczenia 1 olf zanieczyszczeń, przy przepływie  $36 \text{ m}^3/\text{h}$  ( $10 \text{ l/s}$ ) powietrza zewnętrznego w warunkach idealnego mieszania strumienia wywoła w pomieszczeniu stężenie zanieczyszczeń powietrza równe 1 decypol.

przeprowadzili T. Mróz i K. Szkarłat [24], biorąc pod uwagę trzy składowe – temperaturę wewnętrzną w pomieszczeniach, wilgotność względną i stężenie dwutlenku węgla. Zbudowali skalę ocen poszczególnych parametrów i nadali im wagi tworząc jedną skalę oceny od 0 % do 100 %.

### 1.3 Budynek energooszczędny i bilans energii

Standardy energetyczne budynków w Polsce przez lata wyznaczane były poprzez normatywne wartości współczynników przenikania ciepła przegród budowlanych określone w PN-57/B-02495 [25], PN-64/B-03404 [26], PN-74/B-03404 [27]. Z czasem zbiór wymagań odnośnie ochrony cieplnej budynków rozszerzał się. W PN-82/B-02020 [28] wymagania poszerzono o zachowanie maksymalnej wartości współczynnika przenikania ciepła dla budynku ( $k_B$ ) uzależniając jego wartość od współczynnika kształtu ( $A_B/V_B$ ). Wprowadzono także ograniczenia w zakresie maksymalnych powierzchni przegród przezroczystych oraz szczelności powietrznej przegród. Kolejne zaostżenia wymagań zawarte zostały w normie PN-91/B-02020 [29].

Dalsze zmiany w zakresie oszczędności energii przyniosło rozporządzenie w sprawie warunków technicznych jakim powinny odpowiadać budynki i ich usytuowanie (Dz.U.1994 Nr 10, poz. 46) wprowadzając graniczne wartości sezonowego zapotrzebowania na ciepło do ogrzewania budynku zależne od współczynnika kształtu i zmniejszające współczynniki przenikania ciepła dla ścian zewnętrznych (Dz.U.1999 Nr 15, poz. 140, Dz.U.2002r. Nr 75, poz. 690). Kolejne zmiany legislacyjne były już następstwem konieczności dostosowania przepisów krajowych do przepisów obowiązujących we Wspólnocie Europejskiej.

Implementacja zapisów dyrektywy 2002/91/WE z dnia 16.12.2002 r. w sprawie charakterystyki energetycznej budynków wprowadziła poważne zmiany w przepisach krajowych w zakresie efektywności energetycznej budynków. Ustanowione zostały nowe kryteria oceny. Po raz pierwszy w krajowym obrocie prawnym pojawiło się pojęcie wskaźnika rocznego obliczeniowego zapotrzebowania na nieodnawialną energię pierwotną. Obowiązujące obecnie rozporządzenie w sprawie warunków technicznych jakim powinny odpowiadać budynki i ich usytuowanie (Dz.U.2022, Poz.1225) [30] uwzględnia zmiany dyrektywy w sprawie charakterystyki energetycznej budynków z 2010 r. (2010/31/WE) [31].

Jednocześnie z odpowiednią izolacyjnością cieplną przegród budowlanych wznoszone budynki muszą spełniać szereg innych wymogów zapewniających osiągnięcie dopuszczalnych wartości wskaźników zapotrzebowania na nieodnawialną energię pierwotną ( $EP_{H+W}$ ).

Od 1 stycznia 2021 dla budynków jednorodzinnych dopuszczalna wartość wskaźnika zapotrzebowania na energię pierwotną  $EP_{H+W}$  na potrzeby ogrzewania, wentylacji oraz przygotowania ciepłej wody użytkowej wynosi 70 kWh/(m<sup>2</sup>·rok).

W celu przybliżenia wskaźnika  $EP$  konieczne jest zdefiniowania następujących rodzajów energii:

- Energia pierwotna ( $Q_P$ , [kWh/rok]). Nieodnawialna energia pierwotna to całkowita energia zawarta w pierwotnych, naturalnych nośnikach energii takich jak: węgiel kamienny, węgiel brunatny, ropa naftowa, gaz ziemny. Odnawialna energia pierwotna to energia pozyskana z odnawialnych źródeł energii.

- Energia końcowa ( $Q_K$ , [kWh/rok]). Całkowita ilość energii do ogrzewania (ewentualnie chłodzenia), wentylacji, przygotowania ciepłej wody i oświetlenia wbudowanego wyznaczana dla standardowych warunków klimatycznych i standardowych warunków użytkowania budynku uwzględniająca wszystkie straty ciepła powstające w systemach grzewczych, wentylacyjnych i ciepłej wody użytkowej.
- Energia użytkowa ( $Q_{H,nd}$ ,  $Q_{W,nd}$ , [kWh/rok]). Całkowita ilość energii cieplnej wynikająca z potrzeb cieplnych budynku w zakresie ogrzewania i wentylacji wyznaczana dla standardowych warunków klimatycznych i standardowego sposobu użytkowania ( $Q_{H,nd}$ ) oraz ilość energii cieplnej związanej z podgrzaniem ciepłej wody użytkowej w warunkach standardowego zużycia i temperatury ( $Q_{W,nd}$ ).

Wskaźnik  $EP$  wyznaczany jest z poniższych zależności:

$$EP_{H+W} = \frac{Q_p}{A_f} \quad [\text{kWh}/(\text{m}^2 \cdot \text{rok})] \quad (1.9)$$

$$Q_p = Q_{p,H} + Q_{p,W} \quad [\text{kWh}/\text{rok}] \quad (1.10)$$

$$Q_{p,H} = w_H \cdot Q_{K,H} + w_{el} \cdot E_{el,pom,H} + w_{el} \cdot E_{el,pom,ve} \quad [\text{kWh}/\text{rok}] \quad (1.11)$$

$$Q_{p,W} = w_W \cdot Q_{K,W} + w_{el} \cdot E_{el,pom,W} \quad [\text{kWh}/\text{rok}] \quad (1.12)$$

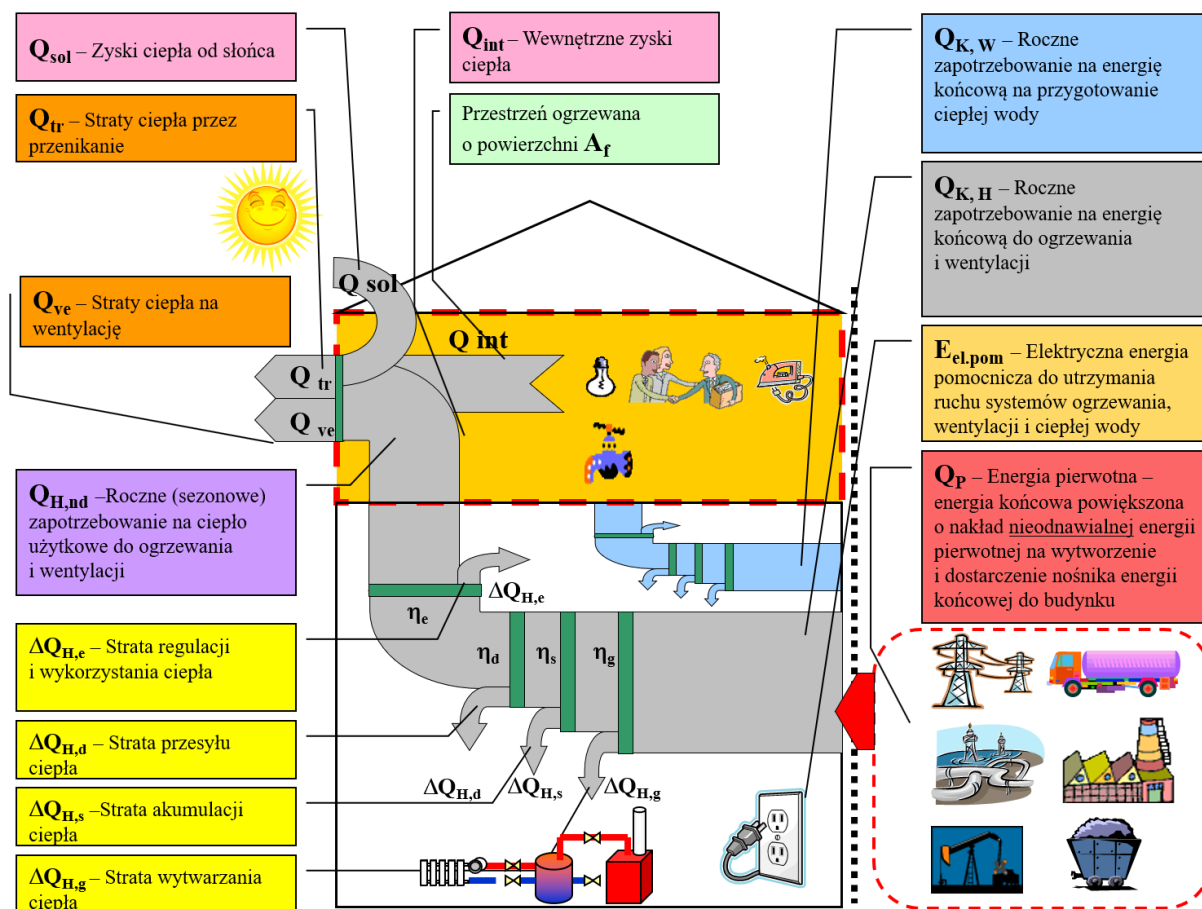
$$Q_{K,H} = \frac{Q_{H,nd}}{\eta_{H,tot}} \quad [\text{kWh}/\text{rok}] \quad (1.13)$$

$$Q_{K,W} = \frac{Q_{W,nd}}{\eta_{W,tot}} \quad [\text{kWh}/\text{rok}] \quad (1.14)$$

gdzie:

- $EP_{H+W}$  wskaźnik rocznego obliczeniowego zapotrzebowania na nieodnawialną energię pierwotną do ogrzewania, wentylacji i przygotowania ciepłej wody użytkowej, [kWh/(m<sup>2</sup>·rok)]
- $Q_p$  roczne zapotrzebowanie na nieodnawialną energię pierwotną do ogrzewania i przygotowania ciepłej wody użytkowej, [kWh/rok]
- $Q_{p,H}$  roczne zapotrzebowanie na nieodnawialną energię pierwotną odpowiednio - do ogrzewania i do przygotowania ciepłej wody użytkowej, [kWh/rok]
- $Q_{p,W}$  roczne zapotrzebowanie na nieodnawialną energię pierwotną do przygotowania ciepłej wody użytkowej, [kWh/rok]
- $w_{el}$  współczynnik nakładu nieodnawialnej energii pierwotnej na wytworzenie i dostarczenie nośnika energii końcowej do budynku, który określa dostawca energii lub nośnika energii, [-]
- $Q_{H,K}$  roczne zapotrzebowanie na ciepło końcowe do ogrzewania i wentylacji, [kWh/rok]
- $Q_{W,K}$  roczne zapotrzebowanie na ciepło końcowe do przygotowania ciepłej wody, [kWh/rok]
- $Q_{H,nd}$  roczne zapotrzebowanie na ciepło użytkowe do ogrzewania i wentylacji, [kWh/rok]
- $Q_{W,nd}$  roczne zapotrzebowanie na ciepło użytkowe do przygotowania ciepłej wody użytkowej, [kWh/rok]
- $\eta_{H,tot}$  całkowita średnia roczna sezonowa sprawność systemu grzewczego, [%]
- $\eta_{W,tot}$  całkowita średnia roczna sezonowa sprawność systemu ciepłej wody użytkowej, [%]

Charakterystyczne wielkości związane z bilansowaniem energii w budynku określające ich wzajemne zależności przedstawione zostały na rysunku poglądowym (Rys. 1–3).



Rys. 1–3. Ogólny schemat bilansu energii budynku w sezonie grzewczym

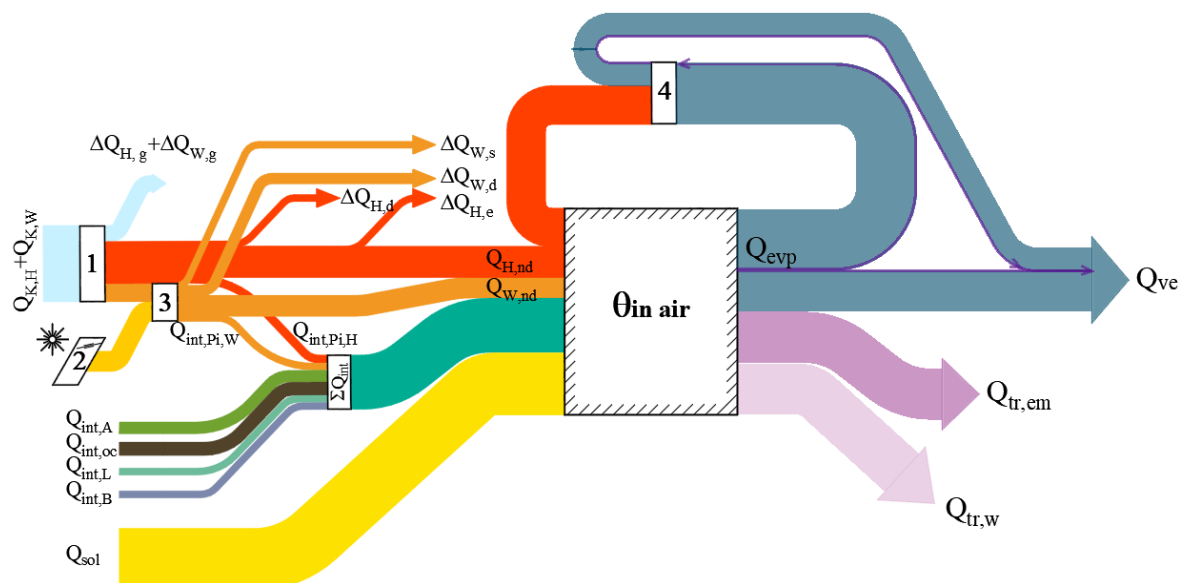
Wskaźniki zapotrzebowania na energię użytkową do ogrzewania dla budynków w zależności od standardów energetycznych [32] wynoszą:

Rodzaj budynku	Wskaźnik zapotrzebowanie na energię użytkową do ogrzewania $EU = Q_{H,nd} / A_f$ [kWh/(m <sup>2</sup> ·rok)]
energochłonny	220
standardowy	120
energooszczędny	≤ 60
niskoenergetyczny	≤ 40
pasywny	≤ 15

Tabela 1-1. Standardy energetyczne budynków



Bilans ciepła badanego budynku przedstawiono (Rys. 1–4) w formie wykresu Sankey’a.



Rys. 1–4. Bilans ciepła badanego budynku w sezonie grzewczym w formie wykresu Sankey’a

Oznaczenia: 1 – gazowy kondensacyjny kocioł grzewczy, 2 – kolektory słoneczne, 3 – podgrzewacz c.w.u., 4 – rekuperator

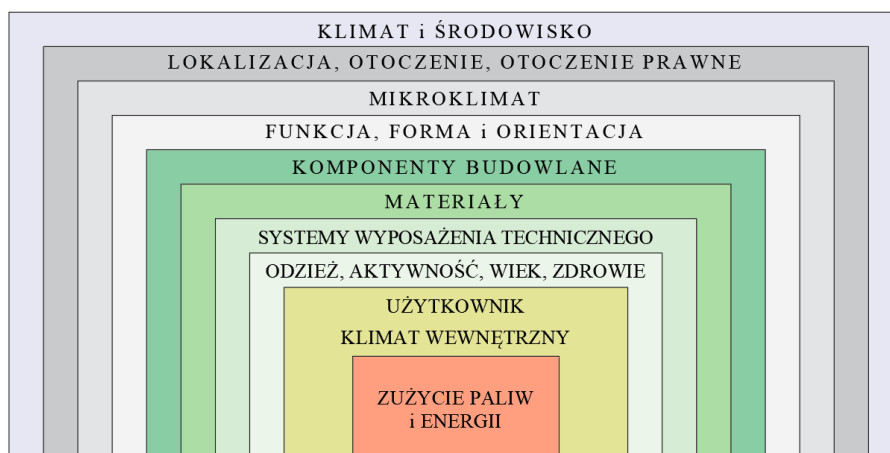
$\theta_{in}$	temperatura powietrza w przestrzeni ogrzewanej budynku, [°C]
$Q_{H,nd}$	ciepło użytkowe na potrzeby ogrzewania i wentylacji, [Wh/h]
$Q_{W,nd}$	ciepło użytkowe na potrzeby ciepłej wody użytkowej, [Wh/h]
$Q_{int,A}$	zyski ciepła od urządzeń elektrycznych, [Wh/h]
$Q_{int,oc}$	zyski ciepła od ludzi, [Wh/h]
$Q_{int,L}$	zyski ciepła od oświetlenia, [Wh/h]
$Q_{int,B}$	zyski ciepła od c.w.u. (kąpieli), [Wh/h]
$Q_{int,Pi,H}$	zyski ciepła od przewodów rurowych c.o., [Wh/h]
$Q_{int,Pi,W}$	zyski ciepła od przewodów rurowych c.w.u., [Wh/h]
$\Sigma Q_{int}$	suma zysków ciepła, [Wh/h]
$Q_{sol}$	zyski ciepła od słońca, [Wh/h]
$Q_{tr,w}$	straty przenoszenia ciepła przez przegrody przezroczyste, [Wh/h]
$Q_{tr,em}$	straty przenoszenia ciepła przez przegrody pełne, [Wh/h]
$Q_{ve}$	straty przenoszenia ciepła przez powietrze wentylacyjne, [Wh/h]
$Q_{evp}$	ciepło pobrane z otoczenia w procesie odparowania wilgoci, [Wh/h]
$\Delta Q_{H,g}$	strata wytwarzania ciepła w systemie c.o., [Wh/h]
$\Delta Q_{H,d}$	strata dystrybucji ciepła w systemie c.o., [Wh/h]
$\Delta Q_{H,e}$	strata związana z wykorzystaniem i regulacją w systemie c.o., [Wh/h]
$\Delta Q_{W,g}$	strata wytwarzania ciepła w systemie c.w.u., [Wh/h]
$\Delta Q_{W,s}$	strata magazynowania ciepła w systemie c.w.u., [Wh/h]
$\Delta Q_{W,d}$	strata dystrybucji ciepła w systemie c.w.u., [Wh/h]

## 1.4 Czynniki kształtujące zużycie energii i komfort klimatyczny w budynku

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, charakter otaczającej zabudowy i poszycia roślinnego, forma architektoniczna budynku, otoczenie prawne, komponenty i materiały budowlane, systemy technicznego wyposażenie budynku wraz ze sterowaniem (system ogrzewania, wentylacji, klimatyzacji, przygotowanie ciepłej wody użytkowej). Ostatnim elementem jest użytkownik – jego osobiste preferencje w stosunku do warunków klimatycznych, ubiór, wiek, stan zdrowia, sposób użytkowania, czas użytkowania, rodzaj aktywności fizycznej.

Rola użytkowników jest podwójna. Po pierwsze, poprzez obecność i wykonywane czynności wpływają w sposób bezpośredni i pośredni na emisję ciepła i wilgoci, po drugie każdy z nich ma swoje osobiste preferencje co do warunków w pomieszczeniu. Poprzez preferencje, należy rozumieć wrażenia zmysłowe odczucia temperatury otaczającego powietrza, temperatury promieniowania komponentów budowlanych i instalacyjnych, duszności, parności, ciemności, itd. Odczucia te będą subiektywnie odbierane przez użytkowników [33], którzy będą dążyli przy pomocy dostępnych metod regulacji do zapewnienia sobie warunków komfortowych, poprzez zasłonięcie lub odsłonięcie okien, przewietrzanie pomieszczeń, sterowanie grzejnikami i wentylacją.

Będą zatem parametryzować dostępne z poziomu użytkownika budynku czynniki kształtujące komfort klimatyczny i zużycie energii w budynku. Poprzez zmianę wydajności układów wentylacji mechanicznej będą wpływać na temperaturę, wilgotność i stężenie  $CO_2$  w pomieszczeniu, poprzez zmianę strategii sterowania wentylacją będą zmieniać ilość odzyskiwanego w rekuperatorze ciepła i ilość energii pozyskiwanej w gruntowym wymienniku ciepła. Wpływ użytkowników na charakterystykę energetyczną budynków będzie rysował się tym bardziej wyraźniej, im większą rolę będą odgrywać w bilansie ciepła. Sytuacja taka będzie miała miejsce w budynkach energooszczędnych [34].



Rys. 1–5. Czynniki wpływające na zużycie energii i komfort klimatyczny, podejście systemowe - modyfikacja autora na podstawie K. Pietrzyk [35]

Wraz z opuszczeniem przez nich pomieszczeń następuje skokowa zmiana wymagań w stosunku do środowiska wewnętrznego. Poprzez odpowiednie działania możliwe jest zmniejszenie temperatury, intensywności wentylacji, zmiana zacienienia okien, itp. Problem jednak w tym, iż nie są to działania wymuszone odczuwaniem zmysłowym, jak w przypadku chęci poprawy warunków (np. otwarcia okna czy włączenia grzejnika), lecz wyuczone (świadome), o których użytkownik musi pamiętać (np. zmniejszenie intensywności wentylacji przed opuszczeniem domu). Rolę korygowania parametrów w części przejmują automatyka sterująca systemami technicznego wyposażenia budynku, jednak dedykowane rozwiązania są stosunkowo proste i nie gwarantują optymalnego wykorzystania energii, pozostawiając wiele parametrów poza kontrolą urządzeń sterujących. Interakcja pomiędzy użytkownikami i budynkiem ma bardzo szczególne znaczenie, ze względu na rolę jaką pełnią w kształtowaniu komfortu klimatycznego i zużyciu energii, dlatego konieczne jest zastosowanie bardziej zaawansowanych systemów niż powszechnie stosowane regulatory PID. Pojawia się tu miejsce na sterowanie wykorzystujące logikę zbiorów rozmytych, czy sieci neuronowych znajdujące zastosowania w sterowaniu predykcyjnym [36].

Wiele czynników wpływających na komfort klimatyczny i zużycie energii w budynkach jest parametryzowanych na etapie planowania, projektowania i budowy. Z pośród omawianych w dalszej części pracy dotyczyć to będzie: gruntowego wymiennika ciepła (długości, średnicy, zagłębienia, spadku dna, kierunku przepływu, strategii sterowania), centrali wentylacyjnej (sprawności odzyskiwania ciepła z powietrza usuwanego), warunków środowiska wewnętrznego i zewnętrznego.

## **1.5 Wybrane systemy technicznego wyposażenia budynków energooszczędnych**

Zmieniający się trend w postrzeganiu budynków uwydatnia się szczególnie poprzez zwiększenie roli systemów technicznego wyposażenia budynków w aspekcie efektywności energetycznej i ekologicznej [8]. Wybór rozwiązań *STW* i strategii ich sterowania następuje na etapie projektowania. Wytyczne projektowe w formie regulacji prawnych ograniczają się do zdefiniowania zbioru wymagań jakie powinien spełniać budynek [30], określają maksymalny poziom zużycia energii pierwotnej w zależności od jego przeznaczenia. W kwestii wewnętrznych warunków klimatycznych odsyłają do odpowiednich norm technicznych [37]. Zaprojektowanie budynku tak, aby spełniał odpowiednie wymagania pozostawia się w gestii projektanta. Do niego też należy przeprowadzenie analizy technicznej i ekonomicznej oraz przedstawienie uzasadnienia wyboru rozwiązań.

W podejmowaniu decyzji pomóc mogą publikacje naukowe, takie jak: zasady projektowania systemów wentylacji budynków energooszczędnych, przedstawione przez Ł. Amanowicza i E. Szczechowiaka [38], zintegrowane metody symulacji i projektowania budynków energooszczędnych według A. Górki, K. Bandurskiego, E. Szczechowiaka [39], charakterystyka techniczna budynków niskoenergetycznych przedstawiona przez M. Basińską [40], przegląd rozwiązań poprawiających efektywność energetyczną systemów HVAC autorstwa E.K. Simpeh, J.P.G. Pillay, R. Ndiokubwayo, D.J. Nalumu [41], czy ekonomiczne aspekty w procesie decyzyjnym wyboru odnawialnych źródeł energii w pasywnych domach jednorodzinnych [42], przedstawione przez B. Radomskiego i T.M. Mroza. Informacje na temat efektywności energetycznej w budownictwie, wpływu nośników energii i rozwiązań instalacyjnych na charakterystykę energetyczną budynku znaleźć można również w pracach

w E. Szczechowiaka, [43] i E. Hutnika [44]. Badania efektywności energetycznej i ekonomicznej budynku pasywnego przeprowadzili M. Nantka i M. Mietła [45].

Deficyt zwrotnych informacji z użytkowania budynków niskoenergetycznych powoli jest uzupełniany doświadczeniami krajowymi i zagranicznymi. Obejmują one zagadnienia kompleksowe – zużycia energii i komfortu klimatycznego w budynku, jednak przeważają badania poszczególnych komponentów. Badania eksploatacyjne zrealizowanych do tej pory budynków pozwalają na wstępną weryfikację poprawności założeń projektowych.

R. Stachniewicz i A. Świąćicki przeprowadzili praktyczne badania budynku zrealizowanego w standardzie NF40<sup>5</sup> zlokalizowanego na Warszawskim Ursynowie, uzyskując nieco gorsze od zakładanych na etapie projektowania wskaźniki [46]. Badania eksploatacyjne pasywnego budynku użyteczności publicznej, zlokalizowanego w Poznaniu, pod kątem zużycia energii oraz wybranych parametrów komfortu klimatycznego (CO, CO<sub>2</sub>, RH, T) przeprowadziła J. Sinacka [47]. Badała korelacje pomiędzy ilością użytkowników i koncentracją dwutlenku węgla, temperaturą i zawartością wilgoci w powietrzu wewnętrznym. Przegląd budynków o niskim zużyciu energii w warunkach krajowych przeprowadzili A. Miszczuk i K. Żmijewski [48].

S. Pater przedstawił wyniki siedmioletniej obserwacji hybrydowej instalacji źródła ciepła składającego z czterech urządzeń grzewczych – kolektorów słonecznych, gruntowej pompy ciepła, kotła na biomasę i kotła gazowego w budynku mieszkalno – biurowym w okolicach Krakowa [49]. Instalacja kolektorów słonecznych do przygotowania *c.w.u.* była przedmiotem badań eksperymentalnych instalacji laboratoryjnej Wydziału Inżynierii Środowiska Politechniki Lubelskiej, A. Siuta-Oлча przedstawiła uzyski i dobowe sprawności instalacji [50]. Teoretyczną ocenę i symulacje pracy pojedynczych systemów do produkcji *c.w.u.* z wykorzystaniem odnawialnych źródeł energii przedstawili A.L. Biaou, M.A. Bernier [51].

Zagadnienia związane z modelowaniem matematycznym rekuperatorów w układach wentylacji mechanicznej przedstawili P. Liu, M.J. Alonso, H.M. Mathisen, C. Simonson [52]. Teoretyczną analizę skuteczności odzyskiwania ciepła z powietrza wentylacyjnego w wymiennikach krzyżowych przedstawił A. Jedlikowski [53]. Z kolei M. Adamski przeprowadził badania wpływu zysków ciepła w przewodzie doprowadzającym powietrze zewnętrzne na sprawność rekuperatora [54].

Wśród dość dobrze rozpoznanych i zbadanych komponentów *STW* należy wymienić powietrzne rurowe gruntowe wymienniki ciepła (*PRGWC*). Są rozwiązaniem, może niepowszechnie, ale chętnie stosowanym szczególnie w budownictwie energooszczędnym. Ich rolą jest pozyskiwanie darmowej, odnawialnej energii gruntu w celu ogrzania lub ochłodzenia powietrza wentylacyjnego przed jego wprowadzeniem do budynku.

Z pośród prac poświęconych gruntowym wymiennikom ciepła dominują te zawiązane z modelowaniem. Zróżnicowanie modeli obliczeniowych ujawnia się głównie w aspekcie szczegółowości przyjętych warunków brzegowych i elementarności obliczeń. Warstwa gruntu otaczającego wymiennik ciepła, stanowi quasi sezonowy magazyn ciepła, a jego zdolności akumulacyjne uzależnione są od szeregu czynników.

---

<sup>5</sup> Standard NF40 oznacza, że zapotrzebowanie na energię użytkową do ogrzewania budynku wynosi nie więcej niż 40 kWh/(m<sup>2</sup> rok), zdefiniowany został przez Narodowy Fundusz Ochrony Środowiska i Gospodarki Wodnej w Warszawie na potrzeby programu dopłat do budowy budynków energooszczędnych.

Szczegółowy model obliczeniowy opisany przez V.R. Tarnawskiego [55] uwzględnia gradient temperatury i wilgoci gruntu, przemiany fazowe (parowanie i zamarzanie), właściwości fizyko – chemiczne gruntu, a także procesy zachodzące na jego powierzchni zależne od warunków klimatycznych (opady deszczu, pokrywa śnieżna, temperatura i wilgotność powietrza, promieniowanie słoneczne, zachmurzenie, prędkość wiatru, odparowanie, sublimacja i kondensacja). Stosunkowo dokładny model zaprezentował M. Bojic [56], nie uwzględnia on co prawda gradientu wilgoci, natomiast wykorzystuje zmienność warunków otoczenia: temperaturę powietrza, natężenie promieniowania słonecznego czy współczynnik przenikania ciepła z otoczenia do gruntu. Modele termo – hydraulicznych wymienników gruntowych znaleźć można również w pracach M. De Paepe i A. Janssens [57], G. Mihalakakou, M. Santamouris, D. Asimakopoulos [58], H. Foita [59], [60], [61], [62] czy H. Wu [63]. Model numeryczny wymiennika gruntowego ułożonego ze spadkiem 3 % zgodnym z kierunkiem przepływu powietrza przedstawili G. Chardome i V. Feldheim [64].

W praktyce inżynierskiej, ilość warunków brzegowych w miarę możliwości ograniczana jest do niezbędnego minimum gwarantującego uzyskanie wyniku o satysfakcjonującej dokładności. Uproszczone modele wymienników gruntowych zaprezentowali M. Szymański, J. Wojtkowiak [65], J. Rucińska [66], Ł. Amanowicz i J. Wojtkowiak [67], F. Bartyzel, K. Wojtas [68], B. Lipska [69]. Model ostatniej publikacji oparty jest na algorytmie opisanym w normie [70]. Istotą tych modeli jest oszacowanie temperatury gruntu na dowolnej głębokości w dowolnej chwili czasu. Bazują one na zmienności naturalnego pola temperatury gruntu, nie uwzględniają wpływu zmienności strumienia ciepła pobieranego i oddawanego do gruntu przez przepływające w GWC powietrze. Sam grunt traktowany jest jak ośrodek homogeniczny. Zmiana naturalnego pola temperatury gruntu wywołana jest zmiennością temperatury otaczającego powietrza. Prace związane z modelowaniem pola temperatury gruntu prowadzili M. Sporysz wraz z zespołem [71], J. Wołoszyn [72], Cz. Oleśkiewicz – Popiel i J. Wojtkowiak [73], [74], [75] czy B. Larwa, K. Kupiec, M. Gwadera, K. Neupauer [76]. Wynikiem tych prac jest opis funkcji okresowej zmienności temperatury gruntu na danej głębokości w zależności od temperatury powietrza zewnętrznego. Również B. Biernacka przedstawiła mechanizm wymiany ciepła w ośrodku gruntowym [77].

Ekonomiczne aspekty stosowania gruntowego powietrznego wymiennika ciepła w budynkach jednorodzinnych poruszyli J. Müller; D. Wdowiak w przedstawionej analizie opłacalności [78].

Wyniki z badań eksploatacyjnych pracy wymienników rurowych publikowane są zdecydowanie rzadziej. Badania najczęściej prowadzone są w krótkich seriach czasowych, niewspółmiernych do sezonowego czasu pracy wymiennika.

M. Witek [79], [80] przeprowadził badania eksploatacyjne powietrznego gruntowego jednorurowego wymiennika ciepła  $\varnothing 250$  mm o długości 28 m w układzie wentylacji z rekuperacją w domu jednorodzinym przy wydatku powietrza 180 m<sup>3</sup>/h w okresie od 22.01. do 28.01.2008 r. oraz od 07.08 do 30.08.2008 r. Badania były prowadzone przy temperaturze powietrza zewnętrznego odpowiednio od 0 °C do +10 °C i od 11,5 °C do +28,5 °C. Zwrócił uwagę między innymi na konieczność przeprowadzenia badań w warunkach szerszego zakresu temperatur zewnętrznych w okresie zimowym. Wskazał również na brak energetycznych podstaw wykorzystania badanego wymiennika w przedziale temperatur powietrza od 0 °C do +10 °C mimo, iż pierwsze dodatnie efekty energetyczne pojawiły się przy +6 °C. Rozważał także możliwość wydłużenia wymiennika.

Pomiary *in situ* układu wentylacji z rekuperatorem i wymiennikiem gruntowym jednorurowym prowadziła M. Hurnik [81], okres badań obejmował 10 dni od 25.03. do 03.04.2012 r., temperatura powietrza zewnętrznego oscylowała w zakresie  $-1,4\text{ }^{\circ}\text{C} \div +19,7\text{ }^{\circ}\text{C}$ , strumień powietrza nawiewanego wynosił niespełna  $145\text{ m}^3/\text{h}$ . Wykazała, że układ rekuperatora i wymiennika gruntowego pracował z bardzo wysoką sprawnością około 96,7 %.

Z kolei A. Górka i M. Szymański [82] przeprowadzili pomiary i badania modelowe wielorurowego wymiennika ciepła o wydatku  $2.700\text{ m}^3/\text{h}$  w obiekcie handlowym od października 2007 r. do listopada 2008 r. Zwrócili uwagę na bardzo istotny i rzadko poruszany problem strategii sterowania przepływem przez wymiennik. Wykazali, że zmiana nastaw temperatur przełączania przepustnicy kierującej powietrza do PRGWC daje znaczące korzyści w postaci zwiększenia ilości pozyskiwanego ciepła i chłodu.

Holistyczne podejście do badań modelowych i eksploatacyjnych budynków i systemów wyposażenia technicznego daje możliwość zebrania informacji i sformułowania wniosków na temat wpływu rozwiązań technicznych, parametrów zewnętrznych i wewnętrznych, sposobu użytkowania i strategii sterowania na zużycie energii w budynku. Ocenie zużycia energii energetycznej i zmienności warunków komfortu klimatycznego dedykowane były badania modelowe przeprowadzone przez Sz. Firląga. Dotyczyły wpływu rodzaju systemu ogrzewczego na komfort cieplny i zużycie energii w jednorodnym budynku pasywnym [83], udokumentował on między innymi możliwość zastąpienia systemu ogrzewania wodnego w budynku pasywnym systemem powietrznym, z zastrzeżeniem, że pierwszy z nich zużywa o  $3 \div 5\%$  mniej ciepła, lecz więcej energii elektrycznej pomocniczej. Zauważył również istotny wpływ wewnętrznych zysków ciepła na kształtowanie warunków klimatycznych w budynku.

## 1.6 Uzasadnienie podjętego tematu

Badania pojedynczych komponentów systemów technicznego wyposażenia budynków takich jak np.: gruntowe wymienniki ciepła, rekuperatory, kolektory słoneczne, ogniwa fotowoltaiczne, kotły grzewcze, pompy ciepła i wiele innych, dają obraz efektów uzyskanych w wyniku działania tych konkretnych elementów. Na przykład w wyniku badań PRGWC, jedną z podstawowych informacji zwrotnych jest ilość ciepła lub chłodu dostarczona i odebrana do i od powietrza wentylacyjnego. Jest to istotna wiedza w przypadku porównywania ze sobą różnych rozwiązań wymienników. Jednak ilość dostarczonej do powietrza wentylacyjnego energii nie wpływa wprost proporcjonalnie na zmianę zużycia energii w budynku. Podobnie jest z pozostałymi STW. Zmniejszenia zużycia energii w budynku nie da się sprowadzić do sumy efektów energetycznych uzyskanych w wyniku zastosowania pojedynczych rozwiązań technicznych.

Równie ważny jest wpływ użytkownika, który oddziałuje na budynek i STW w dwojaki sposób – biernie – będąc źródłem wyzwalamym sygnał dla STW (emisja ciepła, dwutlenku węgla, wilgoci) i czynnie – poprzez aktywną, świadomą i nieświadomą zmianę parametrów nastaw.

Konieczność zintegrowanej oceny budynku wraz z systemami technicznego wyposażenia jest istotnym elementem w procesie podejmowania decyzji o zastosowaniu danych rozwiązań technicznych lub ich zaniechaniu na etapie planowania i projektowania obiektu. Równie istotny jest wybór właściwej strategii sterowania systemami technicznego wyposażenia budynku w czasie jego eksploatacji oraz konieczność zmniejszenia wpływu

użytkownika na realizację nastaw i zastępowanie jego nieświadomych działań samouczącymi się algorytmami.

Analizując aktualny stan badań w zakresie korelacji pomiędzy zużyciem energii w budynku i warunkami komfortu klimatycznego, zastosowanymi rozwiązaniami systemów technicznego wyposażenia oraz przyjętymi parametrami projektowymi i eksploatacyjnymi wartościami operacyjnymi można stwierdzić, że istnieje potrzeba holistycznego podejścia do oceny budynku wraz z STW.

Ponadto aktualny stan badań wskazuje na niewielki odsetek prac poświęconych długoterminowej ocenie parametrów komfortu klimatycznego i zużycia energii w budynku w rzeczywistych warunkach eksploatacyjnych na poziomie krajowym, potwierdza to konieczność przeprowadzenia takich badań.

## 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.

W wyniku przeprowadzonych badań i optymalizacji udało się wskazać obszary możliwej poprawy efektywności energetycznej *STW* poprzez zmianę parametrów projektowych i operacyjnych. Ustalono, że optymalnie skonfigurowane parametry na etapie projektowania i eksploatacji pozwoliłyby zmniejszyć zużycie energii użytkowej do ogrzewania budynku o 47 %.

Szczególnie istotne z projektowego i praktycznego punktu widzenia jest udokumentowanie wpływu spadku podłużnego i kierunku przepływu powietrza<sup>6</sup> przez powietrzny rurowy gruntowy wymiennik ciepła (*PRGWC*) na temperaturę powietrza na wylocie z wymiennika oraz pozyskiwane ilości energii.

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 ÷ 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.

---

<sup>6</sup> zgodny lub przeciwny do spadku 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. Charakterystyka badanego budynku i systemów technicznego wyposażenia

---

#### 3.1 Lokalizacja, otoczenie, warunki prawne

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. Na działce dominuje zieleń niska i średniowysoka [84] w formie luźnych nasadzeń, wzdłuż ogrodzenia od strony południowo – wschodniej i południowo – zachodniej uporządkowana forma zieleni wysokiej w postaci drzew liściastych. Budynek zlokalizowany jest w obszarze obowiązującego miejscowego planu zagospodarowania przestrzennego dzielnicy lecznictwa uzdrowiskowego, w którym w sposób zdecydowany ograniczone zostały możliwości zabudowy poprzez zdefiniowanie przedniej i bocznych linii zabudowy.



Rys. 3–1. Lokalizacja budynku na działce

## 3.2 Funkcja, forma, orientacja

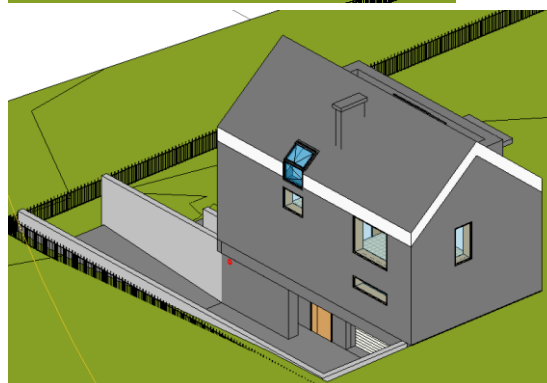
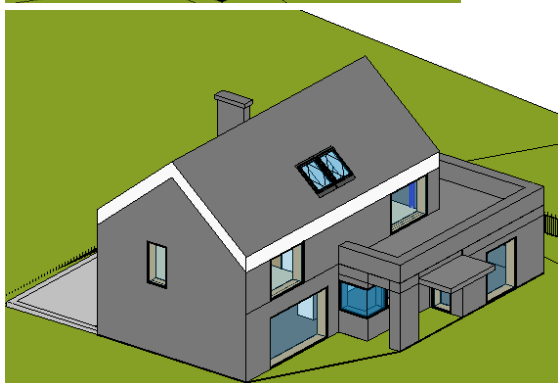
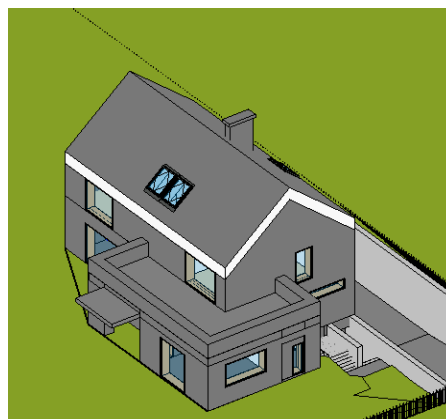
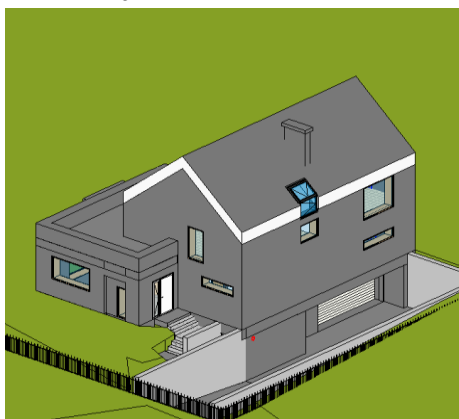
Architektonicznie budynek stanowi zestawienie dwóch brył – tradycyjnej w kształcie prostopadłościanu, krytej dachem dwuspadowym oraz niższej krytej dachem płaskim, będącym jednocześnie tarasem dostępnym z poziomu poddasza użytkowego. Budynek został częściowo podpiwniczony. W piwnicy budynku zlokalizowano garaż i pomieszczenie techniczne. Stanowią one nieogrzewaną część budynku.



Rys. 3–2. Widok elewacji południowo – zachodniej

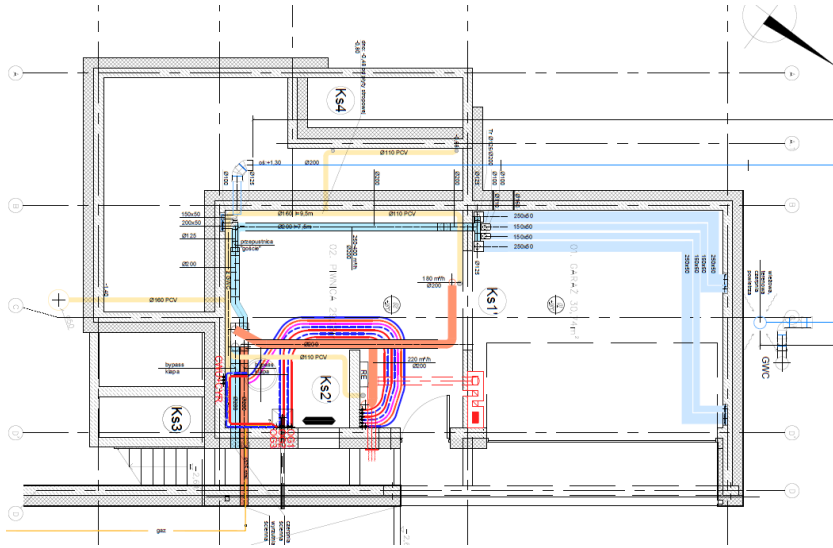


Rys. 3–3. Widok elewacji północno – zachodniej

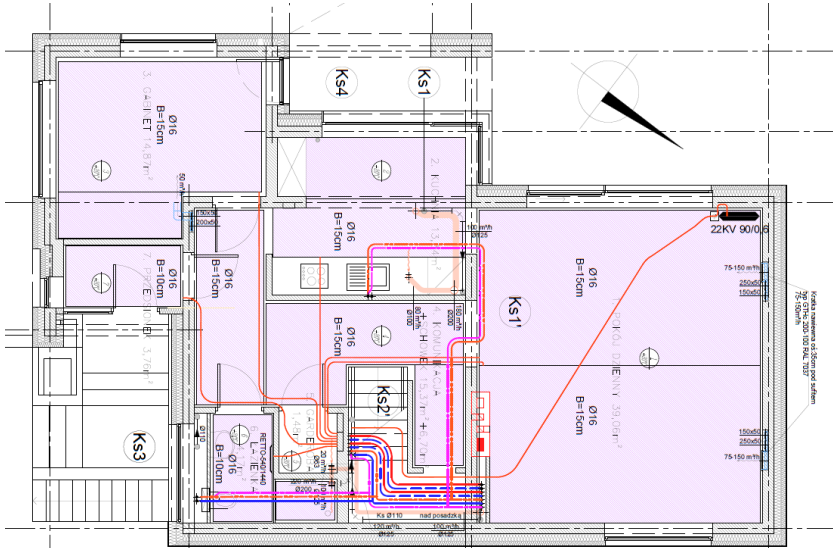


Rys. 3–4. Model przestrzenny budynku w programie Revit

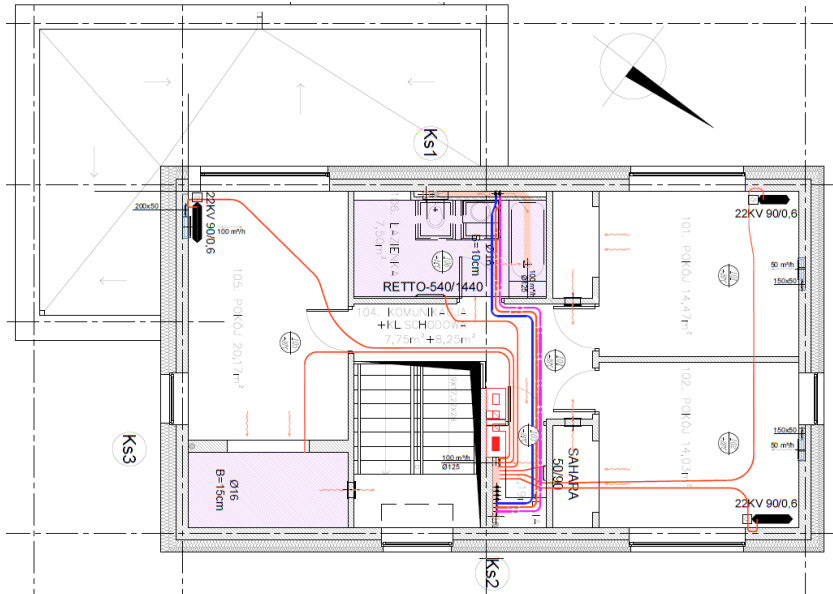
a)



b)



c)



Rys. 3–5. Rzuty kondygnacji a) Rzut na poziom -1, b) Rzut na poziom 0, c) Rzut na poziom +1, Przekrój pionowy budynku przedstawiono na rysunku (Rys. 6–2)

### 3.3 Wskaźniki geometryczne

Powierzchnia całkowita	218,08	m <sup>2</sup>
Powierzchnia użytkowa (ogrzewana)	173,11	m <sup>2</sup>
Powierzchnia mieszkalna	102,09	m <sup>2</sup>
Powierzchnia przegród oddzielających przestrzeń ogrzewaną od nieogrzewanej i od środowiska zewnętrznego	618,84	m <sup>2</sup>
Kubatura	725,10	m <sup>3</sup>
Kubatura ogrzewana	498,73	m <sup>3</sup>
Współczynnik A/V	1,237	m <sup>-1</sup>

Tabela 3-1. Zestawienie ogólnych wskaźników powierzchniowych i kubaturowych budynku

Nr	Opis pomieszczenia	A <sub>u</sub> [m <sup>2</sup> ]	A <sub>f</sub> [m <sup>2</sup> ]	H <sub>sr</sub> [m]	V <sub>f</sub> [m <sup>3</sup> ]
<b>POZIOM -1</b>		<b>59,92</b>	<b>0,00</b>	<b>2,08</b>	<b>0,00</b>
01	Garaż	30,74	0,00	2,08	0,00
02	Piwnica	29,18	0,00	2,08	0,00
<b>POZIOM 0</b>		<b>92,05</b>	<b>98,75</b>	<b>2,65</b>	<b>261,51</b>
1	Pokój dzienny	39,06	39,06	2,73	106,63
2	Kuchnia	13,34	13,34	2,52	33,62
3	Gabinet	14,87	14,87	2,54	37,77
4	Komunikacja	15,37	22,07	2,73	60,25
5	Garderoba	1,48	1,48	2,72	4,03
6	Łazienka	4,17	4,17	2,48	10,34
7	Przedsiónek	3,76	3,76	2,36	8,87
<b>POZIOM +1</b>		<b>66,11</b>	<b>74,36</b>	<b>3,19</b>	<b>237,21</b>
101	Pokój	14,47	14,47	3,09	44,78
102	Pokój	14,03	14,03	3,01	42,26
103	Pralnia	2,19	2,19	2,50	5,47
104	Komunikacja z kl. schodową	7,75	16,00	3,64	58,19
105	Sypialnia	20,17	20,17	3,27	65,94
106	Łazienka	7,50	7,50	2,74	20,56
<b>SUMA:</b>		<b>218,08</b>	<b>173,11</b>	<b>2,88</b>	<b>498,73</b>

Tabela 3-2. Zestawienie wskaźników powierzchniowych i kubaturowych pomieszczeń

### 3.4 Komponenty i materiały budowlane

Budynek zrealizowany został w technologii tradycyjnej. Ściany zewnętrzne murowane z bloczków silikatowych o gr. 24 cm, zaizolowane termicznie styropianem o gr. 30 cm. Dach

o konstrukcji drewnianej, dwuspadowy o kącie pochylenia połaci 40 °, zaizolowany matami wełny mineralnej o gr. 50 cm. Strop nad piwnicą żelbetowy typu filigran (gr. 16 cm), zaizolowany styropianem o gr. 30 cm. Podłoga na gruncie w części niepodpiwniczonej zaizolowana styropianem o gr. 30 cm. Budowę przegród budowlanych i wartości współczynników przenikania ciepła przedstawiono w załączniku nr 1.

Dom usytuowano tak, aby umożliwić pozyskiwanie zysków ciepła od słońca, stąd dominujące przeszklenie elewacji na kierunek południowy. Od strony północno – wschodniej i północno – zachodniej powierzchnia przeszklenia ograniczona została do niezbędnego minimum. W celu ochrony budynku przed przegrzewaniem zastosowano żaluzje fasadowe, sterowane ręcznie.

Zastosowano stolarkę okienną drewnianą z profili z drewna sosnowego o gr. 92 mm, szkloną pakietami trójszybowymi, o średnim (dla budynku) współczynniku przenikania ciepła wynoszącym 0,887 W/m<sup>2</sup>K. Powierzchnia przeszklenia na elewacji południowo – zachodniej wynosi 30 m<sup>2</sup>. W celu eliminacji obwodowych mostków cieplnych stolarka otworowa zamontowana została w warstwie izolacji cieplnej ścian z zastosowaniem systemu „Mowo”, zapewniającym również odpowiednią szczelność powietrzną połączeń.

### **3.5 System ogrzewania**

Strefę o regulowanej temperaturze wewnętrznej stanowią pomieszczenia parteru i poddasza. Piwnica jest pomieszczeniem nieogrzewanym. Budynek został wyposażony w instalację ogrzewania podłogowego, obejmującą wszystkie pomieszczenie parteru oraz łazienkę 1 piętra. W trzech pokojach na piętrze budynku oraz dodatkowo, poza ogrzewaniem podłogowym, w pokoju dziennym na parterze zainstalowano grzejniki płytowe. Obie łazienki i pralnia wyposażone zostały w grzejniki łazienkowe. Na każdej kondygnacji zabudowane zostały szafki rozdzielaczowe ogrzewania grzejnikowego i podłogowego zasilane z dwóch niezależnych obiegów grzewczych, dla których ustalono osobne krzywe regulacyjne.

Instalacja zasilana jest w ciepło z kondensacyjnego kotła grzewczego typu Vitodens 300 o mocy 19 kW zlokalizowanego w piwnicy, opalanego gazem ziemnym. Ciepło do instalacji dostarczane jest zależnie od zewnętrznych warunków pogodowych. Każde z pomieszczeń wyposażone zostało w indywidualne regulatory temperatury – naścienne, pomieszczeniowe, współpracujące z głowicami elektrotermicznymi ogrzewania podłogowego oraz przygrzejnikowe.

Przewody w obrębie kotła wykonano z rur miedzianych, pozostałą część instalacji z rur wielowarstwowych PE/AL/PE. W obrębie piwnic przewody prowadzone są natynkowo w otoczeniu powietrza oraz w posadzce, na pozostałych kondygnacjach w posadzce. Zaizolowane otulinami z pianki polietylenowej o grubości od 12 do 30 mm.

### **3.6 System ciepłej wody użytkowej**

Ciepła woda użytkowa przygotowywana jest w podgrzewaczu pojemnościowym typu Vitocell 100 – W o pojemności 300 dm<sup>3</sup> z podwójną wężownicą. Wężownica górna zasilana jest z kotła gazowego, dolna z kolektorów słonecznych. Instalacja ciepłej wody wyposażona jest w pompę cyrkulacyjną sterowaną według zadanego harmonogramu czasowego.

Przewody w obrębie kotła wykonano z rur miedzianych, pozostałą część instalacji z rur wielowarstwowych PE/AL/PE. Przewody prowadzone są podobnie jak grzewcza

instalacja rurowa – natynkowo i w posadzkach. Zaizolowane zostały otulinami z pianki polietylenowej o grubości 20 mm.



Rys. 3–6. Gazowy kocioł kondensacyjny Vitodens 300



Rys. 3–7. Podgrzewacz pojemnościowy Vitocell – 100 W

### 3.7 Systemy kolektorów słonecznych i fotowoltaiczny

Dla potrzeb wspomaganie przygotowania ciepłej wody użytkowej zainstalowano dwa kolektory słoneczne płaskie typu Vitosol 200F o powierzchni czynnej absorbera 2,3 m<sup>2</sup> każdy. Na dachu budynku zainstalowano 8 modułów fotowoltaicznych z krzemowymi ogniwami polikrystalicznymi typu Vitovolt 300 o całkowitej mocy 2 kWp. Wytwarzany prąd zużywany jest na własne potrzeby, a jego nadmiar oddawany jest do sieci.



Rys. 3–8. Moduły fotowoltaiczne Vitovolt 300 (2 kWp)



Rys. 3–9. Kolektory słoneczne termiczne Vitosol – 200F



### 3.8 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 m<sup>3</sup>/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. 3–14).



Rys. 3–10. Centrala wentylacyjna Vitovent 200 (50 ÷ 450 m<sup>3</sup>/h)

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 związkiem 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 współczynniku 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. 3–13). Gdy temperatura powietrza zewnętrznego jest niższa od temperatury gruntu otaczającego wymiennik, powietrze ogrzewa się, gdy jest niższa - 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. Udatnione powietrze wprowadzane jest do pokoi, wywiewane jest z łazienek i pomieszczeń

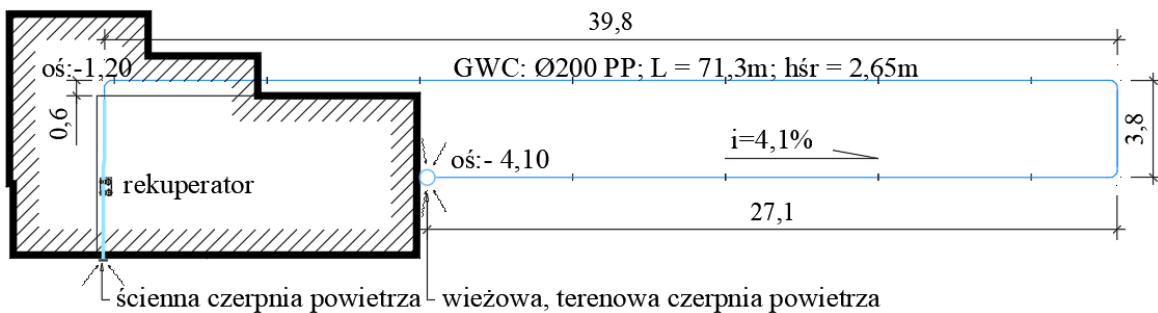
pomocniczych (pralnia i garderoby) i usuwane jest na zewnątrz wyrzutnią ścienną (Rys. 3–14, Rys. 3–15). Dla okresów przejściowych zastosowano obejście PRGWC. Strumień powietrza wentylacyjnego jest zmienny w zależności od potrzeb i wynosi od 100 do 400 m<sup>3</sup>/h.



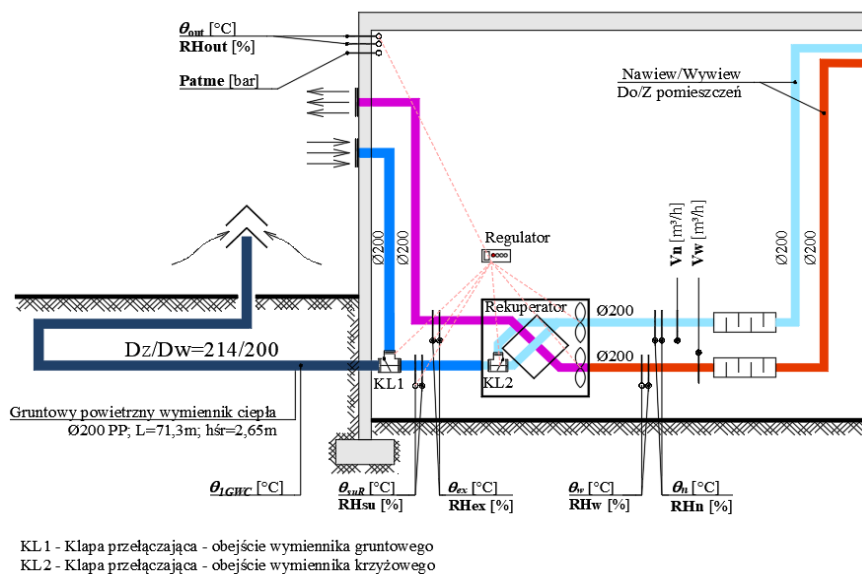
Rys. 3–11. Gruntowy wymiennik ciepła podczas montażu (podejście pod terenową czerpnię powietrza i studzienka na skropliny)



Rys. 3–12. Gruntowy wymiennik ciepła podczas montażu



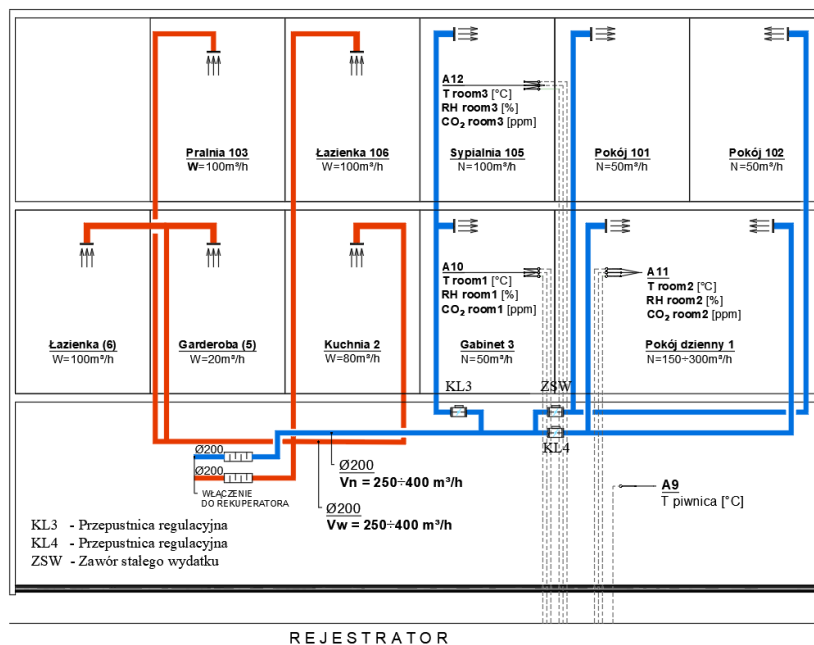
Rys. 3–13. Topologia gruntowego wymiennika ciepła



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

Rys. 3–14. 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. 3–15).



Rys. 3–15. Schemat kanałowej instalacji wentylacji nawiewnej i wywiewnej oraz rozmieszczenie czujników mierzących parametry powietrza w pomieszczeniach

### 3.9 System akwizycji danych

Budynek wyposażono w instalacje do pomiaru i rejestracji wybranych wielkości fizycznych określających parametry powietrza wewnątrz i na zewnątrz budynku, zużycie i produkcje 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...2000 ppm, +/- 50 ppm +2 %), zintegrowane z przetwornikami temperatury (0...50 °C, +/-0,3 °C) i wilgotności (10...90 % RH, +/-5 %) typu CO<sub>2</sub>HRT-D, komunikujące się sygnałem napięciowym w zakresie 0 ÷ 10 V. W piwnicy zainstalowano pomieszczeniowy czujnik temperatury typu TG-R5/PT1000 (1000 Ω/0 °C). Monitorowanie warunków środowiska zewnętrznego odbywa się z wykorzystaniem przetwornika wilgotności (0-100 % RH, +/-2 %; 0÷10 V) i temperatury powietrza zewnętrznego (-20...+60 °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 m<sup>3</sup>/h, +/- 5 %; 0÷10 V) z wbudowanym krzyżem pomiarowym (Rys. 3–17). 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. 3–16).



Rys. 3–16. Kanałowe czujniki temperatury i wilgotności powietrza w układzie wentylacji mechanicznej



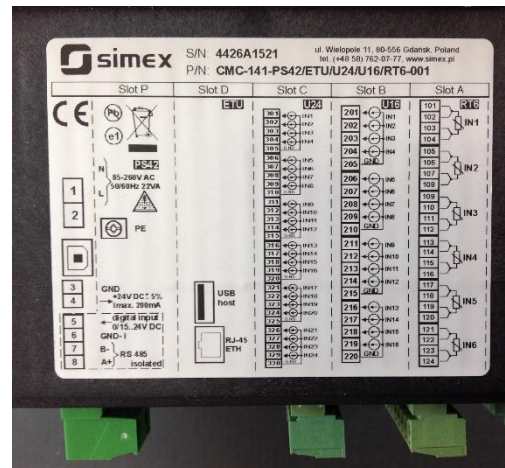
Rys. 3–17. Przetwornik przepływu powietrza w układzie wentylacji mechanicznej

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 ( $500 \Omega/0 \text{ } ^\circ\text{C}$ ,  $-40\dots+140 \text{ } ^\circ\text{C}$ , EN 60751), przepływomierz  $q_p=0,6 \text{ m}^3/\text{h}$ , DN15 ( $q_{\min}=0,006 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $q_{\max}=1,2 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $2\dots+160 \text{ } ^\circ\text{C}$ ,  $E_f=\pm(2+0,02 q_p/q) \%$ , max.5 %; 1,0 ltr/impuls) i przelicznik ( $E_c=\pm(0,5+\Delta\theta_{\min}/\Delta\Theta) \%$ ).

Ilość energii słonecznej wprowadzonej do systemu ciepłej wody użytkowej mierzona jest przy pomocy licznika energii cieplnej typu Multical 6M2, wyposażonego w czujniki temperatury zasilania i powrotu ( $500 \Omega/0 \text{ } ^\circ\text{C}$ ,  $-40\dots+140 \text{ } ^\circ\text{C}$ , EN 60751), przepływomierz Unico2 DN15,  $q_p=1,5\text{m}^3/\text{h}$  ( $q_{\min}=0,03\text{m}^3/\text{h}$ ,  $q_{\max}=3,0\text{m}^3/\text{h}$ ; 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  $3,6 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$  przy  $t=20 \text{ } ^\circ\text{C}$ ).

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.

Wykaz elementów systemu akwizycji danych i rejestrowanych wielkości fizycznych przedstawiono w załączniku nr 2.



Rys. 3–18. Wielokanałowy rejestrator danych MultiCon CMC-141-PS42/ETU/U24/U16/RT6-001

### 3.10 Użytkownicy

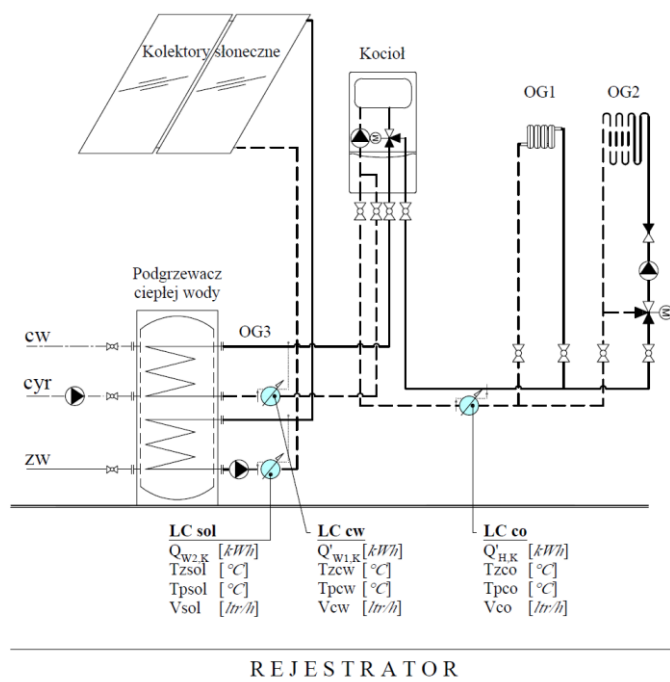
W normalnym trybie budynek użytkowany jest przez czteroosobową rodzinę – dwie kobiety i dwóch mężczyzn. Harmonogramy i sposób użytkowania poszczególnych pomieszczeń wraz z rodzajem wykonywanych aktywności został zdefiniowany w dalszej części opracowania. Na uwagę zasługuje fakt, że 20.03.2020 r. wprowadzony został stan epidemii wywołany zakażeniami wirusem SARS-CoV-2, co niewątpliwie zmieniło sposób użytkowania mieszkania.

## 4. Zużycie energii w budynku na podstawie pomiarów

### 4.1 Wyniki pomiarów zużycie ciepła w badanym obiekcie

Rejestrowane wielkości zużycia energii cieplnej dostarczanej z gazowego kotła kondensacyjnego dla potrzeb ogrzewania i przygotowania ciepłej wody użytkowej są równoważne energii końcowej pomniejszonej o straty wytwarzania ciepła  $Q'_{H,K} = Q_{H,K} - \Delta Q_{H,g}$ ,  $Q'_{W1,K} = Q_{W1,K} - \Delta Q_{W1,g}$ . Ciepło dostarczane do systemu przygotowania ciepłej wody z kolektorów słonecznych, przy pominięciu strat ciepła rurociągów pomiędzy kolektorami i podgrzewaczem ciepłej wody, równoważone jest energii końcowej dostarczonej z systemu solarnego  $Q_{W2,K}$ . Ciepło wprowadzone do instalacji c.w.u. równe jest  $Q'_{W,K} = Q'_{W1,K} + Q_{W2,K}$ .

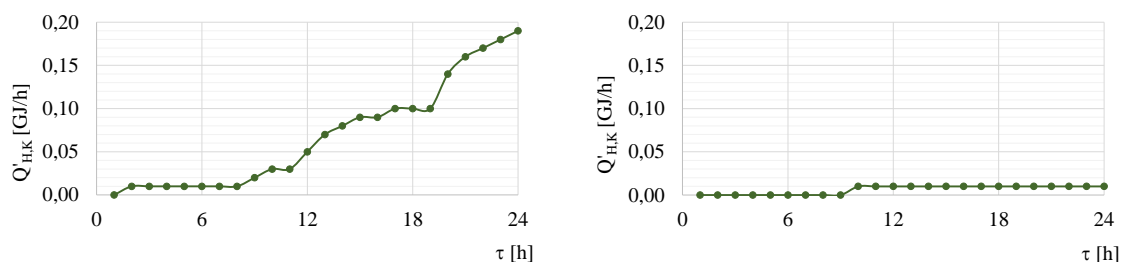
Pomiar zużycia ciepła  $Q'_{H,K}$ ,  $Q'_{W1,K}$  odbywa się przy użyciu liczników ciepła typu Multical 402, oznaczonych na schemacie odpowiednio  $L_{co}$  i  $L_{cw}$ . Pomiar zużycia ciepła  $Q_{W2,K}$  odbywa się przy użyciu licznika ciepła typu Multical 6M2, oznaczonego na schemacie  $L_{sol}$ .



Rys. 4–1. Schemat rozmieszczenia liczników ciepła

Pomiar ciepła odbywa się z rozdzielczością 10 Wh, natomiast rejestracja wartości z rozdzielczością 2.777 Wh (0,01 GJ). Oznacza to, że przy niskim zużyciu ciepła rejestracja wartości może przesunąć się na kolejny dzień (Rys. 4–2). Godzinowa ocena zapotrzebowania

na ciepło z wykorzystaniem zarejestrowanych parametrów z przedstawioną rozdzielczością jest niemożliwa, dlatego w dalszej części do oceny zużycia ciepła w budynku posłużono się wartościami dobowymi.



Rys. 4–2. Ciepło zarejestrowane przez licznika Lco w dniach 01.01.2019 i 01.04.2019

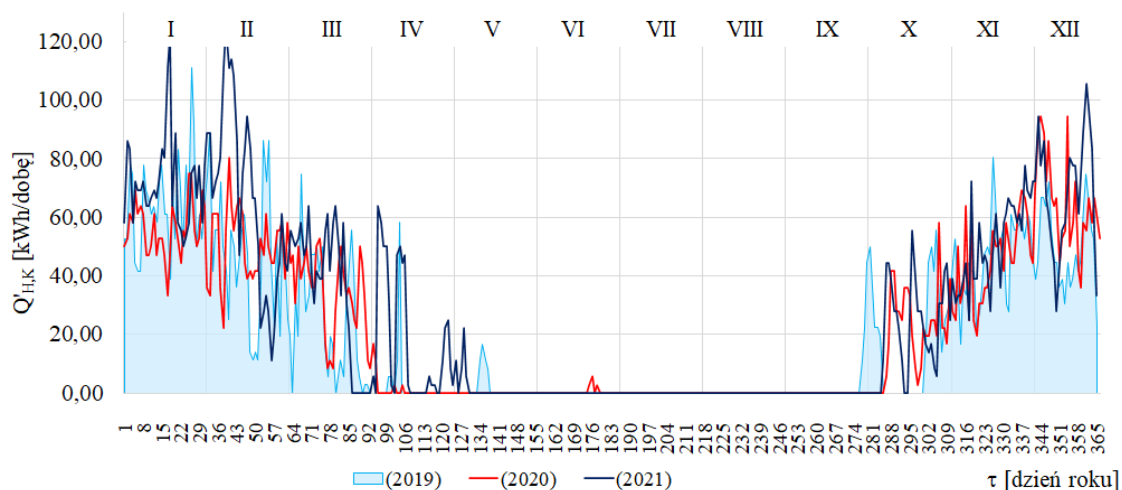
Ilość energii cieplnej wprowadzona do instalacji grzewczej  $Q'_{H,K}$  w latach 2019, 2020, 2021 wynosiła rocznie w zależności od sezonu od 7.500 kWh/rok do niespełna 10.000 kWh/rok. Wykorzystując pomierzone wartości temperatur powietrza zewnętrznego ilość ciepła zużytego na potrzeby ogrzewania przeliczono na warunki sezonu standardowego  $Q'_{H,K,STD}$  oraz określono wzrost zużycie ciepła do ogrzewania wynikający za zmian temperatur zewnętrznych i sposobu użytkowania budynku. Sezon standardowy opisano przez typowe lata meteorologiczne i statystyczne dane klimatyczne do obliczeń energetycznych budynków dla stacji meteorologicznej Bydgoszcz (dane opracowane na podstawie pomiarów z lat 1971-1981 dostępne na archiwalnej stronie internetowej Ministerstwa Inwestycji i Rozwoju [85]). Liczbę stopniodni ( $S_d$ , [ $^{\circ}C \cdot dzień$ ]) w badanych sezonach zestawiono w tabeli (Tabela 4-3)

Miesiąc	$Q'_{H,K}$ [kWh / m-c]		
	2019	2020	2021
Styczeń	1 988,89	1 733,33	2 230,56
Luty	1 333,33	1 475,00	1 919,44
Marzec	886,11	1 147,22	1 241,67
Kwiecień	86,11	52,78	475,00
Maj	47,22	0,00	105,56
Czerwiec	0,00	11,11	0,00
Lipiec	0,00	0,00	0,00
Sierpień	0,00	0,00	0,00
Wrzesień	0,00	0,00	0,00
Październik	383,33	461,11	483,33
Listopad	1 238,89	1 208,33	1 302,78
Grudzień	1 580,56	1 977,78	2 105,56
<b>SUMA</b>	<b>7 544,45</b>	<b>8 066,67</b>	<b>9 863,89</b>

Tabela 4-1. Energia wprowadzona do instalacji grzewczej w latach 2019 – 2021

Rok	$Q'_{H,K} = (Q_{H,K} - \Delta Q_{H,g})$		$Q'_{H,K} / A_f$	$Q'_{H,K,STD}$		$Q'_{H,K,STD} / A_f$
	[kWh/rok]	[GJ/rok]		[kWh/rok]	[GJ/rok]	
2019	7 544	27,16	43,58	8 926	32,13	51,56
2020	8 067	29,04	46,60	9 383	33,78	54,20
2021	9 864	35,51	56,98	10 237	36,85	59,14

Tabela 4-2. Rzeczywista i przeliczona na warunki sezonu standardowego energia wprowadzona do instalacji grzewczej w latach 2019 – 2021



Rys. 4-3. Energia wprowadzona do instalacji grzewczej w latach 2019 – 2021

Widoczne zużycie ciepła na potrzeby ogrzewania w czerwcu 2020 r. wynikało z błędu obsługi regulatora przez użytkownika.

Miesiąc	2019	2020	2021	STD
Styczeń	682,35	568,07	688,05	695,50
Luty	551,20	497,99	673,22	609,30
Marzec	437,87	533,46	463,42	672,97
Kwiecień	80,37	94,75	253,98	253,49
Maj	43,74	0,00	76,34	92,39
Czerwiec	0,00	15,69	0,00	0,00
Lipiec	0,00	0,00	0,00	0,00
Sierpień	0,00	0,00	0,00	0,00
Wrzesień	0,00	0,00	0,00	204,81
Październik	195,48	244,96	255,69	344,53
Listopad	481,70	470,16	580,57	483,24
Grudzień	547,23	614,11	614,32	614,01
<b>SUMA:</b>	<b>3 019,94</b>	<b>3 039,18</b>	<b>3 605,57</b>	<b>3 970,24</b>

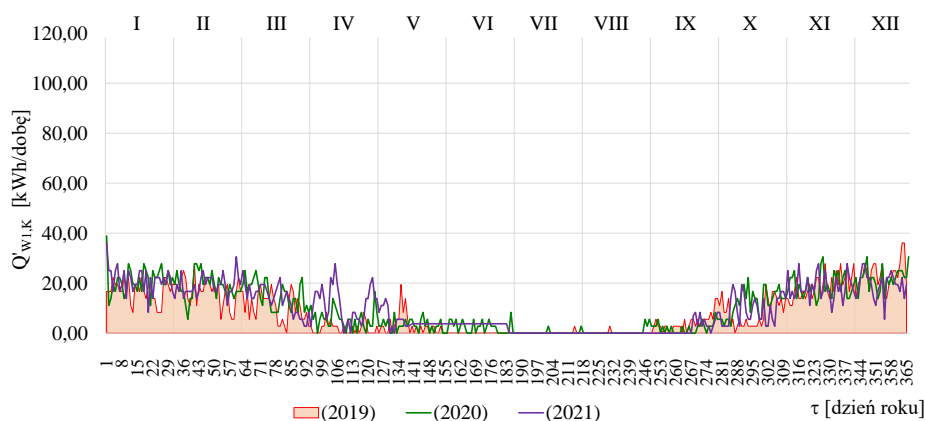
Tabela 4-3. Liczba stopniodni (Sd, [°C·dzień]) w poszczególnych latach pomiarów



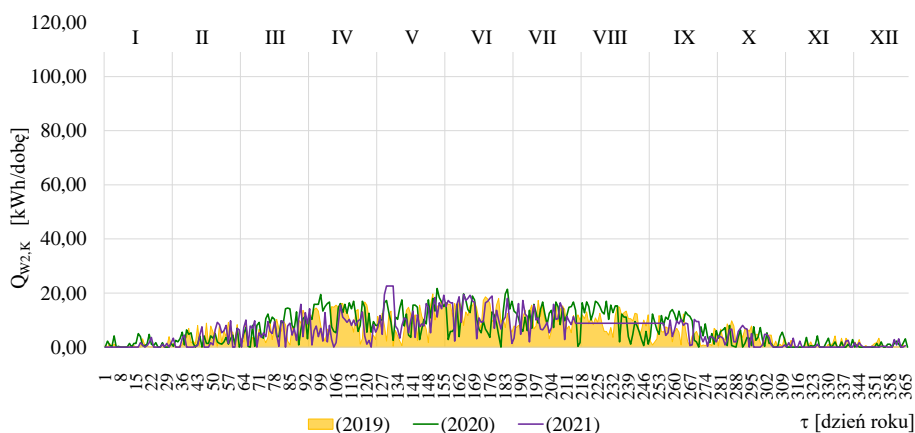
Ilość energii cieplnej wprowadzona do systemu przygotowania ciepłej wody stanowi sumę ciepła wprowadzonego z kotła gazowego ( $Q'_{w1,K}$ ) i z kolektorów słonecznych ( $Q_{w2,K}$ ).

Miesiąc / Rok	2019		2020		2021	
	[kWh/mc]	[kWh/mc]	[kWh/mc]	[kWh/mc]	[kWh/mc]	[kWh/mc]
	2019 $Q'_{w1,K}$	2019 $Q_{w2,K}$	2020 $Q'_{w1,K}$	2020 $Q_{w2,K}$	2021 $Q'_{w1,K}$	2021 $Q_{w2,K}$
Styczeń	527,78	13,61	655,56	33,89	661,11	12,50
Luty	483,33	99,72	550,00	76,39	550,00	80,83
Marzec	358,33	166,67	488,89	221,67	455,56	187,78
Kwiecień	69,44	327,22	163,89	377,50	319,44	222,50
Maj	94,44	264,72	119,44	346,11	188,38	342,50
Czerwiec	2,78	422,78	69,44	319,03	113,05	417,78
Lipiec	0,00	309,17	11,11	386,80	4,30	306,39
Sierpień	5,56	313,06	2,78	344,44	0,00	275,26
Wrzesień	77,78	150,83	55,56	240,28	37,64	221,13
Pazdziernik	236,11	130,00	322,22	101,11	241,67	98,89
Listopad	508,33	23,61	558,33	30,00	530,56	9,17
Grudzień	697,22	23,06	655,56	21,39	577,78	16,94
Suma:	3 061,11	2 244,44	3 652,78	2 498,61	3 679,48	2 191,67
<b>Razem:</b>	<b>5 305,56</b>		<b>6 151,39</b>		<b>5 871,15</b>	

Tabela 4-4. Energia wprowadzona do instalacji ciepłej wody użytkowej w latach 2019 – 2021



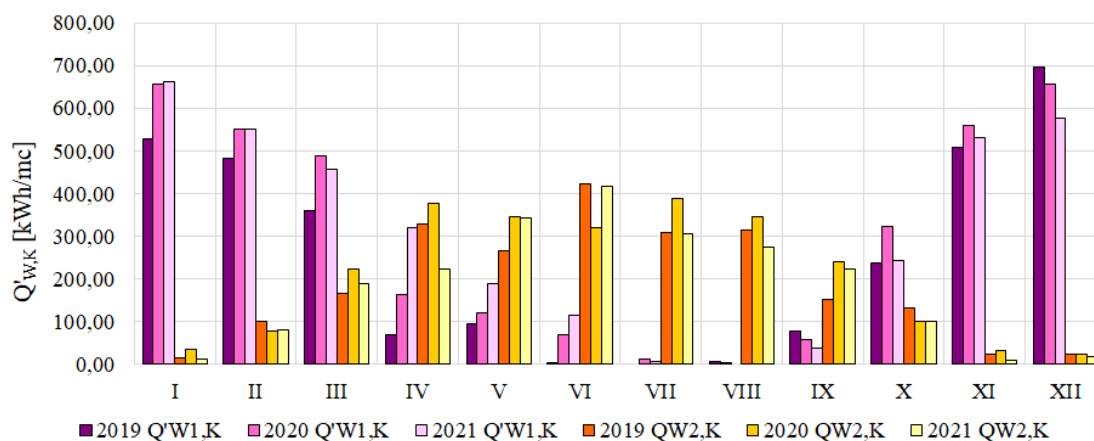
Rys. 4-4. Energia wprowadzona do instalacji ciepłej wody z kotła gazowego ( $Q'_{w1,K}$ ) w latach 2019 – 2021



Rys. 4-5 Energia wprowadzona do instalacji ciepłej wody z kolektorów słonecznych ( $Q_{w2,K}$ ) w latach 2019 – 2021

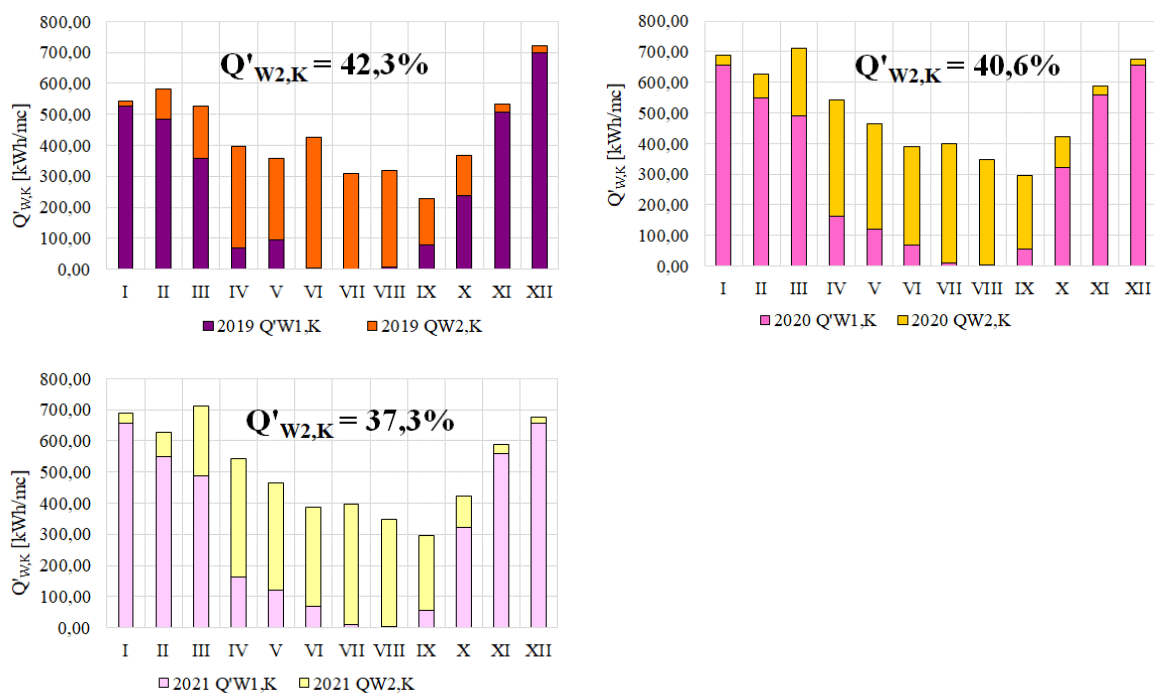
Rok	$Q'_{w1,K}$ [kWh/rok]	$Q_{w2,K}$ [kWh/rok]	$Q'_{w,K}$ [kWh/rok]	$Q'_{w1,K}$ [GJ/rok]	$Q_{w2,K}$ [GJ/rok]	$Q'_{w,K}$ [GJ/rok]
2019	3 061	2 244	5 306	11,02	8,08	19,10
2020	3 653	2 499	6 151	13,15	9,00	22,15
2021	3 679	2 192	5 871	13,25	7,89	21,14

Rys. 4–6 Energia wprowadzona do instalacji ciepłej wody użytkowej w latach 2019 – 2021



Rys. 4–7 Energia wprowadzona do systemu ciepłej wody użytkowej z kotła gazowego i z kolektorów słonecznych w latach 2019 – 2021

Ilość ciepła wprowadzona do instalacji ciepłej wody użytkowej z systemu kolektorów słonecznych w stosunku do całkowitej ilości ciepła przeznaczonego na *c.w.u.* wynosi średnio 40 % i w okresach letnich pokrywa w całości zapotrzebowanie. Należy jednak zwrócić uwagę, że jakość ciepła (temperatura ciepłej wody) często zostaje zdecydowanie przekroczona, powyższej wartości nastawy i osiąga wartości 70 °C, a niejednokrotnie nie osiąga zadanej wartości nastawy 45 °C, utrzymując się na poziomie 35 ÷ 40 °C.



Rys. 4–8 Udział energii słonecznej w stosunku do całkowitej energii cieplnej dostarczonej do instalacji ciepłej wody w latach 2019 – 2021

Rok	$Q'_{w1,K} / A_f$ [kWh/(m <sup>2</sup> ·rok)]	$Q_{w2,K} / A_f$ [kWh/(m <sup>2</sup> ·rok)]	$Q'_{w,K} / A_f$ [kWh/(m <sup>2</sup> ·rok)]
2019	17,68	12,97	30,65
2020	21,10	14,43	35,53
2021	21,26	12,66	33,92

Tabela 4-5. Wskaźniki jednostkowego zużycia energii wprowadzonej do instalacji ciepłej wody użytkowej w latach 2019 – 2021

Jednostkowe dobowe zapotrzebowanie na ciepłą wodę użytkową w budownictwie mieszkaniowym jednorodzinny z uwzględnieniem przerw w użytkowaniu, w przepisach krajowych dotyczących obliczania charakterystyki energetycznej budynków [86], określone zostało na poziomie 1,26 dm<sup>3</sup>/(m<sup>2</sup>·doba). W badanym budynku odpowiada to zużyciu *c.w.u.* na poziomie 79,3 m<sup>3</sup>/rok (6,61 m<sup>3</sup>/m-c). Ciepło użytkowe dostarczone do wody od temperatury początkowej 10 °C do temperatury końcowej (nastawa na regulatorze) 48 °C to 3.485 kWh/rok, co daje wskaźnik jednostkowego zapotrzebowania na ciepło użytkowe do przygotowania *c.w.u.* na poziomie 20 kWh/(m<sup>2</sup>·rok).

Podsumowując, średnioroczna ilość ciepła dostarczonego do systemów *c.o.* i *c.w.u.* w budynku wynosi 14.268 kWh/rok z czego energia konwencjonalna, dostarczona z kotła gazowego to 11.956 kWh/rok (84 %). Uśredniona wartość wskaźnika zużycia energii końcowej pomniejszonej o sprawność wytwarzania ciepła w budynku wynosi 82 kWh/(m<sup>2</sup>·rok).

Miesiąc / Rok	2019				2020				2001			
	$Q'_{w1,K}$ [kWh/mc]	$Q_{w2,K}$ [kWh/mc]	$Q'_{H,K}$ [kWh/mc]	$Q'_{w,K}, Q'_{H,K}$ [kWh/mc]	$Q'_{w1,K}$ [kWh/mc]	$Q_{w2,K}$ [kWh/mc]	$Q'_{H,K}$ [kWh/mc]	$Q'_{w,K}, Q'_{H,K}$ [kWh/mc]	$Q'_{w1,K}$ [kWh/mc]	$Q_{w2,K}$ [kWh/mc]	$Q'_{H,K}$ [kWh/mc]	$Q'_{w,K}, Q'_{H,K}$ [kWh/mc]
Styczeń	527,78	13,61	1 988,89	2 530,28	655,56	33,89	1 733,33	2 422,78	661,11	12,50	2 230,56	2 904,17
Luty	483,33	99,72	1 386,11	1 969,17	550,00	76,39	1 475,00	2 101,39	550,00	80,83	1 980,56	2 611,39
Marzec	358,33	166,67	836,11	1 361,11	488,89	221,67	1 147,22	1 857,78	455,56	187,78	1 180,56	1 823,89
Kwiecień	69,44	327,22	83,33	480,00	163,89	377,50	52,78	594,17	319,44	222,50	497,22	1 039,17
Maj	94,44	264,72	47,22	406,39	119,44	346,11	0,00	465,56	188,38	342,50	83,33	614,21
Czerwiec	2,78	422,78	0,00	425,56	69,44	319,03	11,11	399,59	113,05	417,78	0,00	530,83
Lipiec	0,00	309,17	0,00	309,17	11,11	386,80	0,00	397,91	4,30	306,39	0,00	310,69
Sierpień	5,56	313,06	0,00	318,61	2,78	344,44	0,00	347,22	0,00	275,26	0,00	275,26
Wrzesień	77,78	150,83	0,00	228,61	55,56	240,28	0,00	295,83	37,64	221,13	0,00	258,77
Pazdziernik	236,11	130,00	438,89	805,00	322,22	101,11	461,11	884,44	241,67	98,89	488,89	829,44
Listopad	508,33	23,61	1 238,89	1 770,83	558,33	30,00	1 208,33	1 796,67	530,56	9,17	1 355,56	1 895,28
Grudzień	697,22	23,06	1 525,00	2 245,28	655,56	21,39	1 977,78	2 654,72	577,78	16,94	2 047,22	2 641,94
Suma:	3 061,11	2 244,44	7 544,45	12 850,00	3 652,78	2 498,61	8 066,67	14 218,06	3 679,48	2 191,67	9 863,89	15 735,04

Tabela 4-6. Zestawienie ilości ciepła wprowadzonego do instalacji ogrzewczej i przygotowania ciepłej wody użytkowej w latach 2019 – 2021

Ilości zużywanego paliwa gazowego wynikające z faktur w kolejnych latach 2019 ÷ 2021 wynosiły odpowiednio 11.072 kWh/rok, 11.818 kWh/rok, 14.424 kWh/rok. Średnioroczna sprawności wytwarzania kotła gazowego w badanym przedziale czasu określona została na poziomie  $\eta_g = 96,28$  %. Należy jednak zauważyć, że wielkość ta obarczona jest błędem wynikającym z faktu, że naliczenia za paliwo gazowe ponoszone są zaliczkowo, odczyt odbywa się raz w roku, czasami z kilkutygodniowym przesunięciem czasowym w stosunku do okresu pomiarowego. Ponadto dostawca paliwa PGNiG Sp. z o.o. w rozliczeniu stosuje jedną wartość opałową paliwa gazowego (współczynnik konwersji) w całym okresie rozliczeniowym.

Przy założeniu, że energia elektryczna dostarczana do napędu urządzeń w systemach technicznego wyposażenia budynku, bilansowo, zasilana jest z instalacji fotowoltaicznej, to wartość eksploatacyjna wskaźnika rocznego zapotrzebowania na nieodnawialną energię pierwotną<sup>7</sup> w badanym budynku wynosi  $EP_{H+W} = 80 \text{ kWh}/(\text{m}^2 \cdot \text{rok})$  i jest o 14 % wyższa od wartości granicznej  $EP_{H+W \text{ MAX}} = 70 \text{ kWh}/(\text{m}^2 \cdot \text{rok})$  określonej w przepisach techniczno – budowlanych [30].

---

<sup>7</sup> Przyjęto współczynnik nakładu nieodnawialnej energii pierwotnej dla gazu ziemnego  $w=1,1$

## **5. Charakterystyka i parametryzacja czynników kształtujących zużycie energii i komfort klimatyczny**

---





### **5.1 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

<p><b>Wewnętrzne zyski ciepła (<math>\phi_{int}</math>)</b></p> <p>Parametry wejściowe:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– użytkownicy (ludzie, zwierzęta),</li> <li>– użytkowanie ciepłej wody,</li> <li>– urządzenia elektryczne,</li> <li>– oświetlenia,</li> <li>– <b>instalacje rurowe centralnego ogrzewania, ciepłej wody użytkowej i cyrkulacji</b></li> </ul> <p style="text-align: center;"></p> <p>Parametry wyjściowe:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– emisja ciepła do budynku,</li> <li>– temperatura powietrza i wewnętrznych powierzchni przegród</li> </ul>	<p><b>Zyski ciepła od słońca (<math>\phi_{sol}</math>)</b></p> <p>Parametry wejściowe:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– natężenie promieniowania słonecznego,</li> <li>– powierzchnia, orientacja, właściwości fizyczne przegród,</li> <li>– stałe elementy zacinające,</li> <li>– ruchome elementy zacinające</li> </ul> <p style="text-align: center;"></p> <p>Parametry wyjściowe:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– emisja ciepła do budynku,</li> <li>– temperatura powietrza i wewnętrznych powierzchni przegród</li> </ul>
<p><b>Straty ciepła przez przegrody (<math>\phi_{tr}</math>)</b></p> <p>Parametry wejściowe:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– <b>warunki atmosferyczne zewnętrzne,</b></li> <li>– powierzchnia, orientacja, właściwości fizyczne przegród, masa akumulacyjna,</li> <li>– wymagania w stosunku do warunków klimatycznych w budynku</li> </ul> <p style="text-align: center;"></p> <p>Parametry wyjściowe:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– emisja ciepła z budynku</li> </ul>	<p><b>Straty ciepła na podgrzanie powietrza wentylacyjnego (<math>\phi_{ve}</math>)</b></p> <p>Parametry wejściowe:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– <b>warunki atmosferyczne zewnętrzne,</b></li> <li>– <b>strumień powietrza wentylacyjnego,</b></li> <li>– <b>strumień powietrza infiltracyjnego,</b></li> <li>– <b>rodzaj i parametry pracy systemu wentylacji</b></li> </ul> <p style="text-align: center;"></p> <p>Parametry wyjściowe:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– temperatura powietrza nawiewanego do budynku,</li> <li>– wymagana ilość ciepła doprowadzanego do powietrza wentylacyjnego</li> </ul>

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

<p><b>Strumień powietrza wentylacyjnego</b></p> <p>Parametry wejściowe:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– zyski ciepła,</li> <li>– zyski wilgoci,</li> <li>– emisja substancji zanieczyszczających powietrze,</li> <li>– wymagania w stosunku do warunków klimatycznych w budynku</li> </ul> <p style="text-align: center;"></p> <p>Parametry wyjściowe:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– <b>obliczeniowy strumień powietrza wentylacyjnego,</b></li> <li>– uśredniony, dobowy strumień powietrza wentylacyjnego</li> </ul>	<p><b>Szczelność powietrzna budynku</b></p> <p>Parametry wejściowe:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– powierzchnia przecieku,</li> <li>– ciśnienie różnicowe wywołane: <ul style="list-style-type: none"> <li>• wysokością budynku</li> <li>• pracą wentylatorów nawiewnych i wywiewnych w układach wentylacji mechanicznej</li> <li>• warunkami wiatrowymi</li> </ul> </li> </ul> <p style="text-align: center;"></p> <p>Parametry wyjściowe:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– <b>współczynnik <math>n_{50}</math>,</b></li> <li>– <b>strumień powietrza infiltracyjnego,</b></li> <li>– ilość energii do ogrzania lub ochłodzenia strumienia powietrza infiltracyjnego</li> </ul>
<p><b>Powietrzny rurowy gruntowy wymiennik ciepła</b></p> <p>Parametry wejściowe:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– warunki wodno – gruntowe,</li> <li>– temperatura powietrza na wlocie do wymiennika,</li> <li>– entalpia powietrza na wlocie do wymiennika,</li> <li>– <b>długość, średnica (powierzchnia wymiany ciepła),</b></li> <li>– <b>głębokość posadowienia, spadek podłużny dna,</b></li> <li>– <b>kierunek przepływu powietrza (zgodny lub przeciwny do spadku dna wymiennika),</b></li> <li>– <b>strumień powietrza wentylacyjnego,</b></li> <li>– czas pracy</li> </ul> <p style="text-align: center;"></p> <p>Parametry wyjściowe:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– <b>temperatura i entalpia powietrza na wlocie z PRGWC</b></li> </ul>	<p><b>Rekuperator</b></p> <p>Parametry wejściowe:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– temperatura i entalpia powietrza na zasilaniu wymiennika,</li> <li>– temperatura i entalpia powietrza usuwanego z budynku,</li> <li>– powierzchnia wymiany ciepła,</li> <li>– <b>efektywność wymiany ciepła,</b></li> <li>– <b>strumień powietrza wentylacyjnego,</b></li> <li>– czas pracy</li> </ul> <p style="text-align: center;"></p> <p>Parametry wyjściowe:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– <b>temperatura i entalpia powietrza nawiewanego do budynku</b></li> </ul>

## 5.2 Parametry środowiska zewnętrznego

Klimat zewnętrzny to całokształt zjawisk pogodowych charakterystycznych dla danego obszaru, ukształtowanych pod wpływem jego właściwości fizycznych i geograficznych, udokumentowanych na podstawie wieloletnich obserwacji, trwających co najmniej 30 lat [87]. Z pośród wielu sparametryzowanych wielkości opisujących klimat, na potrzeby symulacyjnych obliczeń energetycznych wykorzystywanych jest zaledwie kilka.

Wielkość przyjętych parametrów obliczeniowych powietrza zewnętrznego ma zdecydowany wpływ na proces projektowania i eksploatacji systemów grzewczych, wentylacyjnych i klimatyzacyjnych w wymiarze technicznym i ekonomicznym. Wymiar ekonomiczny uwydatnia się nie tylko w momencie ponoszenia nakładów inwestycyjnych, ale przede wszystkim w kosztach eksploatacyjnych. Projektowanie systemów technicznego wyposażenia budynku na wartości ekstremalne, nierzadko zawyżone względem potrzeb, wiąże się z tym, iż w zdecydowanej większości roku pracują z niewielkim obciążeniem mocy nominalnej, co z kolei wpływa na obniżenie ich sprawności.

Pomiary parametrów klimatu zewnętrznego wykonano przy użyciu zainstalowanego w badanym obiekcie systemu akwizycji danych. 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, oddalonego o około 3 km od badanego budynku. 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).

### 5.2.1 Temperatura powietrza zewnętrznego

W warunkach krajowych dla potrzeb projektowania systemów ogrzewania wykorzystywane są temperatury obliczeniowe powietrza zewnętrznego określone w Polskiej Normie PN-B 02403:1982 [88], przywołanej do obowiązkowego stosowania w WT [30]. Z kolei do szacowania zużycia energii na potrzeby ogrzewania, wentylacji i chłodzenia budynków używane są typowe lata meteorologiczne [85] opracowane na podstawie wieloletnich danych pomiarowych.

Zgodnie z podziałem wynikającym z normy PN-B-82-02403:1982 [88] 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 [85] opracowane przez P. Narowskiego na podstawie normy PN – EN ISO 15927:4 [89] przy wykorzystaniu danych pomiarowych – dla stacji Bydgoszcz z lat 1971-1981, dla stacji Toruń z lat 1971-2000.

Według P. Narowskiego temperatury obliczeniowe powietrza zewnętrznego przyjmowane obecnie do obliczeń projektowych są znacznie zaniżone. Temperatury obliczeniowe wyznaczone w oparciu o dane meteorologiczne z lat 1971 – 2000, opracowane

zgodnie z PN-EN ISO 15927 – 5:2006/A1:2012, powinny wynosić dla stacji Bydgoszcz – 13,8 °C, a dla stacji Toruń – 15,2 °C [90], przy przyjmowanych obecnie do projektowania wartościach odpowiednio –18 °C i – 20 °C. Ponadto P. Narowski niejednokrotnie zwracał uwagę, iż okres pomiarowy w kontekście następujących zmian klimatycznych jest zbyt odległy i wymaga weryfikacji.

W ramach przeprowadzonych badań z pośród 16 lat pomiarowych dla każdego miesiąca wyznaczono średnie godzinowe wartości temperatury powietrza zewnętrznego. W celu wytypowania roku reprezentatywnego wyznaczono dla każdego roku odchylenie od wartości średniej, wariancje i odchylenie standardowe. Rok 2017, charakteryzujący się najmniejszym odchyleniem standardowym od wartości średniej, uznano za rok reprezentatywny.

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

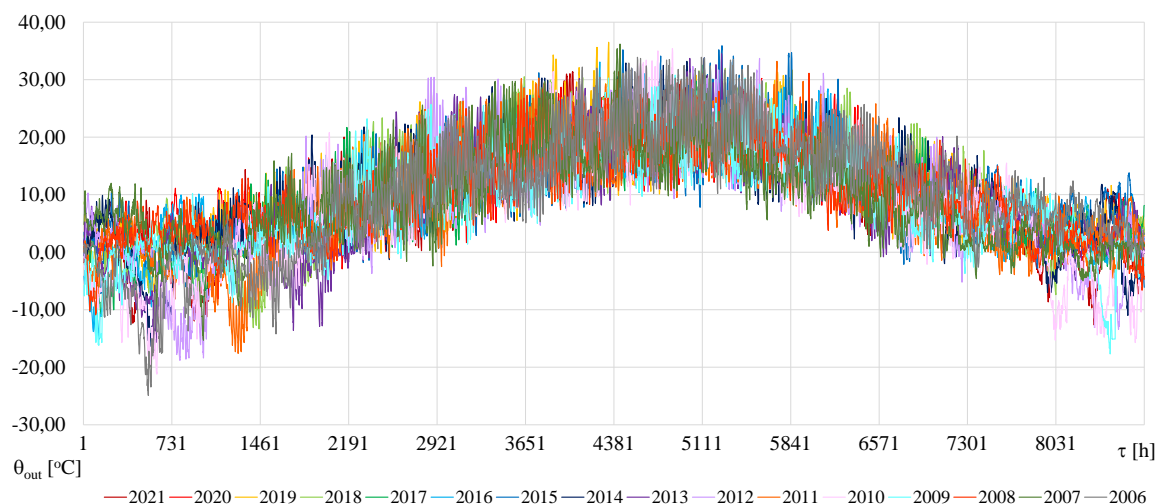
  

<b>Rok</b>	<b>2010</b>	<b>2009</b>	<b>2008</b>	<b>2007</b>	<b>2006</b>	<b>Średnia (2006÷2021)</b>	<b>Typowy rok meteorologiczny</b>
T <sub>min</sub> [°C]	-21,20	-17,70	-10,90	-15,30	-24,90	-5,35	-12,50
T <sub>max</sub> [°C]	35,40	30,80	31,10	36,20	33,90	26,36	29,50
T <sub>sr</sub> [°C]	7,69	8,93	10,23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

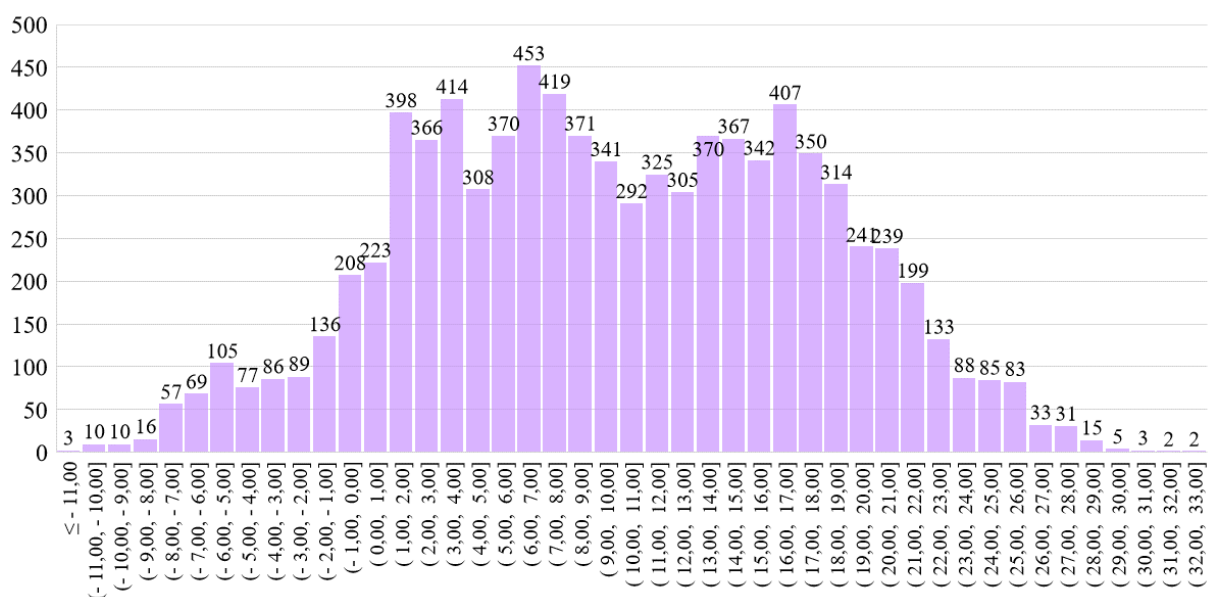
Tabela 5-1. Statystyka temperatur zewnętrznych w badanym okresie 2006 ÷ 2021

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. Temperatry 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. Temperatry 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.





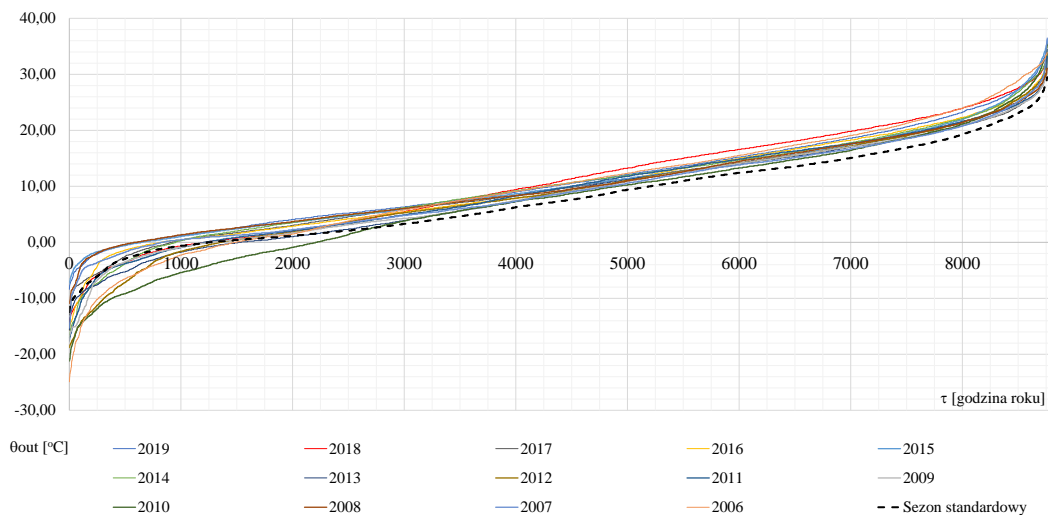
Rys. 5–1. Przebieg temperatur godzinowych powietrza zewnętrznego w latach 2006-2021



Rys. 5–2. Histogram, 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

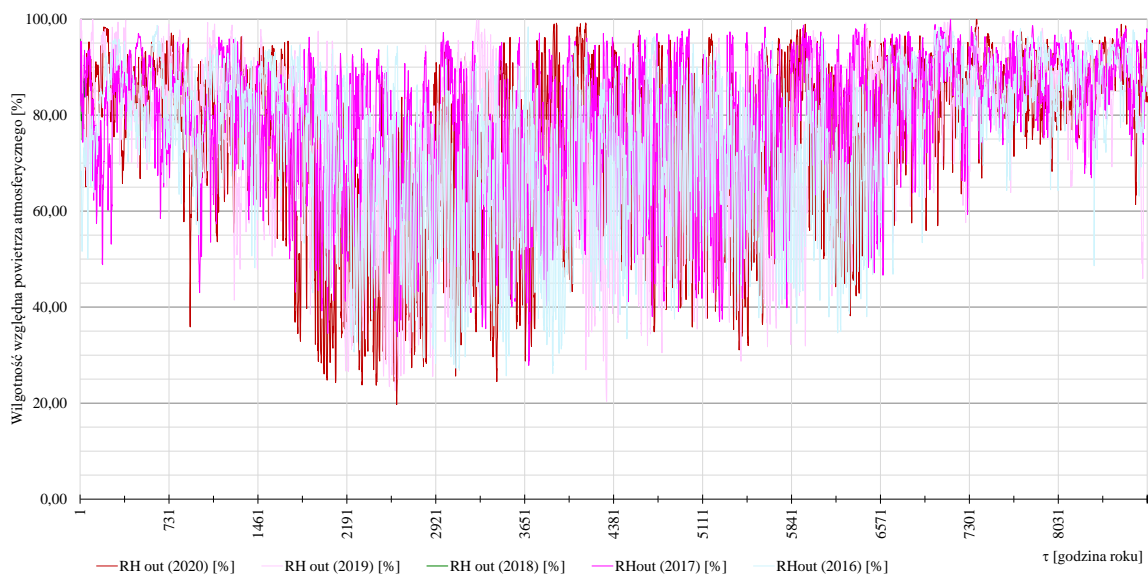
Tabela 5-2. Statystyka częstotliwości występowania temperatur powietrza atmosferycznego w kolejnych latach obserwacji, [Lg/rok]



Rys. 5–3. Wykres uporządkowany temperatur zewnętrznych w badanym przedziale czasu

### 5.2.2 Wilgotność względna powietrza zewnętrznego

W ramach przeprowadzonych badań na przestrzeni 6 lat prowadzono obserwacje i rejestracje wilgotności względnej powietrza zewnętrznego. Dane wykorzystano do wyznaczenia parametrów stanu powietrza wilgotnego dla potrzeb energetycznej oceny budynku.

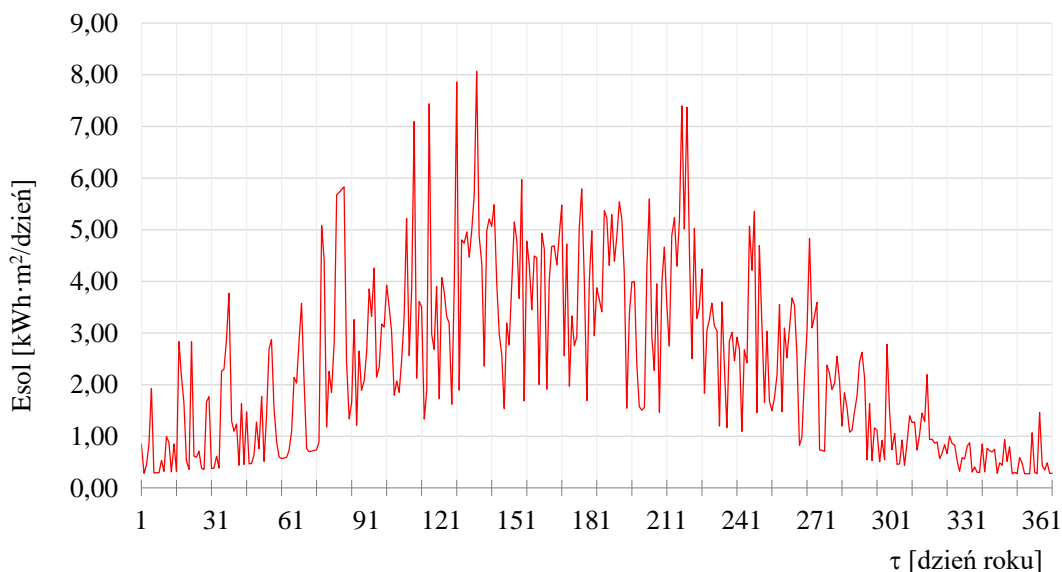


Rys. 5–4. Wilgotność względna powietrza atmosferycznego w latach 2016÷2021

### 5.2.3 Natężenie promieniowania słonecznego

Obok temperatury powietrza i wiatru natężenie promieniowania słonecznego zajmuje ważną rolę w kształtowaniu komfortu klimatycznego i zużyciu energii przez budynek. Ze względu na brak dostępnych danych zgodnych z lokalizacją i czasem prowadzenia badań, do analizy energetycznej budynku zastosowano dane dla typowego roku meteorologicznego dla stacji Bydgoszcz. Na rysunku (Rys. 5–5) przedstawiono średnie dobowe ilości energii

promieniowania słonecznego na powierzchnię nachyloną pod kątem  $45^\circ$  do płaszczyzny poziomej, zorientowaną na południowy – zachód. Odpowiada ona orientacji połaci dachowej badanego budynku, na której zainstalowane są kolektory słoneczne i panele fotowoltaiczne.

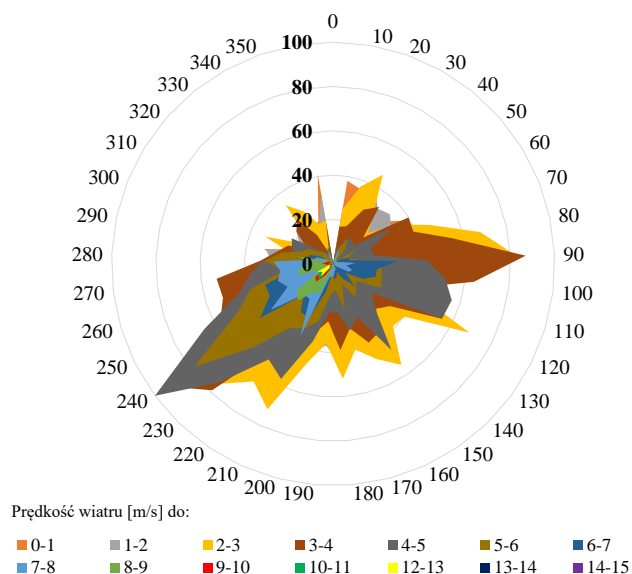


Rys. 5–5. Średniodobowa energia promieniowania słonecznego na powierzchnię nachyloną pod kątem  $45^\circ$  do płaszczyzny poziomej, zorientowaną na południowy – zachód

## 5.2.4 Wiatr

Oddziaływanie wiatru na budynek jest następstwem globalnej cyrkulacji powietrza wokół Ziemi. Czynnikiem wywołującym ruch jest przede wszystkim nierównomierność w nagrzewaniu powietrza atmosferycznego [91], spowodowana jednostronną – sferyczną ekspozycją Ziemi na promieniowanie elektromagnetyczne, emitowane przez Słońce. Różnice w gęstości powietrza generują różnice ciśnień i ruch mas powietrza z obszarów o wyższym do obszarów o niższym ciśnieniu. Dodatkowo, na skutek ruchu obrotowego Ziemi (Ziemia obraca się z zachodu na wschód), powietrze poddane jest siłom Coriolisa, które napływające w stronę równika masy powietrza odchylają na zachód, natomiast przemieszczające się w kierunku biegunów i osi obrotu – na wschód. Ruch powietrza odbywa się w płaszczyźnie poziomej i pionowej. W dolnych warstwach troposfery siły napędowe hamowane są przez siły tarcie o powierzchnię terenu.

Rzeźba terenu (tereny płaskie i góryste), akumulacyjność cieplna (wywołująca pionowy gradient temperatury i pionowy ruch powietrza), szata roślinna, stopień zurbanizowania, wysokość i gęstość zabudowy są czynnikami determinującymi zmiany kierunku i prędkości wiatru. W przypadku badanego obiektu nie prowadzono pomiarów wiatru.



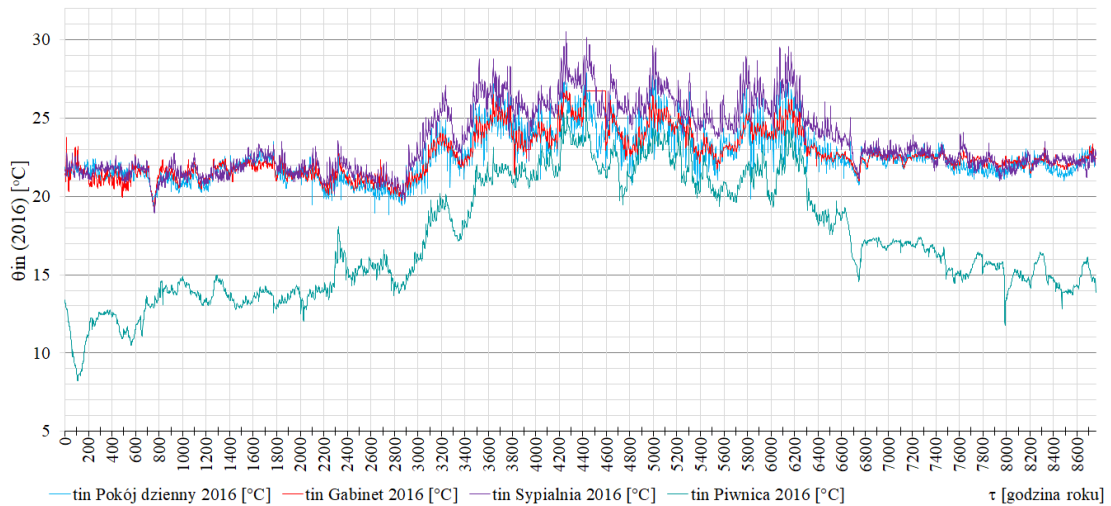
Rys. 5–6. Rozkład częstości występowania (h/rok) wiatru o określonej prędkości (m/s) na określonych kierunkach [deg] dla typowego roku meteorologicznego dla stacji Bydgoszcz

## 5.3 Parametry środowiska w przestrzeni budynku

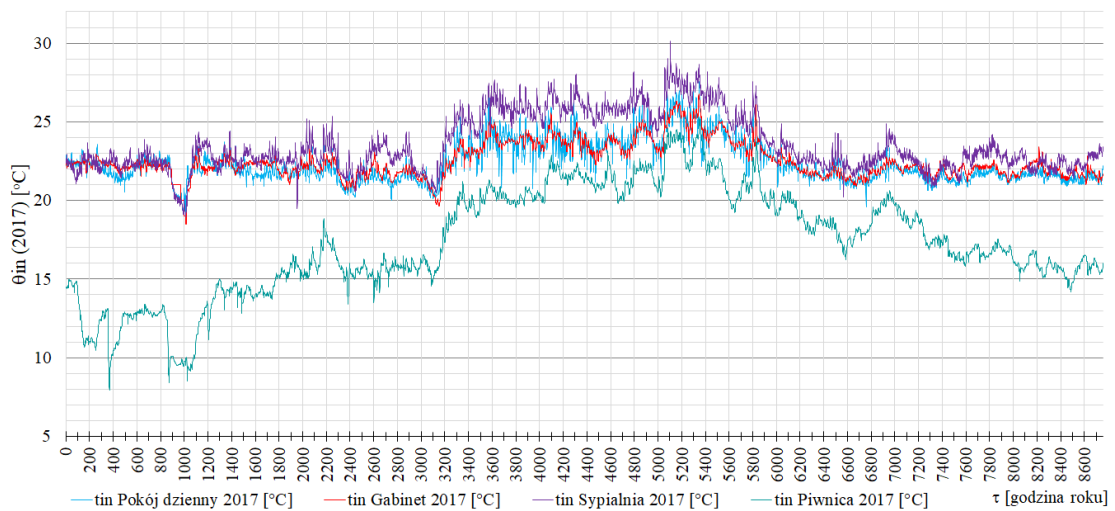
### 5.3.1 Temperatura i wilgotność powietrza wewnętrznego

Naturalnym środowiskiem w jakim przebywa człowiek jest otaczające go powietrze. Jego jakość i temperatura są kluczowe w odczuwaniu komfortu klimatycznego. Jako kryterium projektowe można przyjąć temperaturę w pomieszczeniach mieszkalnych w okresie zimowym w zakresie  $\theta_{in} = 20 \div 24$  °C, natomiast w okresie letnim  $\theta_{in} = 22 \div 26$  °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 ÷ 20 %) może wywoływać podrażnienia dróg oddechowych i oczu oraz zwiększone unoszenie pyłów. Optymalny zakres wilgotności powietrza w pomieszczeniach mieszkalnych mieści się w zakresie 40 ÷ 60 %.

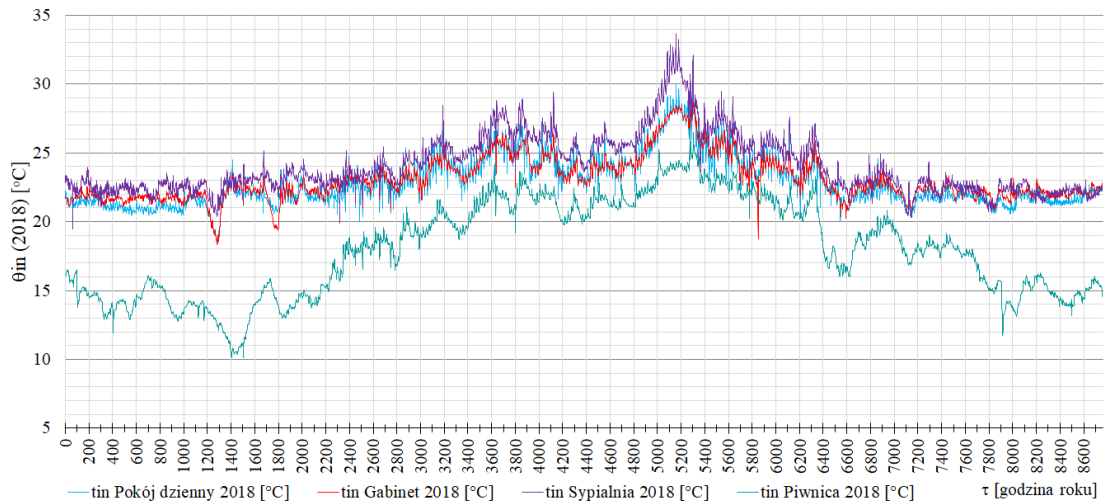
Na przestrzeni 6 lat badano i rejestrowano wielkości temperatur i wilgotności powietrza wewnętrznego w pokoju dziennym, pracowni, sypialni oraz tylko temperatury w nieogrzewanej piwnicy (Rys. 5–7 ÷ Rys. 5–18). Najmniej stabilne pod względem cieplnym okazały się pomieszczenia poddasza użytkowego (sypialnia), w których temperatura w okresie letnim znacznie odbiegała od temperatur pomieszczeń na parterze budynku (maksymalnie 26 ÷ 27 °C), osiągając wartości ponad 30 °C. Średnie temperatury powietrza w sezonie zimowym oscylowały wokół 21,5 ÷ 22,5 °C.



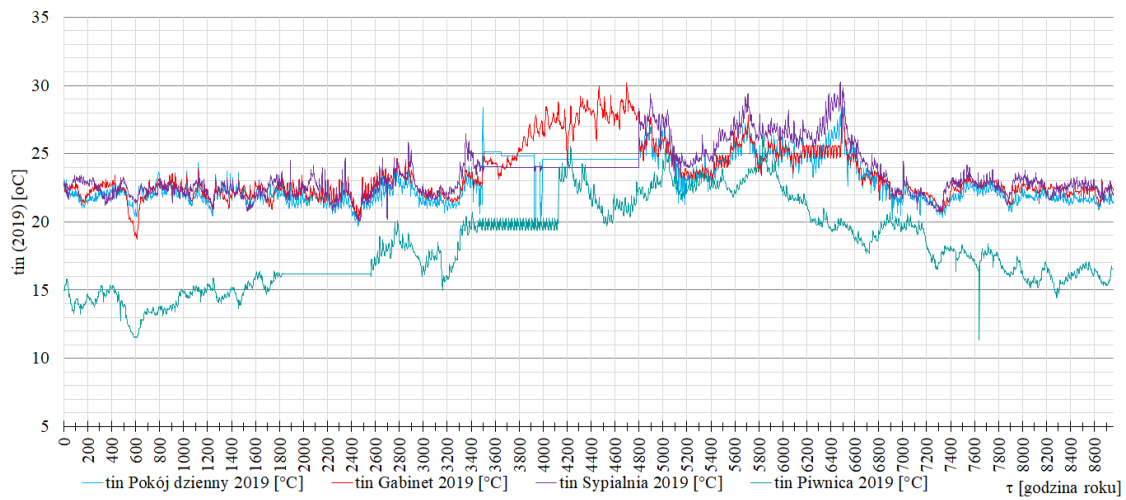
Rys. 5–7. Przebieg godzinowych temperatur powietrza wewnętrznego w roku 2016



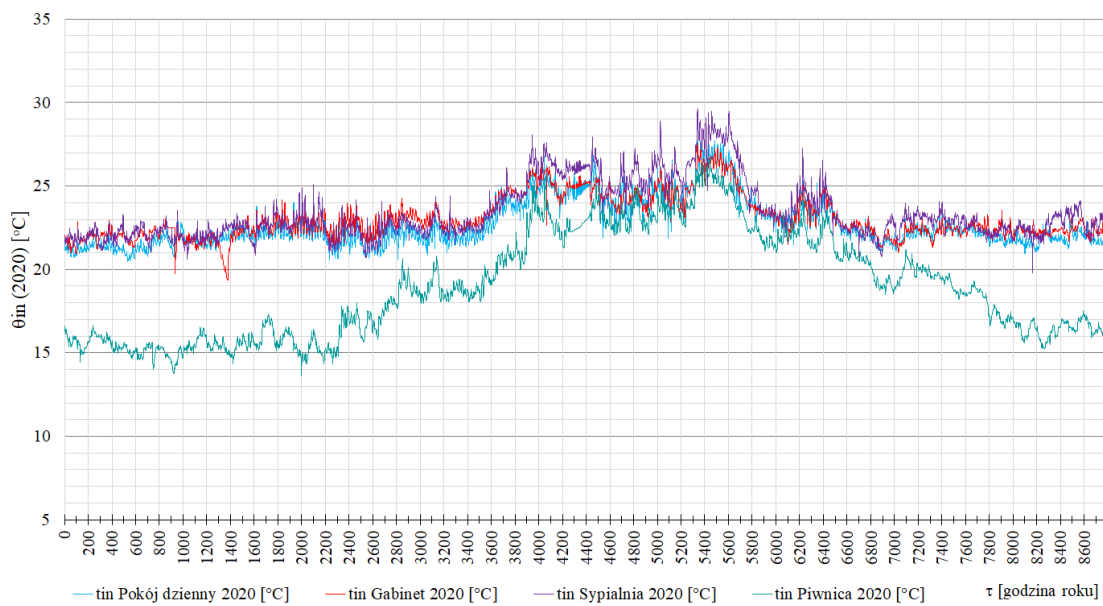
Rys. 5–8. Przebieg godzinowych temperatur powietrza wewnętrznego w roku 2017



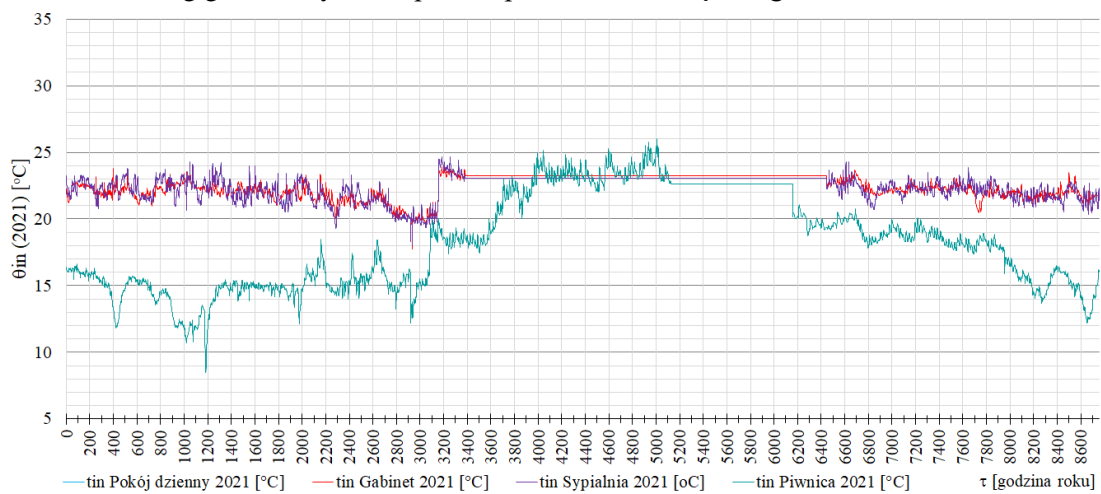
Rys. 5–9. Przebieg godzinowych temperatur powietrza wewnętrznego w roku 2018



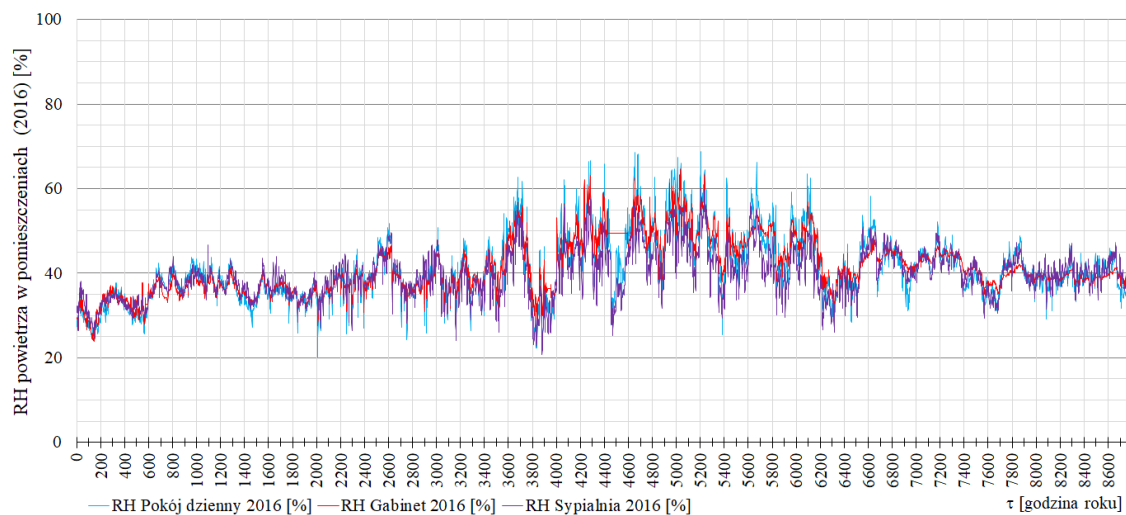
Rys. 5–10. Przebieg godzinowych temperatur powietrza wewnętrznego w roku 2019



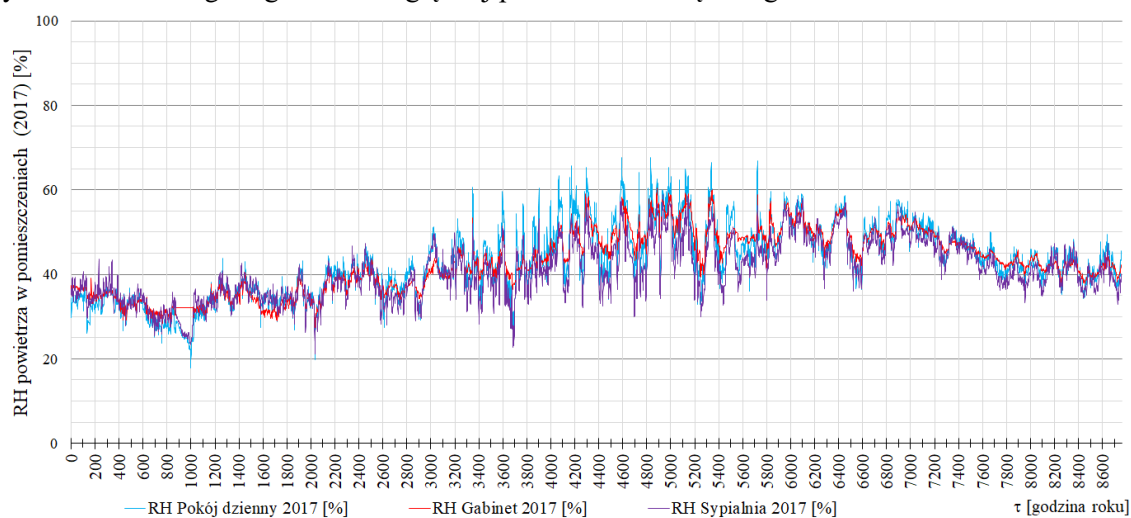
Rys. 5–11. Przebieg godzinowych temperatur powietrza wewnętrznego w roku 2020



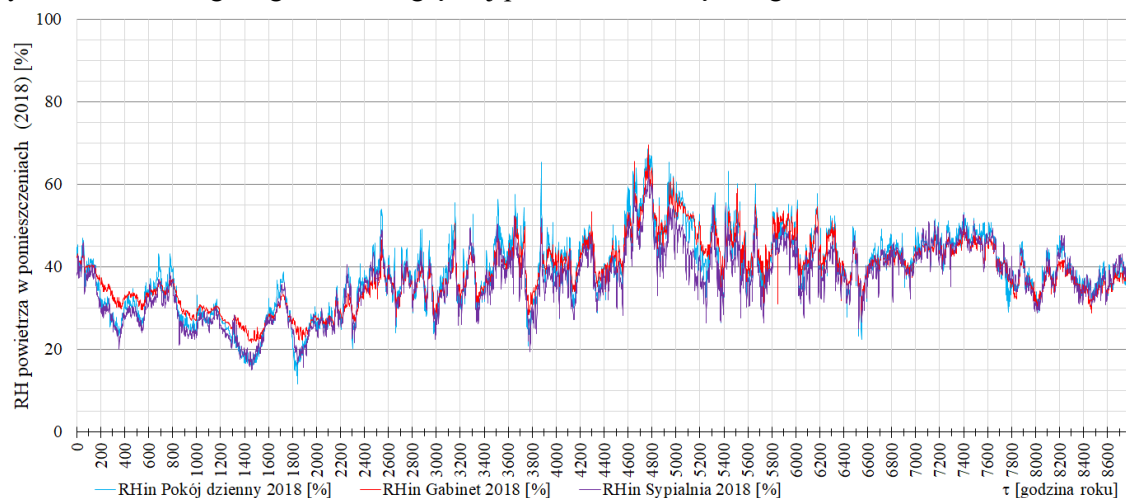
Rys. 5–12. Przebieg godzinowych temperatur powietrza wewnętrznego w roku 2021



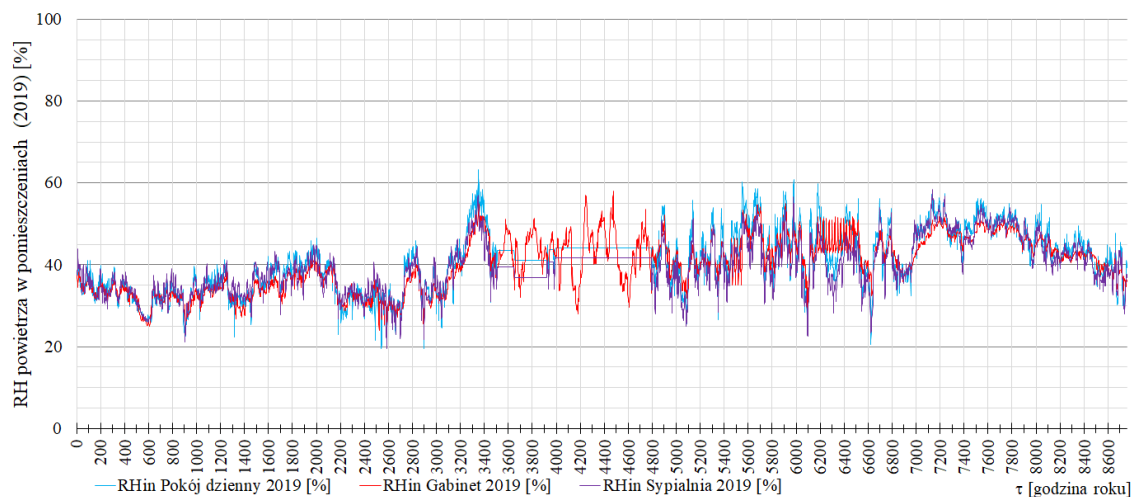
Rys. 5–13. Przebieg wilgotności względnej powietrza wewnętrznego w roku 2016



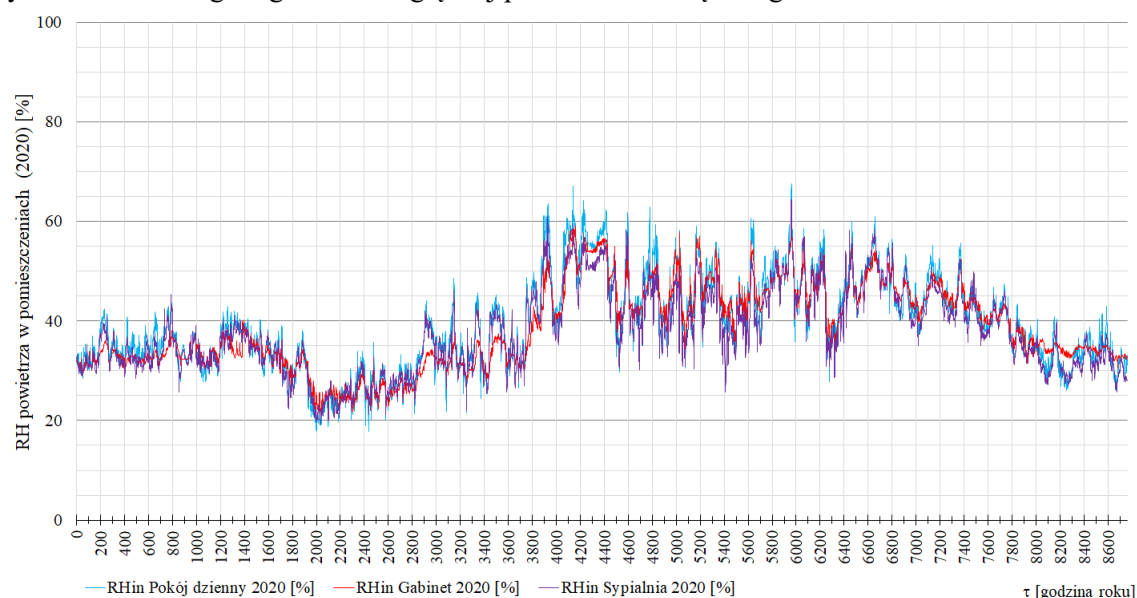
Rys. 5–14. Przebieg wilgotności względnej powietrza wewnętrznego w roku 2017



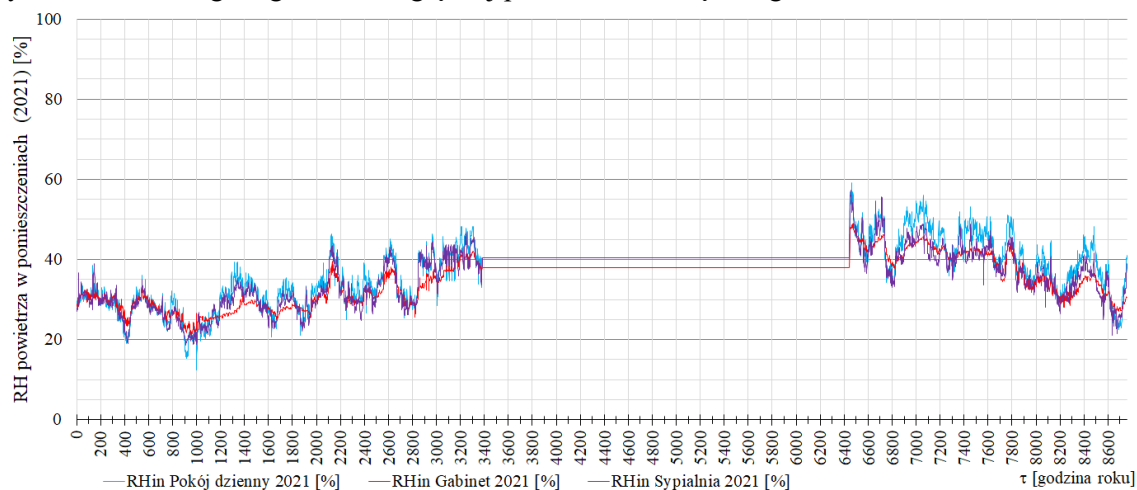
Rys. 5–15. Przebieg wilgotności względnej powietrza wewnętrznego w roku 2018



Rys. 5–16. Przebieg wilgotności względnej powietrza wewnętrznego w roku 2019



Rys. 5–17. Przebieg wilgotności względnej powietrza wewnętrznego w roku 2020



Rys. 5–18. Przebieg wilgotności względnej powietrza wewnętrznego w roku 2021



### 5.3.2 Higieniczny strumień powietrza wentylacyjnego

Ustalenie odpowiedniej, satysfakcjonującej ilości powietrza wiąże się z jednej strony z zapewnieniem odpowiedniego komfortu użytkowników, z drugiej z nakładem energetycznym potrzebnym do jego uzdatnienia (przetłaczanie, ogrzewanie, ochładzanie, nawilżanie, osuszanie).

Zapotrzebowanie na tlen do oddychania  $V_{O_2}$  opisuje równanie [92]:

$$V_{O_2} = \frac{4,74 \cdot 10^{-5} \cdot q_{met,gain} \cdot A_D}{0,23 \cdot RQ + 0,77} \quad [l/s] \quad (5.1)$$

gdzie:

$V_{O_2}$  zapotrzebowanie na tlen do oddychania, [l/s]

$Q_{met,gain}$  jednostkowe, metaboliczne zyski ciepła, [ $W/m^2$ ]

$RQ$  stosunek objętości wydychanego dwutlenku węgla, do objętości wdychanego tlenu, zależny od diety, poziomu aktywności i kondycji fizycznej, dla przeciętnej osoby dorosłej w spoczynku  $RQ=0,83$ , przy dużej aktywności fizycznej  $RQ=1$  (w dalszych obliczeniach przyjęto  $RQ = 0,87$ )

Powierzchnia ludzkiego ciała ( $A_D$ ), opisana jest wzorem:

$$A_D = 0,203 \cdot H^{0,725} \cdot W^{0,425}, \quad [m^2] \quad (5.2)$$

gdzie:

$H$  wysokość człowieka, [m]

$W$  masa człowieka, [kg]

Symbol aktywności	Rodzaj aktywności	Tempo metabolizmu	
		[ $W/m^2$ ]	[met]
A1	Spanie	44	0,76
A2	Spoczynek w pozycji pólężącej	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

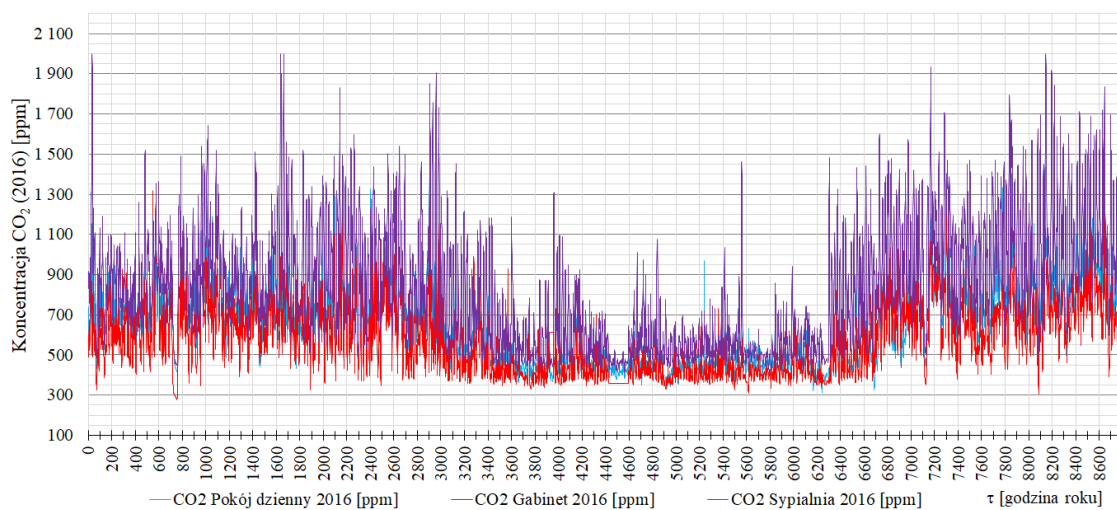
Tabela 5-3. Jednostkowe metaboliczne zyski ciepła (tempo metabolizmu) zależą od rodzaju aktywności, w tabeli zestawiono dziesięć różnych aktywności, dla których wyznaczono tempo przemian metabolicznych na  $1m^2$  powierzchni skóry

Ilość dwutlenku węgla w powietrzu wydychanym  $V_{CO_2}$  opisuje zależność:

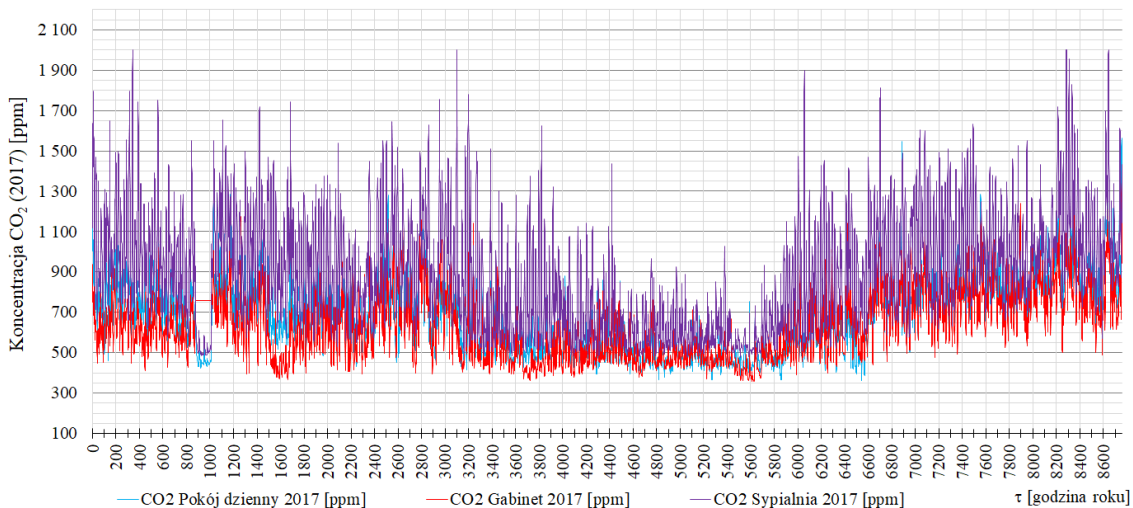
$$V_{CO_2} = V_{O_2} \cdot RQ \quad [l/s] \quad (5.3)$$

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

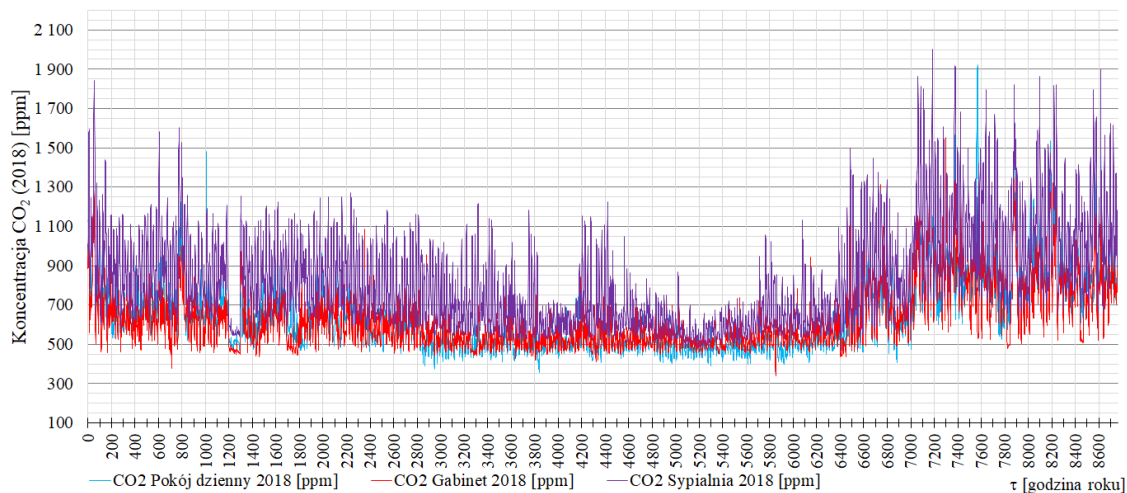
Tabela 5-4. Emisja dwutlenku węgla VCO<sub>2</sub>, [dm<sup>3</sup>/h] przez użytkownika w zależności od aktywności



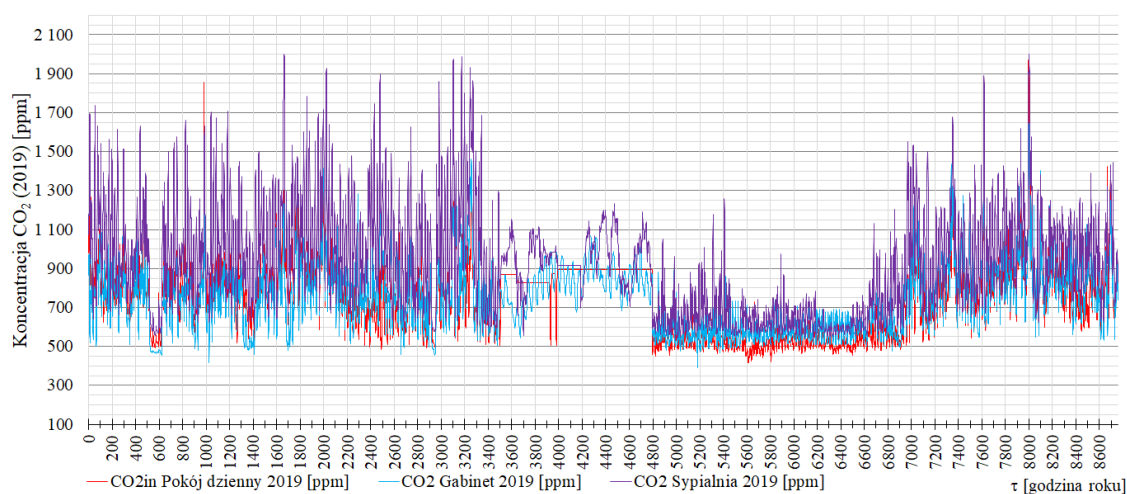
Rys. 5–19. Przebieg koncentracji CO<sub>2</sub> w powietrzu wewnętrznym w roku 2016



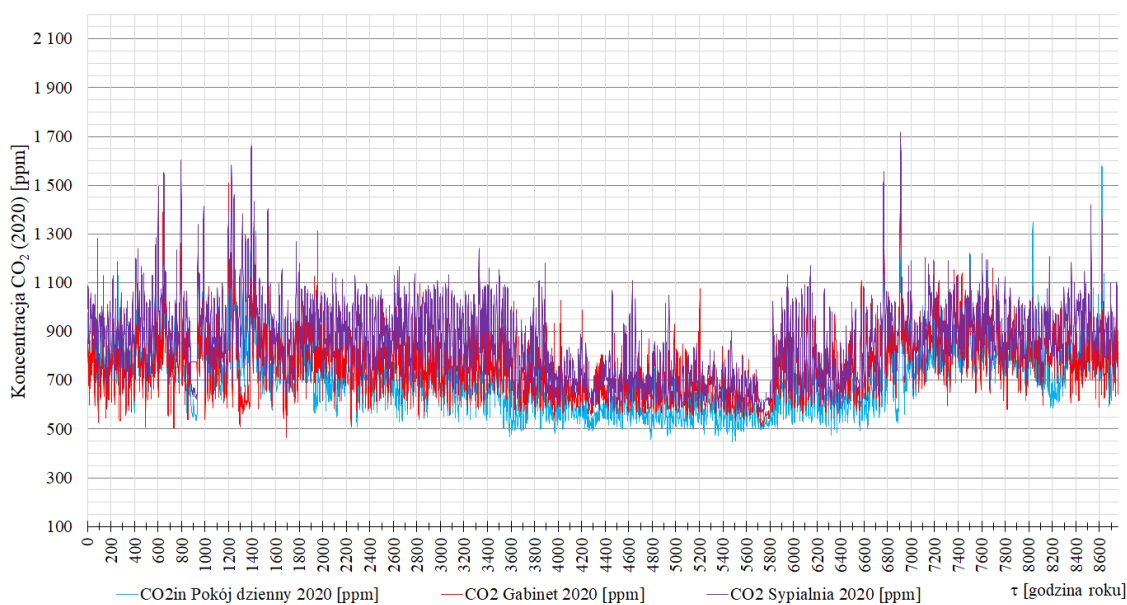
Rys. 5–20. Przebieg koncentracji CO<sub>2</sub> w powietrzu wewnętrznym w roku 2017



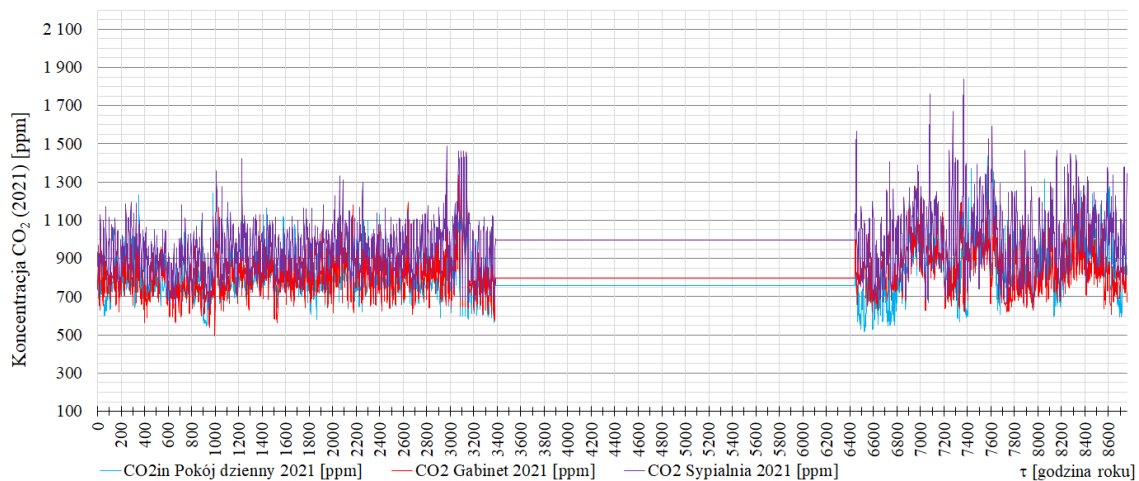
Rys. 5–21. Przebieg koncentracji CO<sub>2</sub> w powietrzu wewnętrznym w roku 2018



Rys. 5–22. Przebieg koncentracji CO<sub>2</sub> w powietrzu wewnętrznym w roku 2019



Rys. 5–23. Przebieg koncentracji CO<sub>2</sub> w powietrzu wewnętrznym w roku 2020



Rys. 5–24. Przebieg koncentracji CO<sub>2</sub> w powietrzu wewnętrznym w roku 2021

Wymagany strumień powietrza wentylacyjnego można wyznaczyć z ogólnego równania wymiany powietrza [15]. Jeżeli przyjąć, że w pomieszczeniu o danej kubaturze  $V, [m^3]$ , wentylowanym mechanicznie w sposób ciągły z wydajnością  $V_{wen}, [m^3/s]$ , emitowana jest substancja zanieczyszczająca  $CO_2$  w ilości  $\dot{m}_{CO_2}, [kg/s]$  i jeżeli założyć, że początkowe stężenie tej substancji wynosi  $S_{CO_2,0}, [kg/m^3]$ , stężenie w powietrzu nawiewanym  $S_{CO_2,1}, [kg/m^3]$ , a chwilowe  $S_{CO_2}, [kg/m^3]$ , to w dowolnym kroku czasowym  $d\tau$ , zawartość zanieczyszczenia w pomieszczeniu zwiększy się o ilość tej substancji, która dostarczona zostanie z powietrzem nawiewanym  $V_{wen} \cdot S_{CO_2,1} \cdot d\tau$ , zwiększy się o ilość wyemitowaną do pomieszczenia  $\dot{m}_{CO_2} \cdot d\tau$  i zmniejszy o ilość, która zostanie usunięta z pomieszczenia z powietrzem wywiewanym  $V_{wen} \cdot S_{CO_2} \cdot d\tau$ , zatem ilość zanieczyszczeń w pomieszczeniu zmieni się o wartość  $V \cdot dS$ . Można to zapisać następująco:

$$V_{wen} \cdot S_{CO_2,1} \cdot d\tau + \dot{m}_{CO_2} \cdot d\tau - V_{wen} \cdot S_{CO_2} \cdot d\tau = V \cdot dS \quad \text{stąd:} \quad (5.4)$$

$$[\dot{m}_{CO_2} - V_{wen} \cdot (S_{CO_2} - S_{CO_2,1})]d\tau = V \cdot dS$$

Przy założeniu, że wielkość substancji zanieczyszczającej w powietrzu nawiewanym jest stała, można zapisać  $dS = d(S_{CO_2} - S_{CO_2,1})$ .

$$\frac{d(S_{CO_2} - S_{CO_2,1})}{\dot{m}_{CO_2} - V_{wen} \cdot (S_{CO_2} - S_{CO_2,1})} = \frac{d\tau}{V}$$

Po scałkowaniu równanie przybiera postać:

$$[\dot{m}_{CO_2} - V_{wen} \cdot (S_{CO_2} - S_{CO_2,1})]d\tau = C \cdot \exp\left(-\frac{V_{wen}}{V} \cdot \tau\right)$$

Stała całkowania dla warunków brzegowych  $\tau=0, S_{CO_2}=S_{CO_2,0}$  równa jest:

$$C = \dot{m}_{CO_2} \cdot V_{wen} \cdot (S_{CO_2,0} - S_{CO_2,1})$$

Równanie ogólne wymiany powietrza przybiera postać:

$$\dot{m}_{CO_2} - V_{wen} \cdot (S_{CO_2} - S_{CO_2,1}) = \dot{m}_{CO_2} - V_{wen} \cdot (S_{CO_2,0} - S_{CO_2,1}) \cdot \exp\left(-\frac{V_{wen}}{V} \cdot \tau\right) \quad (5.5)$$

Utrzymanie stężenia dwutlenku węgla w pomieszczeniu na niezmiennym poziomie gwarantowane jest równoczesnym doprowadzeniem świeżego i odprowadzeniem zużytego powietrza w tej samej ilości. Wymagany strumień powietrza wentylacyjnego wynosi:

$$V_{wen} = \frac{\dot{m}_{CO_2}}{(S_{CO_2,0} - S_{CO_2,1})} \quad (5.6)$$

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 w ilości 21,4 dm<sup>3</sup>/h ( $\dot{m}_{CO_2} = 40,1 \text{ g/h}$ ), przy założeniu granicznego stężenia CO<sub>2</sub> w pomieszczeniu na poziomie stężenia Pettenkofer'a wynoszącego 1.000 ppm, przy koncentracji CO<sub>2</sub> w powietrzu atmosferycznym na poziomie 400 ppm wynosi:

$$V_{wen} = \frac{40,1}{\left(\frac{44}{2,24}\right)^8 \cdot 0,001 \cdot (1000 - 400)} = 34 \frac{m^3}{h}$$

Dla małej aktywności w pozycji stojącej (A5) zapotrzebowanie na powietrze wentylacyjne wzrośnie do 45 m<sup>3</sup>/h, a w przypadku spania (A1) spadnie do 21 m<sup>3</sup>/h. W przypadku kobiety o masie 60 kg te same aktywności wymagać będą odpowiednio 28 m<sup>3</sup>/h, 38 m<sup>3</sup>/h i 18 m<sup>3</sup>/h. Średnio w ciągu dnia zapotrzebowanie powietrza wentylacyjnego w gospodarstwie domowym dla mężczyzny należałoby przyjąć na poziomie 40 m<sup>3</sup>/h, dla kobiety – 35 m<sup>3</sup>/h.

W badanym budynku za satysfakcjonującą ilość powietrza wentylacyjnego, oszacowaną według powyższego kryterium uznano 150 m<sup>3</sup>/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.*

Podczas ustalania parametrów projektowych nie sposób pominąć wymagań prawnych w zakresie referencyjnych ilości powietrza wentylacyjnego. Dla potrzeb wyznaczania charakterystyki energetycznej budynków na podstawie obowiązujących przepisów krajowych [86] jednostkowa podstawowa ilość powietrza wentylacyjnego określona została na poziomie 0,32·10<sup>-3</sup> m<sup>3</sup>/(s·m<sup>2</sup>), co w przypadku badanego budynku daje wartość 200 m<sup>3</sup>/h. Z kolei przy zastosowaniu normy dotyczącej projektowania i wymiarowania systemów wentylacji mieszkań [93] dla maksymalnego stężenia CO<sub>2</sub> w powietrzu 1.000 ppm, definiuje zalecany strumień powietrza wentylacyjnego w sypialni dla dwóch osób na poziomie 36,4 m<sup>3</sup>/h, dla salonu użytkowanego przez 6 godzin przez dwie osoby na poziomie 54,5 m<sup>3</sup>/h. Ilość powietrza dla łazienki użytkowanej przez 2 osoby norma określa na poziomie 59,5 m<sup>3</sup>/h (przy wilgotności powietrza wywiewanego RH=70 % i temperaturze powietrza zewnętrznego +10 °C), natomiast dla *w.c.* przy założeniu, że poziom zapachu należy zmniejszyć do 10 % jego początkowego stężenia – 69,5 m<sup>3</sup>/h. Zatem w przypadku badanego budynku, według opisanego schematu ilość potrzebnego powietrza wentylującego w nocy to 72,8 m<sup>3</sup>/h, w dzień 248 m<sup>3</sup>/h.

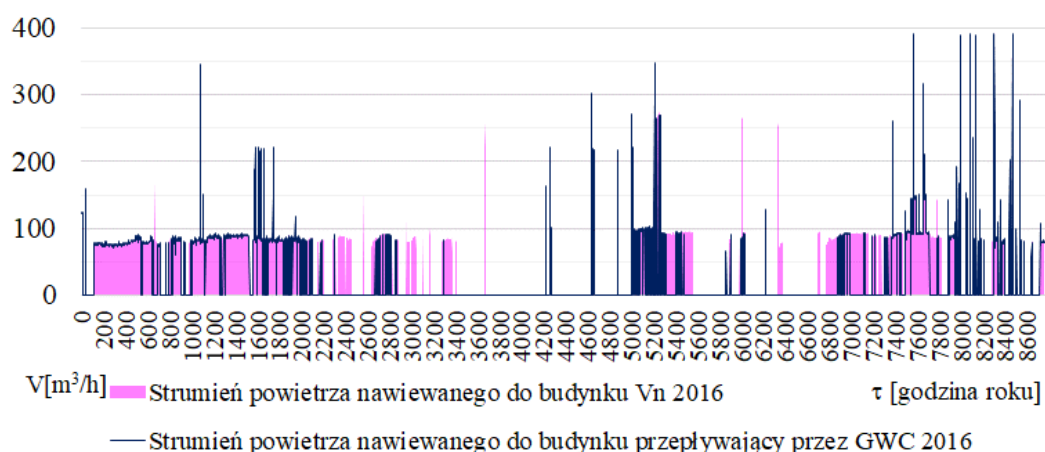
---

<sup>8</sup> M<sub>CO<sub>2</sub></sub> = 44 g/mol

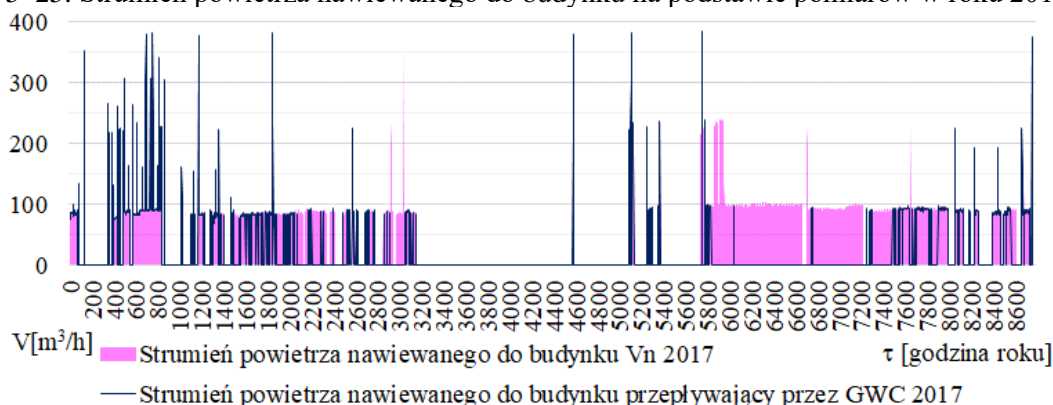
Norma określająca parametry wejściowe środowiska wewnętrznego do projektowania i oceny charakterystyki energetycznej budynków [37] uzależnia strumień powietrza wentylacyjnego od kategorii środowiska wewnętrznego, zdefiniowanych stanem cieplnym ludzkiego ciała (wskaźnikami komfortu klimatycznego PMV, PPD). W kategorii I zalecany strumień powietrza wynosi  $0,49 \text{ dm}^3/(\text{s}\cdot\text{m}^2)$ , II –  $0,42 \text{ dm}^3/(\text{s}\cdot\text{m}^2)$ , III –  $0,35 \text{ dm}^3/(\text{s}\cdot\text{m}^2)$ . Oznacza to, w rozpatrywanym przypadku, strumień powietrza odpowiednio  $305 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $262 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $218 \text{ m}^3/\text{h}$ .

Zapotrzebowanie na powietrze wentylacyjne w fazie projektowej ustalone zostało w wysokości  $250 \text{ m}^3/\text{h}$ , przy czym instalacja kanałowa zaprojektowana została w sposób umożliwiający przeniesienie wydatku  $400 \text{ m}^3/\text{h}$ .

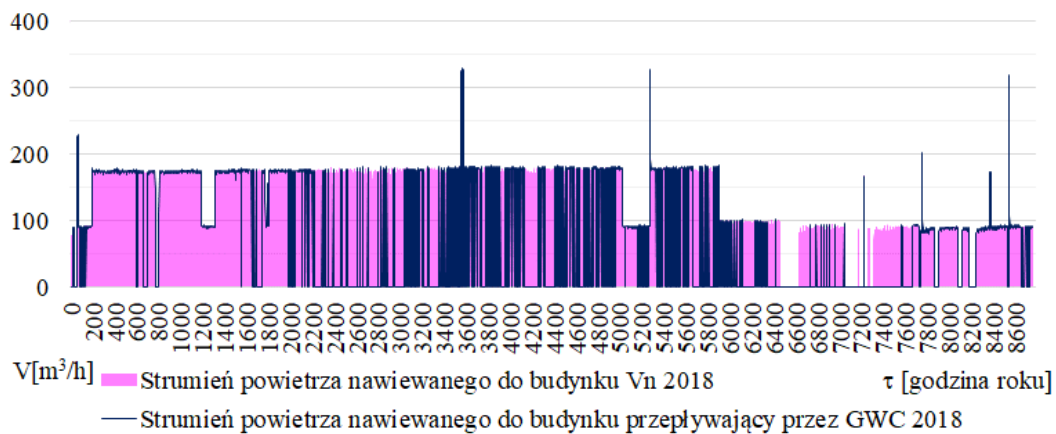
Eksploatacyjne strumienie powietrza wentylacyjnego w różnych latach przyjmowały różne wartości. Z początkiem okresu eksploatacji budynku, w latach 2016 ÷ 2017 ilość powietrza wymienianego przez system wentylacji mechanicznej w sezonie grzewczym oscylowała wokół  $80 \text{ m}^3/\text{h}$ , w okresie letnim wentylacja mechaniczna nie była używana w ogóle, bądź była sporadycznie. W roku 2018 pracowała przez większość okresu z wydatkiem na poziomie  $180 \text{ m}^3/\text{h}$ , przy czym pod koniec roku obniżono wydajność do około  $90 \text{ m}^3/\text{h}$  i tak pracowała również przez cały rok 2019 z chwilowymi podwyższonymi wartościami latem. W roku 2020 i 2021 praca odbywała się ze stabilną wydajnością  $180 \text{ m}^3/\text{h}$ .



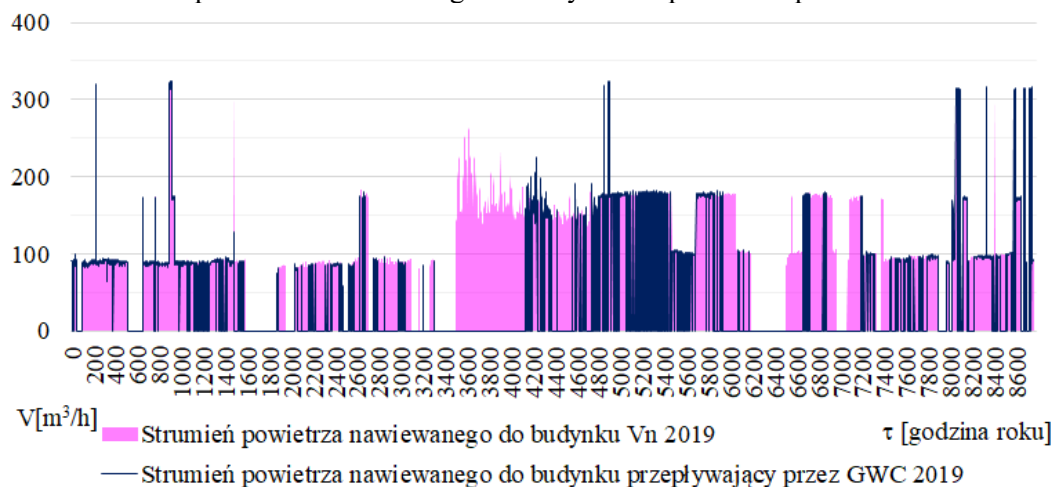
Rys. 5–25. Strumień powietrza nawiewanego do budynku na podstawie pomiarów w roku 2016



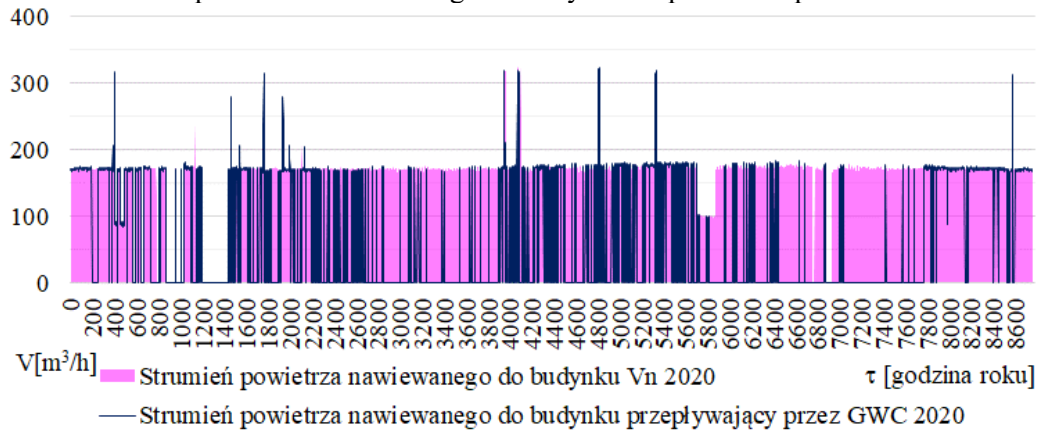
Rys. 5–26. Strumień powietrza nawiewanego do budynku na podstawie pomiarów w roku 2017



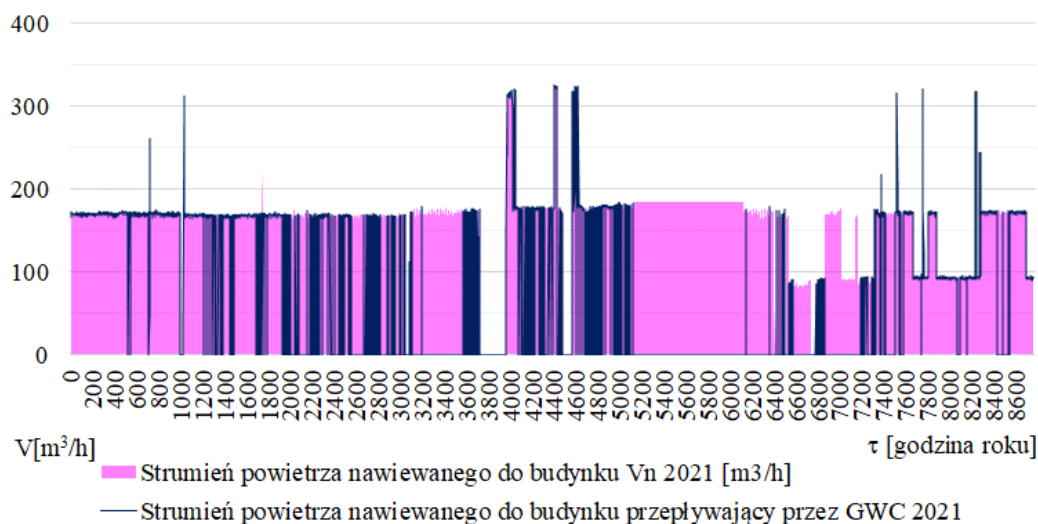
Rys. 5-27. Strumień powietrza nawiewanego do budynku na podstawie pomiarów w roku 2018



Rys. 5-28. Strumień powietrza nawiewanego do budynku na podstawie pomiarów w roku 2019



Rys. 5-29. Strumień powietrza nawiewanego do budynku na podstawie pomiarów w roku 2020

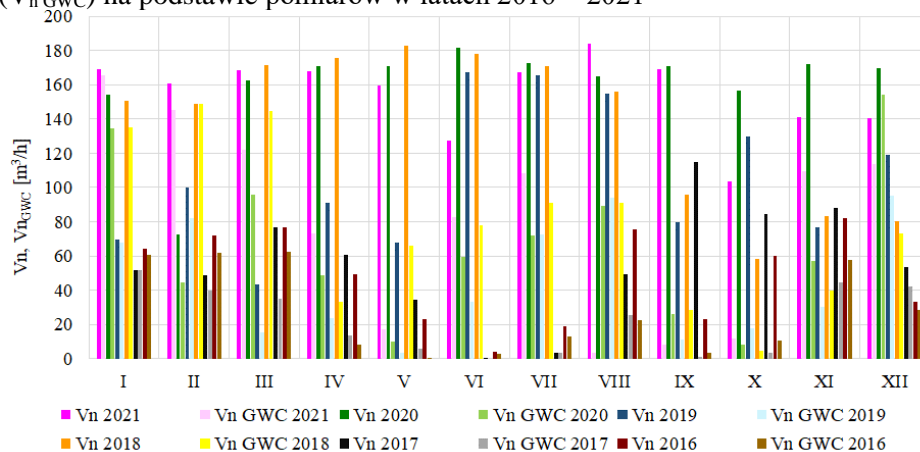


Rys. 5–30. Strumień powietrza nawiewanego do budynku na podstawie pomiarów w roku 2021

W początkowym okresie eksploatacji (rok 2016, 2017) wentylacja mechaniczna używana była w sposób stosunkowo ograniczony, średni strumień powietrza wentylacyjnego oscylował wokół 50 m<sup>3</sup>/h, w okresach letnich praktycznie nie była wykorzystywana. Warunki eksploatacji uległy zmianie w latach 2020 ÷ 2021. Strumień powietrza wentylacyjnego wynosił wówczas ok. 160 m<sup>3</sup>/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.

Miesiąc	V <sub>n</sub> 2021 [m <sup>3</sup> /h]	V <sub>n gwc</sub> 2021 [m <sup>3</sup> /h]	V <sub>n</sub> 2020 [m <sup>3</sup> /h]	V <sub>n gwc</sub> 2020 [m <sup>3</sup> /h]	V <sub>n</sub> 2019 [m <sup>3</sup> /h]	V <sub>n gwc</sub> 2019 [m <sup>3</sup> /h]	V <sub>n</sub> 2018 [m <sup>3</sup> /h]	V <sub>n gwc</sub> 2018 [m <sup>3</sup> /h]	V <sub>n</sub> 2017 [m <sup>3</sup> /h]	V <sub>n gwc</sub> 2017 [m <sup>3</sup> /h]	V <sub>n</sub> 2016 [m <sup>3</sup> /h]	V <sub>n gwc</sub> 2016 [m <sup>3</sup> /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
Srednia	<b>155</b>	<b>80</b>	<b>160</b>	<b>67</b>	<b>105</b>	<b>46</b>	<b>138</b>	<b>78</b>	<b>55</b>	<b>22</b>	<b>48</b>	<b>28</b>

Tabela 5-5. Uśredniony strumień powietrza nawiewanego do budynku (V<sub>n</sub>) i przepływający przez PRGWC (V<sub>n GWC</sub>) na podstawie pomiarów w latach 2016 ÷ 2021



Rys. 5–31. Strumień powietrza wentylacyjnego na podstawie pomiarów w latach 2016 ÷ 2021

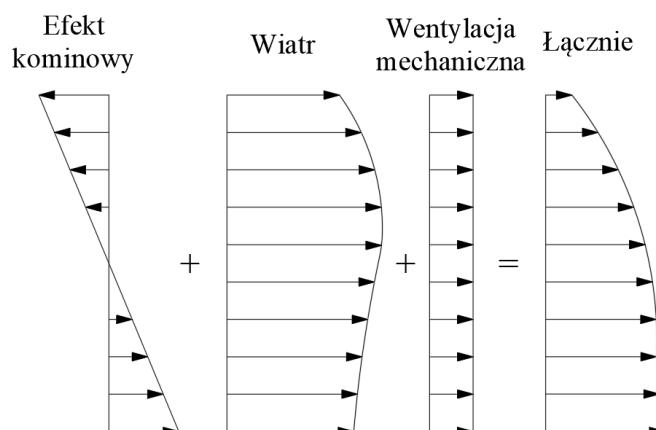


## 5.4 Szczelność powietrzna budynku i strumień powietrza indukowany różnicą ciśnień

### 5.4.1 Wprowadzenie teoretyczne

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. Zaburza komfort klimatyczny i wpływa na poziom zużycia energii. W rzeczywistości ilość powietrza wentylującego przestrzeń użytkową budynku stanowi sumę ilości powietrza dostarczonego przez czynne systemy wentylacyjne i powietrza nieuzdatnionego, napływającego (i wypływającego) przez nieszczelności w jego obudowie.

Siłą wywołującą niekontrolowane przecieki powietrza jest różnica ciśnień pomiędzy środowiskiem wewnętrznym i otoczeniem zewnętrznym ( $\Delta p = p_{in} - p_{out}$ ). W zależności od zwrotu siły mamy do czynienia z infiltracją powietrza do wewnątrz i eksfiltracją na zewnątrz budynku. Ciśnienie różnicowe wywołujące migrację mas powietrza ma trzy zasadnicze źródła pochodzenia. Są nimi efekt kominowy, wiatr i ciśnienie wywołane pracą wentylatorów w układach wentylacji mechanicznej.



Rys. 5–32. Czynniki wywołujące różnice ciśnień pomiędzy wnętrzem budynku i środowiskiem zewnętrznym

$$\Delta p_{tot} = \Delta p_k + \Delta p_w + \Delta p_{ven}, \text{ gdzie:} \quad [\text{Pa}] \quad (5.7)$$

$\Delta p_{tot}$  całkowita różnica ciśnień pomiędzy środowiskiem wewnętrznym i zewnętrznym, [Pa]

$\Delta p_k$  różnica ciśnień wywołana efektem kominowym, [Pa]

$\Delta p_w$  różnica ciśnień wywołana wiatrem, [Pa]

$\Delta p_{ven}$  różnica ciśnień wywołana pracą wentylatorów wentylacji mechanicznej, [Pa]

Czynnikiem motorycznym efektu kominowego jest różnica ciężarów objętościowych powietrza, spowodowana różnicą temperatur pomiędzy przestrzenią wewnętrzną i otoczeniem budynku. Ciśnienie różnicowe powstałe w wyniku efektu kominowego można opisać równaniem:

$$\Delta p_k = C_1 \cdot \left( \frac{\theta_{out} - \theta_{in}}{\theta_{in}} \right) \cdot (H_{NPL} - H) \quad [\text{Pa}] \quad (5.8)$$

$$C_1 = \frac{M \cdot g \cdot p_0 \cdot \rho_{out}}{R} = 3,70 \cdot 10^3 \text{ Pa} \cdot \text{K} \cdot \text{m}^{-1} \quad (5.9)$$

gdzie:

$\Delta p_k$  różnica ciśnień pomiędzy środowiskiem wewnętrznym i zewnętrznym wywołana efektem kominowym, [Pa]

$C_1$  współczynnik konwersji,

$\theta_{out}$  temperatura powietrza zewnętrznego, [°C]

$\theta_{in}$  temperatura powietrza wewnętrznego, [°C]

$H_{NPL}$  wysokość ciśnienia neutralnego powyżej poziomu referencyjnego (*NPL – Neutral Pressure Level*), [m]

$H$  wysokość powyżej poziomu referencyjnego, [m]

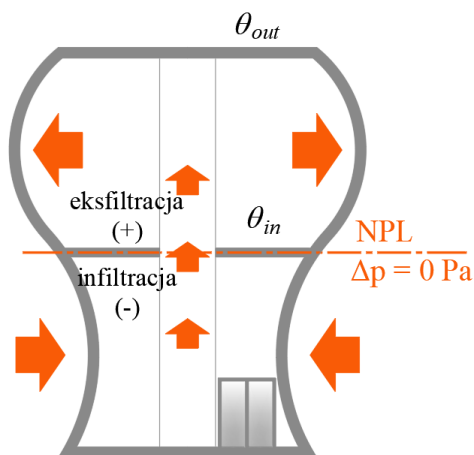
$M$  równoważna masa cząsteczkowa powietrza,  $M = 28,8 \text{ g}$

$g$  przyspieszenie ziemskie,  $g = 9,81 \text{ m s}^{-2}$

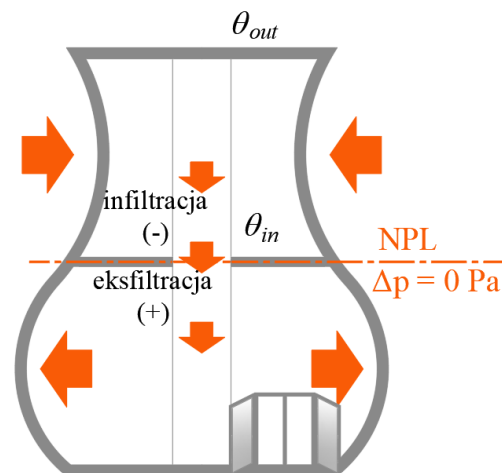
$p_0$  ciśnienie atmosferyczne,  $p_0 = 101,3 \times 10^3 \text{ Pa}$  (1 atm.)

$\rho_{out}$  gęstość powietrza zewnętrznego, [kg/m<sup>3</sup>]

$R$  uniwersalna stała gazowa,  $R = 8,314 \text{ J K}^{-1} \cdot \text{mol}^{-1}$



Rys. 5–33. Efekt kominowy w okresie zimowym



Rys. 5–34. Efekt kominowy w okresie letnim

Z kolei ciśnienie różnicowe wywołane pracą wentylatorów nawiewnych i wywiewnych w układach wentylacji mechanicznej można wyznaczyć z zależności [94]:

$$\Delta p_{ven} = (q_{v,sup} - q_{v,ex}) \cdot \left( \frac{|q_{v,sup} - q_{v,ex}|}{V_{50}} \right)^{\frac{1}{0,65}} \cdot 50 \quad [\text{Pa}] \quad (5.10)$$

gdzie:

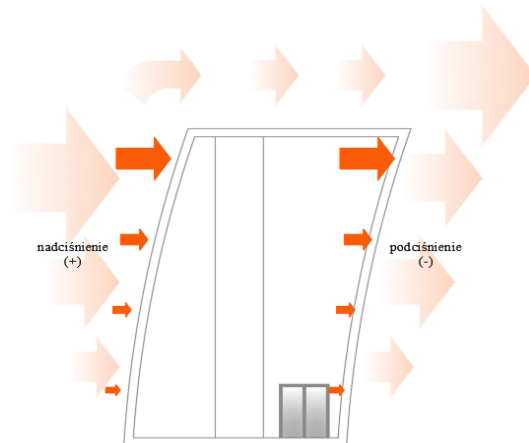
$\Delta p_k$  różnica ciśnień wywołana pracą wentylatorów wentylacji mechanicznej, [Pa]

$q_{v,sup}$  strumień objętości powietrza nawiewanego, [m<sup>3</sup>/h]

$q_{v,ex}$  strumień objętości powietrza wywiewanego, [m<sup>3</sup>/h]

$V_{50}$  strumień objętości powietrza przepływający przez nieszczelności bryły budynku przy różnicy ciśnień równej 50 Pa, określony na podstawie badań

W odpowiedzi na uderzenie strumienia wiatru o określonym kierunku i prędkości, na powierzchni bryły budynku powstaje pole ciśnień przyjmujących wartości dodatnie na stronie nawietrznej i ujemne na zawietrznej. Parametry aerodynamiczne charakteryzujące rozkład ciśnień mogą mieć charakter lokalny (np. dla poszczególnych elewacji) lub globalny – opisujący cały obiekt.



Rys. 5–35. Rozkład ciśnień na elewacji budynku wywołany wiatrem

Największą trudność przysparza wyznaczenie wpływu wiatru na wielkość indukowanego strumienia powietrza wentylacyjnego, żeby go określić należy poznać zależność pomiędzy prędkością i ciśnieniem wiatru.

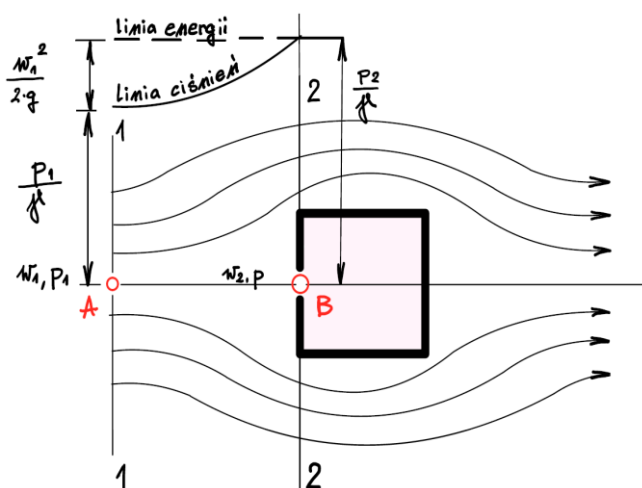
Jeśli spojrzymy na budynek jak na bryłę umieszczoną w strumieniu jednostajnie, prostoliniowo, przepływającego strumienia powietrza, to spowoduje on zaburzenie w obszarze przepływu, wywołujące odchylenie pierwotnej linii prądu wokół omywanej powierzchni (Rys. 5–36) [195], [196]. Strumień powietrza na linii prądu A-B, w punkcie spiętrzenia B na powierzchni budynku ma prędkość równą zero ( $w_2=0$ ). Ciśnienie  $p_2$  w punkcie B, można wyznaczyć z równania Bernoulliego:

$$\frac{p_1}{\rho \cdot g} + \frac{w_1^2}{2 \cdot g} = \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \frac{w_2^2}{2 \cdot g} \quad [\text{Pa}] \quad (5.11)$$

$$p_2 = p_1 + \frac{\rho \cdot w_1^2}{2} \quad [\text{Pa}] \quad (5.12)$$

Ciśnienie  $p_2$  w punkcie B jest sumą ciśnienia statycznego  $p_1$  i ciśnienia dynamicznego  $\frac{\rho \cdot w_1^2}{2}$ .

W rzeczywistych warunkach oddziaływania wiatru na budynek, ciśnienie statyczne (ciśnienie odniesienia) równe jest ciśnieniu atmosferycznemu [197]. Wartość ciśnienia wiatru w poszczególnych punktach powierzchni bryły budynku uzależniona jest od jego właściwości aerodynamicznych oraz od pola prędkości wiatru, które z kolei zależne jest od lokalnych warunków topograficznych i urbanistycznych. Istnieje zatem cały szereg czynników wpływających na konwersję ciśnienia dynamicznego wiatru na wartość parcia na powierzchnię bryły budynku.



Rys. 5–36. Czynniki wywołujące różnice ciśnień pomiędzy wnętrzem budynku i środowiskiem zewnętrznym

Wpływ tych czynników uwzględnia współczynnik ciśnienia wiatru  $C_p$ , który opisuje zależność ciśnienia wiatru w dowolnym punkcie ( $p_x$ ) na powierzchni budynku odniesioną do dynamicznego ciśnienia wiatru ( $p_d$ ) w obszarze swobodnego strumienia [98]. Ze względu na skomplikowany charakter zagadnienia oszacowanie wartości współczynnika  $C_p$  jest jednym z najtrudniejszych aspektów w określaniu parcia wiatru na budynek [99].

Współczynnik  $C_p$  opisuje zależność:

$$C_p = \frac{p_x - p_{atm}}{p_d} = \frac{p_x - p_{atm}}{0,5 \cdot \rho \cdot w_H^2} \quad [-] \quad (5.13)$$

gdzie:

- $p_x$  ciśnienie statyczne w dowolnym punkcie powierzchni bryły budynku, [Pa]
- $p_{atm}$  ciśnienie atmosferyczne (ciśnienie statyczne odniesienia przy swobodnym strumieniu), [Pa]
- $0,5 \cdot \rho \cdot w_H^2$  ciśnienie dynamiczne przy swobodnym strumieniu, [Pa]
- $w_H$  prędkość wiatru, [m/s]
- $\rho$  gęstość powietrza, [kg/m<sup>3</sup>]

Natomiast ciśnienie wiatru  $p_w$  dane jest równaniem [100]:

$$p_w = \frac{1}{2} \cdot C_p \cdot \rho \cdot w_H^2 \quad [\text{Pa}] \quad (5.14)$$

Ze względu na to, że pomiar prędkości wiatru odbywa się w innym miejscu i w innych warunkach terenowych niż badanych budynek do wzoru wprowadza się poprawkę uwzględniającą ten fakt [101].

$$P_w = \frac{\rho \cdot w_H^2}{2} \cdot C_h \cdot C_p \quad [\text{Pa}] \quad (5.15)$$

$$C_h = \frac{w_H^2}{w_{met}^2} = A_0^2 \cdot \left( \frac{H}{H_{ref}} \right)^{2a} \quad [\text{Pa}] \quad (5.16)$$

gdzie:

- $p_w$  ciśnienie wiatru odniesione do ciśnienia barometrycznego, [Pa]

$w_{met}$	prędkość wiatru pomierzona w najbliższej stacji meteorologicznej, [m/s]
$w_H$	prędkość wiatru w najwyższym punkcie obiektu, [m/s]
$H$	wysokość budynku, [m/s]
$H_{ref}$	wysokość umieszczenia urządzeń pomiarowych w stacji meteorologicznej, [m/s]
$A_0$	współczynnik zależny od rodzaju terenu (Tabela 5-6)
$a$	wykładnik zależny od rodzaju terenu (Tabela 5-6)

Typ zabudowy	Współczynnik ( $A_0$ )	Wykładnik ( $a$ )
Miejska	0,35	0,40
Podmiejska	0,60	0,28
Otwarta przestrzeń	1,00	0,15

Tabela 5-6. Współczynniki zależne od rodzaju terenu, do wzoru (5.16)

Współczynniki  $C_p$  wykorzystywane dla potrzeb sporządzania energetycznych symulacji budynków (BEM – Building Energy Modeling) oraz symulacji sieciowych przepływów powietrza (AFN – Airflow Network) mają generalnie dwa podstawowe źródła pochodzenia, które definiują poziom ich dokładności [102].

Pierwszy poziom dokładności reprezentują metody pierwotne bazujące na pełnoskalowych badaniach in – situ rzeczywistych fasad budynków. Dostarczają najbardziej reprezentatywnych danych, jednak dotyczą budynków już zrealizowanych. Na etapie projektowania można wykorzystać badania przeskalowanych modeli budynków umieszczonych w tunelach aerodynamicznych. W przypadku projektowania budynków w zabudowie o silnym stopniu zurbanizowania, aby otrzymać w miarę wiarygodne wyniki konieczne jest przestrzenne odwzorowanie większego obszaru to sprawia, że metoda wymaga dużej staranności w przygotowaniu modelu urbanistyczno – topograficznego, jest pracochłonna i kosztowna. Zastosowane w latach 70 – tych ubiegłego wieku, metody numeryczne do obliczeń trójwymiarowego przepływu powietrza wokół stałej struktury [103], stanowiły początek, numerycznej mechaniki płynów ( $CFD$  – Computational Fluid Dynamics). Mimo ogromnego wzrostu zastosowania metod  $CFD$  do modelowania przepływu wiatru wokół budynków, ich powszechne użycie do wyznaczania współczynnika  $C_p$  w celu dalszego wykorzystania do symulacji energetycznej budynków jest jeszcze dalekie.

Bliższe powszechnemu zastosowaniu są metody wtórne, wykorzystujące bazy danych. Aerodynamiczne bazy danych stworzone przez takie instytucje jak NIST (National Institute of Standards and Technology, USA), ASHREA (American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers), AIVC (Air Infiltration and Ventilation Centre), TPU (Tokyo Polytechnic University) zawierają stabilizowane wartości współczynników  $C_p$  [104] dla budynków różniących się wymiarami, formą bryły, geometrią dachu, czy warunkami terenowymi. Tablice ograniczają się do określonego typoszeregu kątów natarcia wiatru, co przy zastosowaniu do obliczeń rzeczywistych kierunków napływu wiatru wywołuje konieczność wprowadzenia równań interpolujących. Bogate bazy danych pozwoliły przy wykorzystaniu metod regresji na sformułowania zależności analitycznych. Powierzchniowo uśrednione wartości współczynników ciśnienia wiatru na ścianę budynków niskich można wyznaczyć z zależności [105] (S&C):

$$\begin{aligned} \overline{C_p}\left(\theta, \frac{D}{B}\right) &= \overline{C_p}(0^\circ) \\ &\cdot \ln \left[ 1,248 - 0,703 \cdot \sin\left(\frac{\theta}{2}\right) - 1,175 \cdot \sin^2(\theta) \right. \\ &+ 0,131 \cdot \sin^3(2 \cdot G \cdot \theta) + 0,769 \cdot \cos\left(\frac{\theta}{2}\right) + 0,07 \\ &\left. \cdot G^2 \cdot \sin^2\left(\frac{\theta}{2}\right) + 0,717 \cdot \cos^2\left(\frac{\theta}{2}\right) \right] \end{aligned} \quad [-] \quad (5.17)$$

gdzie:

$\theta$  kąt zawarty pomiędzy kierunkiem napływu wiatru, a powierzchnią ściany, [deg.]

$G$   $G = \ln\left(\frac{D}{B}\right)$  – logarytm naturalny stosunku długości ścian, [-]

$\overline{C_p}(0^\circ)$  średnia wartość  $\overline{C_p}$  dla  $\theta = 0^\circ$ , oszacowana przez S&C na poziomie 0,6 niezależnie od wartości  $\frac{D}{B}$ , [-]

Również dla budynków niskich, Muehleisen and Patrizi [106], (M&P) sformułowali zależność opisującą wartość współczynnika  $C_p$ , daną wzorem:

$$\overline{C_p}\left(\theta, \frac{D}{B}\right) = \frac{a_0 + a_1 \cdot G + a_2 \cdot \theta + a_3 \cdot \theta^2 + a_4 \cdot G \cdot \theta}{1 + b_1 \cdot G + b_2 \cdot \theta + b_3 \cdot \theta^2 + b_4 \cdot G \cdot \theta} \quad [-] \quad (5.18)$$

gdzie:  $G$  – jak w równaniu (5.17)

$$a_0 = 6,12 \cdot 10^{-1}, a_1 = -1,78 \cdot 10^{-1}, a_2 = -1,15 \cdot 10^{-2}, a_3 = 3,28 \cdot 10^{-5}, a_4 = 1,67 \cdot 10^{-3},$$

$$b_1 = -3,12 \cdot 10^{-1}, b_2 = -1,59 \cdot 10^{-2}, b_3 = 9,82 \cdot 10^{-5}, b_4 = 2,15 \cdot 10^{-3},$$

Krzywą daną powyższym równaniem (M&P) skalibrowali wykorzystując bazę danych opracowaną w TPU.

Opisane wyżej zależności pozwalają na odwzorowanie ciśnienia różnicowego wywołanego niezależnie przez wszystkie trzy siły motoryczne i wyznaczenia strumienia powietrza infiltrującego do budynku.

Ilość powietrza infiltrującego do budynku opisuje równanie:

$$V_x^\bullet = C_{inf} \cdot (\Delta p_{tot})^n \quad [-] \quad (5.19)$$

gdzie:

$C_{inf}$  współczynnik przecieku powietrza przez nieszczelności obudowy, [ $\text{dm}^3/\text{s}/1\text{Pa}$ ]

$n$  wykładnik przepływu ( $n = 0,62 \div 0,66$ , najczęściej 0,65) [107]

Współczynnik przecieku powietrza  $C_{inf}$  można wyznaczyć z równania:

$$C_{inf} = 0,278 \cdot n_{50} \cdot \left(\frac{1}{50}\right)^n \cdot V \quad [-] \quad (5.20)$$

gdzie:

$n_{50}$  strumień objętości powietrza przepływający przez nieszczelność przy różnicy ciśnień równej 50Pa, wyznaczony na podstawie badań szczelności powietrznej budynku

$V$  kubatura środowiska wewnętrznego

Szczególnie dotkliwym problemem w zdefiniowaniu ilości powietrza infiltracyjnego  $V_x$  jest brak znajomości rozkładu i prędkości wiatru w warunkach lokalnych.

Uproszczone metody obliczeń rozwiązują ten problem poprzez wprowadzenie współczynników osłonięcia budynku i nieuzależnianie wprost wielkości infiltracji od warunków wiatrowych. Ilość powietrza infiltrującego można opisać równaniem:

$$V_x \cdot = \frac{V \cdot n_{50} \cdot e}{1 + \frac{f}{e} \cdot \left[ \frac{V_n - V_w}{V \cdot n_{50}} \right]^2} \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (5.21)$$

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 (Tabela 5-7)
- $n_{50}$  liczba wymian powietrza przez nieszczelności przy różnicy ciśnień 50 Pa, [ $\text{h}^{-1}$ ]

<i>Współczynnik osłonięcia <math>e</math> dla klasy osłonięcia:</i>	<i>Więcej niż jedna nieosłonięta fasada</i>	<i>Jedna nieosłonięta fasada</i>
Nieosłonięte: budynki na otwartej przestrzeni, wysokie budynki w centrach miast	0,10	0,03
Średnie osłonięcie: budynki wśród drzew lub innych budynków, budynki na przedmieściach	0,07	0,02
Mocno osłonięte: budynki średniej wysokości w miastach, budynki w lasach	0,04	0,01
<i>Współczynnik osłonięcia <math>f</math></i>	15,00	20,00

Tabela 5-7. Współczynniki zależne od osłonięcia budynku, do wzoru (5.21)

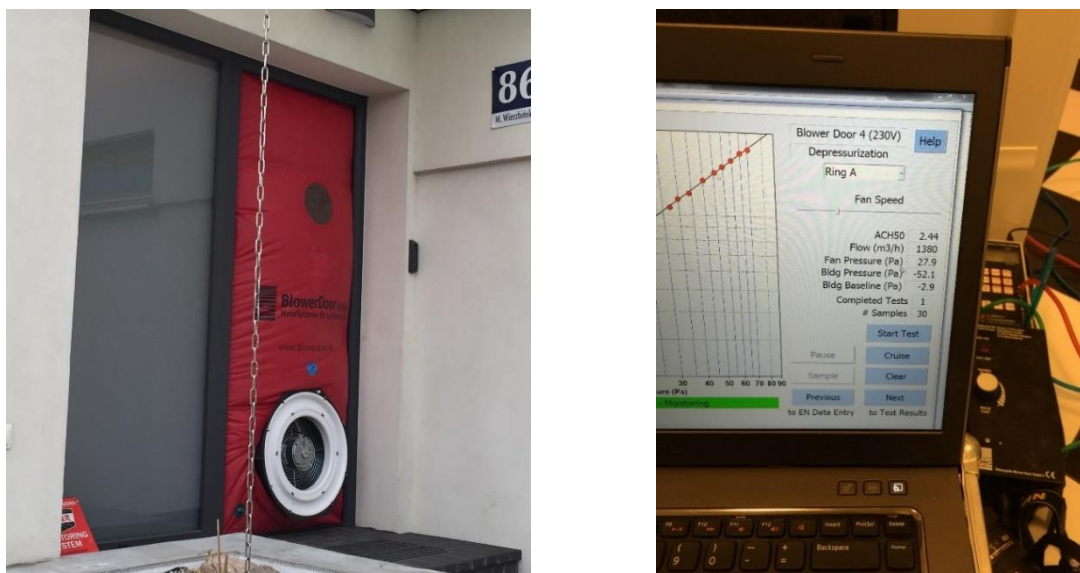
Określony w ten sposób strumień powietrza infiltrującego w wystarczający sposób może zostać wykorzystany do oszacowania sezonowego zapotrzebowania na energię. Należy jednak pamiętać, że wyznaczona w ten sposób ilość powietrza infiltracyjnego jest wartością zmieniającą się jedynie w funkcji ilości powietrza nawiewanego i wywiewanego, nie oddaje wpływu chwilowego oddziaływania wiatru, zatem jego zastosowanie do obliczeń w większej rozdzielczości czasowej obarczone jest błędem.

Ze względu na brak lokalnych danych dotyczących wiatru, wykorzystano jednak tę zależność do badań modelowych.

## 5.4.2 Badanie szczelności powietrznej budynku

Zalecenia w stosunku do szczelności powietrznej obudowy budynku określone zostały na poziomie przepisów krajowych. Zgodnie z [30] w budynkach wyposażonych w wentylację mechaniczną lub klimatyzację zaleca się, aby współczynnik  $n_{50}$  był mniejszy od  $1,5 \text{ h}^{-1}$ . Podobne wymagania określone zostały w wielu innych krajach europejskich [108]. W przypadku budynków niskoenergetycznych czy pasywnych wielkość  $n_{50}$  nie może przekraczać odpowiednio  $1 \text{ h}^{-1}$  i  $0,6 \text{ h}^{-1}$ .

Badanie szczelności powietrznej w badanym 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 [109], przy zachowaniu dodatniej i ujemnej wartości ciśnienia w budynku względem ciśnienia powietrza zewnętrznego. Do pomiarów zastosowano jako urządzenie pomiarowe drzwi nawiewne Minneapolis Blower Door Model 4, firmy The Energy Conservatory/Blower Door GmbH o zakresie pomiarowym  $19 \div 7.200 \text{ m}^3/\text{h}$ , dokładności względnej strumienia powietrza  $\pm 5 \%$  i dokładności bezwzględnej temperatury  $\pm 0,1 \%$ .



Rys. 5–37. Stanowisko do badań szczelności powietrznej budynku

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

$$n_{50} = \frac{V_{50}}{V_f} \quad [\text{h}^{-1}] \quad (5.22)$$

gdzie:

$n_{50}$  jak we wzorze (5.21)

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

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

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  $2,1 \div 3,2 \text{ m/s}$  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, uszczelkach 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.



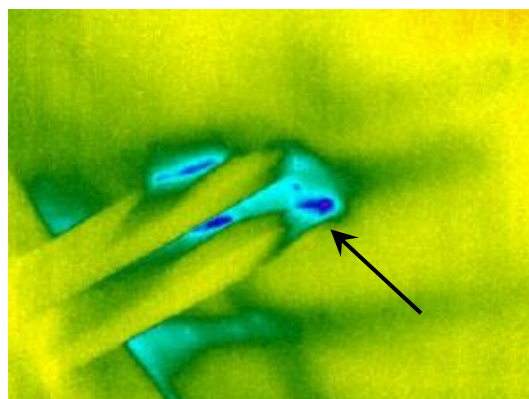
Rys. 5-38. Przeciek powietrza w pobliżu okna przy ścianie kolankowej



Rys. 5-39. Przeciek powietrza przez ramę okienną



Rys. 5-40. Przeciek powietrza przez szacht instalacyjny na połączeniu piwnicy nieogrzewanej z przestrzenią mieszkalną



Rys. 5-41. Przeciek powietrza przy przejściu płatwi drewnianych przez obudowę sufitu z płyt kartonowo-gipsowych

Możliwe do zidentyfikowane nieszczelności zostały pomierzone i określono ich sumaryczną powierzchnię.

Rodzaj nieszczelności	A [m <sup>2</sup> ]	Udział [%]
Ramki dystansowe w oknach "Sokółka"	0,01850	4,05%
Kwatery otwieralne w oknach "Sokółka"	0,04531	9,92%
Kwatery otwieralne w oknach dachowych "Velux"	0,00072	0,16%
Obwodowe nieszczelności na połączeniu krokwi z sufitem	0,11050	24,19%
Nieszczelności szachtu instalacyjnego w stropie nad piwnicą	0,28183	61,69%
SUMA:	0,45685	100,00%

Tabela 5-8. Inwentaryzacja ujawnionych nieszczelności w obudowie budynku

W ramach poprawy szczelności obudowy usunięto nieszczelność szachtu instalacyjnego w stropie pomiędzy piwnicą i parterem poprzez zabetonowanie otworu. Zlikwidowano nieszczelności o powierzchni 0,28 m<sup>2</sup> (blisko 62 % wszystkich zidentyfikowanych nieszczelności).

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  $V_{50} = 1.134\text{ m}^3/\text{h}$ .

## 5.5 Temperatura powietrza nawiewanego i logika sterowania przepływem powietrza przez PRGW i rekuperator

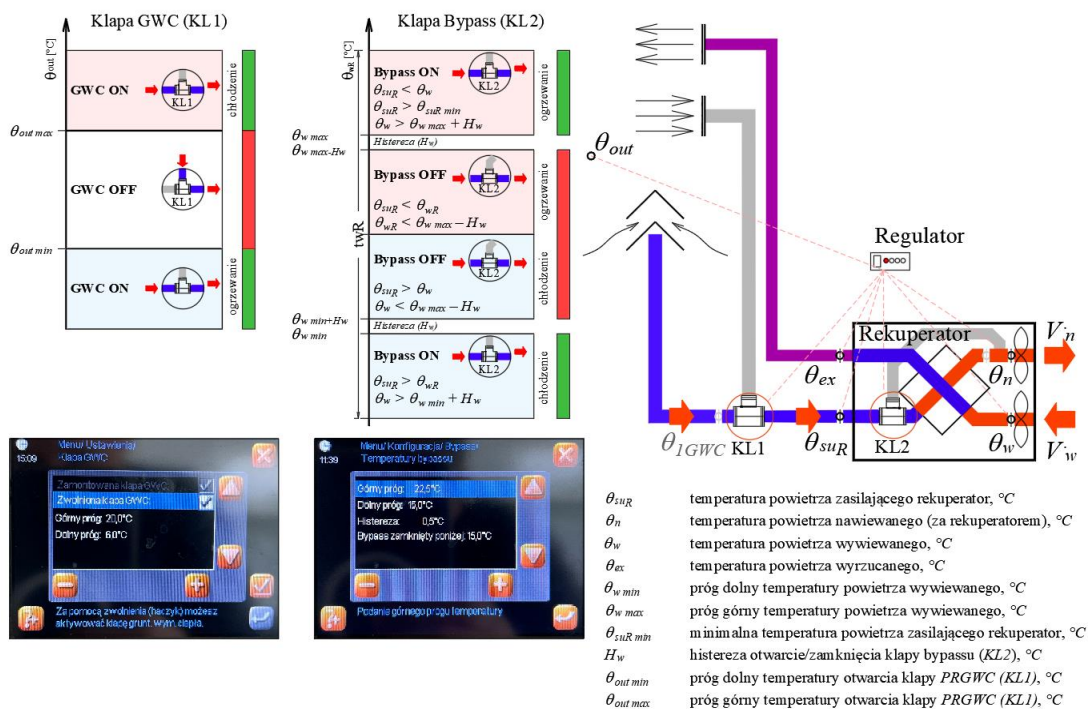
Jak wskazano wcześniej, świeże powietrze nawiewane przez system wentylacyjny w wymaganej pod względem higienicznym ilości  $V_n$  nie jest jedynym jakie jest doprowadzane do przestrzeni ogrzewanej budynku. Na skutek nieszczelności obudowy bryły budynku infiltruje do jego wnętrza i eksfiltruje na zewnątrz 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  $\theta_{sup\ air}$  do pomieszczenia jest wynikiową temperaturą mieszaniny powietrza nawiewanego  $\theta_n$  i infiltrującego  $\theta_x$ , opisana zależnością:

$$\theta_{sup\ air} = \frac{\theta_n \cdot V_n + \theta_{inf} \cdot V_x}{V_n + V_x} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (5.23)$$

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  $\theta_n$  różnej lub równej temperaturze powietrza zewnętrznego. Strumień powietrza wentylacyjnego kierowany jest do PRGWC i do rekuperatora w ściśle określonych warunkach opisanych zależnościami temperaturowymi.



Rys. 5–42. Schemat logiki sterowania przepływem powietrza przez PRGWC i rekuperator

Klapa *PRGWC* (*KL1*) 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  $\theta_{out\ min}$  dla trybu ogrzewania powietrza i górny dla trybu chłodzenia powietrza  $\theta_{out\ max}$ . Graniczne wartości nastaw odpowiadają w przybliżeniu temperaturze gruntu odpowiednio w okresie zimowym i letnim. Jeżeli temperatura powietrza zewnętrznego  $\theta_{out}$ , 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. 3–14, Rys. 5–42). W pozostałych warunkach powietrze przepływa przez wymiennik gruntowy. W czasie eksploatacji wartości progowe wynosiły  $\theta_{out\ min} = +6\ ^\circ\text{C}$ ,  $\theta_{out\ max} = +20\ ^\circ\text{C}$ .

W trybie ogrzewania powietrze na wyjściu z wymiennika gruntowego ma temperaturę  $\theta_{IGWC}$  wyższą od temperatury zewnętrznej  $\theta_{out}$ , 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 klapa 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  $\theta_{w \min} = +15 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $\theta_{w \max} = +22,5 \text{ }^\circ\text{C}$ , histereza  $H_w = 0,5 \text{ }^\circ\text{C}$ .

W trybie chłodzenia powietrze na wyjściu z wymiennika gruntowego ma temperaturę  $\theta_{IGWC}$  niższą od temperatury zewnętrznej  $\theta_{out}$ . 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 ( $\eta_{t \text{ REK}}$ , %) w wymienniku przy założeniu, że strumienie powietrza nawiewanego  $V_n$  i wywiewanego  $V_w$  są sobie równe opisuje równanie:

$$\eta_{t \text{ REK}} = \frac{\theta_n - \theta_{suR}}{\theta_w - \theta_{suR}} \quad [-] \quad (5.24)$$

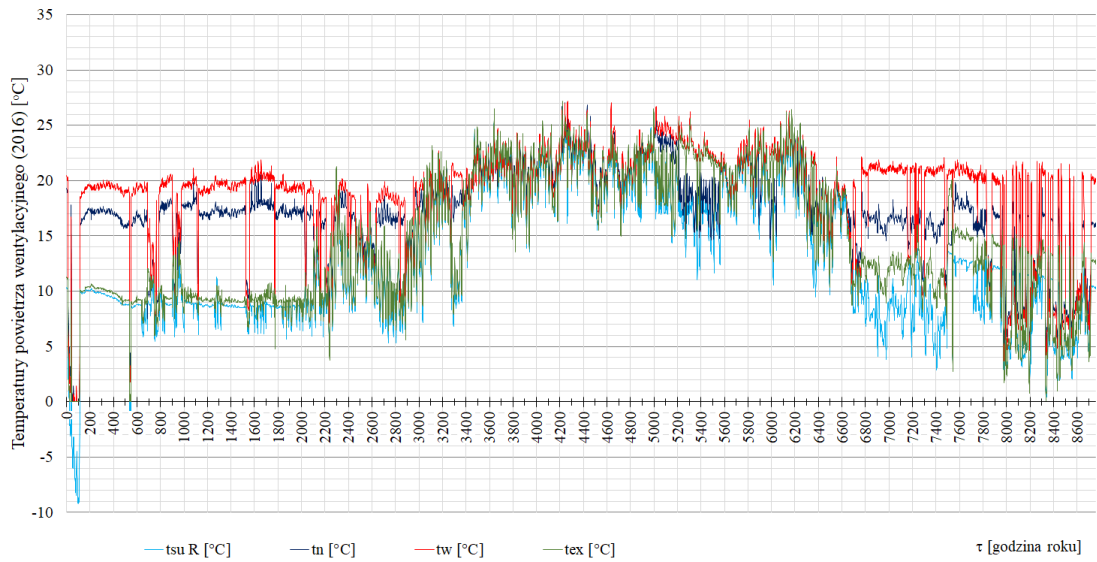
Skąd temperatura powietrza nawiewanego po przejściu przez wymiennik krzyżowy ( $\theta_n$ ,  $^\circ\text{C}$ ):

$$\theta_n = \eta_{t \text{ REK}} \cdot (\theta_w - \theta_{suR}) + \theta_{suR} \quad [^\circ\text{C}] \quad (5.25)$$

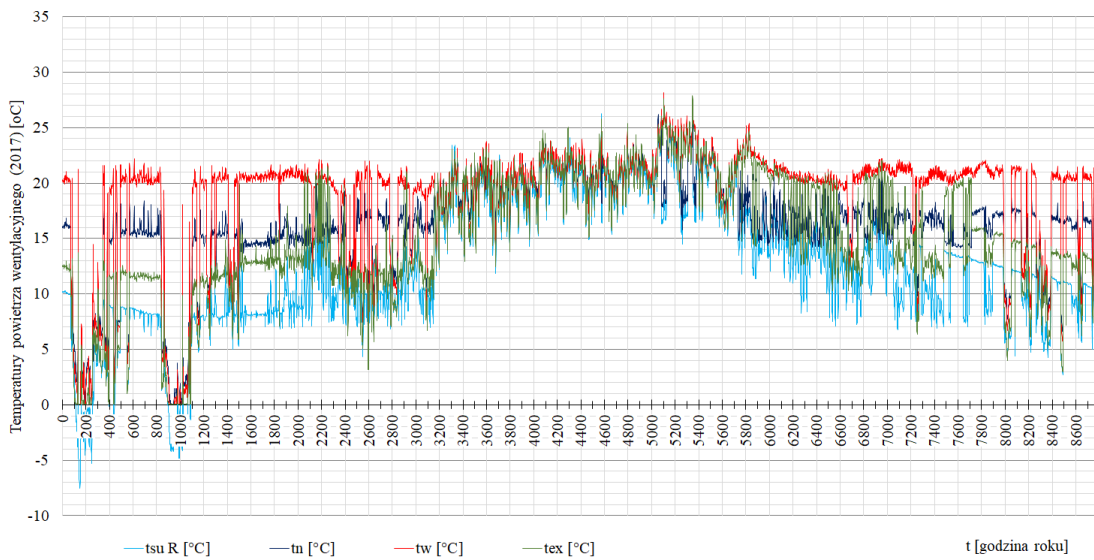
W początkowym okresie eksploatacji (rok 2016, 2017) wentylacja mechaniczna używana była w sposób stosunkowo ograniczony, średni strumień powietrza wentylacyjnego oscylował wokół  $50 \text{ m}^3/\text{h}$ , w okresach letnich praktycznie nie była wykorzystwana. Warunki eksploatacji uległy zmianie w latach 2020 ÷ 2021. Średni strumień powietrza wentylacyjnego wynosił wówczas ok.  $160 \text{ m}^3/\text{h}$ , a wentylacja w okresie letnim wykorzystwana była z dużo większą intensywnością. Ilość powietrza wentylacyjnego przepływającego przez *PRGWC* stanowi średnio 50 % całkowitej ilości powietrza nawiewanego do budynku.

Na rysunkach (Rys. 5–43 ÷ Rys. 5–48) przedstawiono wykresy temperatur powietrza wentylacyjnego:  $t_{suR}$  – świeżego za *PRGWC*, a przed centralą wentylacyjną,  $t_n$  – nawiewanego do budynku,  $t_w$  – wywiewanego z budynku,  $t_{ex}$  – usuwanego z budynku.

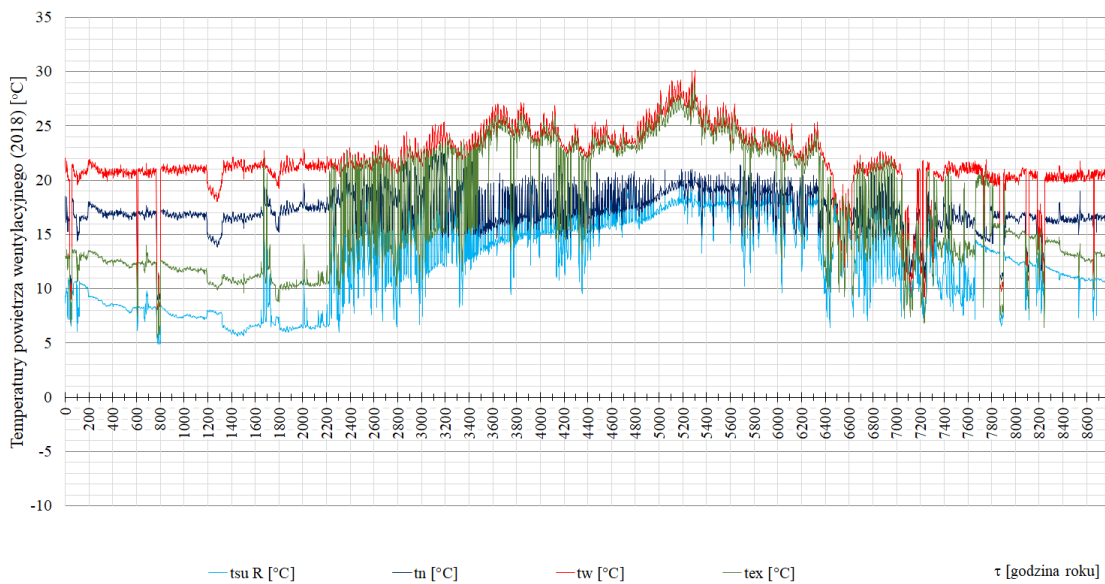
Na rysunkach (Rys. 5–49 ÷ Rys. 5–54) przedstawiono wykresy wilgotności względnej powietrza wentylacyjnego:  $RH_{suR}$  – świeżego za *PRGWC*, a przed centralą wentylacyjną,  $RH_n$  – nawiewanego do budynku,  $RH_w$  – wywiewanego z budynku,  $RH_{ex}$  – usuwanego z budynku.



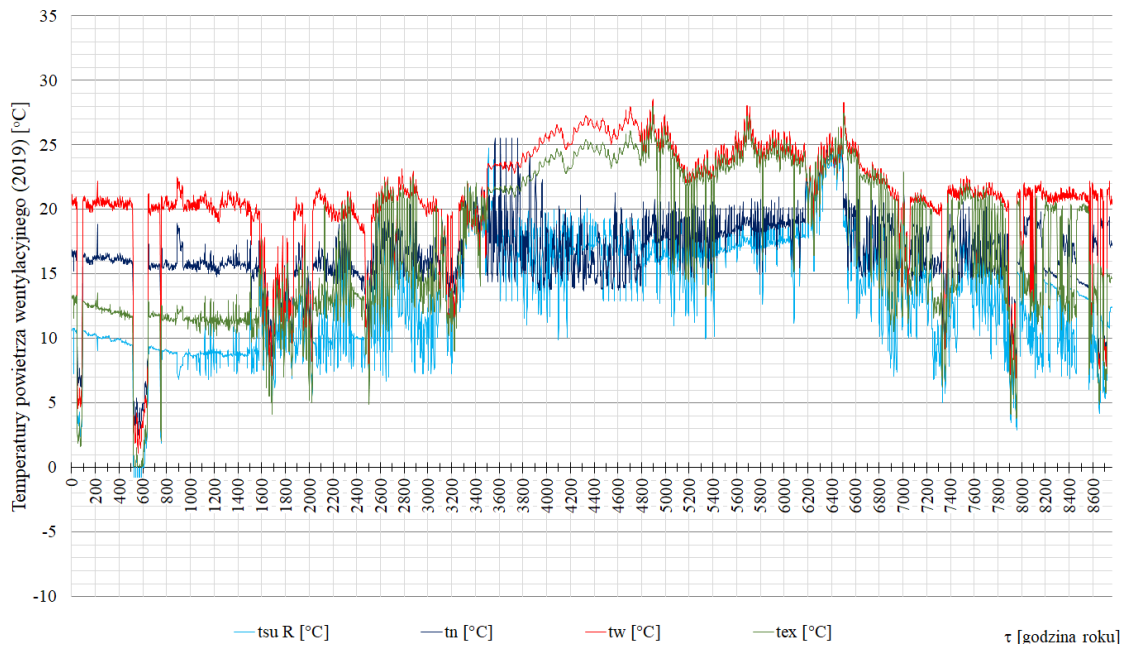
Rys. 5–43. Temperatury powietrza wentylacyjnego (2016 r.).



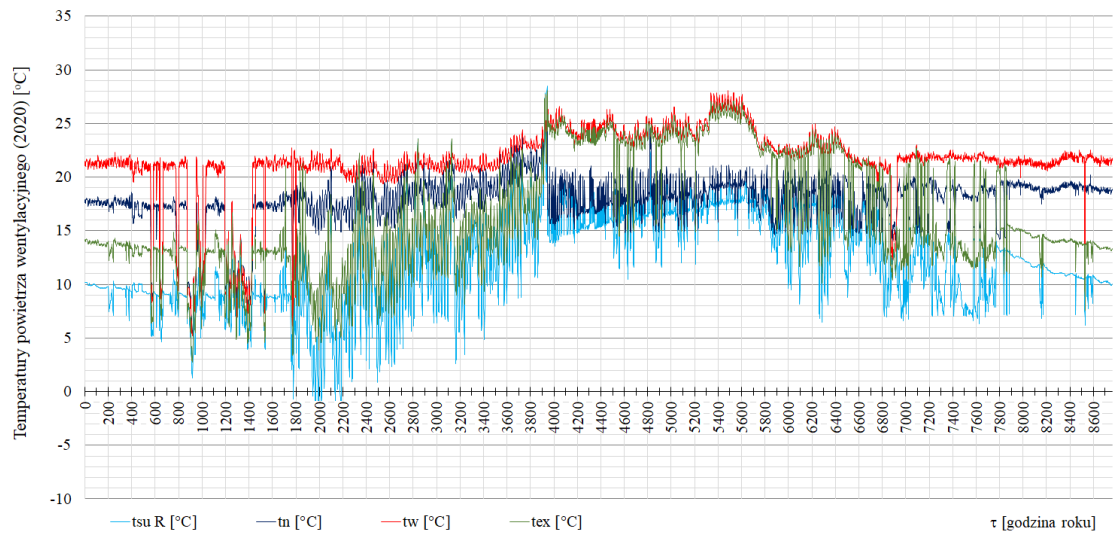
Rys. 5–44. Temperatury powietrza wentylacyjnego (2017 r.).



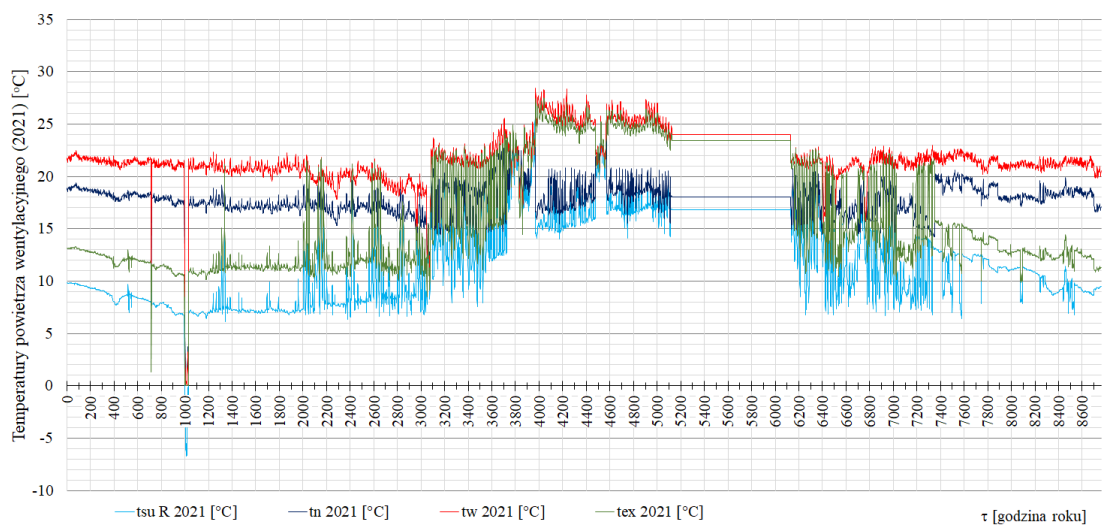
Rys. 5–45. Temperatury powietrza wentylacyjnego (2018 r.).



Rys. 5–46. Temperatury powietrza wentylacyjnego (2019 r.)

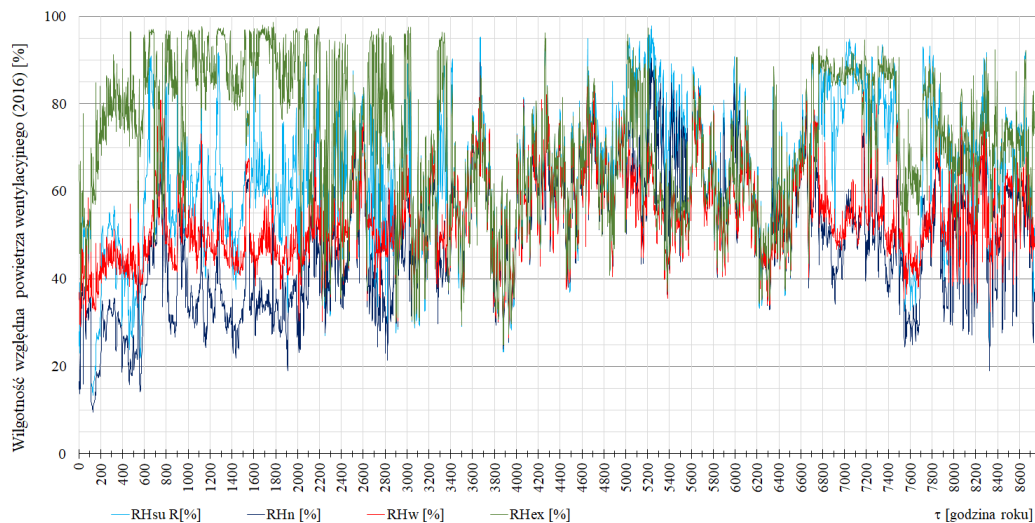


Rys. 5–47. Temperatury powietrza wentylacyjnego (2020 r.)

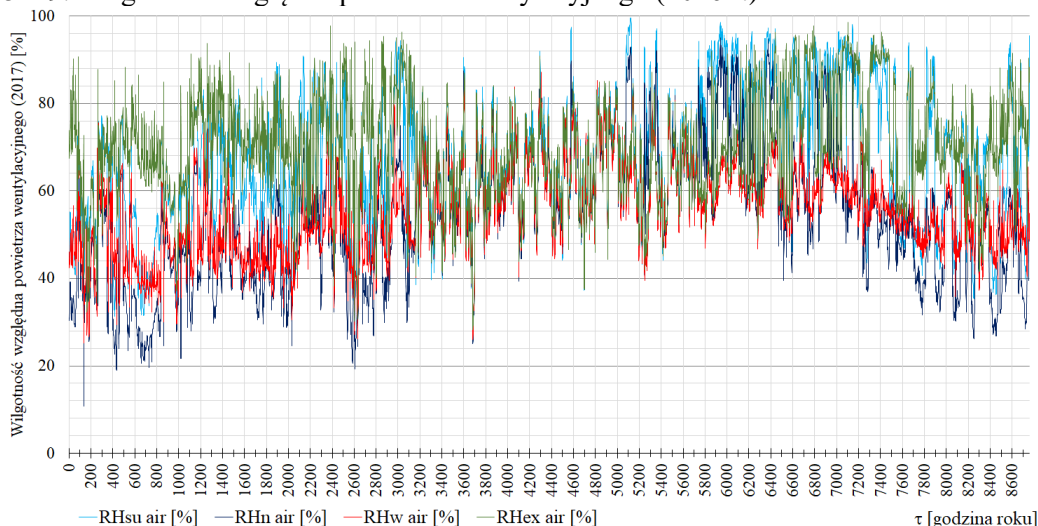


Rys. 5–48. Temperatury powietrza wentylacyjnego (2021 r.)

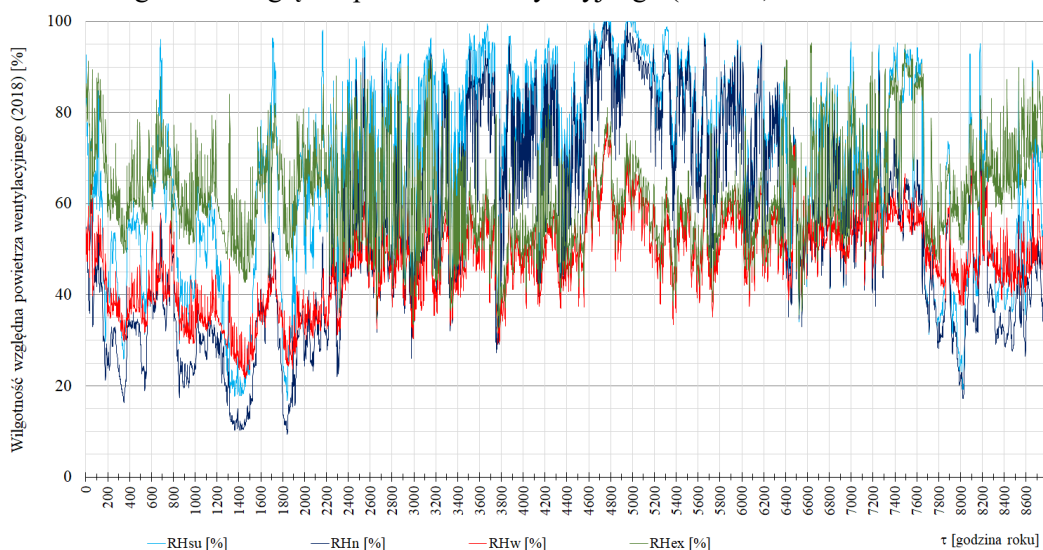
Równoległe do pomiarów temperatury powietrza, prowadzono pomiary wilgotności względnej powietrza nawiewanego, wywiewanego, doprowadzanego do rekuperatora i usuwanego na zewnątrz budynku.



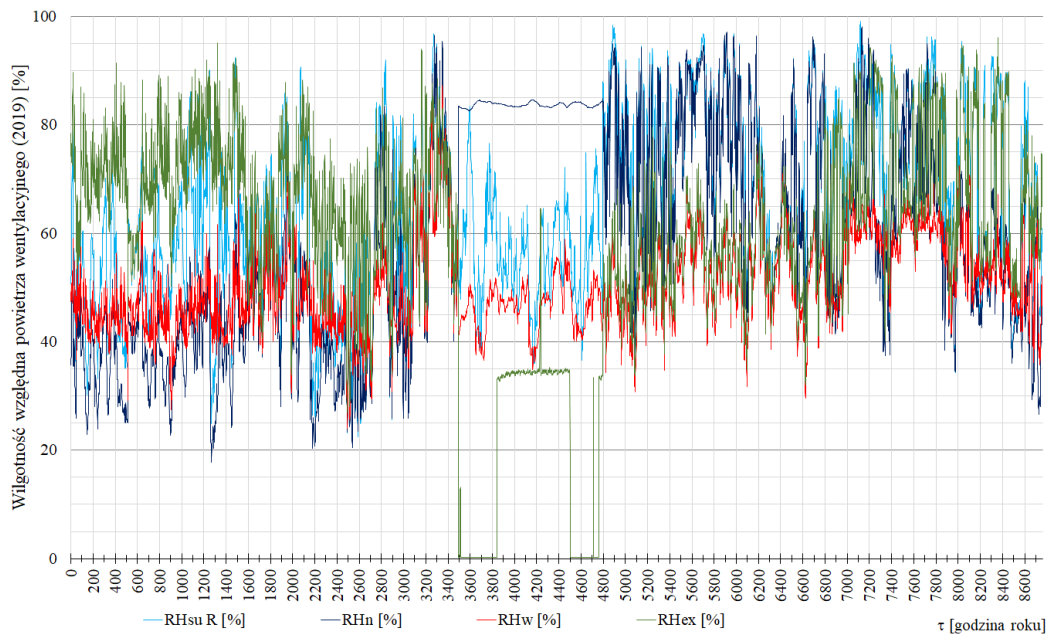
Rys. 5–49. Wilgotność względna powietrza wentylacyjnego (2016 r.)



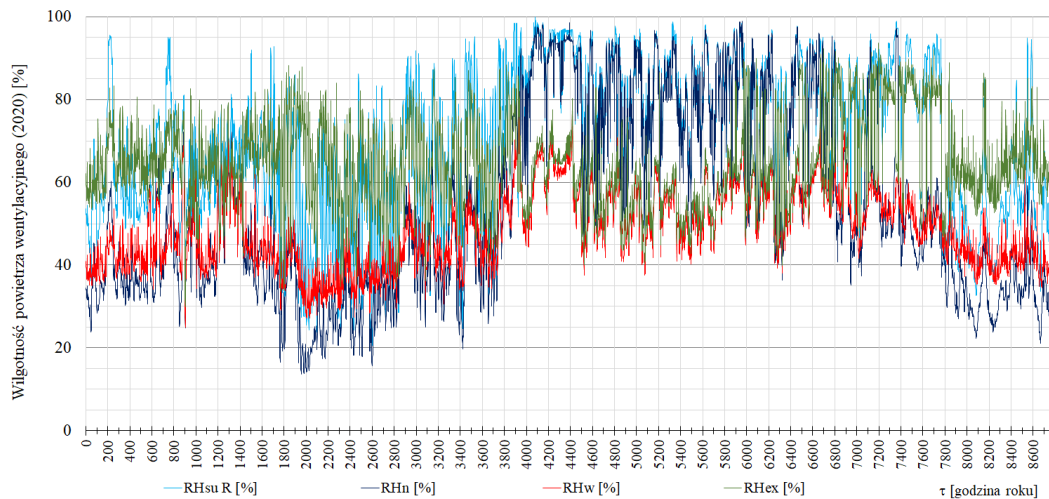
Rys. 5–50. Wilgotność względna powietrza wentylacyjnego (2017 r.)



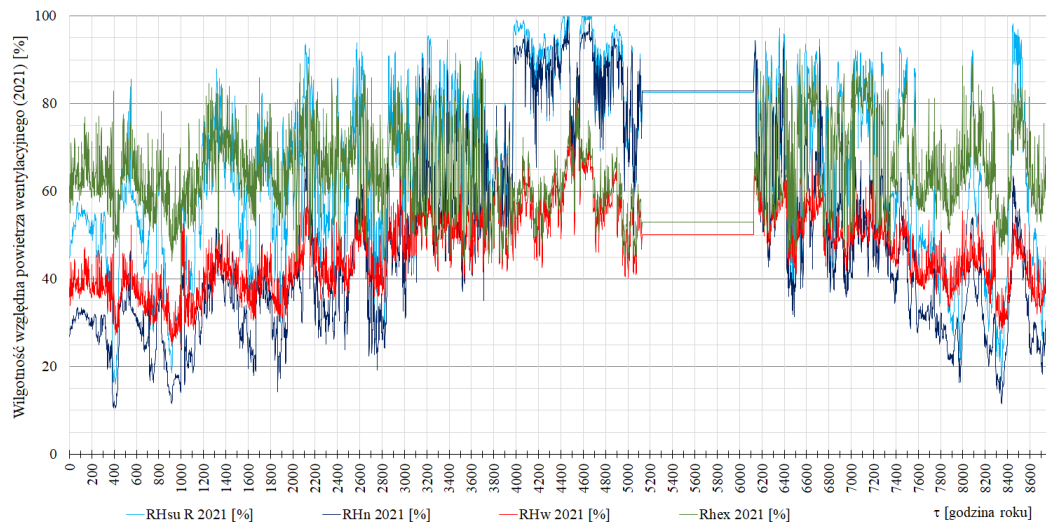
Rys. 5–51. Wilgotność względna powietrza wentylacyjnego (2018 r.)



Rys. 5–52. Wilgotność względna powietrza wentylacyjnego (2019 r.)



Rys. 5–53. Wilgotność względna powietrza wentylacyjnego (2020 r.)



Rys. 5–54. Wilgotność względna powietrza wentylacyjnego (2021 r.)



## 5.6 Wewnętrzne zyski ciepła

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

$$\phi_{int} = \phi_{int A} + \phi_{int L} + \phi_{int Oc} + \phi_{int B} + \phi_{int Pi} \quad [\text{Wh}] \quad (5.26)$$

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.

Urządzenia, instalacje i użytkowników przypisano do konkretnych pomieszczeń, zgodnie z ich normlanym funkcjonowaniem. Całkowite zyski ciepła przy uwzględnieniu czasu emisji ciepła z każdego z elementów wynoszą:

$$\phi_{int} = \int_0^{\tau_d} (q_A + q_L + q_{Oc} + q_B + q_{Pi}) d\tau \quad [\text{Wh}] \quad (5.27)$$

gdzie:

$q_{A, L, Oc, B, Pi}$  jednostkowe użyteczne zyski ciepła z poszczególnych elementów składowych wewnętrznych zysków ciepła: urządzeń elektrycznych, oświetlenia, użytkowników, użytkownika ciepłej wody użytkowej, instalacji rurowych, [W]

$d\tau$  czas emisji ciepła, [h]

Matematyczny opis zjawisk fizycznych związanych z emisją ciepła z tak zróżnicowanych źródeł, można wykonać przy użyciu metod analitycznych lub stochastycznych. Procesy związane z użytkowaniem pojedynczych lokali mieszkalnych, przy dokładnej znajomości zachodzących zjawisk, wielkości emisji ciepła i sekwencji zdarzeń można opisać przy pomocy metod analitycznych. Scenariusz użytkowania pojedynczego mieszkania i towarzyszącej mu emisji ciepła i wilgoci od użytkowników przedstawił K. Bandurski [110]. Niestety przeniesienie tak zdefiniowanego schematu sprawdzonego w jednym lokalu mieszkalnym nie daje gwarancji odwzorowania schematu użytkowania w innym. Natomiast znajomość pewnej ilości schematów użytkowania umożliwia wprowadzenie zmiennych losowych i wykonanie symulacji stochastycznych. Propozycję takiego rozwiązania zaproponował K. Bandurski [111] opisując schematy użytkowania w budynkach wielolokalowych. Metody analityczne i stochastyczne wykorzystwała również N. Nord badając wpływ 31 scenariuszy na charakterystykę energetyczną budynku [34].

W sposób bardzo obrazowy przy użyciu metody „Monte Carlo” krzywe zapotrzebowania na energię elektryczną dla gospodarstw domowych opisali Jean-Baptiste Bouvenot, Benjamin Latour, Bernard Flament, Monica Siroux [112]. Zdefiniowali oni między innymi profile obciążenia mocy elektrycznej dla typowych, powszechnie stosowanych odbiorników domowych. S. Firth, K. Lomas, A. Wright, R. [113] dla zidentyfikowanych urządzeń elektrycznych w gospodarstwie domowym wskazali, że zużycie energii elektrycznej przez urządzenia pracujące z funkcją „stand by” w trybie czuwania odpowiedzialne są za około 10 % całkowitego zużycia energii elektrycznej. Metody te dają możliwość stosunkowo wiernego odwzorowania rzeczywistych procesów emisji ciepła do budynku.

W praktyce inżynierskiej, w powszechnie stosowanym opisie analitycznym, wykorzystuje się uśrednione wartości wewnętrznych zysków ciepła. Niejednokrotnie zyski wewnętrzne w całym okresie obliczeniowym przedstawiane są jednym stałym wskaźnikiem. Passive House Institute [114] proponuje przyjęcie wartości wewnętrznych zysków na poziomie  $2,1 \text{ W/m}^2$ . Według L. Rouvel'a [115] uśrednione zyski ciepła dla mieszkania 2,7 – osobowego, o powierzchni  $75 \text{ m}^2$  wynoszą  $12,2 \text{ kWh/dzień}$ . Daje to przeciętną moc prawie  $7 \text{ W/m}^2$ . Obejmują one takie wewnętrzne źródła ciepła jak ludzie, oświetlenie, odbiornik radiowy i telewizyjny, chłodziarkę i zamrażarkę, kuchenkę i gotowanie, pralkę i suszarkę, inne urządzenia elektryczne oraz użytkowanie ciepłej wody. W swoim opracowaniu [111] K. Bandurski wyznaczył wartość  $7,1 \text{ W/m}^2$ , natomiast Sz. Firląg, B. Zawada w [116] w obliczeniach symulacyjnych dla budynku jednorodzinny wyznaczyli wartość wewnętrznych zysków ciepła na poziomie  $5,4 \text{ W/m}^2$ . Zgodnie z obowiązującymi standardami projektowymi [86] wewnętrzne zyski ciepła dla budownictwa jednorodzinny (bez zysków ciepła od instalacji ogrzewczych i ciepłej wody użytkowej) powinno się przyjmować na poziomie  $3,5 \text{ W/m}^2$ . Należy pamiętać, że wraz z postępującym rozwojem technologicznym odbiorniki energii elektrycznej stają się bardziej efektywne energetycznie i poziom emitowanego przez nie ciepła zmniejsza się, z drugiej zaś strony zwiększa się ilość i częstotliwość wykorzystywanych urządzeń. Fakt ten powinien być na bieżąco monitorowany i uwzględniany przy definiowaniu parametrów projektowych

### **5.6.1 Wewnętrzne zyski ciepła od urządzeń elektrycznych i oświetlenia**

Jednostkową emisję ciepła z poszczególnych urządzeń, wyznaczono w funkcji zapotrzebowania na energię elektryczną z uwzględnieniem poziomu obciążenia mocy elektrycznej. W obliczeniach pominięto urządzenia mobilne, tj. smartfony, czy tablety.

Zyski ciepła od elektrycznych urządzeń domowych uzależnione są od zainstalowanej mocy elektrycznej urządzeń oraz od stopnia przemiany energii elektrycznej w ciepło użyteczne. Zdefiniowano wartości jednostkowe użytecznej mocy cieplnej emitowanej przez urządzenia (Tabela 5-9), bazując na wskaźnikach wykorzystanych w pracach [116], [117], [118], [113], [119], [120], [15]. Dla określenia zysków ciepła od urządzeń elektrycznych zdefiniowano sześć, różnych dobowych profili użytkowania urządzeń elektrycznych, znajdujących się w strefie bilansowej budynku (DR1 ÷ DR6). Dla każdej godziny doby określono czas pracy danego urządzenia. Profile DR1, DR2, DR3 opisują dzień roboczy. Różnią się sposobem eksploatacji urządzeń elektrycznych, przede wszystkim komputerów osobistych, z uwzględnieniem pracy zawodowej w domu. Profil DR4 opisuje sobotę – w tym dniu następuje zwiększone użytkowanie urządzeń: pralka, kuchenka, piekarnik, zmniejsza się wykorzystania komputerów. W analizie zysków ciepła nie uwzględniono odkurzacza, ponieważ budynek wyposażony jest w odkurzacz centralny, umieszczony w piwnicy – poza strefą bilansową. Profil DR5 opisuje niedziele i święta, natomiast DR6 charakteryzuje profil, w którym mieszkańcy są poza domem, a energię elektryczną pobiera tylko lodówka. W przypadku urządzeń obsługiwanych zdalnie, rozróżniono tryb pracy normalnej oraz czuwania w każdym z wymienionych profili.

Pomieszczenie		Urządzenie	Ilość	Moc elektryczna nominalna	Wsp. obciążenia mocy nominalnej	Moc elektryczna podczas normalnej pracy	Moc cieplna / Moc elektryczna	Użyteczne zyski ciepła
Nr	Opis							
SUMA:			20	17 156		9 395	66%	6 238
1	Pokój dzienny	Telewizor 1	1	130	1,00	130	40%	52
1	Pokój dzienny	Ruter Wi-Fi 1	1	12	1,00	12	50%	6
2	Kuchnia	Płyta indukcyjna	1	4 600	0,30	1 380	100%	1 380
2	Kuchnia	Piekarnik elektryczny	1	2 500	0,60	1 500	100%	1 500
2	Kuchnia	Zmywarka	1	2 200	1,00	2 200	25%	550
2	Kuchnia	Lodówka	1	230	0,30	69	100%	69
2	Kuchnia	Ekspres do kawy	1	1 200	0,40	480	70%	336
3	Gabinet	Monitor 1	1	120	0,80	96	50%	48
3	Gabinet	Komputer 1	1	300	0,30	90	50%	45
3	Gabinet	Laptop 1	1	200	0,70	140	40%	56
3	Gabinet	Audio HiFi	1	260	0,50	130	30%	39
3	Gabinet	Ruter Wi-Fi 2	1	12	1,00	12	50%	6
101	Pokój	Telewizor 2	1	130	0,80	104	40%	42
102	Pokój	Monitor 2	1	120	0,80	96	50%	48
102	Pokój	Komputer 2	1	300	0,30	90	50%	45
103	Pralnia	Pralka	1	900	0,50	450	25%	113
105	Sypialnia	Telewizor 3	1	130	0,80	104	40%	42
105	Sypialnia	Laptop 2	1	200	0,70	140	40%	56
105	Sypialnia	Żelazko	1	2 600	0,60	1 560	100%	1 560
106	Łazienka	Ruter Wi-Fi 3	1	12	1,00	12	50%	6
106	Łazienka	Suszarka do włosów	1	1 000	0,60	600	40%	240

Tabela 5-9. Jednostkowe użyteczne zyski ciepła i moce elektryczne urządzeń domowych

TRYB DRI		Tryb roboczy 1																									
Nr	Pomieszczenie	Urządzenie	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	
1	Pokój dzienny	Telewizor 1	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	
1	Pokój dzienny	Ruter Wi-Fi 1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	
2	Kuchnia	Płyta indukcyjna	0	0	0	0	0	0	0,167	0	0	0,083	0	0	0	0	0	0	0,50	0,083	0	0,50	0	0	0	0	
2	Kuchnia	Piekarnik elektryczny	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,417	0	0	0	0	0	0	0	
2	Kuchnia	Zmywarka	0	0	0	0	0	0	0	1,0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
2	Kuchnia	Lodówka	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	
2	Kuchnia	Ekspres do kawy	0	0	0	0	0	0	0,167	S	S	S	S	0,083	S	S	S	S	0,167	0	0	0	0	0	0	0	
3	Gabinet	Monitor 1	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	S	S	1	1	S	S	1	1	1	0
3	Gabinet	Komputer 1	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	S	S	1	1	S	S	1	1	1	1	0
3	Gabinet	Laptop 1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
3	Gabinet	Audio HiFi	S	S	S	S	S	S	S	1	1	1	1	1	1	1	S	S	1	1	S	S	1	1	S	S	
3	Gabinet	Ruter Wi-Fi 2	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
101	Pokój	Telewizor 2	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	
102	Pokój	Monitor 2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	0	0
102	Pokój	Komputer 2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	0	0
103	Pralnia	Pralka	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
105	Sypialnia	Telewizor 3	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	
105	Sypialnia	Laptop 2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	0	0	0
106	Sypialnia	Żelazko	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
106	Łazienka	Ruter Wi-Fi 3	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
106	Łazienka	Suszarka do włosów	0	0	0	0	0	0,083	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

„S” – urządzenie w trybie „stand by”

Tabela 5-10. Przykładowy rozkład i czas pracy urządzeń wyrażony w częściach godziny dla profilu dobowego DRI

Zbudowane profile dobowe wykorzystane zostały następnie do zdefiniowania profili tygodniowych i miesięcznych. Zyski ciepła od urządzeń elektrycznych wyznaczono oddzielnie dla każdego pomieszczenia, w każdej godzinie roku.

Styczeń						
Pn	Wt	Śr	Cz	Pt	So	Nie
1	2	3	4	5	6	7
DR5	DR1	DR1	DR2	DR3	DR4	DR5
8	9	10	11	12	13	14
DR1	DR1	DR1	DR2	DR3	DR4	DR5
15	16	17	18	19	20	21
DR1	DR1	DR2	DR2	DR3	DR4	DR5
22	23	24	25	26	27	28
DR1	DR1	DR1	DR2	DR3	DR4	DR5
29	30	31				
DR1	DR1	DR2				

Luty						
Pn	Wt	Śr	Cz	Pt	So	Nie
1	2	3	4	5	6	7
DR1	DR1	DR1	DR2	DR3	DR4	DR5
8	9	10	11	12	13	14
DR1	DR2	DR1	DR2	DR3	DR4	DR5
15	16	17	18	19	20	21
DR1	DR1	DR1	DR2	DR3	DR4	DR5
22	23	24	25	26	27	28
DR6	DR6	DR6	DR6	DR6	DR6	DR6

Marzec						
Pn	Wt	Śr	Cz	Pt	So	Nie
1	2	3	4	5	6	7
DR1	DR1	DR1	DR2	DR3	DR4	DR5
8	9	10	11	12	13	14
DR1	DR1	DR1	DR2	DR3	DR4	DR5
15	16	17	18	19	20	21
DR1	DR2	DR1	DR2	DR3	DR4	DR5
22	23	24	25	26	27	28
DR1	DR1	DR1	DR2	DR3	DR4	DR5
29	30	31				
DR1	DR1	DR1				

Tabela 5-11. Rozkład trybów roboczych użytkownika urządzeń elektrycznych na przestrzeni przykładowych trzech pierwszych miesięcy roku

Analogicznie wyznaczono zyski ciepła od oświetlenia. Wszystkie oprawy oświetleniowe w budynku wyposażone zostały w energooszczędne źródła światła typu LED. Typowe źródła LED przetwarzają energię elektryczną na światło widzialne w około 15 %, pozostałe 85 % emitowane jest w formie ciepła [121]. Do obliczeń przyjęto udział ciepła użytkowego w stosunku do mocy elektrycznej w wysokości 80 %.

Pomieszczenie		Urządzenie	Ilość	Moc elektryczna nominalna	Wsp. obciążenia mocy nominalnej	Moc elektryczna podczas normalnej pracy	Moc elektryczna całkowita podczas normalnej pracy	Moc cieplna / Moc elektryczna	Użyteczne zyski ciepła
Nr	Opis								
SUMA:			48	235		235	516	80%	413
1	Pokój dzienny	Oświetlenie 1	6	8	1,00	8	48	80%	38
1	Pokój dzienny	Oświetlenie 2	6	5	1,00	5	32	80%	25
1	Pokój dzienny	Oświetlenie 3	3	5	1,00	5	16	80%	13
2	Kuchnia	Oświetlenie 4	1	12	1,00	12	12	80%	10
2	Kuchnia	Oświetlenie 5	4	18	1,00	18	72	80%	58
3	Gabinet	Oświetlenie 6	1	26	1,00	26	26	80%	21
3	Gabinet	Oświetlenie 7	1	10	1,00	10	10	80%	8
3	Gabinet	Oświetlenie 8	2	17	1,00	17	33	80%	26
3	Gabinet	Oświetlenie 9	2	4	1,00	4	8	80%	6
4	Komunikacja ze schow.	Oświetlenie 10	3	12	1,00	12	36	80%	29
4	Komunikacja ze schow.	Oświetlenie 11	4	18	1,00	18	72	80%	58
5	Garderoba	Oświetlenie 12	1	12	1,00	12	12	80%	10
6	Łazienka	Oświetlenie 13	4	8	1,00	8	32	80%	26
7	Przedsiónek	Oświetlenie 14	1	12	1,00	12	12	80%	10
101	Pokój	Oświetlenie 15	1	12	1,00	12	12	80%	10
102	Pokój	Oświetlenie 16	1	12	1,00	12	12	80%	10
103	Pralnia	Oświetlenie 17	1	12	1,00	12	12	80%	10
104	Komunikacja z kl. sch.	Oświetlenie 18	2	12	1,00	12	24	80%	19
105	Sypialnia	Oświetlenie 19	1	12	1,00	12	12	80%	10
106	Łazienka	Oświetlenie 20	3	8	1,00	8	24	80%	19

Tabela 5-12. Jednostkowe użyteczne zyski ciepła i moce elektryczne opraw oświetleniowych

Zyski ciepła od oświetlenia wyznaczono, na podstawie obliczeń symulacyjnych. Na podstawie obserwacji zachowań użytkowników zdefiniowano cztery dobowe profile użytkownika oświetlenia (DR1 ÷ DR4). Dwa pierwsze przypisano do okresu jesienno – zimowego, opisują odpowiednio dzień roboczy i weekend, trzeci – do wiosenno – letniego, czwarty obejmuje okres, w którym użytkownicy są poza domem.

TRYB DR2		Tryb roboczy 2- jesień/zima																									
Nr	Opis	Urządzenie	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	
1	Pokój dzienny	Oświetlenie 1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	0	0	0	0	0	0
1	Pokój dzienny	Oświetlenie 2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	0	0	0	0
1	Pokój dzienny	Oświetlenie 3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,67	0,67	0,67	0	0	0
2	Kuchnia	Oświetlenie 4	0	0	0	0	0	0	0,5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,5	0	0	1,0	1,0	0	0	0	0
2	Kuchnia	Oświetlenie 5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1,0	1,0	0	0	0	0
3	Gabinet	Oświetlenie 6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1,0	0	1,0	1,0	1,0	0	0	0
3	Gabinet	Oświetlenie 7	0	0	0	0	0	0	1,0	1,0	1,0	1,0	0	0	0	0	0	0	0	1,0	1,0	1,0	1,0	0	0	0	0
3	Gabinet	Oświetlenie 8	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1,0	1,0	1,0	1,0	0	0	0	0
3	Gabinet	Oświetlenie 9	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	0	0	0
4	Komunikacja ze schow.	Oświetlenie 10	0	0	0	0	0	0	0,5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
4	Komunikacja ze schow.	Oświetlenie 11	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1,0	1,0	0	0	0
5	Garderoba	Oświetlenie 12	0	0	0	0	0	0	0,05	0	0	0	0	0	0	0	0	0,05	0	0	0	0,05	0	0	0	0	0
6	Łazienka	Oświetlenie 13	0	0	0	0	0	0	0,42	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,42	0	0
7	Przedśionek	Oświetlenie 14	0	0	0	0	0	0	0,083	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,083	0	0,083	0	0	0	0	0
101	Pokój	Oświetlenie 15	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
102	Pokój	Oświetlenie 16	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
103	Pralnia	Oświetlenie 17	0	0	0	0	0	0	0,083	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,083	0	0	0	0
104	Komunikacja z kl. sch.	Oświetlenie 18	0	0	0	0	0	0	0,50	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,50	0,50	0	0
105	Sypialnia	Oświetlenie 19	0	0	0	0	0	0	0,25	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	0
106	Łazienka	Oświetlenie 20	0	0	0	0	0	0,42	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

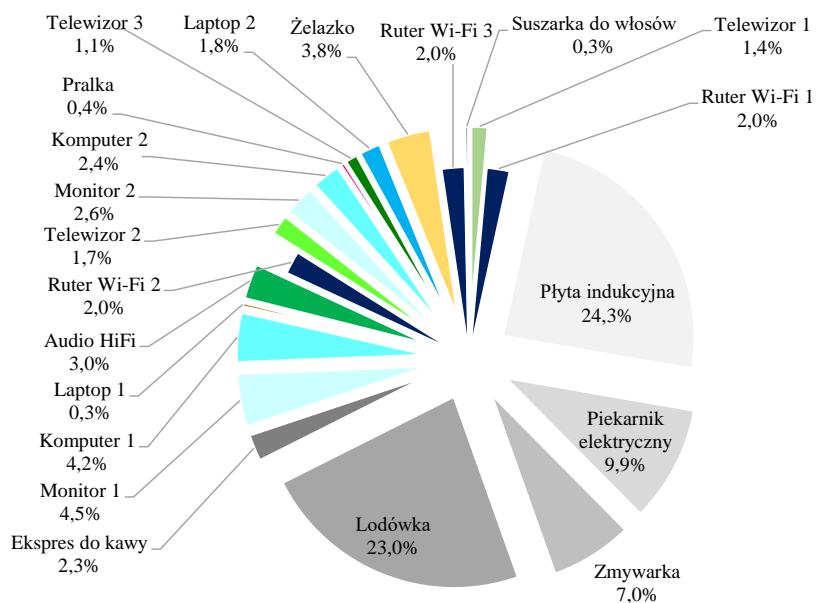
Tabela 5-13. Przykładowy rozkład i czas pracy oświetlenia wyrażony w częściach godziny dla profilu dobowego DR2

Podobnie jak w przypadku urządzeń elektrycznych, godzinowe tryby pracy oświetlenia przypisano do odpowiednich dni roku. Zyski ciepła od oświetlenia wyznaczono oddzielnie dla każdego pomieszczenia, w każdej godzinie roku.

Kwiecień							Maj							Czerwiec						
Pn	Wt	Śr	Cz	Pt	So	Nie	Pn	Wt	Śr	Cz	Pt	So	Nie	Pn	Wt	Śr	Cz	Pt	So	Nie
1	2	3	4	5	6	7	1	2	3	4	5	6	7	1	2	3	4	5	6	7
DR1	DR1	DR1	DR1	DR1	DR2	DR2	DR4	DR4	DR4	DR4	DR4	DR3	DR3	DR3	DR3	DR3	DR3	DR3	DR3	DR3
8	9	10	11	12	13	14	8	9	10	11	12	13	14	8	9	10	11	12	13	14
DR1	DR1	DR1	DR1	DR1	DR2	DR2	DR3	DR3	DR3	DR3	DR3	DR3	DR3	DR3	DR3	DR3	DR3	DR3	DR3	DR3
15	16	17	18	19	20	21	15	16	17	18	19	20	21	15	16	17	18	19	20	21
DR1	DR1	DR1	DR1	DR1	DR2	DR2	DR3	DR3	DR3	DR3	DR3	DR3	DR3	DR3	DR3	DR3	DR3	DR3	DR3	DR3
22	23	24	25	26	27	28	22	23	24	25	26	27	28	22	23	24	25	26	27	28
DR1	DR1	DR1	DR1	DR1	DR2	DR2	DR3	DR3	DR3	DR3	DR3	DR3	DR3	DR3	DR3	DR3	DR3	DR3	DR3	DR3
29	30						29	30	31					29	30					
DR1	DR1						DR3	DR3	DR3					DR3	DR3					

Tabela 5-14. Rozkład trybów roboczych użytkowania oświetlenia na przestrzeni przykładowych trzech miesięcy roku

Wyznaczone przy powyższych warunkach wewnętrzne zyski ciepła od urządzeń elektrycznych wynoszą 2.625.862 Wh/rok, natomiast od oświetlenia 321.747 Wh/rok. Daje to średnią jednostkową wartość, odpowiednio 1,792 W/m<sup>2</sup> i 0,212 W/m<sup>2</sup> i łącznie **1,944 W/m<sup>2</sup>**.



Rys. 5-55. Udział użytecznych zysków ciepła od poszczególnych urządzeń domowych w bilansie rocznym

Pomieszczenie			Użyteczne zyski ciepła	
Nr	Opis		Wh/rok	%
1	Pokój dzienny	Telewizor 1	37 716	1,4%
1	Pokój dzienny	Ruter Wi-Fi 1	52 560	2,0%
2	Kuchnia	Płyta indukcyjna	637 790	24,3%
2	Kuchnia	Piekarnik elektryczny	259 000	9,9%
2	Kuchnia	Zmywarka	183 150	7,0%
2	Kuchnia	Lodówka	604 440	23,0%
2	Kuchnia	Ekspres do kawy	60 107	2,3%
3	Gabinet	Monitor 1	118 067	4,5%
3	Gabinet	Komputer 1	110 687	4,2%
3	Gabinet	Laptop 1	8 848	0,3%
3	Gabinet	Audio HiFi	78 890	3,0%
3	Gabinet	Ruter Wi-Fi 2	52 560	2,0%
101	Pokój	Telewizor 2	45 420	1,7%
102	Pokój	Monitor 2	67 680	2,6%
102	Pokój	Komputer 2	63 450	2,4%
103	Pralnia	Pralka	9 619	0,4%
105	Sypialnia	Telewizor 3	27 767	1,1%
105	Sypialnia	Laptop 2	47 152	1,8%
105	Sypialnia	Żelazko	99 840	3,8%
106	Łazienka	Ruter Wi-Fi 3	52 560	2,0%
106	Łazienka	Suszarka do włosów	8 560	0,3%
SUMA:			2 625 862	100%

Tabela 5-15. Rozkład użytecznych zysków ciepła od urządzeń elektrycznych z podziałem na rodzaje urządzeń i pomieszczenia

Pomieszczenie		Użyteczne zyski ciepła	
Nr	Opis	Wh/rok	%
1	Pokój dzienny	90 276	3,4%
2	Kuchnia	1 744 487	66,4%
3	Gabinet	369 052	14,1%
4	Komunikacja ze schow.	0	0,0%
5	Garderoba	0	0,0%
6	Łazienka	0	0,0%
7	Przedsiónek	0	0,0%
101	Pokój	45 420	1,7%
102	Pokój	131 130	5,0%
103	Pralnia	9 619	0,4%
104	Komunikacja z kl. sch.	0	0,0%
105	Sypialnia	174 759	6,7%
106	Łazienka	61 120	2,3%
SUMA:		2 625 862	100%

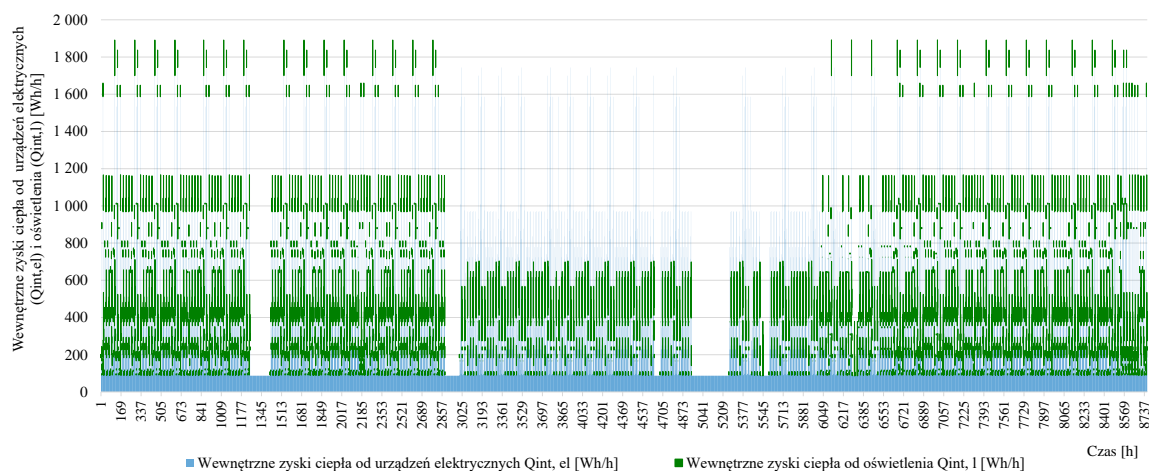
Tabela 5-16. Rozkład użytecznych zysków ciepła od urządzeń elektrycznych z podziałem na pomieszczenia

Pomieszczenie		Użyteczne zyski ciepła	
Nr	Opis	Wh/rok	%
1	Pokój dzienny	38 057	11,8%
2	Kuchnia	47 098	14,6%
3	Gabinet	114 632	35,6%
4	Komunikacja ze schow.	41 874	13,0%
5	Garderoba	368	0,1%
6	Łazienka	5 877	1,8%
7	Przedsiónek	382	0,1%
101	Pokój	23 942	7,4%
102	Pokój	23 942	7,4%
103	Pralnia	536	0,2%
104	Komunikacja z kl. sch.	5 722	1,8%
105	Sypialnia	16 637	5,2%
106	Łazienka	2 680	0,8%
SUMA:		321 747	100%

Tabela 5-17. Rozkład zysków ciepła od oświetlenia z podziałem na pomieszczenia

Miesiąc	Zyski ciepła od urządzeń elektrycznych Qint,A [Wh/m-c]	Zyski ciepła od oświetlenia Qint,L [Wh/m-c]	Sumaryczne zyski ciepła Qint,A+Qint,L [Wh/m-c]	Jednostkowe zyski ciepła od urządzeń elektrycznych qint,A [W/m <sup>2</sup> ]	Jednostkowe zyski ciepła od oświetlenia qint,L [W/m <sup>2</sup> ]	Jednostkowe sumaryczne zyski ciepła qint,A+qint,L [W/m <sup>2</sup> ]
I	236 786	35 097	271 882	1,838	0,273	2,111
II	176 624	23 792	200 416	1,518	0,205	1,723
III	239 284	35 097	274 380	1,858	0,273	2,130
IV	229 425	34 086	263 510	1,841	0,273	2,114
V	210 829	17 177	228 007	1,637	0,133	1,770
VI	231 923	19 820	251 743	1,861	0,159	2,020
VII	192 197	15 195	207 392	1,492	0,118	1,610
VIII	180 538	13 874	194 412	1,402	0,108	1,509
IX	220 289	23 844	244 133	1,767	0,191	1,959
X	240 655	34 413	275 068	1,869	0,267	2,136
XI	231 923	34 086	266 008	1,861	0,273	2,134
XII	235 390	35 267	270 658	1,828	0,274	2,101
suma:	2 625 862	321 747	2 947 609	1,732	0,212	1,944

Tabela 5-18. Zyski ciepła od urządzeń elektrycznych i oświetlenia w ujęciu miesięcznym



Rys. 5-56. Wewnętrzne zyski ciepła od urządzeń elektrycznych i oświetlenia

## 5.6.2 Wewnętrzne zyski ciepła od ludzi

Ilość ciepła emitowanego do otoczenia przez organizm człowieka zależna jest od ilości spalonych białek, tłuszczu i węglowodanów. Tempo spalania produktów przemiany materii zależy z kolei od rodzaju aktywności fizycznej. Utlenieniu 1 g białka i węglowodanów towarzyszy emisja ciepła na poziomie 4,8 Wh, 1g tłuszczu – 10,7 Wh. Zapotrzebowanie na energię człowieka w stanie całkowitego spoczynku wynosi około 46,52 W na 1 m<sup>2</sup> powierzchni ciała. Emisja ciepła do otoczenia w 82 % odbywa się przez powierzchnię skóry i w 13 % przez płuca, pozostałe 5 % to energia przeznaczona na procesy fizjologiczne. Zyski ciepła od człowieka do otoczenia w stanie spoczynku to około 44,19 W/m<sup>2</sup>. [16]. Emisja ciepła jawnego z powierzchni ciała odbywa się przez promieniowanie, konwekcję i przewodzenie, utajonego – przez parowanie potu z powierzchni ciała i oddychanie. Wielkość emisji ciepła zależna jest od warunków otoczenia (temperatury i zawartości wilgoci w otaczającym powietrzu).

W celu zasymulowania godzinowych zysków ciepła od ludzi zdefiniowano 10 użytkowników, w tym 4 domowników i 6 gości. Powierzchnię skóry wyznaczono z równania (5.2). Dodatkowo określono profile użytkowania poszczególnych pomieszczeń i przypisano do nich konkretnych użytkowników. Założono kilka odrębnych profili spędzania czasu, nazywając je umownie trybami roboczymi. Wyszczególniono trzy tryby dla dni roboczych (DR1 ÷ DR3), jeden tryb weekendowy oraz jeden tryb dni wolnych – święto / goście, w którym pojawia się większa niż standardowo liczba użytkowników.

Charakterystyka użytkownika				Masa	Wzrost	Powierzchnia skóry
				[kg]	[m]	[m <sup>2</sup> ]
Użytkownik 1	Osoba dorosła	Kobieta	Domownik	50	1,70	1,57
Użytkownik 2	Osoba dorosła	Kobieta	Domownik	60	1,65	1,66
Użytkownik 3	Osoba dorosła	Mężczyzna	Domownik	70	1,80	1,89
Użytkownik 4	Osoba dorosła	Mężczyzna	Domownik	80	1,80	2,00
Użytkownik 5	Osoba dorosła	Kobieta	Gość	70	1,70	1,81
Użytkownik 6	Osoba dorosła	Kobieta	Gość	70	1,70	1,81
Użytkownik 7	Osoba dorosła	Mężczyzna	Gość	80	1,78	1,99
Użytkownik 8	Osoba dorosła	Mężczyzna	Gość	85	1,78	2,04
Użytkownik 9	Dziecko	Kobieta	Gość	30	1,30	1,04
Użytkownik 10	Dziecko	Mężczyzna	Gość	35	1,40	1,17

Tabela 5-19. Użytkownicy

Każdemu użytkownikowi przypisano rodzaj wykonywanej aktywności zgodnie z tabelą 5-3.



Następnie sporządzono tablicę czasu użytkowania poszczególnych pomieszczeń (Tabela 5-20) skorelowaną z tablicą rodzaju wykonywanych aktywności (Tabela 5-21).

TRYB DR1		Tryb roboczy 1 Czas użytkowania pomieszczeń																								
Nr	Pomieszczenie	Użytkownik	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
1	Pokój dzienny	Użytkownik 1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0
1	Pokój dzienny	Użytkownik 4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0
2	Kuchnia	Użytkownik 1	0	0	0	0	0	0	0,3	0	0	0	0	0	0	0	0	0,5	0,5	0	0	0	0,08	0	0	0
2	Kuchnia	Użytkownik 2	0	0	0	0	0	0	0,3	0	0	0	0	0	0	0	0	0,5	0,3	0	0	0,5	0	0	0	0
2	Kuchnia	Użytkownik 3	0	0	0	0	0	0	0,3	0	0	0	0	0	0	0	0	0,3	0	0	0	0,5	0	0	0	0
2	Kuchnia	Użytkownik 4	0	0	0	0	0	0	0,3	0	0	0	0	0,17	0	0	0	0,3	0	0	0	0	0,08	0	0	0
3	Gabinet	Użytkownik 4	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	1	0	0	0	1	1	1
3	Gabinet	Użytkownik 1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,5	0	0	0	0	0	0	0
4	Komunikacja ze schow.	Użytkownik 1	0	0	0	0	0	0	0,08	0	0	0	0	0	0	0	0	0,17	0	0	0	0	0	0	0	0
4	Komunikacja ze schow.	Użytkownik 2	0	0	0	0	0	0	0,08	0	0	0	0	0	0	0	0	0,17	0	0	0	0	0	0	0	0
4	Komunikacja ze schow.	Użytkownik 3	0	0	0	0	0	0	0,08	0	0	0	0	0	0	0	0	0,17	0	0	0	0	0	0	0	0
4	Komunikacja ze schow.	Użytkownik 4	0	0	0	0	0	0	0,08	0	0	0	0	0	0	0	0	0,17	0	0	0	0	0	0	0	0
6	Łazienka	Użytkownik 3	0	0	0	0	0	0	0,25	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,5	0	0	0	0
6	Łazienka	Użytkownik 4	0	0	0	0	0	0,5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,5	0	0	0	0
101	Pokój	Użytkownik 2	1	1	1	1	1	1	0,12	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0,5	0,3	1	1	1
102	Pokój	Użytkownik 3	1	1	1	1	1	1	0,28	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0,5	1,0	1	1	1
104	Komunikacja z kl. sch.	Użytkownik 1	0	0	0	0	0	0	0,08	0	0	0	0	0	0	0	0	0,07	0	0,07	0	0	0	0	0	0
104	Komunikacja z kl. sch.	Użytkownik 2	0	0	0	0	0	0	0,08	0	0	0	0	0	0	0	0	0,07	0	0,07	0	0	0	0	0	0
104	Komunikacja z kl. sch.	Użytkownik 3	0	0	0	0	0	0	0,08	0	0	0	0	0	0	0	0	0,07	0	0,07	0	0	0	0	0	0
104	Komunikacja z kl. sch.	Użytkownik 4	0	0	0	0	0	0	0,08	0	0	0	0	0	0	0	0	0,07	0	0,07	0	0	0	0	0	0
105	Sypialnia	Użytkownik 1	1	1	1	1	1	0,58	0,53	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,6	0,92	1	1	1
105	Sypialnia	Użytkownik 4	1	1	1	1	1	0,5	0,53	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,5	0	0	0	1
106	Łazienka	Użytkownik 1	0	0	0	0	0	0,42	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,42	0	0	0	0
106	Łazienka	Użytkownik 2	0	0	0	0	0	0,42	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,67	0	0	0

Tabela 5-20 Tablica czasu użytkowania pomieszczeń przez poszczególnych użytkowników w przykładowym trybie roboczym DR1

TRYB DR1		Tryb roboczy 1 Aktywność podczas użytkowania pomieszczeń																									
Nr	Pomieszczenie	Użytkownik	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	
1	Pokój dzienny	Użytkownik 1																				A3					
1	Pokój dzienny	Użytkownik 4																				A3					
2	Kuchnia	Użytkownik 1							A4									A5	A4					A5			
2	Kuchnia	Użytkownik 2							A4									A5	A4				A5				
2	Kuchnia	Użytkownik 3							A4										A4				A5				
2	Kuchnia	Użytkownik 4							A4						A5				A4				A5				
3	Gabinet	Użytkownik 4								A4	A4	A4	A4	A4	A4	A4			A4				A4	A4	A4		
3	Gabinet	Użytkownik 1																		A3							
4	Komunikacja ze schow.	Użytkownik 1							A7										A7								
4	Komunikacja ze schow.	Użytkownik 2							A7										A7								
4	Komunikacja ze schow.	Użytkownik 3							A7										A7								
4	Komunikacja ze schow.	Użytkownik 4							A7										A7								
6	Łazienka	Użytkownik 3							A5														A5				
6	Łazienka	Użytkownik 4							A5														A5				
101	Pokój	Użytkownik 2	A1	A1	A1	A1	A1	A1	A6													A2	A4	A4	A4	A3	A1
102	Pokój	Użytkownik 3	A1	A1	A1	A1	A1	A1	A6													A4	A4	A3	A2	A2	A1
104	Komunikacja z kl. sch.	Użytkownik 1							A7										A7		A7						
104	Komunikacja z kl. sch.	Użytkownik 2							A7										A7		A7						
104	Komunikacja z kl. sch.	Użytkownik 3							A7										A7		A7						
104	Komunikacja z kl. sch.	Użytkownik 4							A7										A7		A7						
105	Sypialnia	Użytkownik 1	A1	A1	A1	A1	A1	A1	A6														A4	A4	A3	A1	A1
105	Sypialnia	Użytkownik 4	A1	A1	A1	A1	A1	A1	A5														A3			A1	
106	Łazienka	Użytkownik 1						A5															A5				
106	Łazienka	Użytkownik 2						A5																A5			

Tabela 5-21 Tablica rodzaju wykonywanej aktywności przez poszczególnych użytkowników w przykładowym trybie roboczym

Pomieszczenie		Zyski ciepła od ludzi $\Phi_{int, Oc}$	
Nr	Opis	[Wh/rok]	[%]
1	Pokój dzienny	454 923	17,25%
2	Kuchnia	312 424	11,85%
3	Gabinet	347 469	13,18%
4	Komunikacja ze schow.	66 219	2,51%
5	Garderoba	0	0,00%
6	Łazienka	113 201	4,29%
7	Przedsiónek	0	0,00%
101	Pokój	318 552	12,08%
102	Pokój	380 320	14,42%
103	Pralnia	5 168	0,20%
104	Komunikacja z kl. sch.	52 163	1,98%
105	Sypialnia	481 513	18,26%
106	Łazienka	104 896	3,98%
SUMA:		2 636 847	100%

Miesiąc	Zyski ciepła od ludzi	Jednostkowe zyski ciepła od ludzi
	$\Phi_{int, Oc}$ [Wh/m-c]	$q_{int, Oc}$ [W/m <sup>2</sup> ]
I	245 101	1,903
II	163 670	1,407
III	239 915	1,863
IV	246 231	1,976
V	204 303	1,586
VI	241 045	1,934
VII	170 971	1,327
VIII	164 739	1,279
IX	213 407	1,712
X	241 418	1,874
XI	241 045	1,934
XII	265 004	2,058
suma:	2 636 847	1,739

Tabela 5-22 Rozkład zysków ciepła od ludzi z podziałem na pomieszczenia

Tabela 5-23 Zyski ciepła od ludzi w ujęciu miesięcznym

### 5.6.3 Wewnętrzne zyski ciepła od przygotowania posiłków

Posiłki przygotowywane są przy użyciu kuchni indukcyjnej. Emisję ciepła z kuchni indukcyjnej przyjęto równą co do wartości ilości pobranej przez nią energii elektrycznej. Zatem zyski ciepła jawnego od przygotowania posiłków uwzględnione zostały w zyskach ciepła od kuchenki indukcyjnej. W dalszej analizie pominięto zyski ciepła utajonego od procesu gotowania oraz kąpieli w wannie i pod prysznicem. Przyjęto, że w budynku wyposażonym w instalacje wentylacji mechanicznej w zasadzie cała emitowana wilgoć jest usuwana ze strumieniem powietrza wentylacyjnego.

### 5.6.4 Wewnętrzne zyski ciepła od ciepłej wody użytkowej

Budynek posiada dwie łazienki. Jedna wyposażona jest w natrysk, druga w wannę kąpielową. Zyski ciepła od umywalek i zlewozmywaka w kuchni pominięto. Zyski ciepła od *c.w.u.* do łazienek przyjęto na podstawie bilansu ciepła *c.w.u.* doprowadzanej i odprowadzanej z urządzeń. W przypadku natrysku założono, że jednorazowy, uśredniony czas korzystania wynosi 5 minut. Maksymalna temperatura wypływu ciepłej wody nastawiona na baterii mieszającej wynosi 38 °C. Przyjęto, że od momentu wypływu z wylewki natryskowej do momentu wpłynięcia do odpływu kanalizacyjnego temperatura wody spada o 2 °C. Strumień wody wypływającej z baterii natryskowej wynosi 0,15 dm<sup>3</sup>/s, a zużycie wody przypadające na jedną kąpiel wynosi 45 dm<sup>3</sup>. Ilość ciepła jawnego emitowana podczas pojedynczej kąpieli prysznicowej wynosi 104 Wh. Kąpiel w wannie o pojemności 210 dm<sup>3</sup> przy wypełnieniu wodą 40 % pojemności (84 dm<sup>3</sup>), temperaturze wody 43 °C i schłodzeniu o 5 °C jest źródłem emisji ciepła jawnego w wysokości 485 Wh. Jednocześnie oba pomieszczenia obciążone są zyskami wilgoci. W przypadku natrysku wilgoć zostaje rozpylona w powietrzu, częściowo odparowuje, w łazience z wanną wilgoć wprowadzana jest do powietrza głównie przez odparowania z powierzchni wody, kosztem pobranego ciepła parowania. W obu łazienkach znajdują się zawory wywiewne wentylacji mechanicznej o przepływie ok. 50m<sup>3</sup>/h każdy, przyjęto, że wilgoć zostaje usunięta w całości w trakcie kąpieli i krótko po niej wraz z powietrzem wentylacyjnym. Niemniej jednak, w wyniku kąpielowego wykorzystania pomieszczeń następuje czasowy wzrost temperatury powietrza, który utrzymuje się przez około 30 minut od zakończenia użytkowania.

Pomieszczenie		Zyski ciepła od ciepłej wody (od kąpieli) $\Phi_{int, B}$	
Nr	Opis	[Wh/rok]	[%]
6	Łazienka	75 608	28,29%
106	Łazienka	191 684	71,71%
SUMA:		267 292	100%

Tabela 5-24 Rozkład zysków ciepła od ciepłej wody (od kąpieli) z podziałem na pomieszczenia

Miesiąc	Zyski ciepła od ciepłej wody (od kąpieli)	Jednostkowe zyski ciepła od ciepłej wody (od kąpieli)
	$Q_{int, B}$ [Wh/m-c]	$q_{int, B}$ [W/m <sup>2</sup> ]
I	24 502	0,190
II	17 466	0,150
III	25 540	0,198
IV	25 021	0,201
V	20 135	0,156
VI	24 570	0,197
VII	17 500	0,136
VIII	13 931	0,108
IX	21 867	0,175
X	24 917	0,193
XI	24 812	0,199
XII	27 031	0,210
suma:	267 292	0,176

Tabela 5-25 Zyski ciepła od ciepłej wody (od kąpieli) w ujęciu miesięcznym

## 5.6.5 Emisja ciepła od instalacji rurowych

Ilość ciepła przekazywana od instalacji rurowych do przestrzeni budynku uzależniona jest od dwóch grup czynników. Pierwszą z nich reprezentują parametry stałe w czasie, zależne od cech geometrycznych, takich jak średnica, grubość ścianki i długość, cech fizycznych (współczynnik przewodzenie ciepła) rurociągów i izolacji cieplnych oraz od sposobu prowadzenie przewodów (w otoczeniu powietrza, w posadzce, w brzdach ściennych). Drugą grupę tworzą parametry eksploatacyjne zmieniające swe wartości w czasie, takie jak temperatura wody instalacyjnej, czy temperatura otoczenia przewodów. Zmienność temperatury cieczy zależna jest od przeznaczenie instalacji i sposobu jej użytkowania.

Istotną rolę odgrywa topologia instalacji rurowej. Zastosowanie poziomego rozprowadzenie instalacji rurowych centralnego ogrzewania, ciepłej wody użytkowej i cyrkulacji, jak w przypadku badanego obiektu, daje możliwości łatwego i swobodnego kształtowania instalacji przewodowej. Okupione jest jednak dużą długością wbudowanych rurociągów. W przypadku budynków jednorodzinnych wyrażaną w setkach metrów bieżących. Są one źródłem emisji ciepła do otoczenia i wpływają na zużycie ciepła w budynku.

Ilość energii cieplnej ( $Q_{pi}$ ) oddanej przez media w instalacjach rurowych w czasie ( $\tau$ ) można opisać równaniem:

$$Q_{pi} = \int_0^{\tau} q_l \cdot d\tau \quad [\text{Wh}] \quad (5.28)$$

Ilość ciepła emitowanego przez pojedynczy rurociąg do otoczenia opisuje równanie:

$$q_l = \frac{(t_f - t_o) \cdot l}{R} \quad [\text{W}] \quad (5.29)$$

gdzie:

$q_l$  strata ciepła rurociągu, [W]

$t_f$  średnia temperatura czynnika w rurociągu, odpowiednio zasilającym i powrotnym, [°C]

$t_o$  średnia temperatura otoczenia rurociągu, [°C]

$R$  liniowy opór przenikania ciepła od cieczy do otoczenia, [(m·K)/W]

W przypadku rurociągów prowadzonych w otoczeniu powietrza wartość liniowego oporu przenikania ciepła, wyznaczyć można na podstawie równania:

$$R = R_{\alpha 1} + R_{\lambda s} + R_{\lambda iz} + R_{\alpha 2} \quad [(\text{m} \cdot \text{K})/\text{W}] \quad (5.30)$$

$$R = \frac{1}{\pi \cdot d_w \cdot \alpha_1} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_s} \cdot \ln \frac{d_z}{d_w} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{iz}} \cdot \ln \frac{D_{z iz}}{D_w iz} + \frac{1}{\pi \cdot D_{z iz} \cdot \alpha_2} \quad [(\text{m} \cdot \text{K})/\text{W}] \quad (5.31)$$

gdzie:

$R_{\alpha 1}, R_{\alpha 2}$  opory przejmowania ciepła, odpowiednio od płynu do rurociągu i od zewnętrznego płaszcza izolacji do otoczenia, [(m·K)/W]

$R_{\lambda s}, R_{\lambda iz}$  opory przewodzenia ciepła, odpowiednio ścianki rurociągu i izolacji, [(m·K)/W]

- $\alpha_1, \alpha_2$  współczynniki przyjmowania ciepła, odpowiednio od płynu do rurociągu i od zewnętrznego płaszcza izolacji do otoczenia, [(W/m<sup>2</sup>·K)]
- $\lambda_1, \lambda_2$  współczynniki przewodzenia ciepła, odpowiednio ścianki rurociągu i izolacji, [(W/m·K)]
- $d_w$  średnica wewnętrzna rurociągu, [m]
- $D_{wiz}, D_{ziz}$  wewnętrzna i zewnętrzna średnica izolacji, [m]

W przypadku rurociągów prowadzonych w posadzce wartość liniowego oporu przenikania ciepła, wyznaczyć można na podstawie równania:

$$R = R_{\alpha 1} + R_{\lambda s} + R_{\lambda iz} + R_{\lambda ot} \quad [(m \cdot K)/W] \quad (5.32)$$

$$R = \frac{1}{\pi \cdot d_w \cdot \alpha_1} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_s} \cdot \ln \frac{d_z}{d_w} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{iz}} \cdot \ln \frac{D_{z iz}}{D_{w iz}} + \frac{1}{\lambda_{ot}} \cdot \ln \frac{4 \cdot z}{D_{z iz}} \quad [(m \cdot K)/W] \quad (5.33)$$

gdzie:

- $\lambda_{ot}$  współczynniki przewodzenia ciepła wylewki betonowej, w której prowadzony jest rurociąg, [(m·K)/W]
- $z$  zagłębienie osi rurociągu poniżej poziomu posadzki, [m]

Całkowita ilość ciepła przekazywanego od instalacji rurowych do otoczenia uzależniona jest od temperatury czynnika w rurociągach, temperatury otoczenia i czasu pracy instalacji. Zmienność temperatury czynnika w rurociągach i czas w jakim następuje emisja ciepła zależne są od wartości nastaw użytkownika. W przypadku rozpatrywanych instalacji zdefiniowane zostały czasowe profile użytkownika, temperatury nastawy dla ciepłej wody użytkowej oraz temperatury pracy dla instalacji grzewczych z różnicowaniem obiegów grzewczych i nastawionych krzywych grzewczych.

Zaprezentowane podejście mimo stosunkowo wysokiej szczegółowości nie oddaje jednak rzeczywistych warunków wymiany ciepła instalacji przewodowej z otoczeniem. W obliczeniach emisji ciepła od przewodów rurowych założono bowiem, że emisja ciepła następuje dokładnie w tym samym czasie co przepływ czynnika przez rurociąg. W rzeczywistości od momentu rozpoczęcia do momentu zakończenia pracy instalacji, to jest włączenia np. grzejnika, pompy cyrkulacyjnej, czy poboru ciepłej wody występuje przesunięcie w czasie w oddawaniu ciepła do otoczenia, związane z bezwładnością cieplną czynnika grzewczego i jego otoczenia, rozumianego jako rurociągi wraz izolacjami, a także warstwami posadzki w przypadku prowadzenie w nich przewodów. W obliczeniach nie uwzględniono zakłóceń pola temperatury otoczenia przy prowadzeniu instalacji w posadzkach, stanowiących grzejniki płaszczyznowe, przez które prowadzone są inne instalacje rurowe, np. wody bytowej zimnej, ciepłej i cyrkulacji. Nie uwzględniono również wzajemnego oddziaływania termicznego przewodów.

## 5.6.6 Emisja ciepła od instalacji centralnego ogrzewania

Badany obiekt wyposażony został w instalację centralnego ogrzewania, w której skład wchodzi dwa centralnie sterowane obiegi grzewcze – grzejnikowy i podłogowy. Każdy z obiegów pracuje w zadanym harmonogramie dobowy i tygodniowym. Dla każdej godziny sezonu grzewczego określona została nastawa temperatury wewnętrznej w trybie pracy

normalnej i z obniżeniem temperatury. Temperatura zasilnia  $T_z$  danego obiegu grzewczego zależy od nastawionej temperatury wewnętrznej i aktualnej temperatury powietrza zewnętrznego, zgodnie z zależnością:

$$T_z = T_n + \frac{1}{2} \cdot (T_{z\,ob} - T_{p\,ob}) \cdot \varphi + \left( \frac{T_{z\,ob} - T_{p\,ob}}{2} - T_n \right) \cdot \varphi^{\left( \frac{1}{1+n} \right)} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (5.34)$$

Współczynnik aktualnego obciążenia cieplnego ( $\varphi$ ) dany jest wzorem:

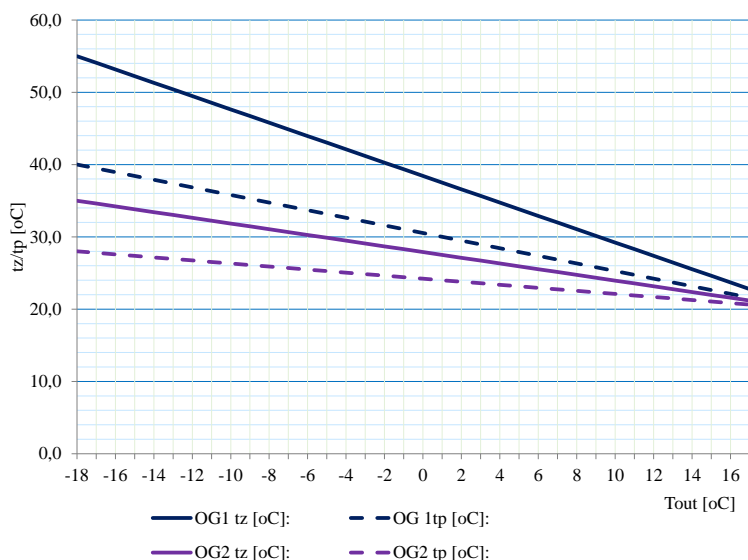
$$\varphi = \frac{T_n - T_{out}}{T_n - T_{out\,ob}} \quad [-] \quad (5.35)$$

Temperaturę wody powracającej ( $T_p$ ) z danego obiegu grzewczego można wyznaczyć z zależności:

$$T_p = T_n - \frac{1}{2} \cdot (T_{z\,ob} - T_{p\,ob}) \cdot \varphi + \left( \frac{T_{z\,ob} - T_{p\,ob}}{2} - T_n \right) \cdot \varphi^{\left( \frac{1}{1+n} \right)} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (5.36)$$

gdzie:

- $T_{z\,ob}$  obliczeniowa temperatura zasilania obiegu grzewczego, [ $^{\circ}\text{C}$ ]
- $T_{p\,ob}$  obliczeniowa temperatura powrotu z obiegu grzewczego, [ $^{\circ}\text{C}$ ]
- $n$  wykładnik charakterystyki grzejnika, dla grzejników płytowych przyjęto wartość  $n=0,25$ , dla grzejników podłogowych  $n=0,00$ , [-]
- $T_n$  temperatura nastawy powietrza wewnętrznego, zgodnie z zadaniem harmonogramem, [ $^{\circ}\text{C}$ ]
- $T_{out}$  aktualna w danym kroku czasowym (1 godzina) temperatura powietrza zewnętrznego, [ $^{\circ}\text{C}$ ]
- $T_{out\,ob}$  obliczeniowa temperatura powietrza zewnętrznego, [ $^{\circ}\text{C}$ ]



Rys. 5–57. Wykres regulacyjny temperatur zasilania i powrotu instalacji ogrzewczych obiegu ogrzewania grzejnikowego OG<sub>1</sub> (55/40  $^{\circ}\text{C}$ ) i podłogowego OG<sub>2</sub> (35/20  $^{\circ}\text{C}$ ) w funkcji temperatury zewnętrznej ( $T_{out\,ob} = -18^{\circ}\text{C}$ ) dla temperatury nastawy powietrza wewnętrznego  $T_n = 20^{\circ}\text{C}$ .

Znajomość temperatur zasilania i powrotu dla każdego obiegu grzewczego umożliwia wyznaczenia jednostkowej emisji ciepła  $q_l$  dla dowolnego kroku czasowego.

Instalacja ogrzewcza pracuje w trybie regulacji centralnej i miejscowej z zadanymi harmonogramami pracy. W ramach regulacji centralnej zadana jest nastawa temperatury wewnętrznej w trybie ogrzewania standardowego i z obniżeniem temperatury. Przy regulacji miejscowej uwzględniono stan dostawy ciepła do grzejników (ON/OFF), niezależnie w każdej

strefie temperaturowej i każdym obiegu grzewczym. Znajomość harmonogramów pracy w sterowaniu centralnym i miejscowym umożliwi określenie emisji ciepła z instalacji rurowych w określonych przedziałach czasu w ciągu całego sezonu grzewczego.

Lp.	Opis profilu dobowego	Symbol profilu	Obieg grzewczy	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
1.	Dzień roboczy	DR1	OG1	O	O	O	N	N	N	N	N	O	O	O	O	O	O	N	N	N	N	N	N	N	N	O	O
2.	Weekendy	WE1	OG1	O	O	O	O	N	N	N	O	O	O	O	O	O	N	N	N	N	N	N	N	N	O	O	O
3.	Dzień roboczy	DR2	OG2	O	O	O	N	N	N	N	N	O	O	O	O	O	N	N	N	N	N	N	N	N	N	O	O
4.	Weekend i święta	WE2	OG2	O	O	O	O	N	N	N	N	O	O	O	O	O	N	N	N	N	N	N	N	N	N	O	O
5.	Instalacja wyłączona	END1	OG1	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF
6.	Instalacja wyłączona	END2	OG2	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF

N Tryb pracy standardowy  
O Tryb pracy z obniżoną temperaturą  
OFF Instalacja wyłączona

Symbol obiegu grzewczego: OG1						
Styczeń						
Pn	Wt	Śr	Cz	Pt	So	Nie
1	2	3	4	5	6	7
DR1	DR1	DR1	DR1	DR1	WE1	WE1
8	9	10	11	12	13	14
DR1	DR1	DR1	DR1	DR1	WE1	WE1
15	16	17	18	19	20	21
DR1	DR1	DR1	DR1	DR1	WE1	WE1
22	23	24	25	26	27	28
DR1	DR1	DR1	DR1	DR1	WE1	WE1
29	30	31				
DR1	DR1	DR1				

Tabela 5-26. Harmonogram dobowy i tygodniowy pracy instalacji centralnego ogrzewania – sterowanie centralne



Rys. 5–58 Rozkład tygodniowy nastaw temperatur powietrza wewnętrznego dla obiegu ogrzewania grzejnikowego (OG1) i podłogowego (OG2) – sterowanie centralne

Lp.	Opis grzejnika	Tryb pracy	Symbol	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
1.	Pokój dzienny	G1	1	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF
2.	Łazienka parter	G2	6	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON
3.	Kuchnia	G3	2A	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	OFF	OFF	OFF
4.	Gabinet	G4	3A	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	OFF	OFF	OFF
5.	Korytarz	G5	4A	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	ON	ON	ON	ON	ON	ON	OFF	OFF	OFF
6.	Łazienka parter	G6	6A	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON
7.	Przedsiónek	G7	7A	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON
8.	Pokój dziecka 1	G8	101	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON
9.	Pokój dziecka 2	G9	102	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON
10.	Pralnia	G10	103	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON
11.	Sypialnia	G11	105	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	ON	ON	ON	OFF
12.	Łazienka piętro	G12	106	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON
13.	Sypialnia	G13	105A	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF
14.	Łazienka piętro	G14	106A	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON
15.	Grzejnik wyłączony	OFF		OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF

ON Grzejnik włączony  
OFF Grzejnik wyłączony

Tabela 5-27. Harmonogram dobowy pracy grzejników – sterowanie lokalne

### 5.6.7 Emisja ciepła od instalacji ciepłej wody użytkowej i cyrkulacji

Obliczenia emisji ciepła od instalacji ciepłej wody użytkowej i cyrkulacji wykonano w sposób analogiczny do instalacji ogrzewczej. W przypadku ciepłej wody użytkowej uwzględniono obieg ładowania zasobnika oraz obieg c.w.u. i cyrkulacji.

Emisję ciepła w obiegu ładowania zasobnika wyznaczono dla zgodnego z harmonogramem dobowym i tygodniowym, czasu ładowania zasobnika. Temperatura ładowania zasobnika jest wartością stałą (60 °C ÷ 65 °C), powrotu temperaturą wynikową, jednak, aby uprościć obliczenia założono, że temperatura powrotu z obiegu ładowania

zasobnika kształtuje się na poziomie  $35 \div 40$  °C. W obliczeniach symulacyjnych przyjęto stałe parametry ładowania zasobnika 60/40 °C.

Emisję ciepła od przewodów ciepłej wody i cyrkulacji wyznaczono, przyjmując temperaturę ciepłej wody, zgodną z temperaturą nastawy regulatora. Sterowanie czasowe pompą cyrkulacyjną umożliwia ograniczenia czasu pracy instalacji. Przewidziano dwa tryby pracy instalacji – brak poboru ciepłej wody przy jednocześnie załączonej pompie cyrkulacyjnej oraz pobór ciepłej wody bez załączonej pompy cyrkulacyjnej. W obliczeniach symulacyjnych przyjęto temperaturę ciepłej wody równą 45 °C, wody cyrkulacyjnej 38 °C.

### 5.6.8 Emisja ciepła od instalacji kanalizacji sanitarnej

Zyski i straty ciepła od przewodów kanalizacji sanitarnej oraz od płuczek ustępowych, ze względu na ich znikomy udział oraz fakt, iż pozostają zabudowane pominięto.

### 5.6.9 Zyski i straty ciepła od instalacji przewodowych

Budynek podzielony został na dwie strefy – nieogrzewaną piwnice oraz ogrzewaną część obejmującą parter i poddasze użytkowe. Emisję ciepła od przewodów rurowych wyznaczono oddzielnie dla strefy ogrzewanej, traktując ją jako zyski ciepła oraz dla strefy nieogrzewanej traktując ją jako straty ciepła w obszarze dystrybucji ( $\Delta Q_{dH}$ ,  $\Delta Q_{dW}$ ).

Miesiąc	Straty ciepła [Wh/m-c]	Zyski ciepła [Wh/m-c]	Całkowita emisja ciepła [Wh/m-c]	Jednostkowa emisja ciepła	Jednostkowe zyski ciepła [W/m <sup>2</sup> ]
I	185 718	336 306	522 024	4,201	2,707
II	164 316	276 824	441 140	3,931	2,467
III	171 821	262 212	434 033	3,493	2,110
IV	129 226	203 096	332 322	2,764	1,689
V	0	0	0	0	0
VI	0	0	0	0	0
VII	0	0	0	0	0
VIII	0	0	0	0	0
IX	0	0	0	0	0
X	81 341	172 395	253 736	2,042	1,388
XI	124 479	235 370	359 849	2,993	1,958
XII	177 834	325 325	503 159	4,050	2,618
suma:	1 034 734	1 811 529	2 846 263	1,946	1,238

Tabela 5-28. Emisja ciepła od rurociągów instalacji centralnego ogrzewania

Miesiąc	Straty ciepła [Wh/m-c]	Zyski ciepła [Wh/m-c]	Całkowita emisja ciepła [Wh/m-c]	Jednostkowa emisja ciepła [W/m <sup>2</sup> ]	Jednostkowe zyski ciepła [W/m <sup>2</sup> ]
I	15 745	36 424	52 170	0,420	0,293
II	14 374	32 768	47 141	0,420	0,292
III	15 655	35 168	50 824	0,409	0,283
IV	14 525	34 193	48 718	0,405	0,284
V	13 825	34 205	48 031	0,387	0,275
VI	11 648	28 863	40 511	0,337	0,240
VII	11 378	29 728	41 106	0,331	0,239
VIII	10 758	28 007	38 765	0,312	0,225
IX	11 683	30 991	42 674	0,355	0,258
X	13 158	34 357	47 515	0,382	0,277
XI	13 628	33 425	47 053	0,391	0,278
XII	15 219	35 186	50 405	0,406	0,283
suma:	161 596	393 315	554 912	0,379	0,269

Tabela 5-29. Emisja ciepła od rurociągów instalacji ciepłej wody użytkowej i cyrkulacji

### 5.6.10 Wewnętrzne zyski ciepła podsumowanie

Na podstawie przeprowadzonych obliczeń poszczególnych składowych opracowano zbiorcze zestawienie wartości całkowitych oraz jednostkowych zysków ciepła przeliczonych na 1 m<sup>2</sup> 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	$Q_{int, A}$			$Q_{int, L}$			$Q_{int, Oc}$			$Q_{int, B}$			$Q_{int, Pi}$			$Q_{int}$	$Q_{int}$	$Q_{int}$
	Parter	Piętro	Suma	Parter	Piętro	Suma	Parter	Piętro	Suma	Parter	Piętro	Suma	Parter	Piętro	Suma	Parter	Piętro	Suma
	[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
<b>SUMA</b>	<b>2 204</b>	<b>422</b>	<b>2 626</b>	<b>248</b>	<b>73</b>	<b>322</b>	<b>1 294</b>	<b>1 342</b>	<b>2 636</b>	<b>76</b>	<b>267</b>	<b>343</b>	<b>899</b>	<b>1 269</b>	<b>2 168</b>	<b>4 720</b>	<b>3 374</b>	<b>8 095</b>

Tabela 5-30. 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 <sup>2</sup> ]	[W/m <sup>2</sup> ]	[W/m <sup>2</sup> ]	[W/m <sup>2</sup> ]	[W/m <sup>2</sup> ]	[W/m <sup>2</sup> ]
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
<b>średnia</b>	<b>1,80</b>	<b>0,26</b>	<b>1,86</b>	<b>0,25</b>	<b>2,31</b>	<b>6,48</b>

Tabela 5-31. Zestawienie jednostkowych wewnętrznych zysków ciepła w sezonie grzewczym, [W/m<sup>2</sup>]

Objaśnienie symboli:

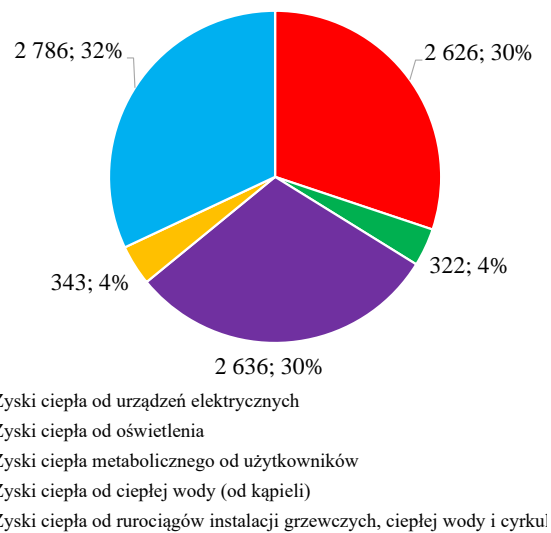
$q_{int}$  – całkowite jednostkowe wewnętrzne zyski ciepła,  
 $q_{int, A}$  – jednostkowe zyski ciepła od urządzeń elektrycznych,

$q_{int, L}$  – 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. 5-59. Rozkład wewnętrznych zysków ciepła z poszczególnych źródeł, [kWh/rok; %]



## 5.7 Słoneczne zyski ciepła

Strumień energii cieplnej promieniowania słonecznego ( $\phi_{sol}$ ) doprowadzony do przestrzeni o regulowanej temperaturze wewnętrznej w budynku w czasie ( $\tau$ ) można opisać równaniem:

$$\phi_{sol} = \int_0^{\tau} \dot{\phi}_{sol,k} d\tau \quad [\text{Wh}] \quad (5.37)$$

gdzie:

$d\tau$       krok czasowy, przyjęto równy jednej godzinie, [h]

Zyski ciepła ( $\phi_{sol,k}$ ) od nasłonecznienia przez komponent  $k$  budynku równe są:

$$\phi_{sol,k} = A_{sol,k} \cdot I_{sol,k} \cdot F_{sh,k} - \phi_{r,k} \cdot F_{r,k} \quad [\text{W}] \quad (5.38)$$

gdzie:

$F_{sh,k}$       współczynnik redukcji zacienienia stałymi przeszkodami zewnętrznymi, [–]

$F_{r,k}$       współczynnik kierunkowy promieniowania między komponentem budowlanym i nieboskłonem, dla niezacienionych poziomych dachów  $F_{r,k}=1$ , niezacienionych pionowych ścian  $F_{r,k}=0,5$ , niezacienionego dachu o kącie nachylenia  $45^\circ$  przyjęto wartość  $F_{r,k}=0,75$ , [–]

$I_{sol,k}$       średnie jednostkowe natężenie promieniowania słonecznego dla kroku czasowego (1h) na powierzchnię zorientowaną, pod określonym danym kątem pochylenia, [ $\text{W}/\text{m}^2$ ]

– efektywne pole powierzchni komponentu oszklonego:

$$A_{sol,k,t} = F_{sh,gl} \cdot g_{gl} \cdot A_{w,p} \cdot (1 - F_F) \quad [\text{m}^2] \quad (5.39)$$

gdzie:

$F_{sh,gl}$       współczynnik redukcji zacienienia ruchomymi urządzeniami zacieniającymi, [–]

$g_{gl}$       całkowita przepuszczalność promieniowania słonecznego przez przezroczyste elementy komponentu budowlanego, [–]

$F_F$       stosunek pola ramy do całkowitej powierzchni komponentu oszklonego, [–]

$A_{wp}$       całkowite pole powierzchni komponentu oszklonego, [ $\text{m}^2$ ]

– efektywne pole powierzchni komponentu nieprzezroczystego:

$$A_{sol} = \alpha_{s,c} \cdot R_{se} \cdot U_c \cdot A_c \quad [\text{m}^2] \quad (5.40)$$

gdzie:

$\alpha_{s,c}$       współczynnik absorpcji promieniowania słonecznego nieprzezroczystego komponentu budowlanego, [–]

$R_{se}$       zewnętrzny opór przejmowania ciepła komponentu, [ $(\text{m}^2 \cdot \text{K})/\text{W}$ ]

$U_c$       współczynnik przenikania ciepła komponentu, [ $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ]

$A_c$       pole powierzchni komponentu, [ $\text{m}^2$ ]

– dodatkowy strumień ciepła od promieniowania cieplnego od niebosłonu:

$$\phi_{r,k} = R_{se} \cdot U_c \cdot A_c \cdot h_r \cdot \Delta\theta_{er} \quad [\text{W}] \quad (5.41)$$

gdzie:

$R_{se}$  zewnętrzny opór przejmowania ciepła komponentu,  $[(\text{m}^2 \cdot \text{K})/\text{W}]$

$U_c$  współczynnik przenikania ciepła komponentu,  $[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})]$

$A_c$  pole powierzchni komponentu,  $[\text{m}^2]$

$\Delta\theta_{er}$  średnia różnica między temperaturą powietrza zewnętrznego i pozorną temperaturą niebosłonu,  $[\text{°C}]$

– zewnętrzny współczynnik przenoszenia ciepła przez promieniowanie:

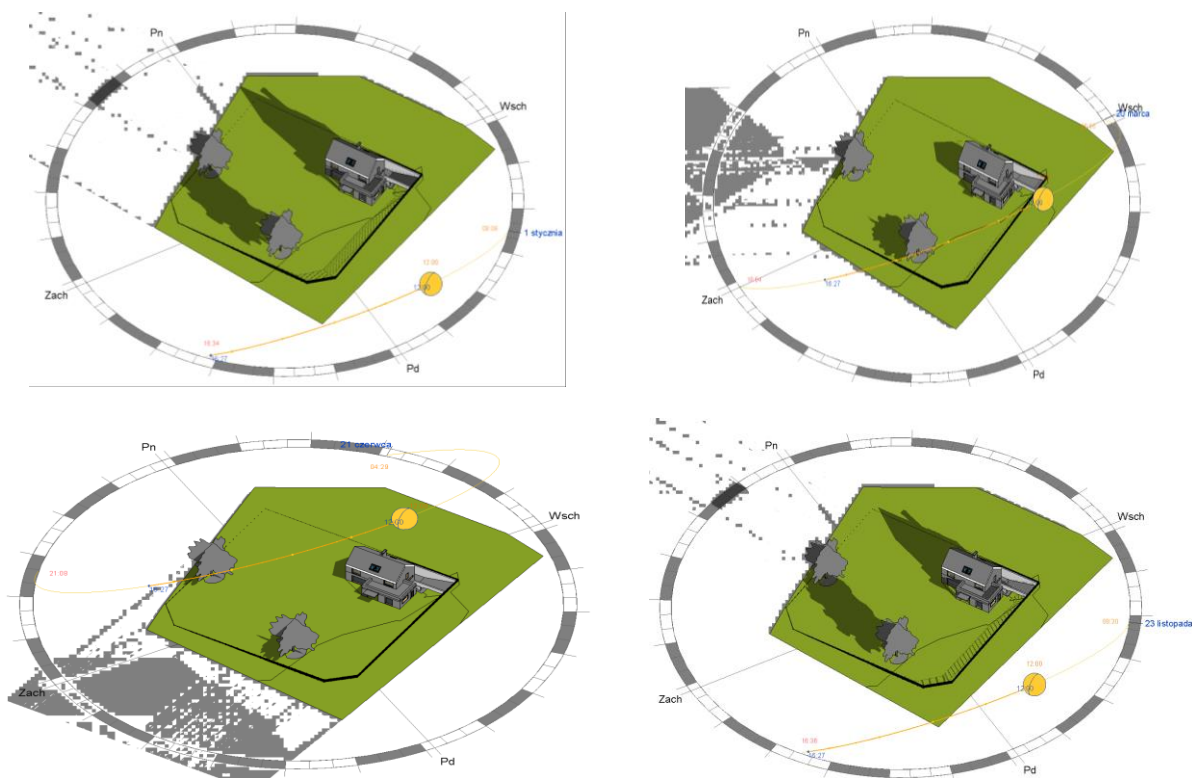
$$h_r = 4 \cdot \varepsilon \cdot \delta \cdot (\theta_{ss} + 273)^3 \quad [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})] \quad (5.42)$$

gdzie:

$\varepsilon$  emisyjność zewnętrznej powierzchni dla promieniowania cieplnego,  $[-]$

$\sigma$  Stała Stefana – Boltzmanna,  $=5,67 \cdot 10^{-8}$ ,  $[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)]$

$\theta_{ss}$  średnia arytmetyczna temperatura powierzchni i temperatury niebosłonu,  $[\text{°C}]$



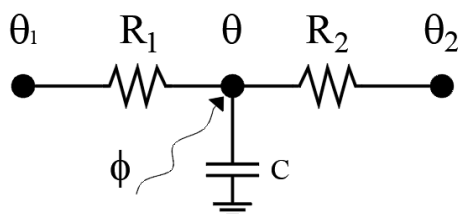
Rys. 5–60. Położenie słońca 1 stycznia, 20 marca, 21 czerwca, 23 listopada

## 6. Modelowanie zużycia energii w budynku

### 6.1 Model matematyczny zapotrzebowania na ciepło użytkowe do ogrzewania i chłodzenia budynku

Dynamiczne procesy wymiany ciepła i masy w budynkach można przedstawić modelując zjawiska fizyczne wpływające na bilans energetyczny budynku. Zagadnienia mogą zostać rozwiązane przy pomocy metod bilansowych, quasi – dynamicznych lub dynamicznych. Ilość zjawisk zachodzących w procesie wymiany ciepła i masy w budynku, takich jak wielokierunkowe przewodzenie ciepła, równoczesna wymiana ciepła pomiędzy budynkiem i otoczeniem przez promieniowanie i konwekcje, czy zmienność właściwości i ilości masy powietrza wentylacyjnego doprowadziła do poszukiwania uproszczonych modeli cieplnych budynków. Przy pomocy analogii do elektrycznych układów oporowo – pojemnościowych opracowane zostały modele, które można ogólnie opisać jako  $xRyC$ , wykorzystujące  $x$  oporów cieplnych i  $y$  mas termicznych. Genezę modeli  $xRyC$  opisał Vivian J. i współautorzy [122].

Modele  $R - C$  opierają się na budowie sieci wymiany ciepła z temperaturowymi punktami węzłowymi.



Rys. 6–1. Schemat bilansowy węzła referencyjnego

Bilans ciepła dla węzła referencyjnego na początku  $(\tau - 1)$  i na końcu  $(\tau)$  kroku czasowego można opisać równaniem:

$$C \frac{d\theta}{d\tau} = H_1 \cdot (\theta - \theta_1) + H_2 \cdot (\theta_2 - \theta) + \phi \quad [\text{W}] \quad (6.1)$$

Gdzie  $H_1$  i  $H_2$  to konduktancje cieplne, równe odwrotności oporów cieplnych ( $H_1=1/R_1$ ,  $H_2=1/R_2$ ). Zakładając, że odpływ ciepła przez obie powierzchnie przegrody odbywa się do otoczenia zewnętrznego budynku, temperatury  $\theta_1$  i  $\theta_2$  są równe temperaturze powietrza zewnętrznego  $\theta_1 = \theta_2 = \theta_{ex}$ , równanie (6.1) po uproszczeniu przyjmie postać:

$$C \frac{d\theta}{d\tau} = -(H_1 + H_2) \cdot \theta + \phi \quad [\text{W}] \quad (6.2)$$

Do rozwiązania równania różniczkowego modelu jednowęzłowego ze skupioną pojemnością cieplną można posłużyć się zmodyfikowaną metodą Eulera. Rozwiązanie przyjmuje postać:

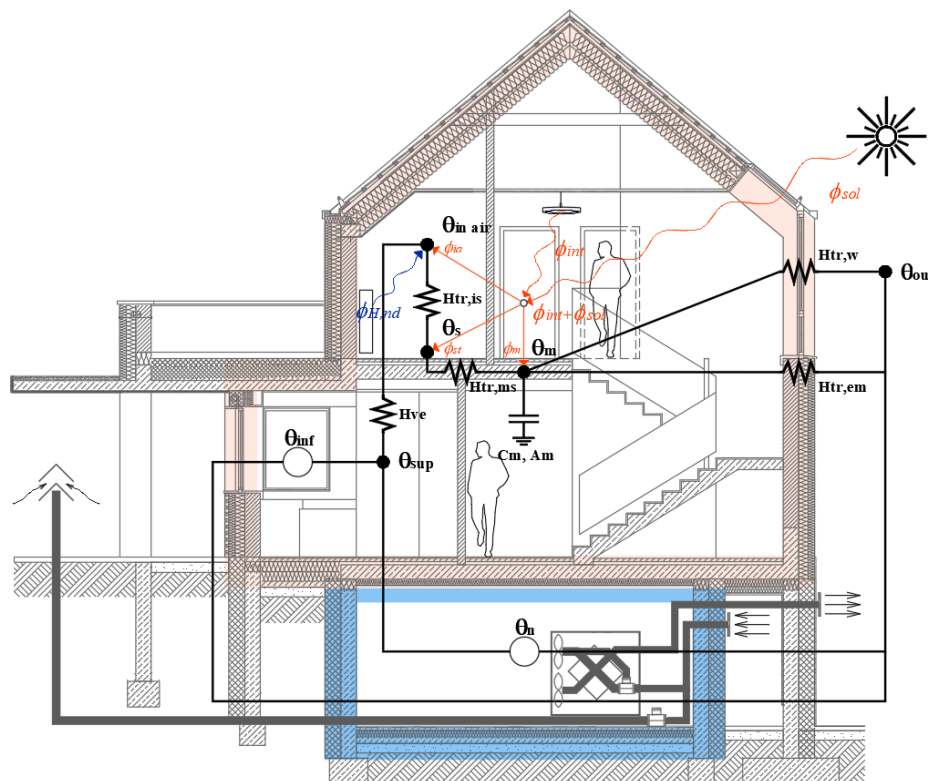
$$C \frac{\theta_{\tau} - \theta_{\tau-1}}{d\tau} = \frac{1}{2} \cdot [(-(H_1 + H_2) \cdot \theta_{\tau} + \phi) + (-(H_1 + H_2) \cdot \theta_{\tau-1} + \phi)] \quad (6.3)$$

Po przekształceniu, temperaturę w punkcie węzłowym pod koniec kroku czasowego możemy zapisać:

$$\theta_{\tau} = \frac{\theta_{\tau-1} \cdot \left( \frac{C}{3600} - \frac{1}{2} \cdot (H_1 + H_2) \right) + \phi}{\frac{C}{3600} + \frac{1}{2} \cdot (H_1 + H_2)} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (6.4)$$

Poniżej przedstawiony i użyty do obliczeń symulacyjnych algorytm prowadzi do rozwiązania modelu zmodyfikowaną metodę Eulera, z wykorzystaniem metody Cranka – Nicholsona. Pozwala na wyznaczenie dla każdej godziny roku temperatury powietrza wewnętrznego w budynku i zapotrzebowania na ciepło użytkowe do ogrzewania i chłodzenia. Quasi – dynamiczny model wymiany ciepła i masy pomiędzy przestrzenią ogrzewaną i otoczeniem budynku zakłada, że budynek stanowi jedną skupioną masę termiczną (pojemność cieplną) o zmiennej w czasie pojemności cieplnej, a sieć składa się z pięciu punktów węzłowych (*model 5RIC*), reprezentowanych przez:

- $\theta_{out}$     temperaturę powietrza zewnętrznego, [ $^{\circ}\text{C}$ ]
- $\theta_{sup}$     temperaturę powietrza doprowadzanego do przestrzeni ogrzewanej budynku, [ $^{\circ}\text{C}$ ]
- $\theta_{in\ air}$     temperaturę powietrza wewnętrznego, [ $^{\circ}\text{C}$ ]
- $\theta_s$     temperaturę powierzchni wewnętrznych przegród budowlanych, [ $^{\circ}\text{C}$ ]
- $\theta_m$     temperaturę skupionej masy termicznej, [ $^{\circ}\text{C}$ ]



Rys. 6-2. Schemat sieci RC strumieni ciepła

(gdzie:  $\theta_n$  [ $^{\circ}\text{C}$ ] – temperatura powietrza nawiewanego z centrali wentylacyjnej,  $\theta_{inf}$  [ $^{\circ}\text{C}$ ] – temperatura powietrza infiltracyjnego)

Budynek poddany jest oddziaływaniu zysków ciepła wewnętrznych ( $\phi_{int}$ ) i słonecznych ( $\phi_{sol}$ ), które rozkładają się na węzły  $\theta_{in\ air}$ ,  $\theta_s$ ,  $\theta_m$ . Korelacje rozkładu zysków ciepła pomiędzy punkty węzłowe zależą od stosunku efektywnej powierzchni masy termicznej ( $A_m$ ) do powierzchni wewnętrznych komponentów budowlanych ( $A_t$ ) oraz od współczynnika przenoszenia ciepła przez elementy przeszklone ( $H_{tr,w}$ ). Rozdział zysków ciepła opisują zależności:

$$\Phi_{ia} = 0,5 \cdot \Phi_{int} \quad [\text{W}] \quad (6.5)$$

$$\Phi_m = \frac{A_m}{A_t} \cdot (0,5 \cdot \Phi_m + \Phi_{sol}) \quad [\text{W}] \quad (6.6)$$

$$\Phi_{st} = \left(1 - \frac{A_m}{A_t} - \frac{H_{tr,w}}{9,1 \cdot A_t}\right) \cdot (0,5 \cdot \Phi_{int} + \Phi_{sol}) \quad [\text{W}] \quad (6.7)$$

gdzie:

$A_t$  powierzchnia wewnętrznych komponentów budowlanych,  $A_t = A_f \cdot A_{at}$ , [m<sup>2</sup>]

$A_f$  pole powierzchni strefy o regulowanej temperaturze, [m<sup>2</sup>]

$A_{at}$  bezwymiarowy stosunek pola powierzchni komponentów wewnętrznych do pola powierzchni podłogi, przyjęto wartość 4,5

$H_{tr,w}$  Współczynnik przenoszenia ciepła okien, drzwi, ścian oszklonych z założoną zerową masą cieplną, [W/K]

Na skutek odpływu (straty ciepła) i dopływu ciepła (zyski ciepła i system grzewczy) do budynku następuje zmiana temperatur: powietrza wewnętrznego ( $\theta_{in\ air}$ ), promieniowania wewnętrznych powierzchni komponentów budowlanych ograniczających przestrzeń ogrzewaną ( $\theta_s$ ), skupionej masy akumulacyjnej ( $\theta_m$ ).

Dla zadanego kroku czasowego, wartości temperatur w punktach węzłowych opisują równania:

$$\theta_{in\ air} = \frac{(H_{tr,is}\theta_s + H_{ve}\theta_{sup} + \Phi_{ia} + \Phi_{HC,nd})}{H_{tr,is} + H_{ve}} \quad [^\circ\text{C}] \quad (6.8)$$

$$\theta_s = \frac{\left\{H_{tr,ms}\theta_m + \Phi_{st} + H_{tr,w}\theta_e + H_{tr,1} \left[\theta_{sup} + \frac{(\Phi_{ia} + \Phi_{HC,nd})}{H_{ve}}\right]\right\}}{H_{tr,ms} + H_{tr,w} + H_{tr,1}} \quad [^\circ\text{C}] \quad (6.9)$$

$$\theta_m = (\theta_{m,t} + \theta_{m,t-1})/2 \quad [^\circ\text{C}] \quad (6.10)$$

Temperatura węzłowa pod koniec kroku czasowego, dana jest równaniem:

$$\theta_{m,t} = \frac{\{\theta_{m,t-1} [(C_m/3600) - 0,5 \cdot (H_{tr,3} + H_{tr,em})] + \Phi_{mtot}\}}{[(C_m/3600) + 0,5 \cdot (H_{tr,3} + H_{tr,em})]} \quad [^\circ\text{C}] \quad (6.11)$$

Całkowity strumień ciepła odprowadzany i doprowadzany do budynku wynosi:

$$\Phi_{mtot} = \Phi_m + H_{tr,em}\theta_e + H_{tr,3} \cdot \frac{\left\langle \Phi_{st} + H_{tr,w}\theta_e + H_{tr,1} \cdot \left\{ \left[ \frac{(\Phi_{ia} + \Phi_{HC,nd})}{H_{ve}} \right] + \theta_{sup} \right\} \right\rangle}{H_{tr,2}} \quad [\text{W}] \quad (6.12)$$

Wartości współczynników przenoszenia ciepła wynoszą:

$$H_{tr,1} = \frac{1}{\frac{1}{H_{ve}} + \frac{1}{H_{tr,is}}} \quad [\text{W/K}] \quad (6.13)$$

$$H_{tr,2} = H_{tr,1} + H_{tr,w} \quad [\text{W/K}] \quad (6.14)$$

$$H_{tr,3} = \frac{1}{\frac{1}{H_{tr,2}} + \frac{1}{H_{tr,ms}}} \quad [\text{W/K}] \quad (6.15)$$

gdzie:

$H_{ve}$  współczynnik przenoszenia ciepła przez wentylację, [W/K]

$H_{tr, is}$  sprzęgająca przewodność cieplna pomiędzy węzłami  $\theta_{in\ air}$  i  $\theta_s$ , [W/K]

$H_{tr, ms}$  sprzęgająca przewodność cieplna pomiędzy węzłami  $\theta_m$  i  $\theta_s$ , [W/K]

$\theta_{sup}$  temperatura powietrza wentylacyjnego wpływającego do strefy o regulowanej temperaturze, [°C]

$Q_{HC,nd}$  zapotrzebowanie na ciepło do ogrzewania lub chłodzenia budynku w danym kroku czasowym, [Wh/h].

Współczynnik przenoszenia ciepła nieprzezroczystych elementów budynku ( $H_{tr,op}$ ) podzielony jest na składową odpowiadającą za emisję ciepła ( $H_{tr,em}$ ) i odpowiadającą za przewodność cieplną ( $H_{tr,ms}$ ), zgodnie z zależnością:

$$H_{tr,em} = \frac{1}{\frac{1}{H_{tr,op}} + \frac{1}{H_{tr,ms}}} \quad [\text{W/K}] \quad (6.16)$$

Sprężona przewodność cieplna między węzłami promieniowania wewnętrznych powierzchni komponentów budowlanych ( $s$ ) i skupionej masy akumulacyjnej ( $m$ ) wynosi:

$$H_{tr,ms} = h_{ms} \cdot A_m \quad [\text{W/K}] \quad (6.17)$$

gdzie współczynnik przenoszenia ciepła pomiędzy węzłami  $m$  i  $s$ , wynosi  $h_{ms} = 9,1 \frac{\text{W}}{(\text{m}^2\text{K})}$ .

Wyznaczenie temperatury powietrza wewnętrznego i zapotrzebowania na ciepło do ogrzewania lub chłodzenia przeprowadza się zgodnie z poniższym schematem:

1) ogrzewanie lub chłodzenie nie jest wymagane:

dla założonej wartości  $Q_{HC,nd} = 0 [W]$ , należy wyznaczyć temperaturę powietrza  $\theta_{in\ air\ 0}$ , jeżeli  $\theta_{in\ set, H} \leq \theta_{in\ air\ 0} \leq \theta_{in\ set, C}$  to ani ogrzewanie, ani chłodzenie nie są wymagane (odcinek nr 2 na rys. 6.3),

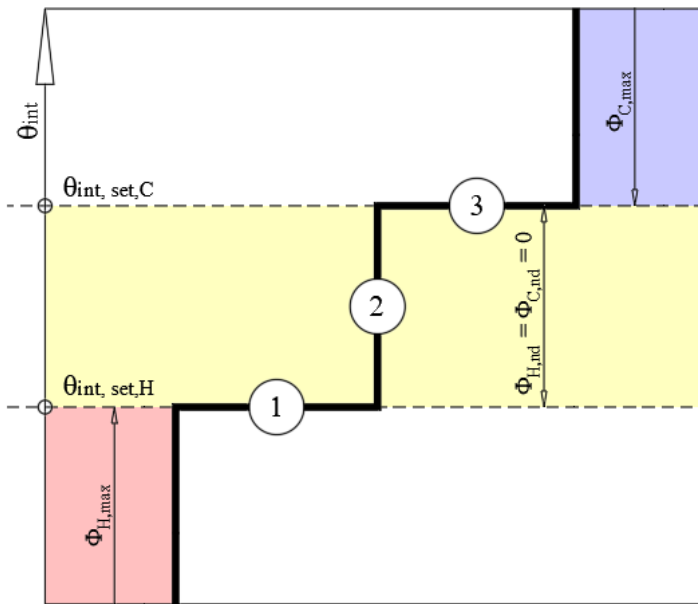
2) ogrzewanie lub chłodzenie jest wymagane:

jeżeli  $\theta_{in\ air} > \theta_{in\ set, C}$ , to  $\theta_{in\ air, set} = \theta_{in\ set, C}$ , (odcinek nr 3 na rys. 6.3)

jeżeli  $\theta_{in\ air} < \theta_{in\ set, H}$ , to  $\theta_{in\ air, set} = \theta_{in\ set, H}$ , (odcinek nr 1 na rys. 6.3)

dla założonej wartości  $Q_{HC,nd} = 10 \cdot A_f [W]$ , należy wyznaczyć temperaturę powietrza  $\theta_{in\ air\ 10}$  i obliczyć zapotrzebowanie na ciepło do ogrzewania lub chłodzenia z zależności:

$$Q_{HC,nd} = Q_{HC,nd10} \cdot \frac{(\theta_{in\ air,set} - \theta_{in\ air,0})}{(\theta_{in\ air,10} - \theta_{in\ air,0})} \quad [W] \quad (6.18)$$



Rys. 6–3. Zależność pomiędzy temperaturą w budynku, a zapotrzebowaniem na ciepło do ogrzewania i chłodzenia

## 6.2 Model gruntowego wymiennika ciepła

Celem obliczeń cieplno – hydraulicznych powietrznego, rurowego, gruntowego wymiennika ciepła (*PRGWC*), w zakresie objętym niniejszą pracą, jest uzyskanie informacji o ilości energii jaką można dostarczyć do powietrza wentylacyjnego w postaci ciepła i chłodu, ilości energii elektrycznej jaką trzeba wydatkować do wymuszenia przepływu przez wymiennik, a także parametrów powietrza na wylocie z wymiennika, w szczególności jego temperatury ( $\theta_{IGWC}$ ).

Ilość energii cieplnej ( $Q_{GWC}$ ) pochłoniętej i oddanej przez powietrze wentylacyjne przepływające przez *PRGWC* w czasie ( $\tau$ ) można opisać równaniem:

$$Q_{GWC} = \int_0^{\tau} Q \cdot d\tau \quad [Wh] \quad (6.19)$$

Chwilowy strumień ciepła ( $Q_{GWC}$ ) równy jest:

$$Q_{GWC} = (i_{0GWC} - i_{1GWC}) \cdot m_{GWC} \quad [W] \quad (6.20)$$

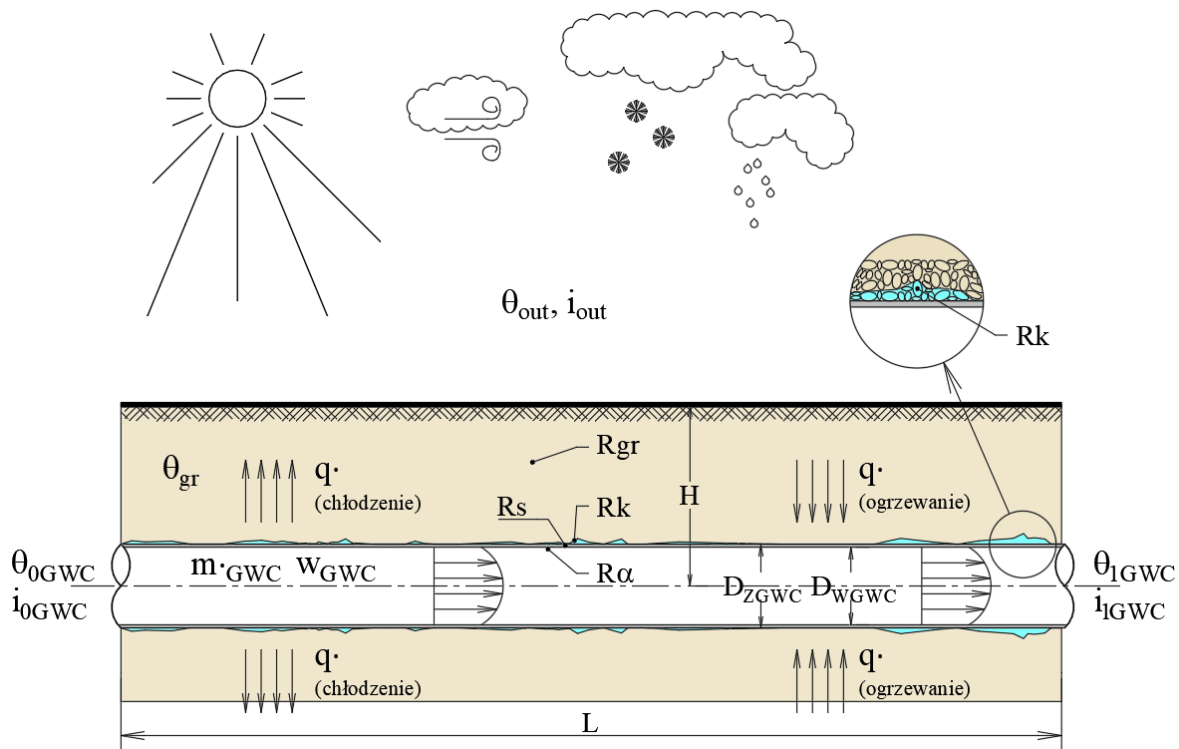
gdzie:

$d\tau$       krok czasowy, przyjęto równy jednej godzinie, [h]

$i_{0GWC}$ ,    entalpia powietrza odpowiednio na wlocie i wylocie do i z wymiennika gruntowego,

$i_{1GWC}$     [J/kg]

$m_{GWC}$     strumień masy powietrza przepływający przez *PRGWC*, [kg/s]



Rys. 6-4. Schemat powietrznego, rurowego, gruntowego wymiennika ciepła (PRGWC)

Powietrze na początku procesu wymiany ciepła w stanie 0, jest powietrzem zewnętrznym ujmowanym przez terenową czerpnię powietrza. Parametry powietrza na końcu procesu w stanie 1, wyznaczono dla temperatury powietrza ( $t_{1GWC}$ ). Do wyznaczenia temperatury końcowej powietrza, po przejściu przez wymiennik gruntowy, posłużono się bilansem ciepła dla PRGWC, który opisuje równanie:

$$m_{GWC} \cdot c_p \cdot (\theta_{1GWC} - \theta_{0GWC}) = U_{GWC} \cdot L_{GWC} \cdot \frac{(\theta_{0GWC} - \theta_{gr}) - (\theta_{1GWC} - \theta_{gr})}{\ln \left[ \frac{(\theta_{0GWC} - \theta_{gr})}{(\theta_{1GWC} - \theta_{gr})} \right]} \quad (6.21)$$

gdzie:

- $c_p$  ciepło właściwe powietrza wilgotnego, [J/(kg·K)]
- $U_{GWC}$  współczynnik przenikania ciepła wymiennika, [W/(m·K)]
- $L_{GWC}$  długość wymiennika rurowego, [m]
- $\theta_{gr}$  temperatura gruntu na głębokości posadowienia wymiennika wyznaczona z równania (6.36) lub (6.37), [°C]

Z równania bilansu ciepła (6.21), po przekształceniu otrzymujemy wzór na temperaturę powietrza po przejściu przez PRGWC:

$$\theta_{1GWC} = \theta_{gr} - (\theta_{gr} - \theta_{0GWC}) \cdot \exp \left( \frac{-U_{GWC} \cdot L_{GWC}}{V_{GWC} \cdot \rho_{GWC} \cdot c_p} \right) \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (6.22)$$

gdzie:

- $V_{GWC}$  strumień objętościowy powietrza przepływający przez wymiennik, [m<sup>3</sup>/h]
- $\rho_{GWC}$  gęstość powietrza wilgotnego w PRGWC wyznaczona jako średnia gęstość na wlocie i na wylocie z wymiennika, [kg/m<sup>3</sup>]



Współczynnik przenikania ciepła  $PRGWC$  o średnicy wewnętrznej ( $D_{WGWC}$ ) i zewnętrznej ( $D_{ZGWC}$ ), opisuje równanie:

$$U_{GWC} = (R_{\alpha} + R_s + R_k + R_{gr})^{-1} \quad [W/(m \cdot K)] \quad (6.23)$$

gdzie:

– opór przejmowania ciepła na wewnętrznej ścianie rurociągu:

$$R_{\alpha} = \frac{1}{\pi \cdot D_{WGWC} \cdot \alpha} \quad [(m \cdot K)/W] \quad (6.24)$$

Współczynnik przejmowania ciepła ( $\alpha$ ) na wewnętrznej ścianie wymiennika rurowego obliczono analitycznie:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda_{av}}{D_{WGWC}} \quad [W/(m^2 \cdot K)] \quad (6.25)$$

przyjmując następujące równania kryterialne:

liczba *Nusselta* ( $Nu$ ) wg Gnielinskiego [123], dla warunków  $2300 \leq Re < 5 \cdot 10^6$  i  $0,5 < Pr < 10^6$ :

$$Nu = \frac{\frac{\xi}{8} \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{\xi}{8}} \cdot (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad [-] \quad (6.26)$$

$$\xi = (0,79 \cdot \ln Re - 1,64)^{-2} \quad [-]$$

liczba *Prandtla* ( $Pr$ ):

$$Pr = \frac{\mu_d \cdot c_p}{\lambda_{av}} \quad [-] \quad (6.27)$$

liczba *Reynoldsa* ( $Re$ ):

$$Re = \frac{w \cdot D_{WGWC}}{\mu_k} \quad [-] \quad (6.28)$$

współczynnik lepkości kinematycznej ( $\mu_d$ ) powietrza wilgotnego:

$$\mu_k = \frac{\mu_d}{\rho_{av}} \quad [m^2/s] \quad (6.29)$$

współczynnik lepkości dynamicznej ( $\mu_d$ ) powietrza wilgotnego wyznaczono z zależności:

$$\mu_d = \frac{\mu_a}{(1 + \frac{Z_v}{Z_a} \cdot \Phi_{av})} + \frac{\mu_v}{(1 + \frac{Z_a}{Z_v} \cdot \Phi_{va})} \quad [kg(m \cdot s)] \quad (6.30)$$

Pozostałe parametry powietrza, wyznaczono na podstawie równań przedstawionych w pracy [124], oznaczają:

$\lambda_{av}$	współczynnik przewodności cieplnej powietrza wilgotnego, [W/(m·K)]
$\rho_{av}$	gęstość powietrza wilgotnego, [kg/m <sup>3</sup> ]
$\mu_a$	lepkość dynamiczna powietrza suchego, [kg/(m·s)]
$\mu_v$	lepkość dynamiczna pary wodnej, [kg/(m·s)]

- $z_a$  liczba ściśliwości powietrza suchego
- $z_v$  liczba ściśliwości pary wodnej
- $\Phi_{av}, \Phi_{va}$  funkcje pomocnicze składników mieszaniny, zależne od liczby ściśliwości i zastępczych mas molowych powietrza suchego ( $M_a = 28,9644 \text{ kg/kmol}$ ) i pary wodnej ( $M_v = 18,01528 \text{ kg/kmol}$ ),

– opór przewodzenia ciepła przez ściankę rurociągu:

$$R_s = \left( \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{1}{\lambda_s} \cdot \ln \frac{Dz_{GWC}}{Dw_{GWC}} \right) \quad [(\text{m} \cdot \text{K})/\text{W}] \quad (6.31)$$

gdzie:

- $\lambda_s$  współczynnik przewodzenia ciepła materiału rurociągu wymiennika ciepła,  $[\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})]$

– opór kontaktowy na styku rurociągu i gruntu, wynikający z chropowatości płaszczyzny styku ośrodka gruntowego i poboczniczy rurociągu, w przypadku wymienników gruntowych zależny od rodzaju gruntu, w szczególności od uziarnienia, stopnia zagęszczenia i nawodnienia, można oszacować za pomocą równania [125], [126]:

$$R_k = \left( \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{1}{\lambda_k} \cdot \ln \frac{Dz_{GWC} + \delta_k}{Dz_{GWC}} \right) \quad [(\text{m} \cdot \text{K})/\text{W}] \quad (6.32)$$

gdzie:

- $\lambda_k$  współczynnik przewodzenia ciepła substancji bezpośrednio stykającej się z gruntem (powietrza – w przypadku gruntów suchych, wody – w przypadku gruntów nawodnionych),  $[\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})]$
- $\delta_k$  szerokość szczeliny (porowatości styku), zależna od stopnia uziarnienia gruntu zasypowego,  $[\text{m}]$

Konwekcyjną i radiacyjną wymianę ciepła w przestrzeni kontaktowej można pominąć.

– opór przewodzenia ciepła w gruncie, wyznaczono na podstawie funkcji empirycznej  $I(Y)$ , zależnej od zmiennej  $Y$   $[\text{m}]$  [66], [67], zdefiniowanej wartością średnicy zewnętrznej ( $D_{zGWC}$ ) i dwukrotnego średniego zagłębienia wymiennika rurowego ( $2H$ ):

$$R_{gr} = \frac{I(Y_{DzGWC}) - I(Y_{2H})}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{gr}} \quad [(\text{m} \cdot \text{K})/\text{W}] \quad (6.33)$$

Wartości funkcji  $I(Y)$  opisują równania:

– w zakresie  $0 < Y \leq 1$

$$I(Y) = \frac{1}{2} \cdot (-\ln Y^2 - a + b \cdot Y^2 - c \cdot Y^4 + e \cdot Y^6 - f \cdot Y^8 + g \cdot Y^{10}) \quad [-] \quad (6.34)$$

– w zakresie  $1 \leq Y < \infty$

$$I(Y) = \frac{\left( \frac{1}{2 \cdot Y^2 \cdot e^{Y^2}} \right)}{(A/B)} \quad [-] \quad (6.35)$$

$$A = Y^8 + h \cdot Y^6 + i \cdot Y^4 + j \cdot Y^2 + k \quad [-]$$

$$B = Y^8 + l \cdot Y^6 + n \cdot Y^4 + o \cdot Y^2 + r \quad [-]$$

Wartości parametrów dla równań:

a = 0,57721566	h = 8,5733287	o = 21,0996531
b = 0,99999193	i = 18,059017	r = 3,9684969
c = 0,24991055	j = 8,637609	
e = 0,05519968	k = 0,2677737	
f = 0,00976004	l = 9,5733223	
g = 0,00107857	n = 25,6329561	

Temperaturę gruntu w poziomie posadowienia wymiennika określono przy wykorzystaniu dwóch modeli rozkładu pola temperatury gruntu, a następnie wykorzystano ją do wyznaczenia temperatury powietrza na wylocie z *PRGWC*. Do dalszych obliczeń symulacyjnych wykorzystano model oparty na równaniu półempirycznym Baggs'a (Australia) opisującym zależność dla cyklicznie występującego stanu ustalonego, zaadoptowany do stosowania na półkuli północnej, przez Cz. Oleśkiewicz – Popiela i J. Wojtkowiaka [73], [74], [75]. Temperatura gruntu  $\theta_{gr}$  wyznaczona zaadaptowanym równaniem Baggs'a w dalszej części oznaczana będzie jako  $\theta_{G1}$ , a temperatura na wylocie z *PRGWC* wyznaczona przy użyciu  $\theta_{G1}$  jako  $\theta_{GWC1}$ .

Rozwiązanie rozkładu temperatury gruntu wyznaczone z zależności, opisanych przez B. Lipską [69] i zawarte w normie [127], oznaczane w dalszej części jako  $\theta_{G2}$ , (i konsekwentnie  $\theta_{GWC2}$ ) w badanym przypadku odrzucono, uznając metodę opartą na równaniu Baggs'a za lepszą odwzorowującą warunki uzyskane w wyniku pomiarów.

Rozkład temperatury gruntu  $\theta_{G1}$  na danej głębokości w kolejnych dniach roku w oparciu o zmodyfikowane równanie półempiryczne Baggs'a ma postać:

$$\theta_{G1}(x, \tau) = \theta_m + \Delta\theta_m - 1,07 \cdot k_v \cdot A_s \cdot \exp(-\lambda \cdot x) \cdot \cos \left[ \omega \cdot (\tau - \tau_0 - \frac{\lambda}{\omega} \cdot x) \right] \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (6.36)$$

gdzie:

- $\theta_m$     średnioroczna temperatura powietrza zewnętrznego, [ $^{\circ}\text{C}$ ]
- $\Delta\theta_m$     różnica pomiędzy temperaturą gruntu na dużej głębokości (powyżej 10m) i średnioroczną temperaturą powietrza zewnętrznego, [ $^{\circ}\text{C}$ ]
- $k_v$     współczynnik wegetacji, dla gruntu pokrytego trawą, wg Popiela,  $k_v=0,85$
- $A_s$     amplituda średniej miesięcznej temperatury powietrza w ciągu roku, [K]
- $\omega$     częstość rocznej fali temperatury na powierzchni gruntu, [dzień $^{-1}$ ]  

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi}{365}$$
- $\lambda$     długość rocznej fali temperatury na powierzchni gruntu, wyznaczona z zależności:  

$$\lambda = \sqrt{\frac{\omega}{2 \cdot a}} = 0,0003156251725 \cdot a^{-0,5}$$
- $a$     średni współczynnik dyfuzji termicznej gruntu,  $a = 55 \cdot 10^{-8}$ , [ $\text{m}^2/\text{s}$ ]  

$$a = \frac{k}{c \cdot \rho}$$
- $x$     średnia głębokość ułożenia GWC, [m]

$\tau$  czas, [dni]

$\tau_0$  przesunięcie fazowe temperatury gruntu i temperatury powietrza, [dni]

Rozkład temperatury gruntu  $\theta_{G2}$  na danej głębokości w kolejnych dniach roku, ma postać:

$$\theta_{G2} = g_m \cdot \left[ \theta_{out\ \acute{s}r\ rok} - AH \cdot A_s \cdot \sin \left( \frac{2 \cdot \pi}{8760} \cdot (jh - VS + 24,25) \right) \right] \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (6.37)$$

Współczynnik poprawkowy amplitudy  $AH$ , uwzględniający bezwładność gruntu, zależny od głębokości  $H$  [m] posadowienia  $PRGWC$ :

$$AH = 0,000335 \cdot H^3 + 0,01381 \cdot H^2 - 0,1993 \cdot H + 1 \quad [-] \quad (6.38)$$

Przesunięcie sinusoidy  $VS$ , zależne od głębokości ułożenia wymiennika  $H$  [m],

$$VS = 24 \cdot (-0,0195 \cdot H^4 + 0,3385 \cdot H^3 - 1,0156 \cdot H^2 + 10,298 \cdot H + 0,1786) \quad [-] \quad (6.39)$$

gdzie:

$A_s$  jak we wzorze (6.36)

$g_m$  współczynnik poprawkowy ze względu na rodzaj gruntu

$jh$  kolejna godzina roku

$t_{out\ \acute{s}r\ rok}$  średnioroczna temperatura powietrza zewnętrznego

Entalpię powietrza na wylocie z  $PRGWC$  wyznaczono z zależności:

$$i_{1\ GWC} = c_{pa} \cdot \theta_{1\ GWC} + X_{1\ GWC} \cdot [c_{pv} \cdot \theta_{1\ GWC} + r_0] \quad [-] \quad (6.40)$$

Ogrzewanie powietrza w  $PRGWC$  odbywa się bez zmiany zawartości wilgoci ( $X_{1\ GWC} = X_{0\ GWC}$ ). W procesie ochładzania powietrza w sytuacji, gdy temperatura powierzchni wewnętrznej ścianki wymiennika ( $\theta_s$ ) jest niższa od temperatury punktu rosy powietrza ( $\theta_k$ ), następuje kondensacja. Zawartość wilgoci w powietrzu w stanie końcowym wyznaczono korzystając z zależności opisującej efektywność procesu wymiany ciepła pomiędzy powietrzem i wewnętrzną powierzchnią wymiennika:

$$\varepsilon = \frac{i_{0\ GWC} - i_{1\ GWC}}{i_{1\ GWC} - i_k} = \frac{\theta_{0\ GWC} - \theta_{1\ GWC}}{\theta_{1\ GWC} - \theta_k} = \frac{x_{0\ GWC} - x_{1\ GWC}}{x_{1\ GWC} - x_k} \quad [-] \quad (6.41)$$

gdzie:

$x_k$  zawartość wilgoci w powietrzu o temperaturze  $\theta_s$  w stanie nasycenia

Temperatura punktu rosy ( $\theta_k$ ), wyznaczona dla temperatury powietrza na wlocie do  $PRGWC$ , opisana równaniem:

$$\theta_k = 14,63 \cdot \ln \left( \frac{p_s \cdot \varphi}{600,245} \right) \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (6.42)$$

gdzie:

$p_s$  – ciśnienie cząstkowe pary wodnej w stanie nasycenia [ $^{\circ}\text{C}$ ]

$\varphi$  – wilgotność względna powietrza [%]

Zawartość wilgoci w powietrzu na wylocie z wymiennika:

$$X_{1\text{GW}C} = X_{0\text{GW}C} - \varepsilon \cdot (X_{0\text{GW}C} - X_k) \quad [\text{kg/kg}] \quad (6.43)$$

Przekształcając równanie (6.41) i korzystając z równania bilansu ciepła dla wymiennika rurowego efektywność wymiany ciepła można zapisać równaniem:

$$\varepsilon = 1 - e^{-\left(\frac{\alpha \cdot F_{w\text{GW}C}}{c_p \cdot m_{\text{GW}C}}\right)} \quad [-] \quad (6.44)$$

Opisując ilość wymian ciepła wielkością bezwymiarową *NTU* (*number of transfer units*) [57], równą:

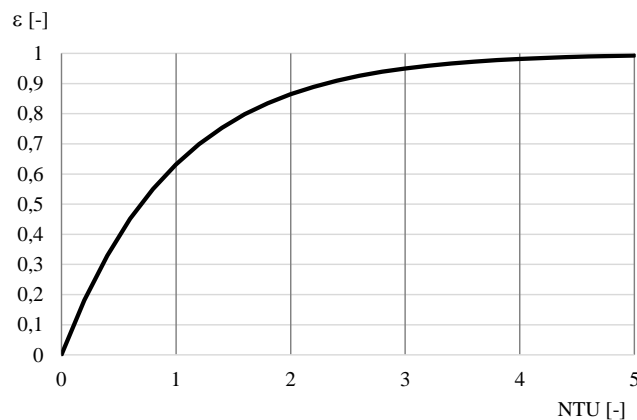
$$NTU = \left(\frac{\alpha \cdot F_{w\text{GW}C}}{c_{p,\text{air}} \cdot m_{\text{air}}}\right) \quad [-] \quad (6.45)$$

gdzie:

$F_{w\text{GW}C}$  – wewnętrzna powierzchnia wymiennika rurowego  $[\text{m}^2]$

Efektywność wymiany ciepła można zapisać:

$$\varepsilon = 1 - e^{-NTU} \quad [-] \quad (6.46)$$



Rys. 6–5. Zależność efektywności wymiany ciepła  $\varepsilon$  od wielkości bezwymiarowej *NTU*

Ilość energii elektrycznej ( $E_{el\text{GW}C}$ ) niezbędnej do transportu strumienia powietrza przez *PRGWC* w czasie ( $\tau$ ) można opisać równaniem:

$$E_{el\text{GW}C} = \int_0^{\tau} E_{el} d\tau \quad [\text{Wh}] \quad (6.47)$$

Chwilowa moc elektryczna ( $E_{el\text{GW}C}$ ) równa jest:

$$E_{el} = \frac{V_{\text{GW}C} \cdot \Delta p_{\text{GW}C}}{\eta_w \cdot \eta_p \cdot \eta_s} \cdot 3600^{-1} \quad [\text{W}] \quad (6.48)$$

gdzie:

$d\tau$  – krok czasowy, przyjęto równy jednej godzinie, [h]

$V_{\text{GW}C}$  – jak we wzorze (6.22)

$\Delta p_{\text{GW}C}$  – całkowite opory hydrauliczne przepływu powietrza przez *PRGWC*, [Pa]

$\eta_w$  – sprawność wentylatora, [-]

$\eta_p$  – sprawność przekładni, [-]

$\eta_s$  sprawność silnika, [-]

Całkowitą sprawność wentylatora, przekładni i silnika przyjęto do obliczeń równą 0,2.

Opory hydrauliczne, wyznaczono jako sumą oporów liniowych i miejscowych, zgodnie z równaniem:

$$\Delta p_{GWC} = \frac{\rho_{GWC} \cdot w_{GWC}^2}{2} \cdot \left( \frac{\lambda}{D_{W_{GWC}}} + \Sigma \xi \right) \quad [\text{Pa}] \quad (6.49)$$

Współczynnik oporów liniowych ( $\lambda$ ) w strefie ruchu laminarnego ( $Re \leq 2300$ ) wyznaczono z równania Hagen – Poiseuille’a:

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (6.50)$$

natomiast w strefie przepływu przejściowego i turbulentnego ( $Re > 4000$ ) za pomocą wzoru Colebrook’ a – White’ a, metodą kolejnych przybliżeń:

$$\frac{1}{\lambda} = -2 \cdot \log \left( \frac{2.51}{Re \cdot \sqrt{\lambda}} + \frac{k}{3.71 D_{W_{GWC}}} \right) \quad (6.51)$$

gdzie:

$k$  chropowatość bezwzględna ścianki przewodu, [m]  
(do obliczeń przyjęto  $k = 0,0077$  mm)

Opory miejscowe ( $\zeta$ ) dla kolan  $90^\circ$  ( $r/d = 1$ ) i  $10^4 < Re < 2 \cdot 10^6$  wyznaczono z równania [65]:

$$\xi = \frac{8,09}{\ln(Re)} - 0,381 \quad (6.52)$$

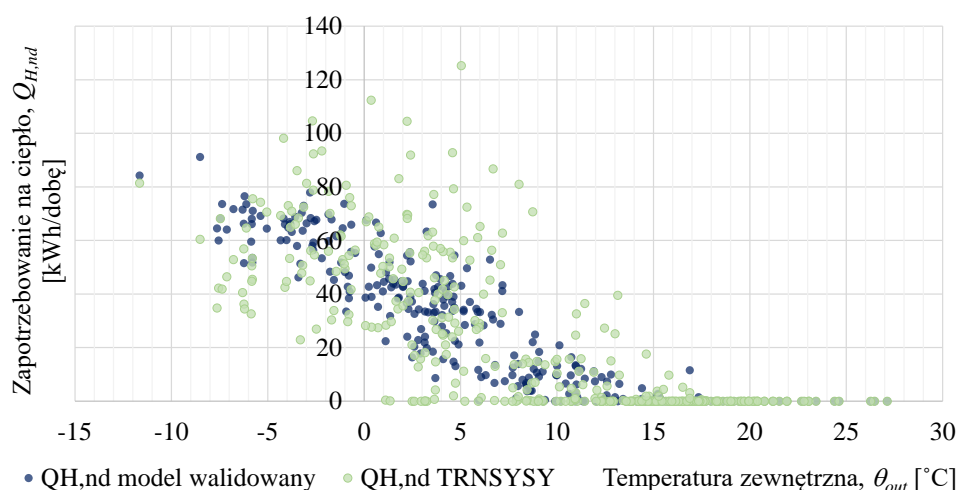
Na podstawię powyższej metodologii opracowano program komputerowy w środowisku VBA. Algorytm programu stworzono w dwóch wersjach oznaczonych w dalszej części opracowania jako *GW1* i *GW2*. Wariant *GW1* realizuje dokładnie opisaną powyżej procedurę. Wyznaczana jest temperatura gruntu dla średniej głębokości posadowienia, a sam wymiennik traktowany jest jak jeden odcinek obliczeniowy. Z bilansu ciepła wyznaczana jest temperatura wylotowa powietrza na końcu *PRGWC* (równanie 6.22).

Schemat obliczeniowy *GW2* został zmieniony w ten sposób, że wymiennik podzielony został 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  $n-1$ . Program umożliwia podział *PRGWC* na dowolną ilość odcinków. Obliczenia symulacyjne *PRGWC* prowadzone były z krokiem 1 m. W procedurach optymalizacyjnych, w których uznano, że taka dokładność nie jest wymagana (nie wpływa na wynik) krok zwiększono dzieląc wymiennik na nie mniej niż 10 odcinków obliczeniowych.

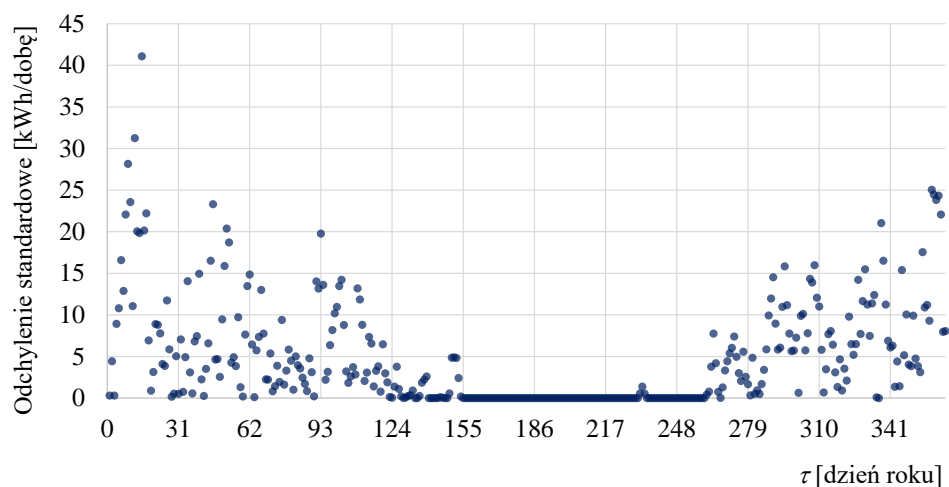
### 6.3 Walidacja modelu obliczeniowego

Symulacyjne obliczenia zapotrzebowania na energię do ogrzewania i chłodzenia budynku, energię wymienianą pomiędzy powietrzem wentylacyjnym i gruntem oraz temperaturę powietrza na wylocie z PRGWC wykonano przy pomocy stworzonej na potrzeby niniejszej pracy aplikacji w środowisku VBA. Algorytm programu oparto o przedstawione wcześniej modele matematyczne. Przeprowadzono walidację procedur obliczeniowych zapotrzebowania na ciepło użytkowe  $Q_{H,nd}$  przy użyciu metod symulacji dynamicznej z wykorzystaniem programu TRNSYS oraz przy użyciu metod bilansowych – metody bilansów miesięcznych przy użyciu własnego narzędzie programistycznego według opracowania autora oraz przy użyciu programu Audytor OZC 6.9 Pro.

W przypadku symulacji dynamicznej (TRNSYS) wykorzystano budynek o zbliżonych parametrach geometrycznych do budynku badanego. Obliczenia przeprowadzono dla danych pogodowych stacji meteorologicznej Poznań. W obliczeniach nie uwzględniono pracy wymiennika gruntowego, a sprawność temperaturową odzyskiwania ciepła z powietrza wentylacyjnego przyjęto z zerową wartością.



Rys. 6–6. Wyniki walidacji modelu obliczeniowego zapotrzebowania na ciepło  $Q_{H,nd}$  programem TRNSYS



Rys. 6–7. Odchylenie standardowe wartości  $Q_{H,nd}$  modelu walidowanego i wyznaczonego w programie TRNSYSY od ich średnich arytmetycznych

Miesiąc	$\Phi_{H,nd}$	$\Phi_{H,nd}$ TRNSYSY
	kWh/mc	kWh/mc
Styczeń	1 537,91	2 075,06
Luty	1 725,56	1 732,00
Marzec	1 032,36	1 041,64
Kwiecień	248,65	303,44
Maj	89,08	80,80
Czerwiec	14,93	0,00
Lipiec	0,00	0,00
Sierpień	4,99	0,00
Wrzesień	106,04	14,73
Październik	655,05	372,29
Listopad	1 290,91	1 258,06
Grudzień	1 680,35	1 865,20
<b>Suma:</b>	<b>8 385,81</b>	<b>8 743,22</b>

Tabela 6-1. Podsumowanie wartości miesięcznych zapotrzebowania na ciepło użytkowe  $Q_{H,nd}$  wyznaczone walidowanym modelem i przy pomocy programu TRNSYS

Różnica w wynikach wartości sezonowego zapotrzebowania na ciepło  $Q_{H,nd}$  pomiędzy walidowanym modelem i programem TRNSYS wynosi 357,41 kWh/rok, co stanowi 4,1 %.

Dodatkowo wykonano obliczenia dla badanego budynku przy zastosowaniu walidowanego modelu (prosta metoda godzinowa), metody bilansów miesięcznych, programem opracowanym przez autora oraz programem Audytor OZC 6.9 Pro. Założono we wszystkich przypadkach szczelność powietrzną budynku  $n_{50} = 1$ , stopień odzyskiwania ciepła w rekuperatorze 60 % oraz efektywność PRGWC 20 %. Największe odchylenia standardowe od średniej arytmetycznej występują w okresach przejściowych sezonu grzewczego. W skali roku odchylenie pomiędzy metodami sięga 6 %.

Miesiąc	Metoda prosta godzinowa		Metoda bilansów miesięcznych		Metoda bilansów miesięcznych Audytor OZC 6.9 Pro		Średnia arytmetyczna kWh/m-c	Odchylenie standardowe kWh/m-c
	kWh/m-c	GJ/m-c	kWh/m-c	GJ/m-c	kWh/m-c	GJ/m-c		
Styczen	854,66	3,08	902,60	3,25	905,56	3,26	887,60	23,33
Luty	633,14	2,28	568,67	2,05	658,33	2,37	620,05	37,76
Marzec	371,94	1,34	268,72	0,97	272,22	0,98	304,29	47,85
Kwiecien	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0	0,00	0,00
Maj	1,83	0,01	0,00	0,00	0,00	0	0,61	0,86
Czerwiec	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0	0,00	0,00
Lipiec	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0	0,00	0,00
Sierpien	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0	0,00	0,00
Wrzesien	1,67	0,01	0,00	0,00	0,00	0	0,56	0,79
Październik	74,35	0,27	26,53	0,10	19,44	0,07	40,11	24,38
Listopad	276,99	1,00	359,39	1,29	302,78	1,09	313,05	34,42
Grudzien	725,04	2,61	803,20	2,89	786,11	2,83	771,45	33,55
<b>suma:</b>	<b>2 939,61</b>	<b>10,58</b>	<b>2 929,10</b>	<b>10,54</b>	<b>2 944,44</b>	<b>10,60</b>	<b>2 937,72</b>	<b>202,94</b>

Tabela 6-2. Podsumowanie wartości miesięcznych zapotrzebowania na ciepło użytkowe  $Q_{H,nd}$  wyznaczone walidowanym modelem (prosta metoda godzinowa) i metodą bilansów miesięcznych przy użyciu programu autorskiego oraz programu Audytor OZC 6.9 Pro

W wyniku przeprowadzonej walidacji modelu obliczeniowego uznano, że jest on wystarczająco dokładny i może zostać wykorzystany do dalszych obliczeń symulacyjnych i optymalizacji parametrów projektowych i operacyjnych.

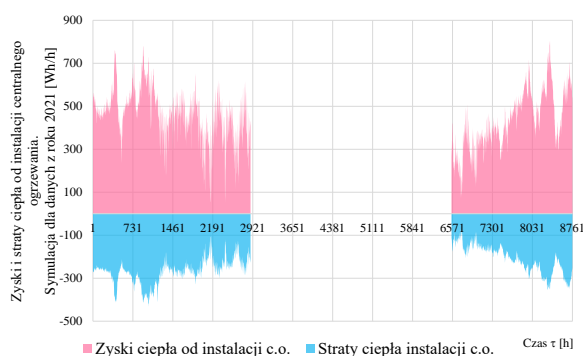


## 7. Analiza wpływu parametrów projektowych i operacyjnych systemów wyposażenia technicznego na zużycie energii i komfort klimatyczny

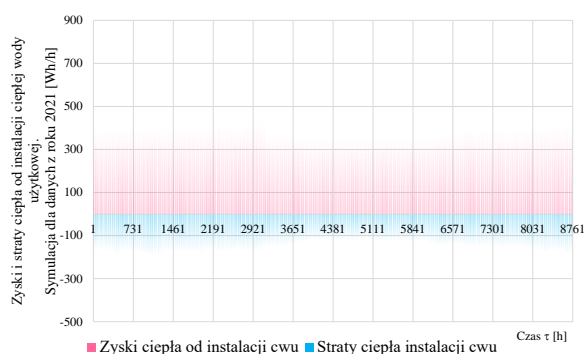
### 7.1 Analiza zużycia energii w budynku

W celu wyznaczenia 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 [85].

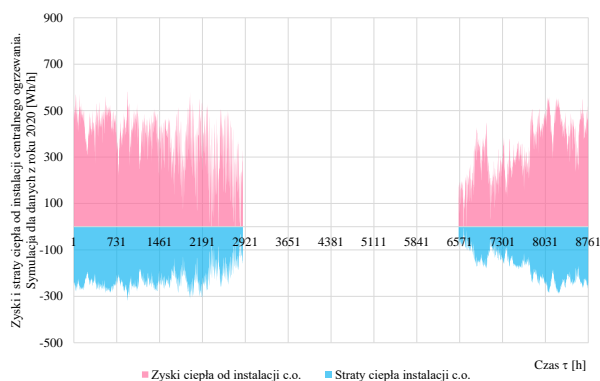
Dla wszystkich okresów, dla których przeprowadzono obliczenia, wewnętrzne zyski ciepła  $\phi_{int d}$ ,  $\phi_{int l}$ ,  $\phi_{int us}$ ,  $\phi_{int b}$  przejęto na identycznym poziomie, natomiast zyski ciepła  $\phi_{int pi}$  i straty dystrybucji ciepła  $\Delta Q_{H,d}$  wyznaczone zostały dla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



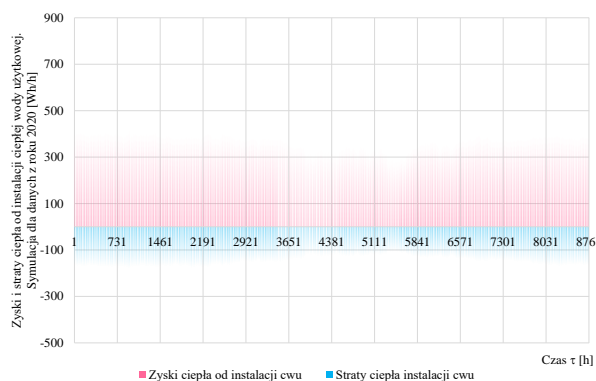
Rys. 7–1 Emisja ciepła od instalacji c.o. na podstawie danych za rok 2021, [Wh/h]



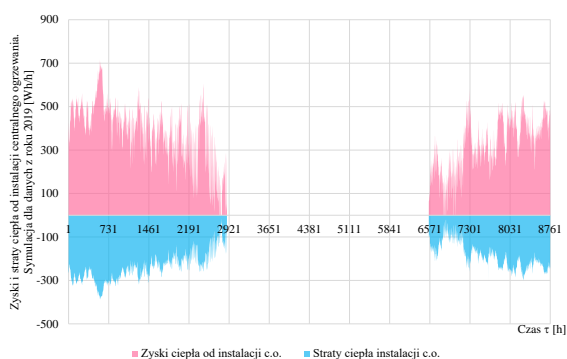
Rys. 7–2 Emisja ciepła od instalacji c.w.u. na podstawie danych za rok 2021, [Wh/h]



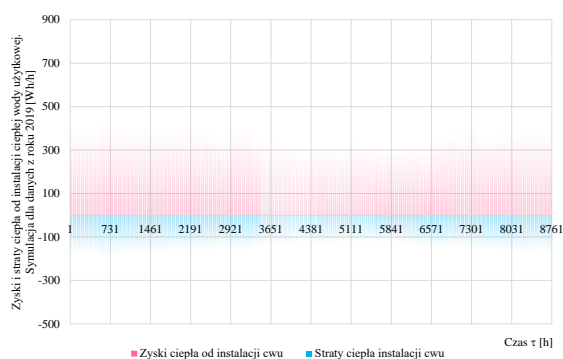
Rys. 7-3 Emisja ciepła od instalacji c.o. na podstawie danych za rok 2020, [Wh/h]



Rys. 7-4 Emisja ciepła od instalacji c.w.u. na podstawie danych za rok 2020, [Wh/h]



Rys. 7-5 Emisja ciepła od instalacji c.o. na podstawie danych za rok 2019, [Wh/h]

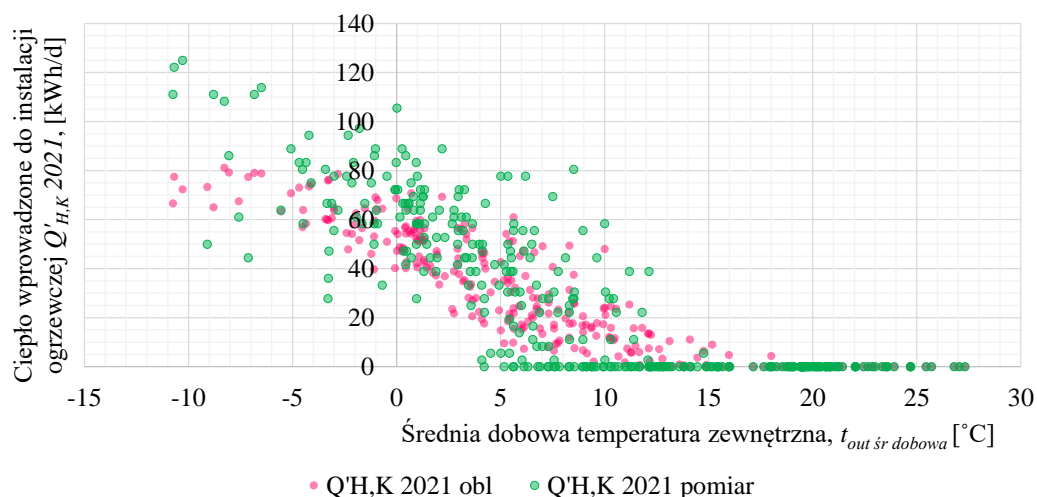


Rys. 7-6 Emisja ciepła od instalacji c.w.u. na podstawie danych za rok 2019, [Wh/h]

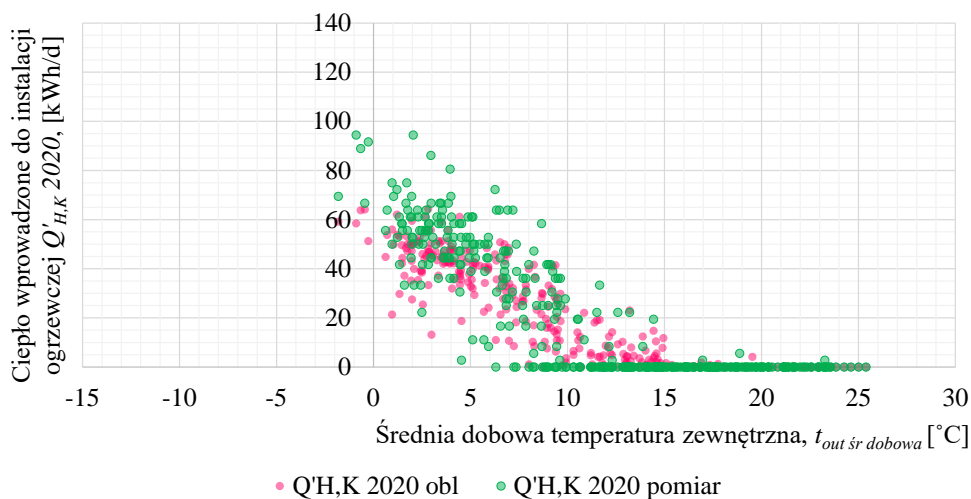
Zapotrzebowanie na ciepło użytkowe  $Q_{H,nd}$  powiększono o straty ciepła wynikające ze sprawności regulacji i wykorzystania ciepła  $\Delta Q_{H,e}$ , którą założono na poziomie stałym 0,86 i straty ciepła w obszarze dystrybucji  $\Delta Q_{H,d}$  przedstawione graficznie dla poszczególnych okresów 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 ogrzewczej	$Q'_{H,K obl}$	[kWh/rok]	8 748	7 107	6 822
Ciepło wprowadzone do instalacji ogrzewczej (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%

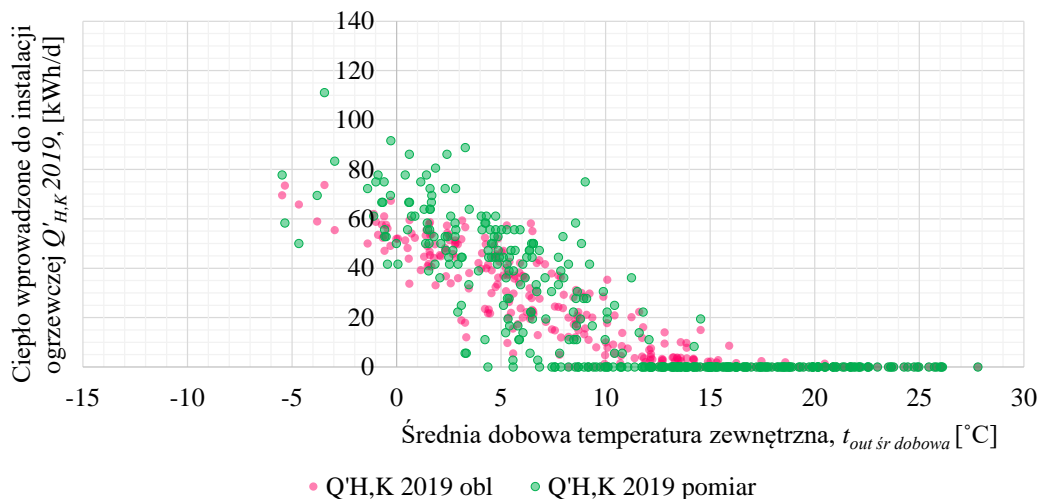
Rys. 7-7 Porównanie ilości ciepła wprowadzonego do instalacji grzewczej – wartości obliczeniowe  $Q'_{H,K obl}$  i wartości pomierzone  $Q'_{H,K pom}$



Rys. 7–8 Ciepło wprowadzone do instalacji grzewczej  $Q'_{H,K}$  zarejestrowane w roku 2021 i wyznaczone obliczeniowe dla warunków użytkowania roku 2021



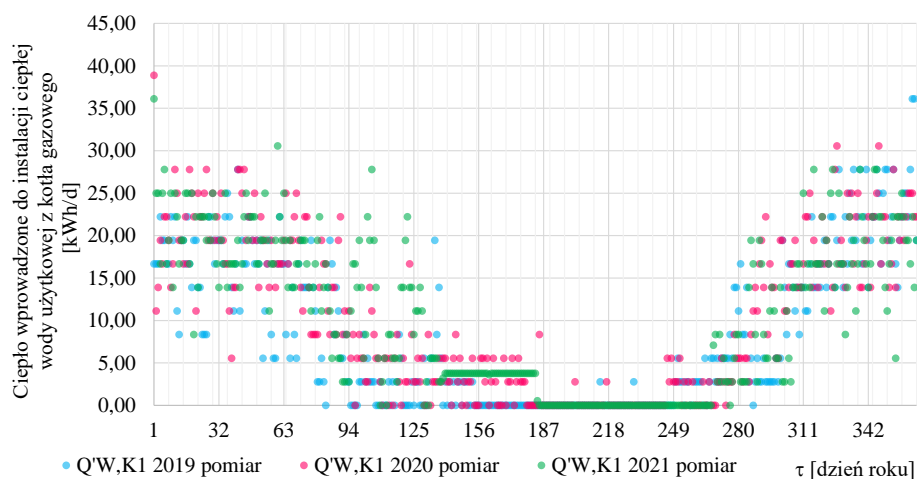
Rys. 7–9 Ciepło wprowadzone do instalacji grzewczej  $Q'_{H,K}$  zarejestrowane w roku 2020 i wyznaczone obliczeniowe dla warunków użytkowania roku 2020



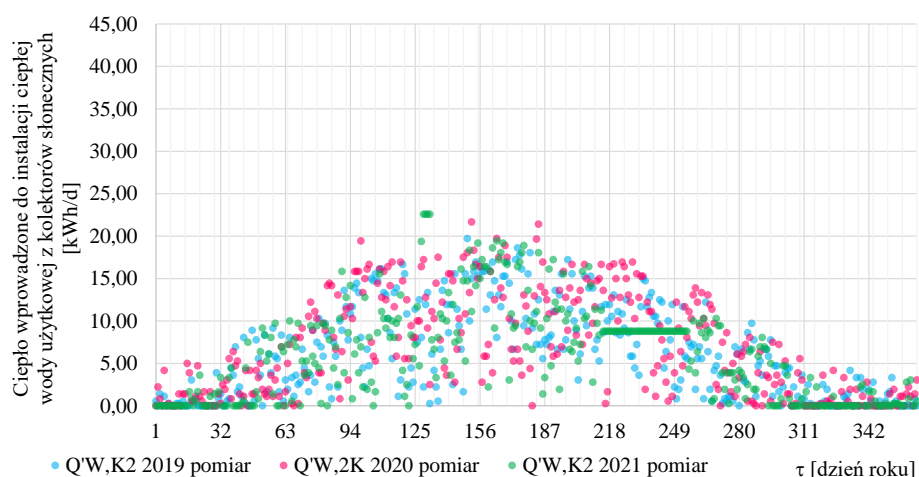
Rys. 7–10 Ciepło wprowadzone do instalacji grzewczej  $Q'_{H,K}$  zarejestrowane w roku 2019 i wyznaczone obliczeniowe dla warunków użytkowania roku 2019

Przy porównaniu zużycia ciepła wprowadzonego do instalacji grzewczej, określonego metodą obliczeniową i na podstawie pomiarów w ujęciu sezonowym różnice nie przekraczają 11 %. Natomiast przy zawężeniu zawężenia czasu obserwacji i oceny do 1 dnia różnice pomiędzy wartościami obliczeniowymi i zarejestrowanymi średnio odbiegają od siebie o 34 %. Biorąc nawet pod uwagę przyjęte w obliczeniach założenia brzegowe w stosunku chociażby do ilości powietrza infiltracyjnego czy słonecznych zysków ciepła wyniki obliczeń symulacyjnych z 1 dobowym krokiem czasowym obarczone są błędem.

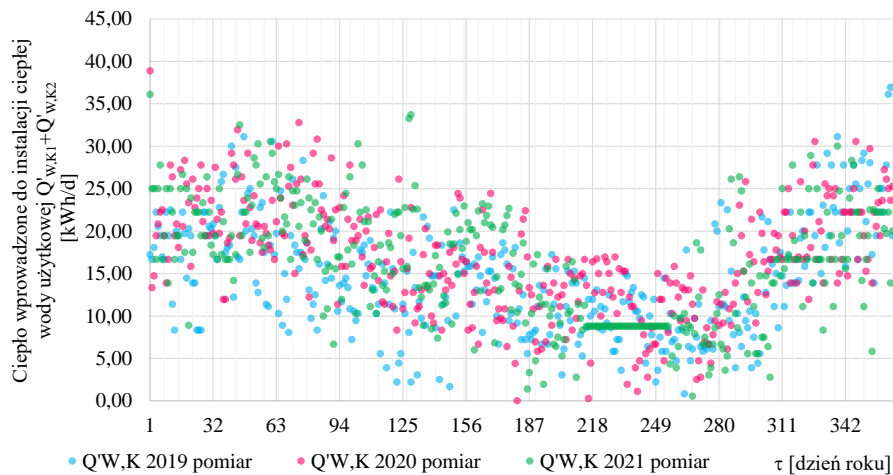
Przeanalizowano ilość ciepła wprowadzaną do instalacji ciepłej wody użytkowej z kotła gazowego  $Q'_{w,K1}$  i z kolektorów słonecznych  $Q'_{w,K2}$ . Ilość ciepła całkowitego wprowadzonego do instalacji *c.w.u.* w okresach letnich od maja do września, jest zdecydowanie mniejsza od ilości ciepła wprowadzanego w porach jesienno – zimowych. Związane jest to ze świadomą zmianą nastaw temperatury *c.w.u.* przez użytkownika. Szczególnie uwydatnia się to w lipcu i sierpniu, gdzie ciepła woda przygotowywana jest praktycznie wyłącznie z instalacji kolektorów słonecznych, a kocioł pozostaje wyłączony.



Rys. 7–11 Ciepło wprowadzone do instalacji ciepłej wody użytkowej  $Q'_{K,W1}$  z kotła gazowego zarejestrowane w latach 2019, 2020, 2021



Rys. 7–12 Ciepło wprowadzone do instalacji ciepłej wody użytkowej  $Q'_{K,W2}$  z kolektorów słonecznych zarejestrowane w latach 2019, 2020, 2021



Rys. 7–13 Całkowite ciepło wprowadzone do instalacji ciepłej wody użytkowej  $Q'_{K,W}$  z kotła gazowego i kolektorów słonecznych zarejestrowane w latach 2019, 2020, 2021

## 7.2 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 ( $\varepsilon$ , %) 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. Wartość  $\varepsilon$ , w niektórych źródłach [128], [86] definiowana jest jako sprawność lub efektywność *PRGWC*. 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:

$$Q_{GWC} = (i_{suG} - i_{out}) \cdot m_N \quad [\text{W}] \quad (7.1)$$

gdzie:

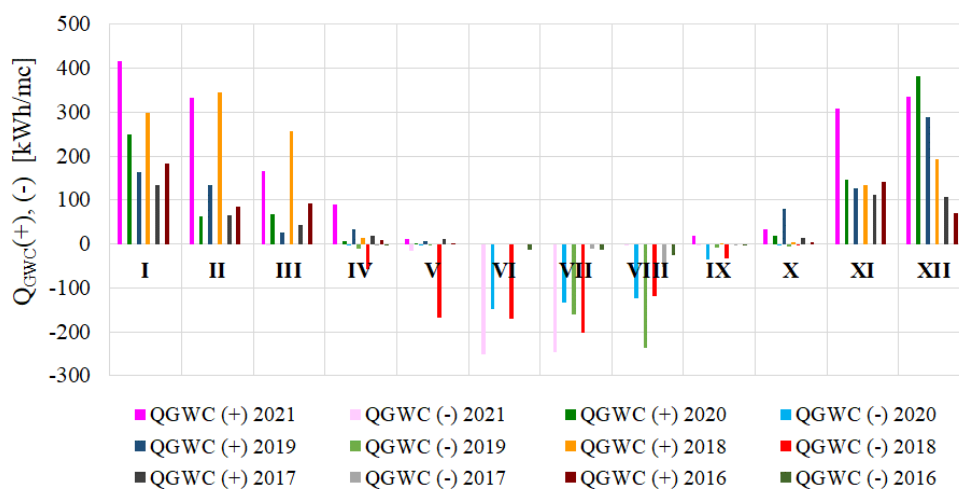
$i_{suG}$  entalpia powietrza wentylacyjnego na wylocie z *PRGWC*, [J/kg]

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

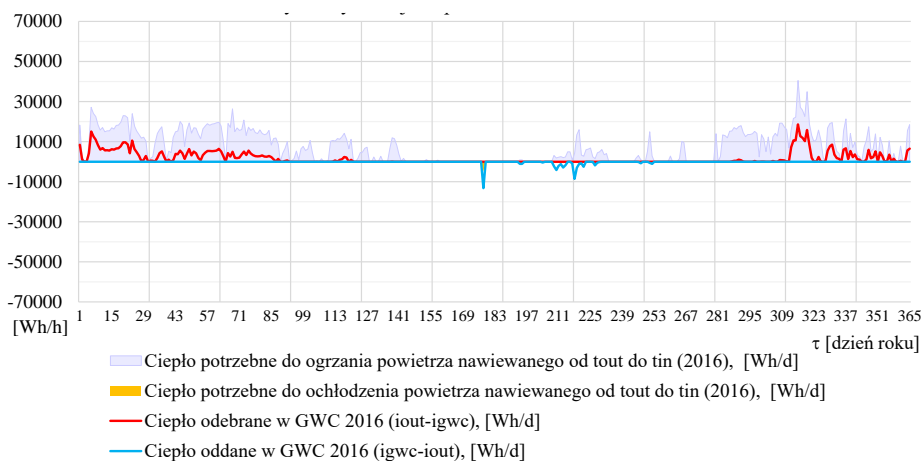
$m_N$  strumień powietrza wentylacyjnego, [kg/s]

Miesiąc	Q <sub>GWC</sub> (+)	Q <sub>GWC</sub> (-)	Q <sub>GWC</sub> (+)	Q <sub>GWC</sub> (-)	Q <sub>GWC</sub> (+)	Q <sub>GWC</sub> (-)	Q <sub>GWC</sub> (+)	Q <sub>GWC</sub> (-)	Q <sub>GWC</sub> (+)	Q <sub>GWC</sub> (-)	Q <sub>GWC</sub> (+)	Q <sub>GWC</sub> (-)
	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	<b>1 707</b>	<b>516</b>	<b>933</b>	<b>443</b>	<b>861</b>	<b>425</b>	<b>1 247</b>	<b>753</b>	<b>506</b>	<b>67</b>	<b>583</b>	<b>53</b>

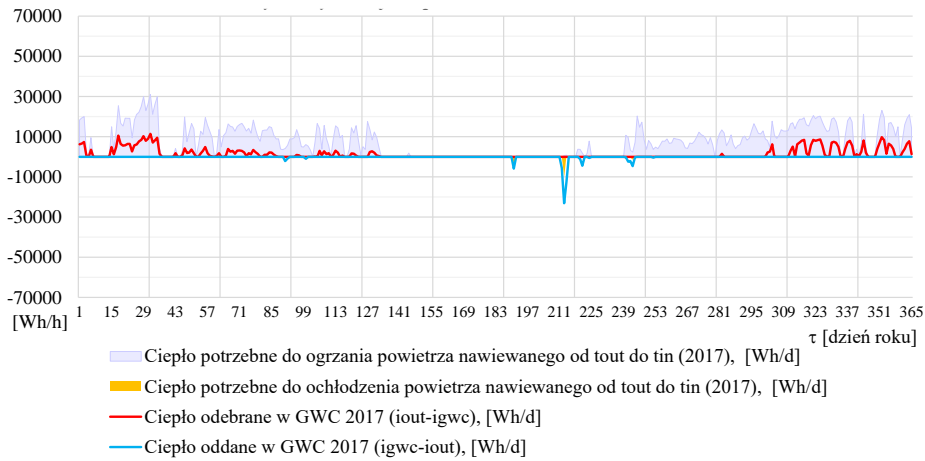
Rys. 7–14 Ciepło odebrane i oddane od i do gruntu przez powietrze wentylacyjne w PRGWC w latach 2016 ÷ 2021



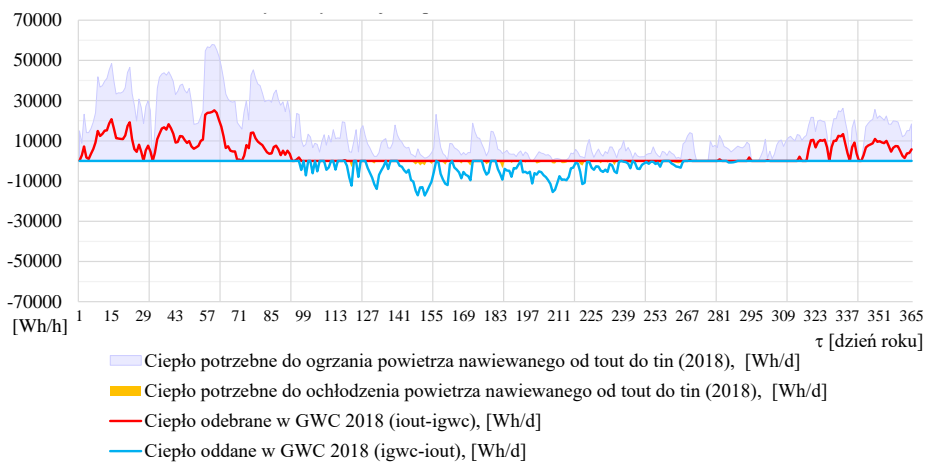
Rys. 7–15 Ciepło odebrane i oddane od i do gruntu przez powietrze wentylacyjne w PRGWC w latach 2016 ÷ 2021



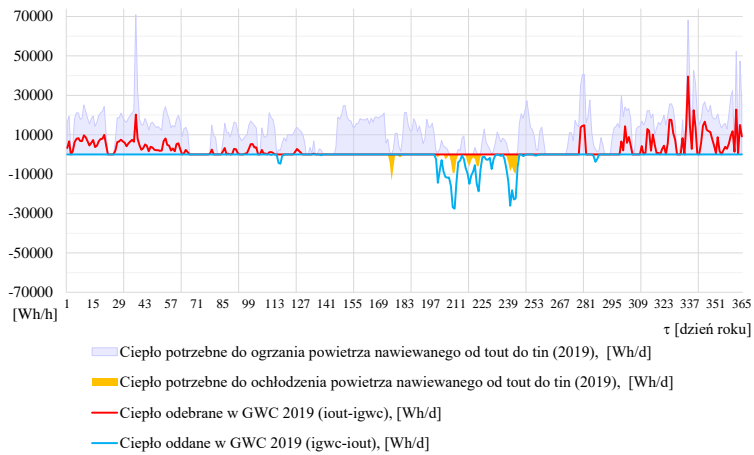
Rys. 7–16 Ciepło odebrane i oddane przez powietrze nawiewane od i do gruntu w PRGWC w roku 2016



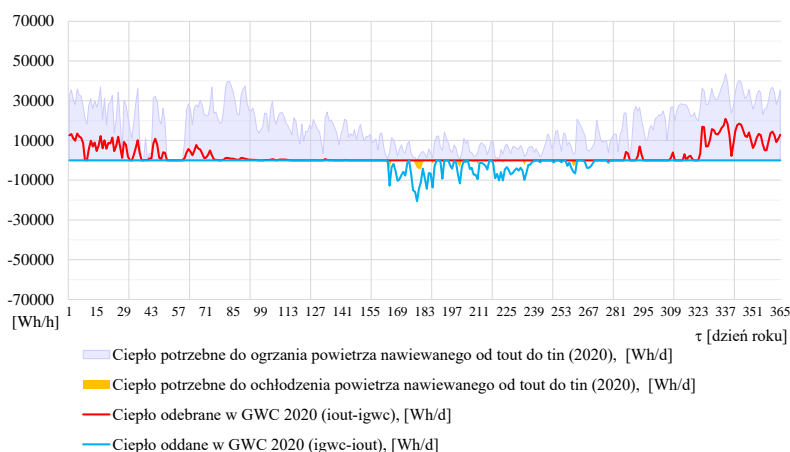
Rys. 7–17 Ciepło odebrane i oddane przez powietrze nawiewane od i do gruntu w PRGWC w roku 2017



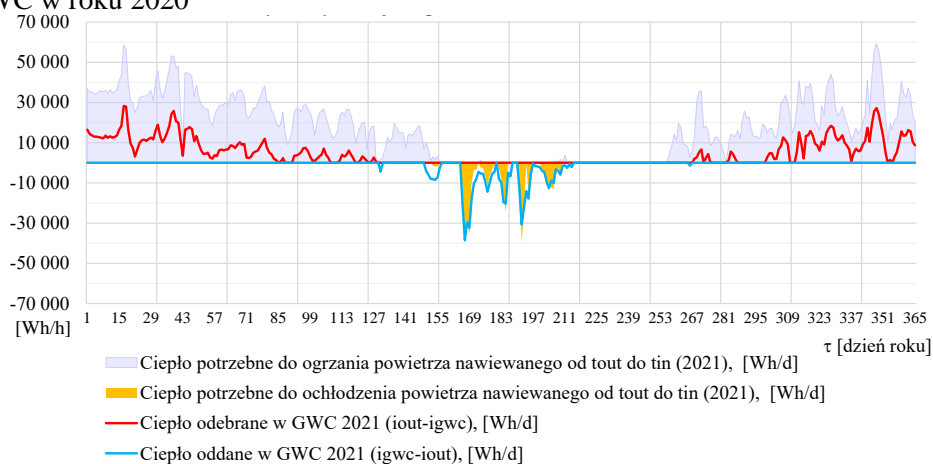
Rys. 7–18 Ciepło odebrane i oddane przez powietrze nawiewane od i do gruntu w PRGWC w roku 2018



Rys. 7–19 Ciepło odebrane i oddane przez powietrze nawiewane od i do gruntu w PRGWC w roku 2019



Rys. 7–20 Ciepło odebrane i oddane przez powietrze nawiewane od i do gruntu w PRGWC w roku 2020



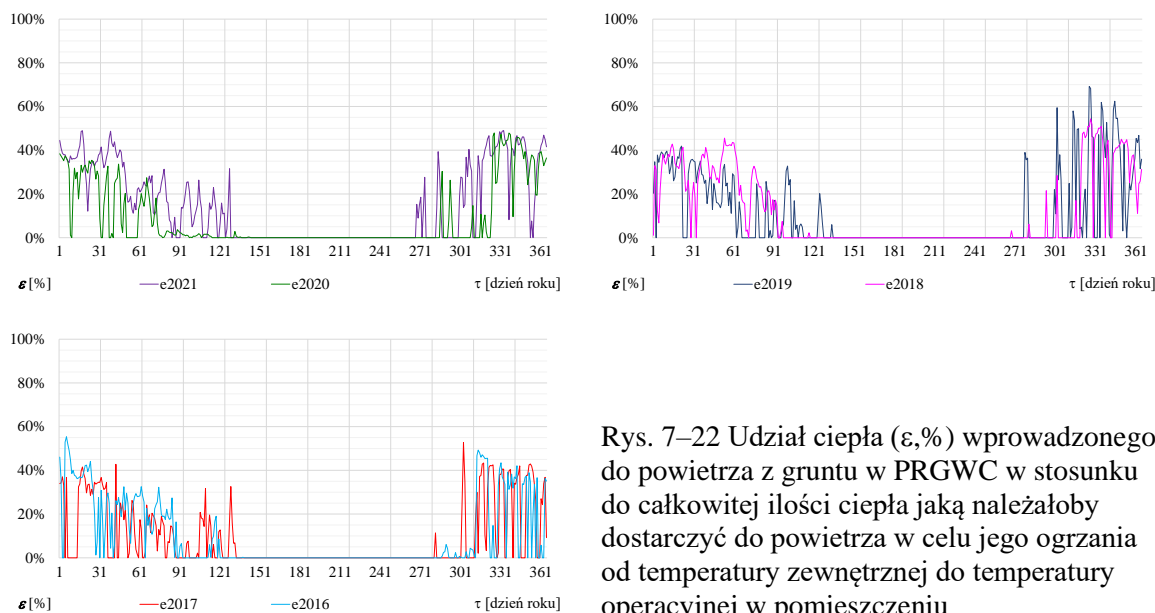
Rys. 7–21 Ciepło odebrane i oddane przez powietrze nawiewane od i do gruntu w PRGWC w roku 2021

Pozyskane ilości ciepła w poszczególnych latach różnią się od siebie w sposób zdecydowany. Wynika to z różnego sposobu użytkowania instalacji wentylacyjnej. W początkowym okresie w latach 2016, 2017 ilości powietrza dostarczane do budynku były niezasadnie małe w stosunku do potrzeb.

Udział ciepła ( $\varepsilon, \%$ ) wprowadzonego do powietrza wentylacyjnego z gruntu w PRGWC w stosunku do całkowitej ilości ciepła jaką należałoby dostarczyć do powietrza w celu jego ogrzania od temperatury zewnętrznej do temperatury operacyjnej w pomieszczeniu średnio w sezonie grzewczym w badanym okresie kształtuje się na poziomie 20,8 % (Rys. 7–22). Największy sezonowy udział ciepła z PRGWC odnotowano w 2021  $\varepsilon_{2021} = 26,5 \%$ , najniższy w 2020  $\varepsilon_{2020} = 14,9 \%$ . W pozostałych latach wartości wynosiły  $\varepsilon_{2019} = 19,6 \%$ ,  $\varepsilon_{2018} = 23,6 \%$ ,  $\varepsilon_{2017} = 18,4 \%$ ,  $\varepsilon_{2016} = 21,6 \%$ .

Wartość  $\varepsilon$  uzależniona jest od ilości powietrza przepływającego w sezonie przez PRGWC, ta z kolei zależna jest od wartości temperatur wewnętrznych i wartości nastaw otwarcie i zamknięcia kłapy obejście (KLI) PRGWC (Rys. 3–14, Rys. 5–42). Stopień wykorzystania PRGWC można optymalizować w warunkach eksploatacyjnych poprzez zmianę nastaw temperatur otwarcie i zamknięcie przepływu przez wymiennik.



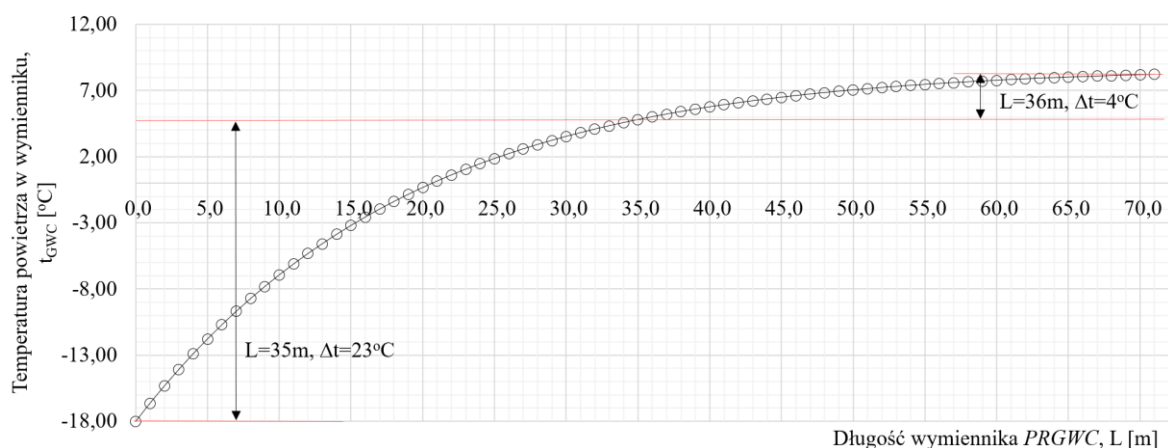


Rys. 7–22 Udział ciepła ( $\varepsilon$ ,%) wprowadzonego do powietrza z gruntu w PRGWC w stosunku do całkowitej ilości ciepła jaką należałoby dostarczyć do powietrza w celu jego ogrzania od temperatury zewnętrznej do temperatury operacyjnej w pomieszczeniu

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. Potwierdzeniem takiej praktyki są liczne publikacje naukowe obszernie omówione przez Ł. Amanowicza [129].

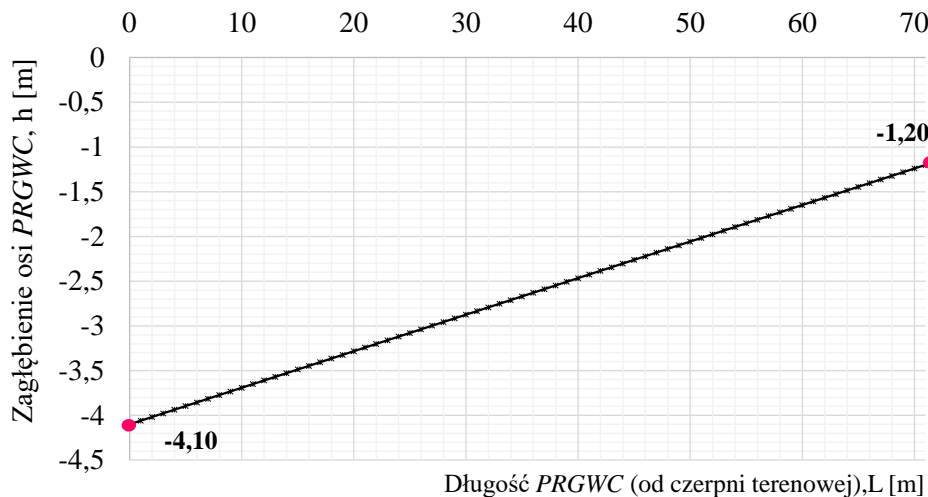
Analiza pomierzonych temperatur powietrza zewnętrznego skłania do próby zrewidowania założeń projektowych w tym zakresie. Wymiennik gruntowy w trybie podgrzewania powietrza pracuje w zakresie temperatur niższych od  $+6\text{ }^{\circ}\text{C}$ , tj. ok. 2.900 godzin rocznie. Średnio na przestrzeni ostatnich 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  $50 \div 60\%$ . 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 [130]. 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 rozdziale 6 (*model GWI*), prezentowane jest założenie, że wyznaczona do obliczeń termo – hydraulicznych wymiennika temperatura gruntu jest równoważna temperaturze gruntu na średniej głębokości posadowienia wymiennika ( $H_{z, \text{sr}}$ ), jednak należy zauważyć, że nie jest ona tożsama ze średnią temperaturą gruntu panującą wzdłuż podłużnej osi wymiennika, szczególnie w przypadku wymiennika jednorurkowego, ułożonego ze znacznym spadkiem, tak jak jest to w badanym przypadku. W celu weryfikacji wykonano obliczenia temperatury gruntu. W pierwszym przypadku wyznaczono temperaturę gruntu dla średniej głębokości posadowienia wymiennika, w drugim dla głębokości odpowiadającej zagłębieniu rurociągu wynikającemu ze spadku podłużnego. Położenie punktów obliczeniowych określono dla jedno metrowego kroku obliczeniowego 1m licząc wzdłuż osi podłużnej wymiennika.

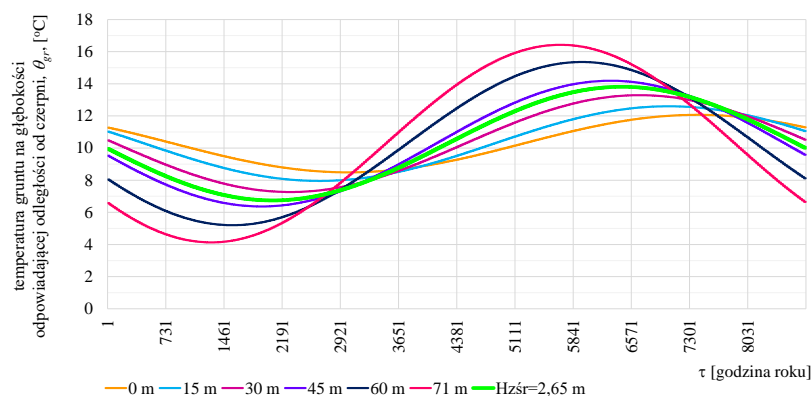


Rys. 7–23 Przepływ powietrza przez PRGWC ( $V_{GWC}=150 \text{ m}^3/\text{h}$ ) zgodny ze spadkiem podłużnym wymiennika (czyli odwrotny niż w badanym obiekcie), średnia głębokość posadowienia wymiennika 2,65 m, temperatura początkowa powietrza na wejściu do wymiennika  $-18 \text{ }^\circ\text{C}$ , na wyjściu  $8,71 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Badany PRGWC o długości  $L = 71 \text{ m}$  ułożony jest na głębokości od rzędnej początkowej  $-4,10 \text{ m p.p.t.}$  przy pompie terenowej i studni odwodnieniowej do rzędnej końcowej  $-1,20 \text{ m p.p.t.}$  bezpośrednio przed wejściem do budynku. Różnica wysokości wynosi  $2,9 \text{ m}$ , a spadek podłużny dna  $4,08 \%$ . Średnia głębokość posadowienia wymiennika rurowego wynosi  $H_{zsr} = 2,65 \text{ m}$ . Przepływ powietrza odbywa się w kierunku przeciwnym do spadku dna wymiennika, przy temperaturze powietrza zewnętrznego mniejszej od  $6 \text{ }^\circ\text{C}$  i większej od  $20 \text{ }^\circ\text{C}$ . Wymiennik rurowy podzielono na 71 odcinków obliczeniowych. Dla każdego z nich wyznaczono średnią temperaturę gruntu.



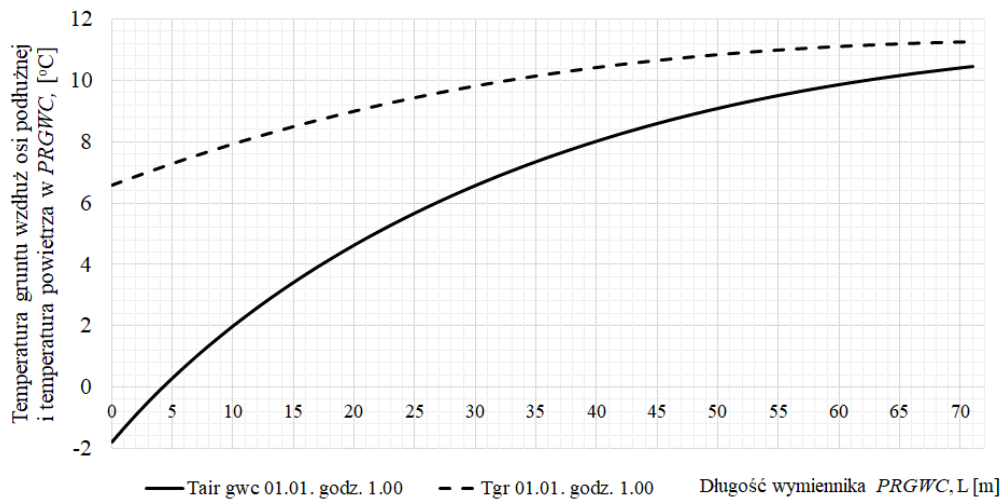
Rys. 7–24 Przekrój podłużny wymiennika, punkty obliczeniowe na trasie



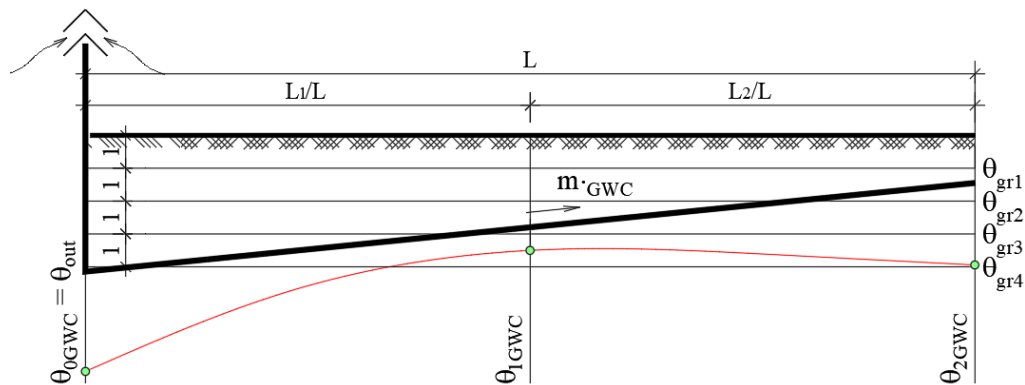
Rys. 7–25 Przebieg temperatury gruntu na średniej głębokości ułożenia wymiennika ( $H_{z\text{sr}} = 2,65$  m) oraz temperatury gruntu na głębokościach odpowiadających odległości od czerpni terenowej przy spadku dna wymiennika 4,1 %

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.

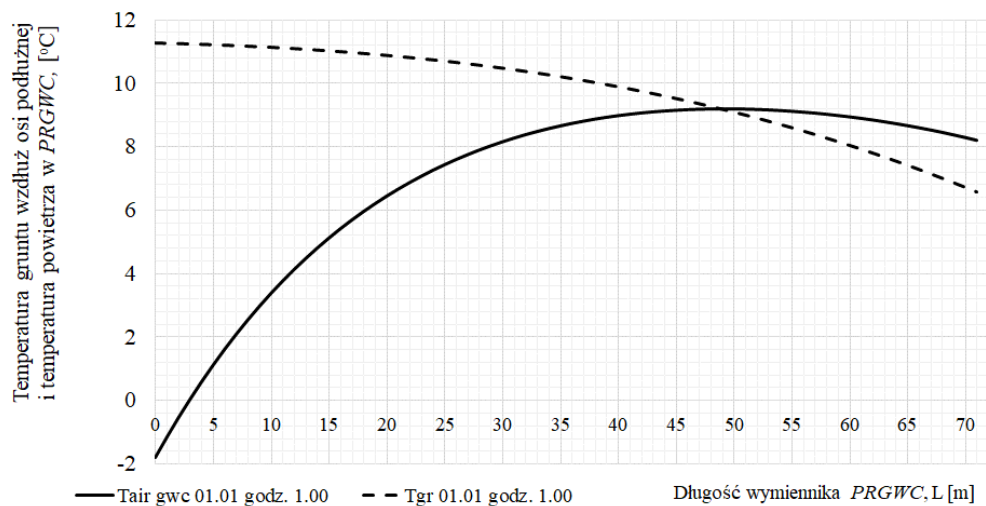
Wykorzystując model *obliczeniowy GW2* przeprowadzono identyczne obliczenia jak w przypadku modelu *GW1*, przyjmując warunki jakie panowały w latach pomiarowych. Wyniki odniesiono do wartości pomierzonych i do wartości uzyskanych według modelu *GW1*. Wyznaczone przy pomocy modelu *GW2* wartości temperatur powietrza zasilającego rekuperator ( $\theta_{sur}$ ) 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*.



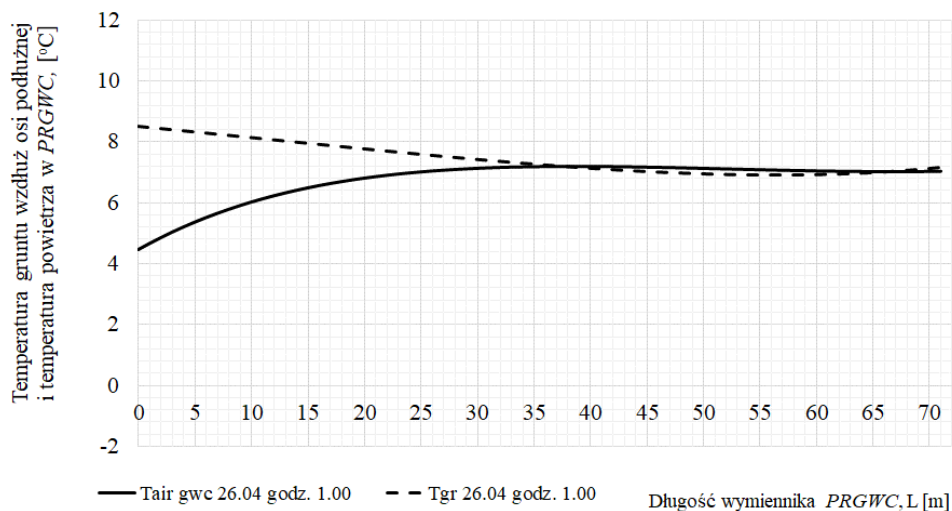
Rys. 7–26 Przepływ powietrza w PRGWC ( $V_{GWC}=150 \text{ m}^3/\text{h}$ ) zgodny ze spadkiem podłużnym, temperatura początkowa powietrza na wejściu do wymiennika  $0,3 \text{ }^\circ\text{C}$ , na wyjściu – temperatura maksymalna powietrza  $9,07 \text{ }^\circ\text{C}$



Rys. 7–27 Przepływ powietrza w PRGWC w kierunku przeciwnym do spadku dna wymiennika

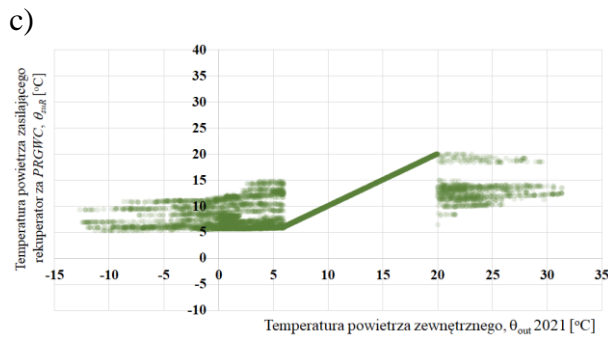
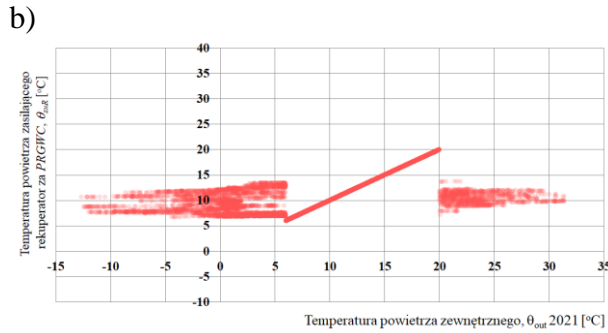
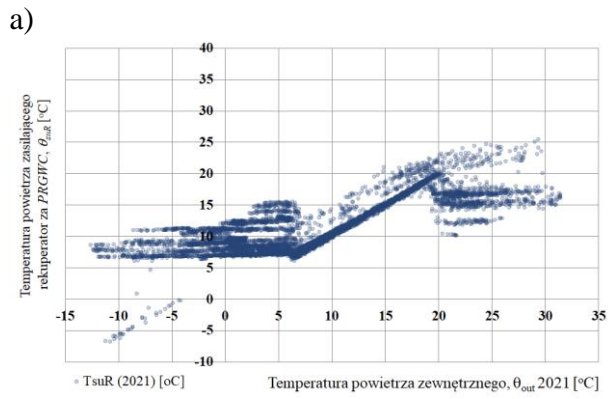


Rys. 7–28 Przepływ powietrza w PRGWC ( $V_{GWC}=150 \text{ m}^3/\text{h}$ ) w kierunku przeciwnym do spadku dna wymiennika, temperatura początkowa powietrza na wejściu do wymiennika  $0,3 \text{ }^\circ\text{C}$ , na wyjściu  $7,18 \text{ }^\circ\text{C}$ , temperatura maksymalna powietrza  $8,17 \text{ }^\circ\text{C}$  na  $46 \text{ m}$  długości wymiennika (wartości wyznaczone dla 1 stycznia, godzina 1:00)



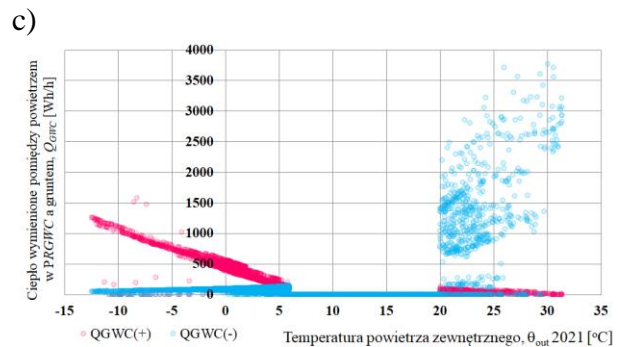
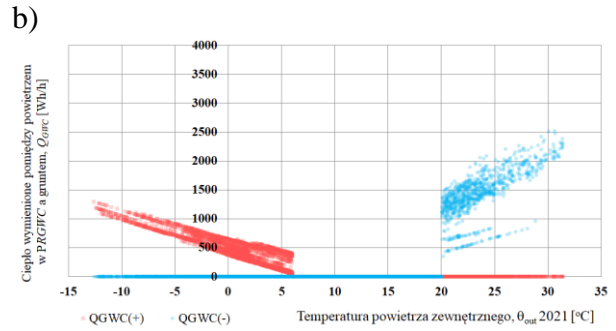
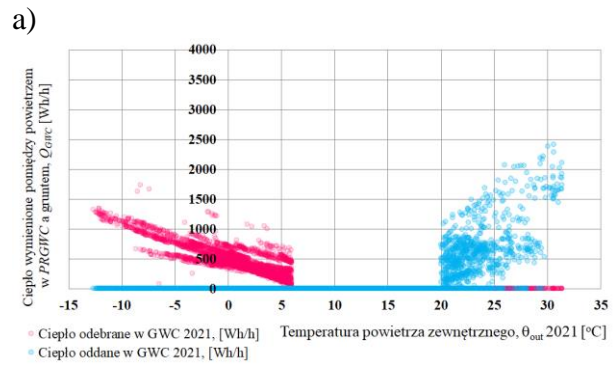
Rys. 7–29 Przepływ powietrza w PRGWC ( $V_{GWC}=150 \text{ m}^3/\text{h}$ ) w kierunku przeciwnym do spadku dna wymiennika, temperatura początkowa powietrza na wejściu do wymiennika  $4,66 \text{ }^\circ\text{C}$ , na wyjściu  $7,02 \text{ }^\circ\text{C}$ , temperatura maksymalna powietrza  $7,18 \text{ }^\circ\text{C}$  na odcinku pomiędzy 34 a 42 m długości wymiennika (wartości wyznaczone dla 26 kwietnia, godzina 1:00)

Pomierzone i wyznaczone na podstawie modeli obliczeniowych *GW1* i *GW2* wartości temperatury za *PRGWC* oraz ilości ciepła wymianianego pomiędzy powietrzem w *PRGWC* i gruntem przedstawiono na rys. 7.30 ÷ 7.41 dla wszystkich lat pomiarowych (2016 ÷ 2021).



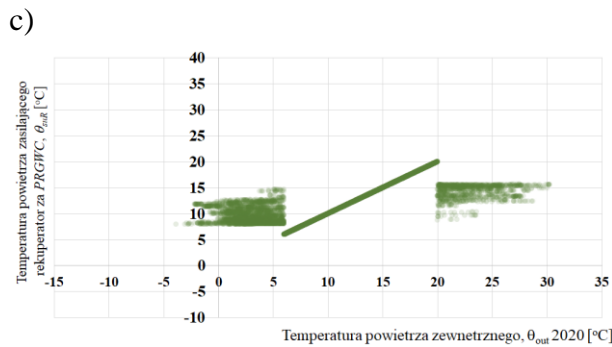
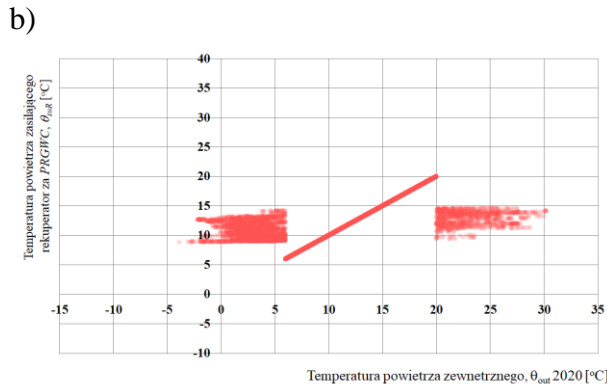
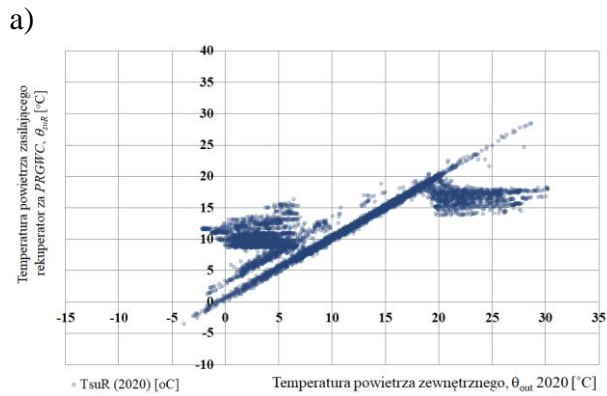
Rys. 7–30 Temperatura powietrza za PRGWC zasilajacego rekuperator ( $\theta_{suR}$ )

- w warunkach rzeczywistych w roku 2021,
- wyznaczona przy uzyciu modelu GW1 dla warunkow roku 2021,
- wyznaczona z uzyciem modelu GW2 dla warunkow roku 2021



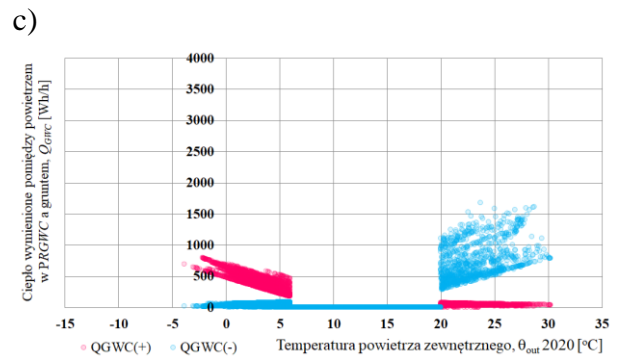
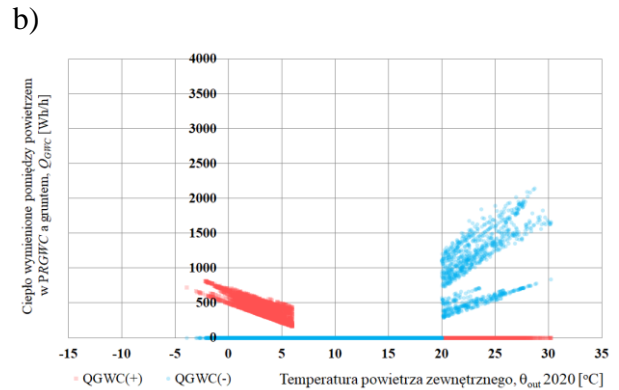
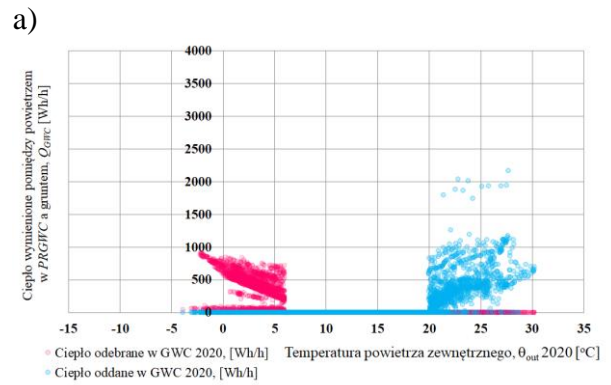
Rys. 7–31 Ciepło wymienione w PRGWC pomiedzy powietrzem i gruntem ( $Q_{GWC}$ )

- w warunkach rzeczywistych w roku 2021,
- wyznaczone przy uzyciu modelu GW1 dla warunkow roku 2021,
- wyznaczona z uzyciem modelu GW2 dla warunkow roku 2021



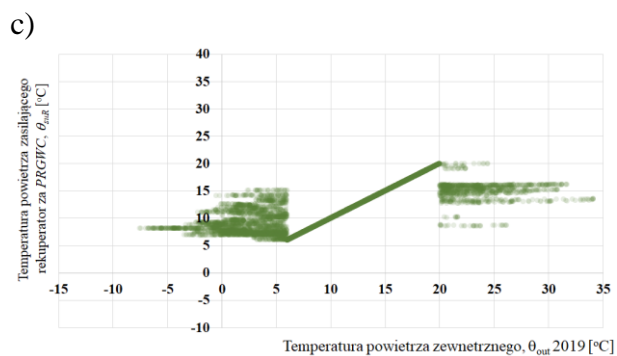
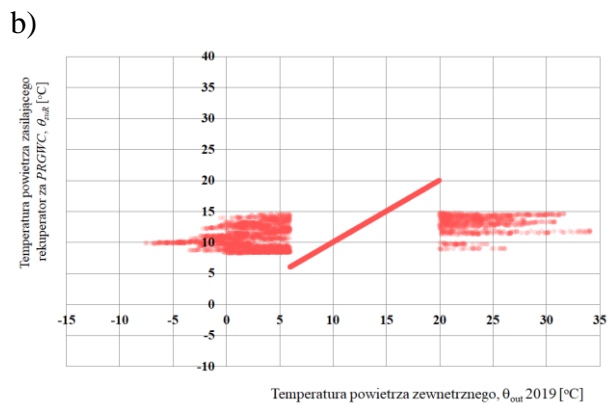
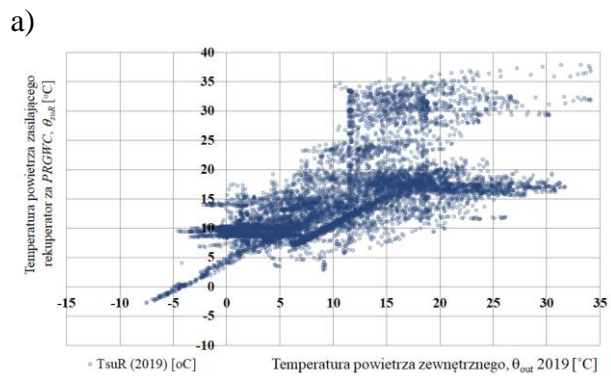
Rys. 7–32 Temperatura powietrza za PRGWC, zasilajacego rekuperator ( $\theta_{SuR}$ )

- a) w warunkach rzeczywistych w roku 2020,
- b) wyznaczona przy użyciu modelu GW1 dla warunków roku 2020,
- c) wyznaczona z użyciem modelu GW2 dla warunków roku 2020



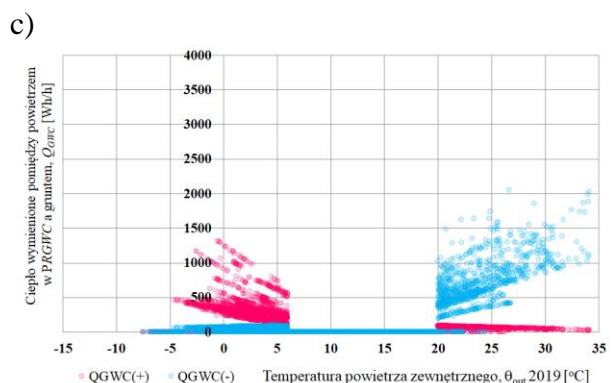
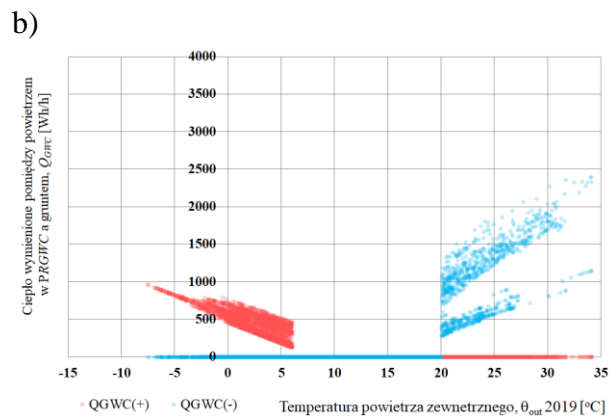
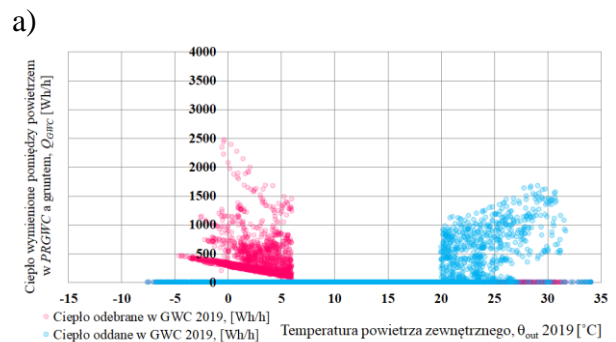
Rys. 7–33 Ciepło wymienione w PRGWC pomiędzy powietrzem i gruntem ( $Q_{GWC}$ )

- a) w warunkach rzeczywistych w roku 2020,
- b) wyznaczone przy użyciu modelu GW1 dla warunków roku 2020,
- c) wyznaczona z użyciem modelu GW2 dla warunków roku 2020



Rys. 7–34 Temperatura powietrza za PRGWC, zasilajacego rekuperator ( $\theta_{SUR}$ )

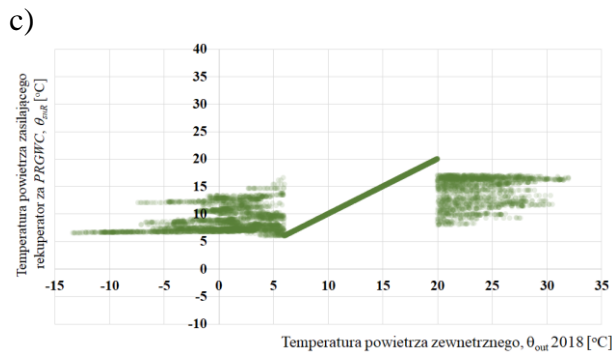
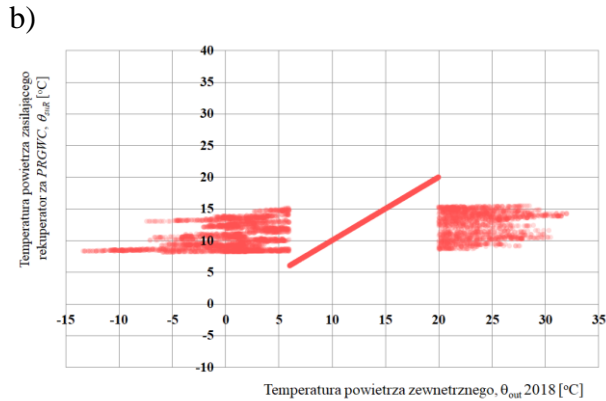
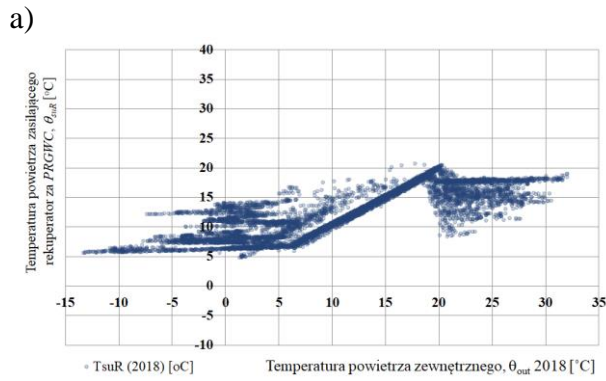
- w warunkach rzeczywistych w roku 2019,
- wyznaczona przy użyciu modelu *GW1* dla warunków roku 2019,
- wyznaczona z użyciem modelu *GW2* dla warunków roku 2019



Rys. 7–35 Ciepło wymieniane w PRGWC pomiędzy powietrzem i gruntem ( $Q_{GWC}$ )

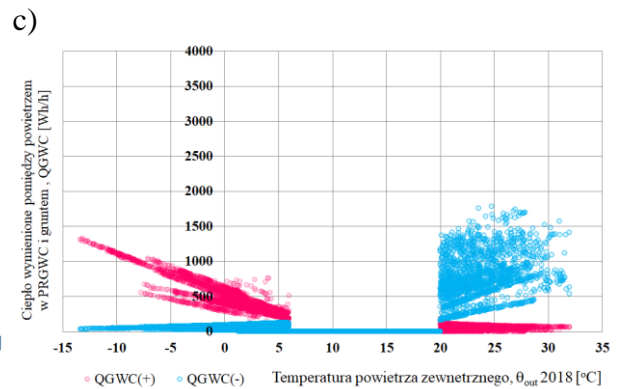
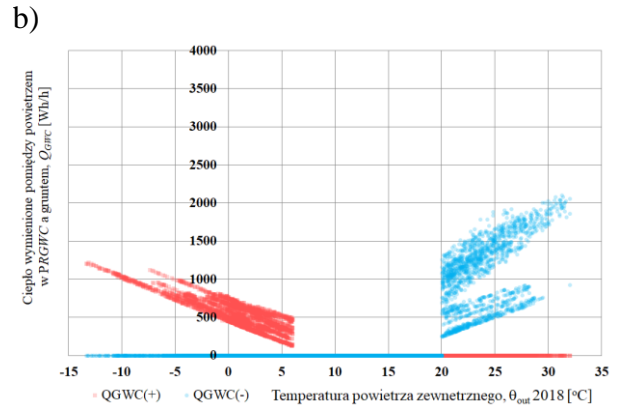
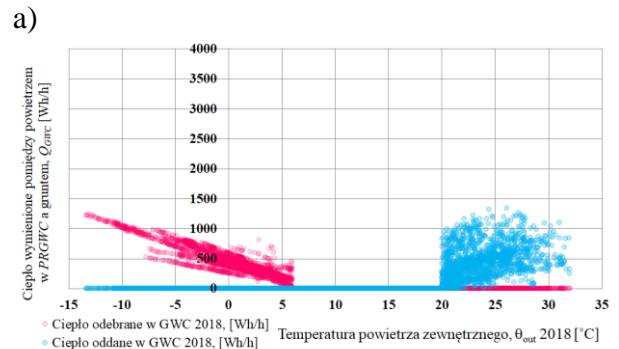
- w warunkach rzeczywistych w roku 2019,
- wyznaczone przy użyciu modelu *GW1* dla warunków roku 2019,
- wyznaczona z użyciem modelu *GW2* dla warunków roku 2019





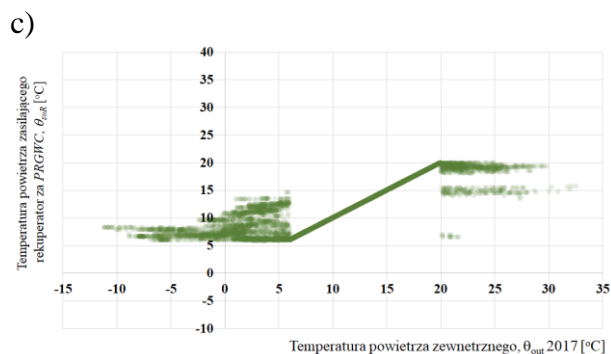
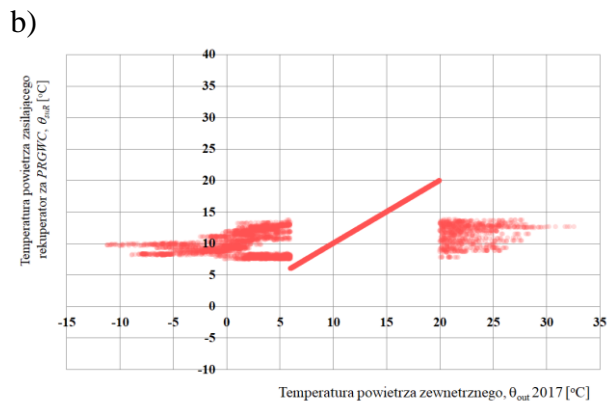
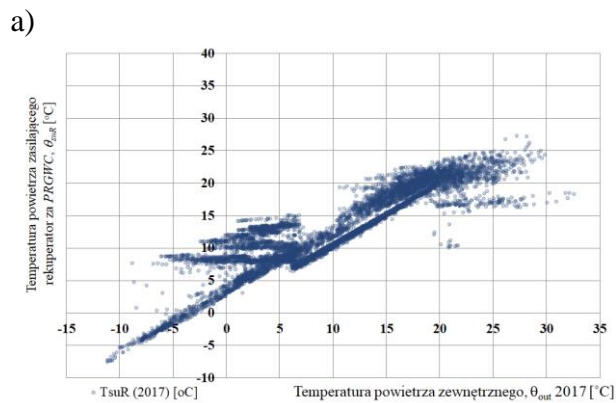
Rys. 7–36 Temperatura powietrza za PRGWC, zasilajacego rekuperator ( $\theta_{suR}$ )

- w warunkach rzeczywistych w roku 2018,
- wyznaczona przy użyciu modelu GW1 dla warunków roku 2018,
- wyznaczona z użyciem modelu GW2 dla warunków roku 2018



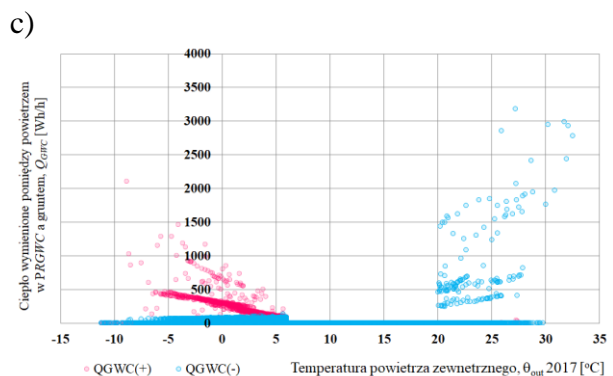
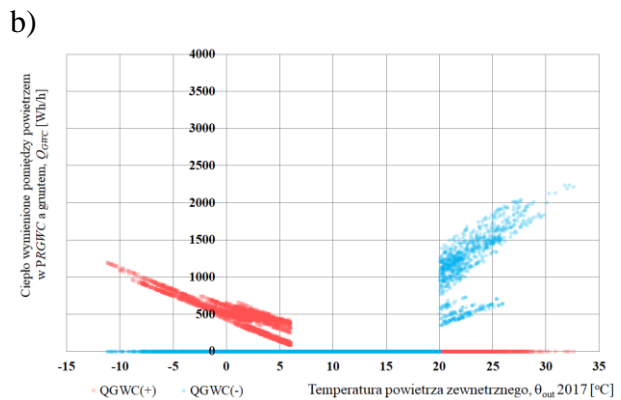
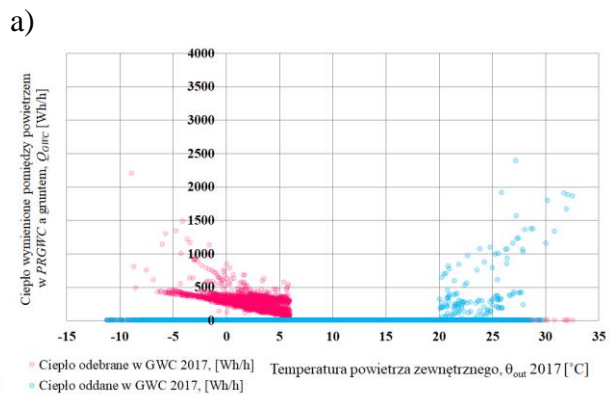
Rys. 7–37 Ciepło wymienione w PRGWC pomiędzy powietrzem i gruntem ( $Q_{GWC}$ )

- w warunkach rzeczywistych w roku 2018,
- wyznaczone przy użyciu modelu GW1 dla warunków roku 2018,
- wyznaczona z użyciem modelu GW2 dla warunków roku 2018



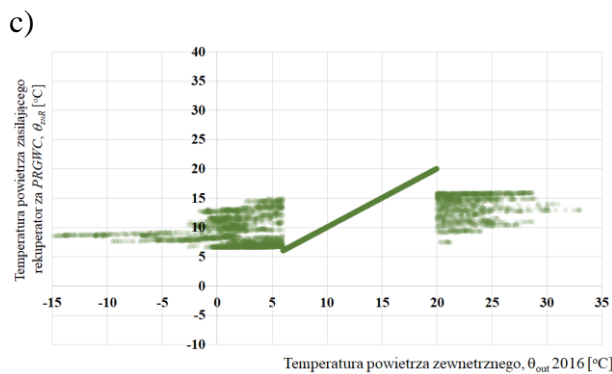
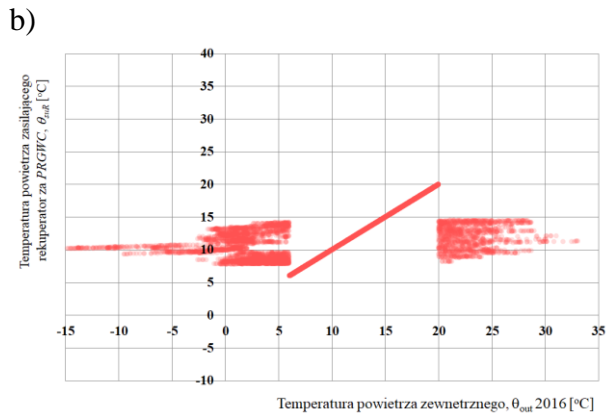
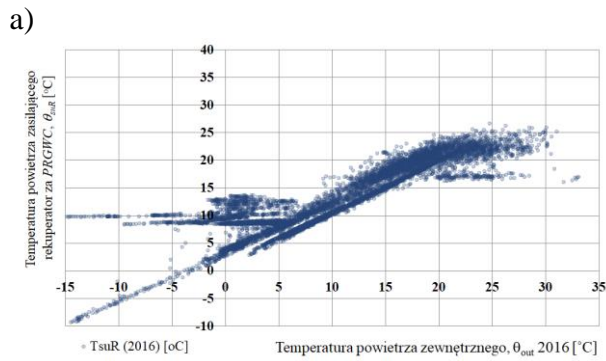
Rys. 7–38 Temperatura powietrza za PRGWC, zasilającego rekuperator ( $\theta_{SUR}$ )

- w warunkach rzeczywistych w roku 2017,
- wyznaczona przy użyciu modelu *GW1* dla warunków roku 2017,
- wyznaczona z użyciem modelu *GW2* dla warunków roku 2017



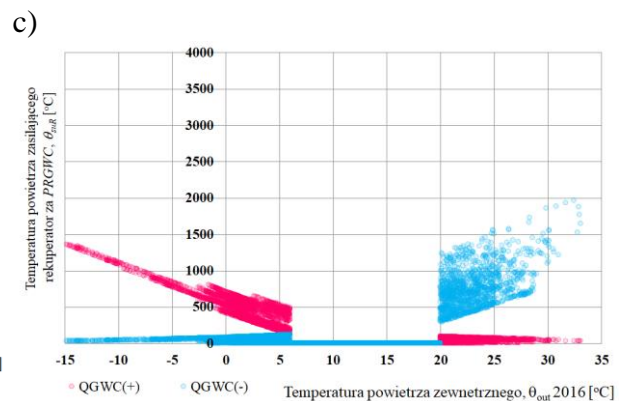
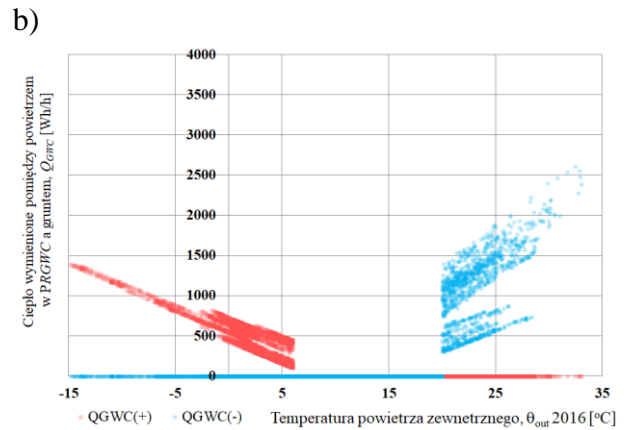
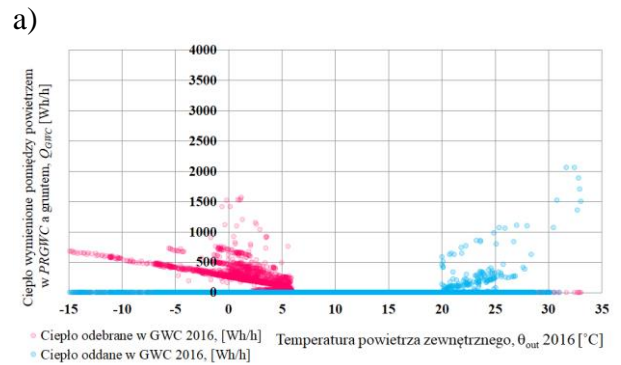
Rys. 7–39 Ciepło wymienione w PRGWC pomiędzy powietrzem i gruntem ( $Q_{GWC}$ )

- w warunkach rzeczywistych w roku 2017,
- wyznaczone przy użyciu modelu *GW1* dla warunków roku 2017,
- wyznaczona z użyciem modelu *GW2* dla warunków roku 2017



Rys. 7–40 Temperatura powietrza za PRGWC, zasilajacego rekuperator ( $\theta_{suR}$ )

- w warunkach rzeczywistych w roku 2016,
- wyznaczona przy użyciu modelu *GW1* dla warunków roku 2016,
- wyznaczona z użyciem modelu *GW2* dla warunków roku 2016



Rys. 7–41 Ciepło wymienione w PRGWC pomiędzy powietrzem i gruntem ( $Q_{GWC}$ )

- w warunkach rzeczywistych w roku 2016,
- wyznaczone przy użyciu modelu *GW1* dla warunków roku 2016,
- wyznaczona z użyciem modelu *GW2* dla warunków roku 2016

Temperatura powietrza zasilajacego rekuperator  $\theta_{suR}$  i 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  $Q_{GWC(-)}$ .

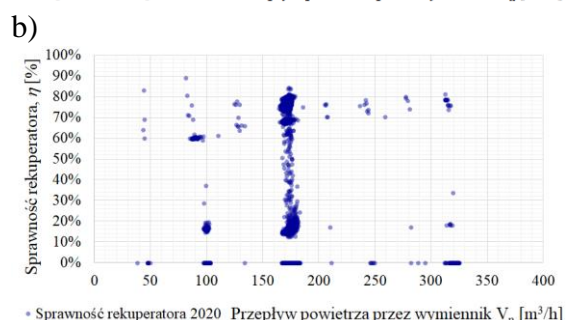
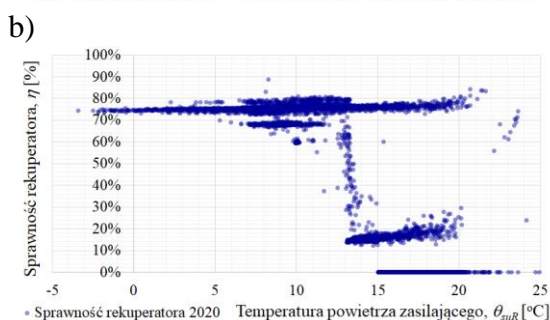
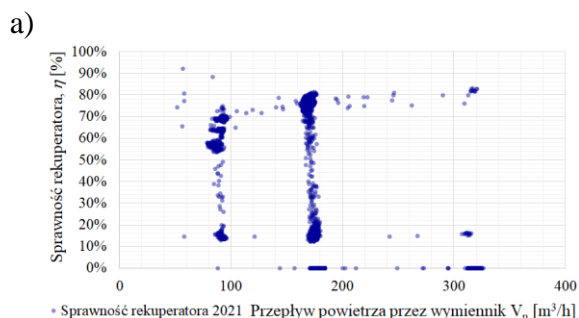
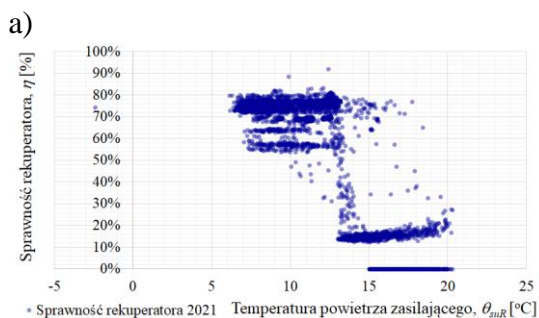
Rok	$n_{50}$ [h <sup>-1</sup> ]	$V_n$ [m <sup>3</sup> /h]	$V_{GWC}$ [m <sup>3</sup> /h]	Warunki rzeczywiste		Model GW1		Model GW2		Odchyłka modelu GW1 od warunków rzeczywistych		Odchyłka modelu GW2 od warunków rzeczywistych	
				$Q_{GWC(+)}$	$Q_{GWC(-)}$	$Q_{GWC(+)}$	$Q_{GWC(-)}$	$Q_{GWC(+)}$	$Q_{GWC(-)}$	$Q_{GWC(+)}$	$Q_{GWC(-)}$	$Q_{GWC(+)}$	$Q_{GWC(-)}$
				[kWh/rok]	[kWh/rok]	[kWh/rok]	[kWh/rok]	[kWh/rok]	[kWh/rok]	[kWh/rok]	[kWh/rok]	[kWh/rok]	[kWh/rok]
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%

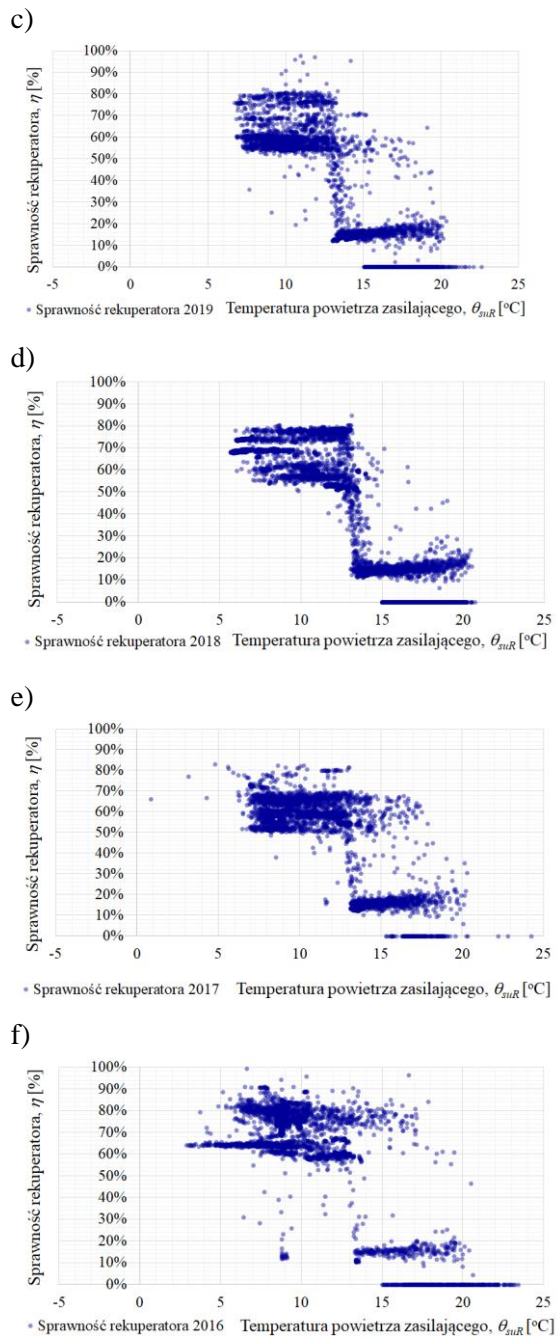
Tabela 7-1. Porównanie ilości ciepła odebranego  $Q_{GWC(+)}$  i oddanego  $Q_{GWC(-)}$  w warunkach rzeczywistych i obliczeniowych z zastosowaniem modeli *GW1* i *GW2*; lata 2016 i 2017 ze względu na bardzo mały przepływ powietrza przez *PRGWC* i generowany tym błąd wyłączono z porównania

Ocena energetyczna wymiennika gruntowego z reguły polega na określeniu ilości ciepła uzyskiwanego w wyniku jego zastosowania. Reguła sprawdza się przy porównywaniu wymienników gruntowych różnego typu i o różnej geometrii. Jednak nie daje informacji na temat wpływu *PRGWC* na zużycie ciepła przez budynek. Zależność wartości  $Q_{GWC(+)}$ ,  $(-)$  na zapotrzebowanie na ciepło użytkowe budynku  $Q_{H,C,nd}$  nie przebiega liniowo. Zgodnie z przyjętym modelem matematycznym strumień i temperatura powietrza nawiewanego oddziałują na temperaturę powietrza w pomieszczeniu  $\theta_{nair}$ , temperaturę promieniowania wewnętrznych powierzchni komponentów budowlanych ograniczających przestrzeń ogrzewaną  $\theta_s$  i na temperaturę masy akumulacyjnej  $\theta_m$ .

### 7.3 Analiza sprawności eksploatacyjnej rekuperatora

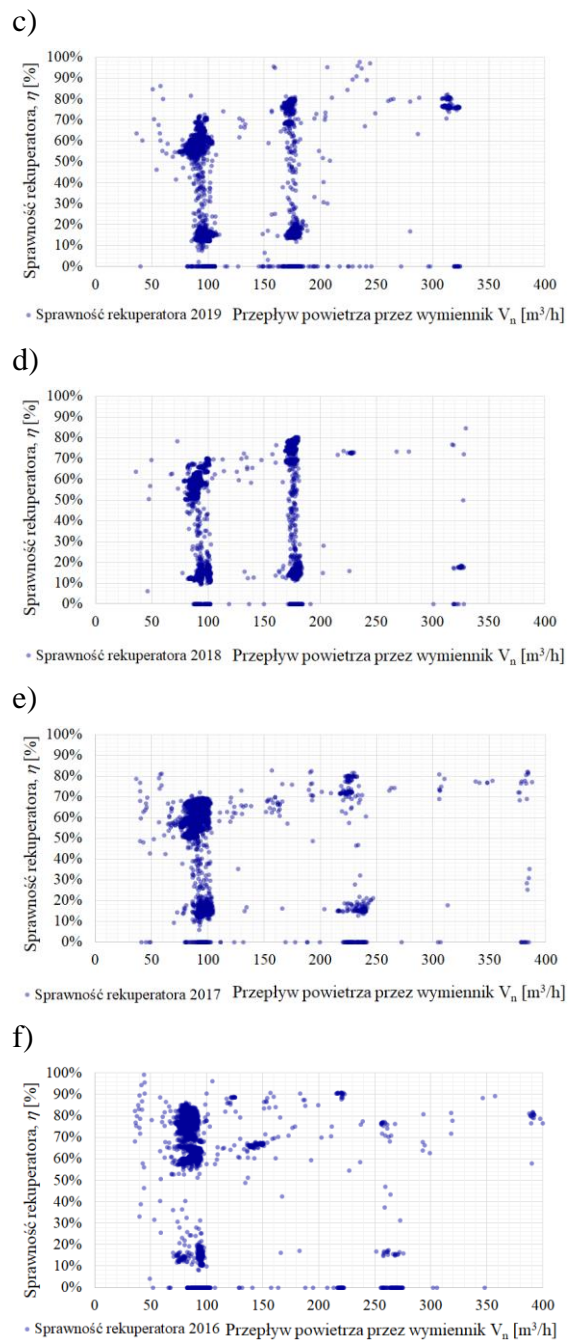
W celu wyznaczenie temperatury powietrza nawiewanego i wartości współczynnika przenoszenia ciepła przez wentylację, w modelach obliczeniowych wykorzystywana jest zazwyczaj jedna stała wartość sprawności odzyskiwania ciepła z powietrza usuwanego. W praktyce, w warunkach eksploatacyjnych, przy zmiennym 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. 7–42 Sprawność eksploatacyjna rekuperatora ( $\eta$ ) w funkcji temperatury powietrza zasilającego rekuperator ( $\theta_{suR}$ )

- a) dla roku 2021
- b) dla roku 2020
- c) dla roku 2019
- d) dla roku 2018
- e) dla roku 2017
- f) dla roku 2016

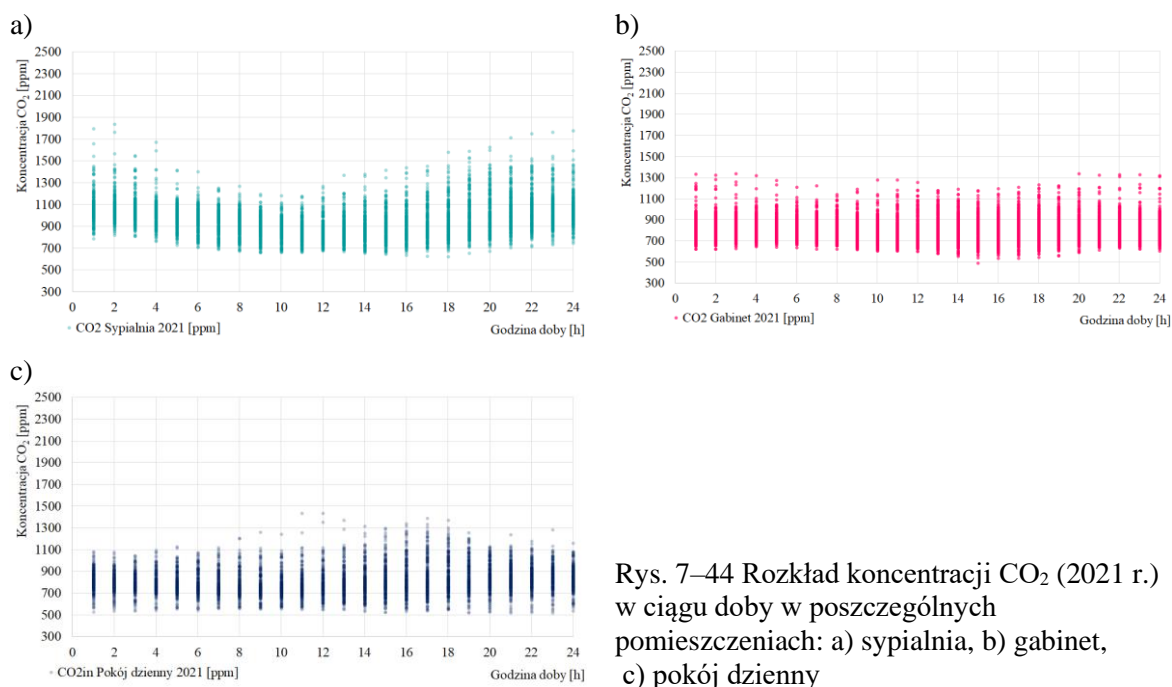


Rys. 7–43 Sprawność eksploatacyjna rekuperatora ( $\eta$ ) w funkcji strumienia powietrza nawiewanego ( $V_n$ )

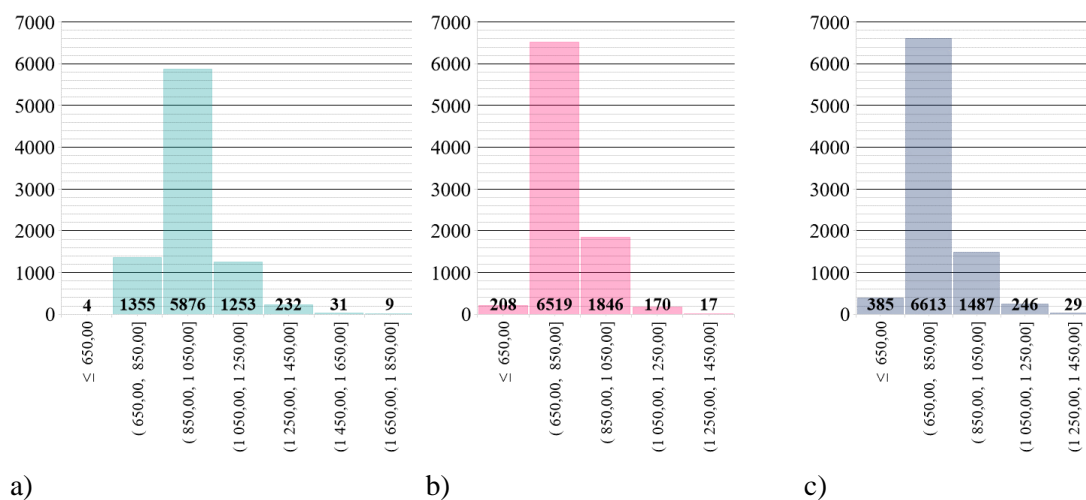
- a) dla roku 2021
- b) dla roku 2020
- c) dla roku 2019
- d) dla roku 2018
- e) dla roku 2017
- f) dla roku 2016

## 7.4 Badania korelacyjne parametrów operacyjnych wpływających na komfort klimatyczny

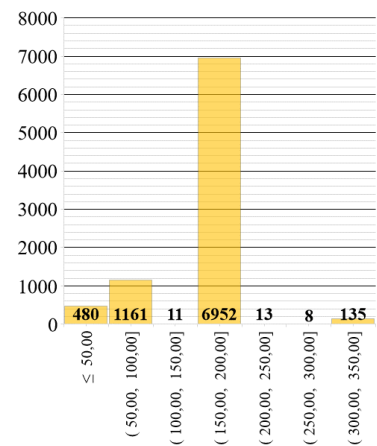
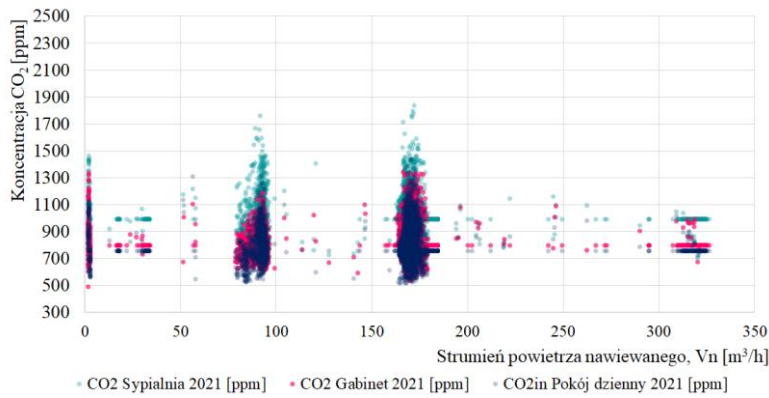
Na podstawie zabranych danych określono zależności pomiędzy parametrami powietrza w pomieszczeniach. Prześlędzono rozkład koncentracji  $CO_2$  w poszczególnych godzinach doby, a następnie opracowano histogramy opisujące z jaką częstością i na jakim poziomie występuje nagromadzenie dwutlenku węgla w 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. Latem 2021 roku system akwizycji danych uległ awarii, pojawiła się luka pomiarowa (VI – VIII), którą wypełniono stałymi, równymi ostatniej zarejestrowanej, wartościami. Uznano, że jej wypełnienie uśrednianymi wartościami z wcześniejszych okresów nie pozwala na rzetelną ocenę. Mimo to wyniki pomiarów dla roku 2021 zaprezentowano.



Rys. 7–44 Rozkład koncentracji  $CO_2$  (2021 r.) w ciągu doby w poszczególnych pomieszczeniach: a) sypialnia, b) gabinet, c) pokój dzienny

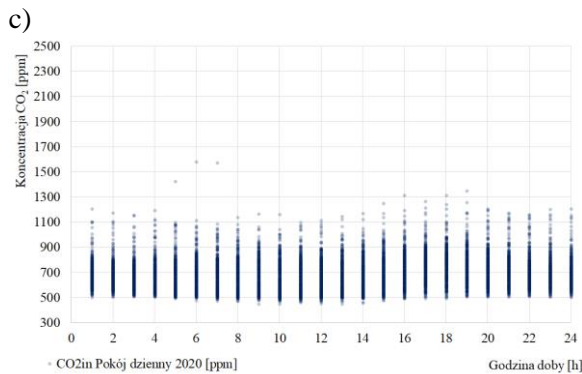
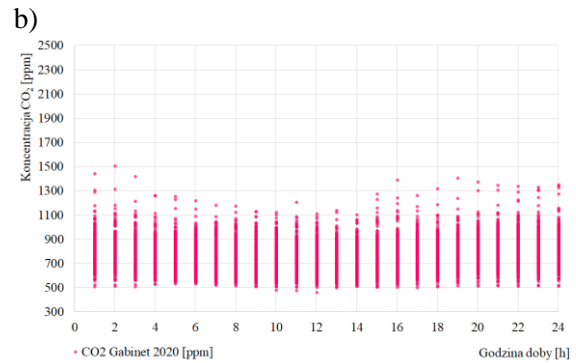
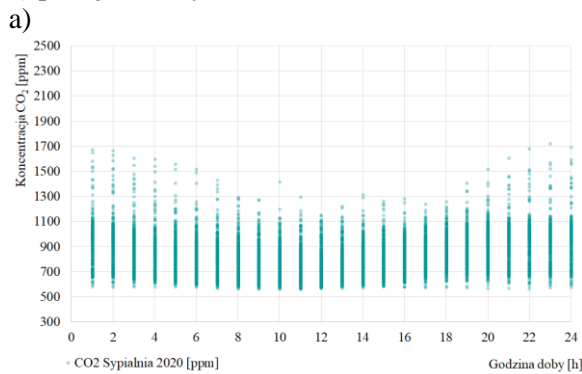


Rys. 7–45 Histogram częstości występowania koncentracji  $CO_2$  w podanych zakresach (2021 r.) w ciągu roku w poszczególnych pomieszczeniach: a) sypialnia, b) gabinet, c) pokój dzienny

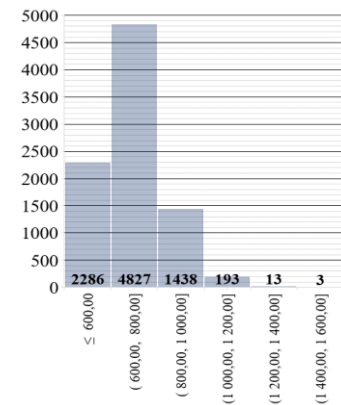
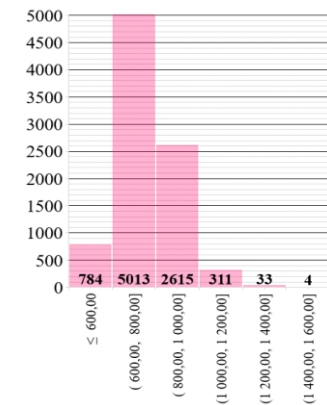
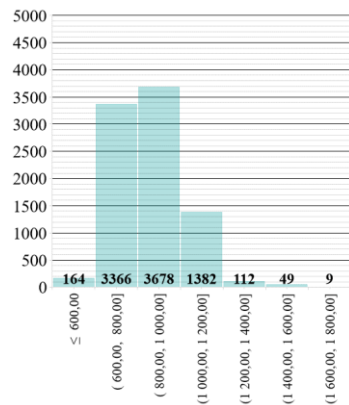


Rys. 7–46. Rozkład koncentracji CO<sub>2</sub> (2021 r.) w funkcji strumienia powietrza nawiewanego do budynku w poszczególnych pomieszczeniach: a) sypialnia, b) gabinet, c) pokój dzienny

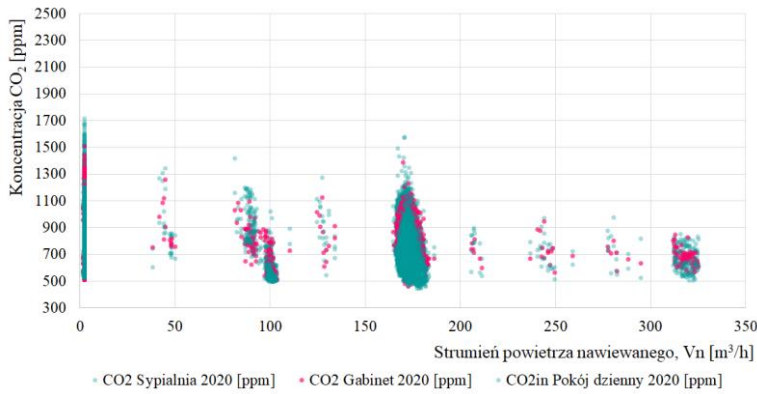
Rys. 7–47. Histogram intensywności wentylacji budynku ( $V_n$ , m<sup>3</sup>/h)



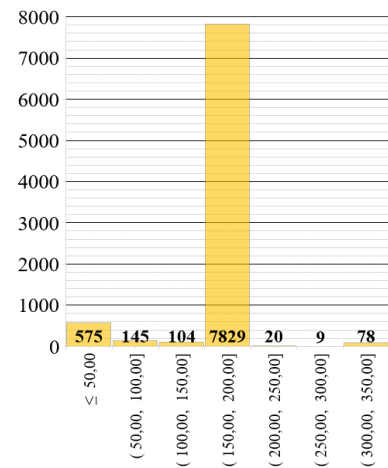
Rys. 7–48 Rozkład koncentracji CO<sub>2</sub> (2020 r.) w ciągu doby w poszczególnych pomieszczeniach: a) sypialnia, b) gabinet, c) pokój dzienny



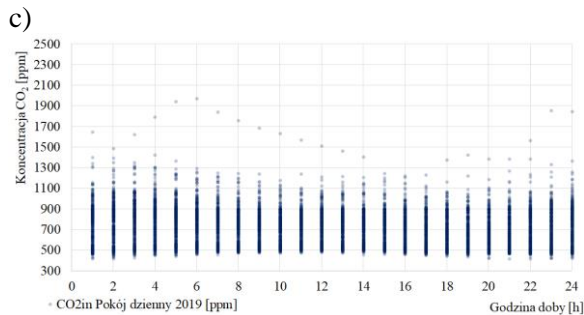
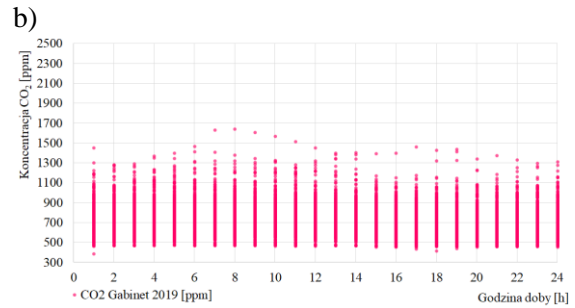
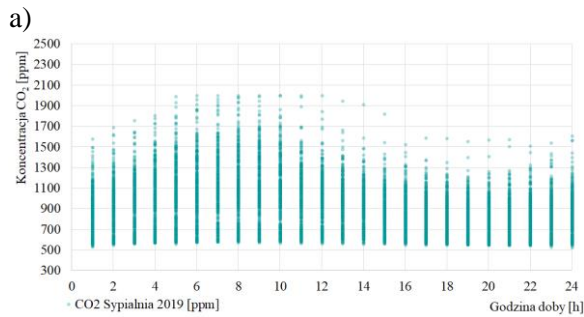
Rys. 7–49 Histogram częstości występowania koncentracji CO<sub>2</sub> w podanych zakresach (2020 r.) w ciągu roku w poszczególnych pomieszczeniach: a) sypialnia, b) gabinet, c) pokój dzienny



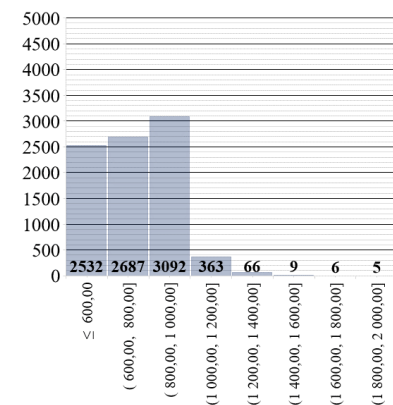
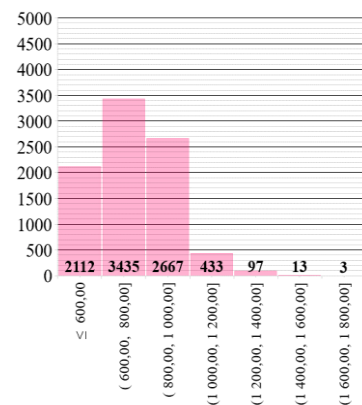
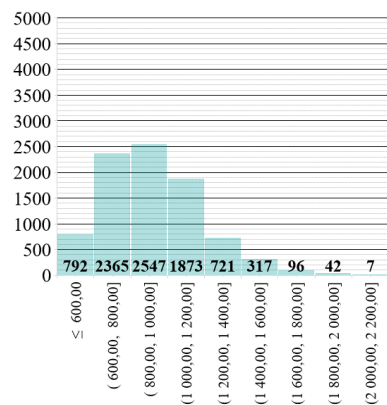
Rys. 7–50. Rozkład koncentracji CO<sub>2</sub> (2020 r.) w funkcji strumienia powietrza nawiewanego do budynku w poszczególnych pomieszczeniach: a) sypialnia, b) gabinet, c) pokój dzienny



Rys. 7–51. Histogram intensywności wentylacji budynku ( $V_n$ , m<sup>3</sup>/h)

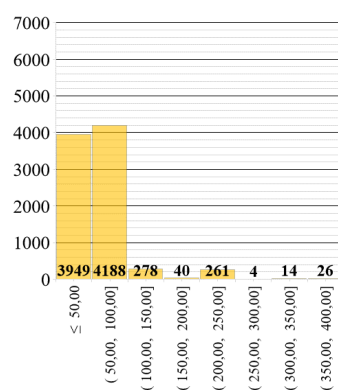
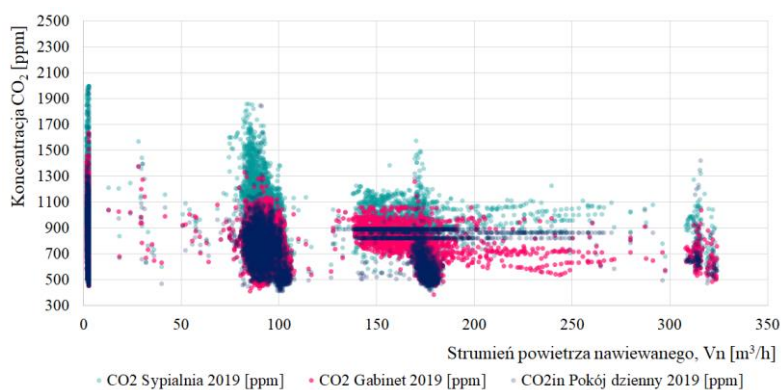


Rys. 7–52 Rozkład koncentracji CO<sub>2</sub> (2019 r.) w ciągu doby w poszczególnych pomieszczeniach: a) sypialnia, b) gabinet, c) pokój dzienny



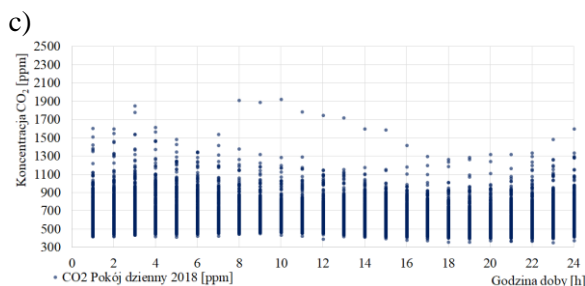
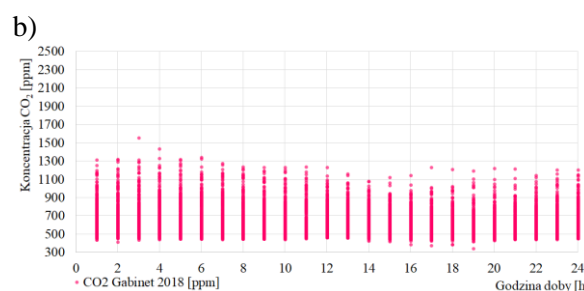
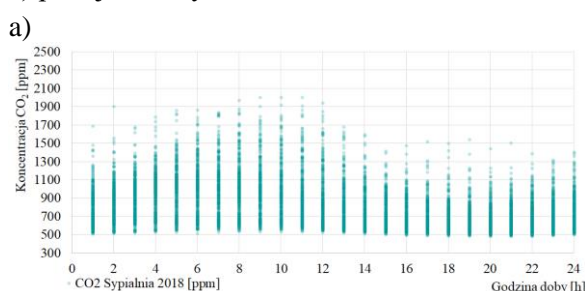
Rys. 7–53 Histogram częstości występowania koncentracji CO<sub>2</sub> w podanych zakresach (2019 r.) w ciągu roku w poszczególnych pomieszczeniach: a) sypialnia, b) gabinet, c) pokój dzienny



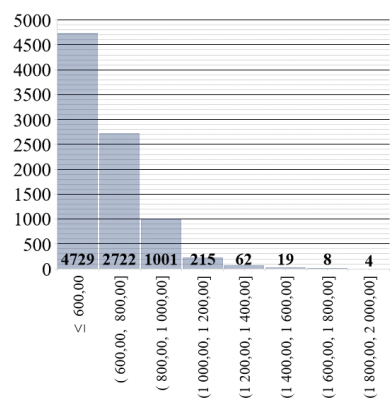
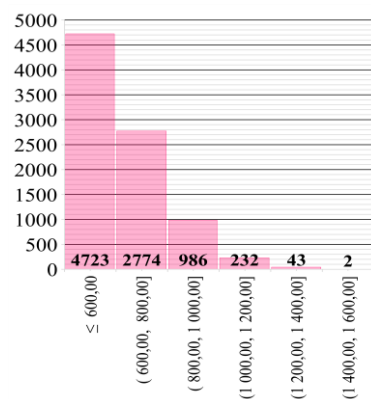
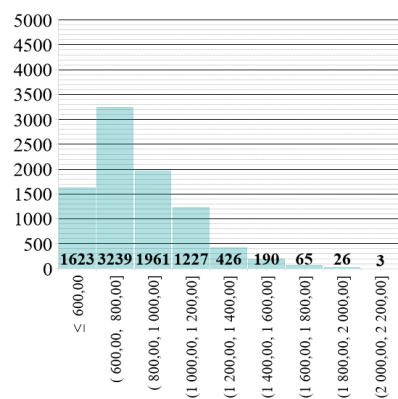


Rys. 7–54. Rozkład koncentracji CO<sub>2</sub> (2019 r.) w funkcji strumienia powietrza nawiewanego do budynku w poszczególnych pomieszczeniach: a) sypialnia, b) gabinet, c) pokój dzienny

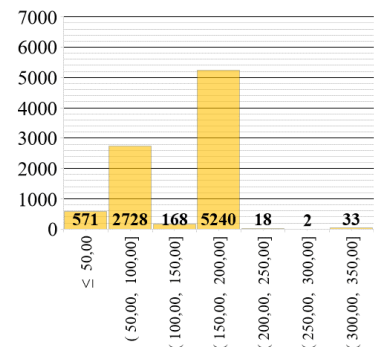
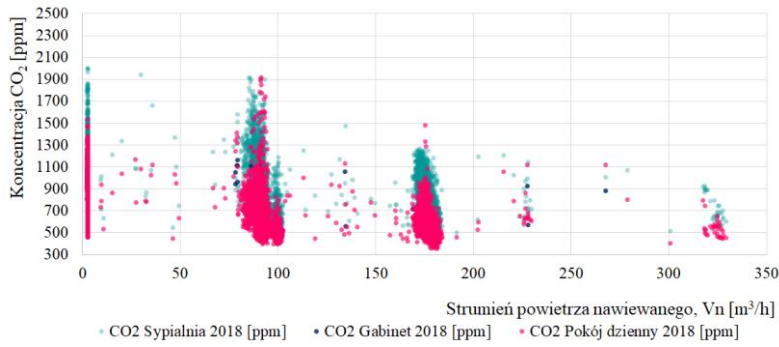
Rys. 7–55. Histogram intensywności wentylacji budynku (V<sub>n</sub>, m<sup>3</sup>/h)



Rys. 7–56 Rozkład koncentracji CO<sub>2</sub> (2018 r.) w ciągu doby w poszczególnych pomieszczeniach: a) sypialnia, b) gabinet, c) pokój dzienny

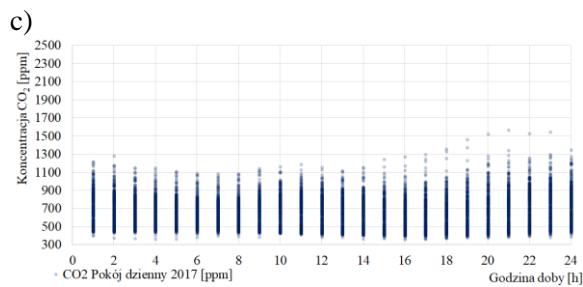
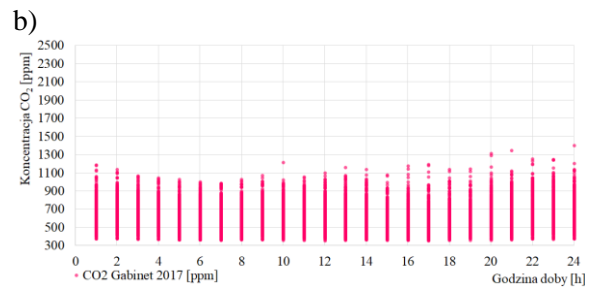
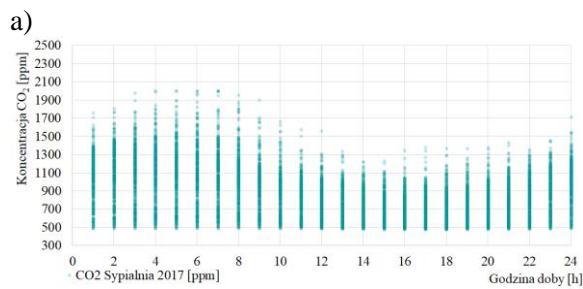


Rys. 7–57 Histogram częstości występowania koncentracji CO<sub>2</sub> w podanych zakresach (2018 r.) w ciągu roku w poszczególnych pomieszczeniach: a) sypialnia, b) gabinet, c) pokój dzienny

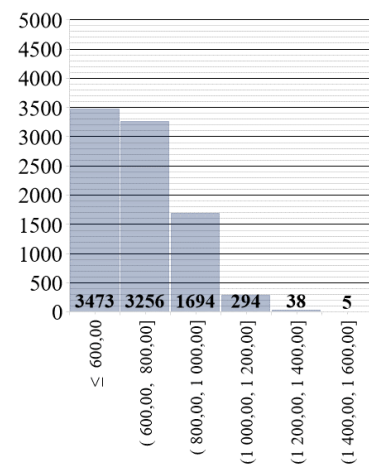
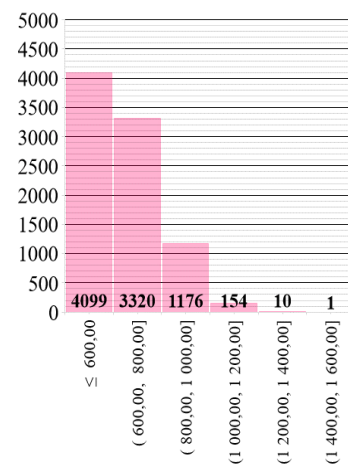
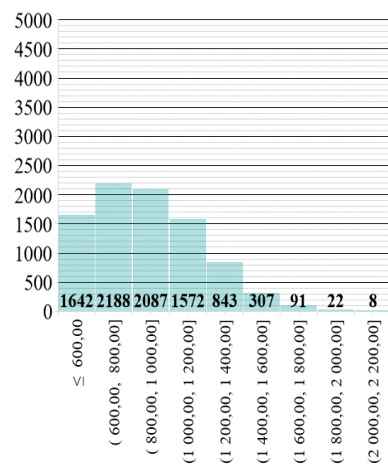


Rys. 7–58. Rozkład koncentracji CO<sub>2</sub> (2018 r.) w funkcji strumienia powietrza nawiewanego do budynku w poszczególnych pomieszczeniach: a) sypialnia, b) gabinet, c) pokój dzienny

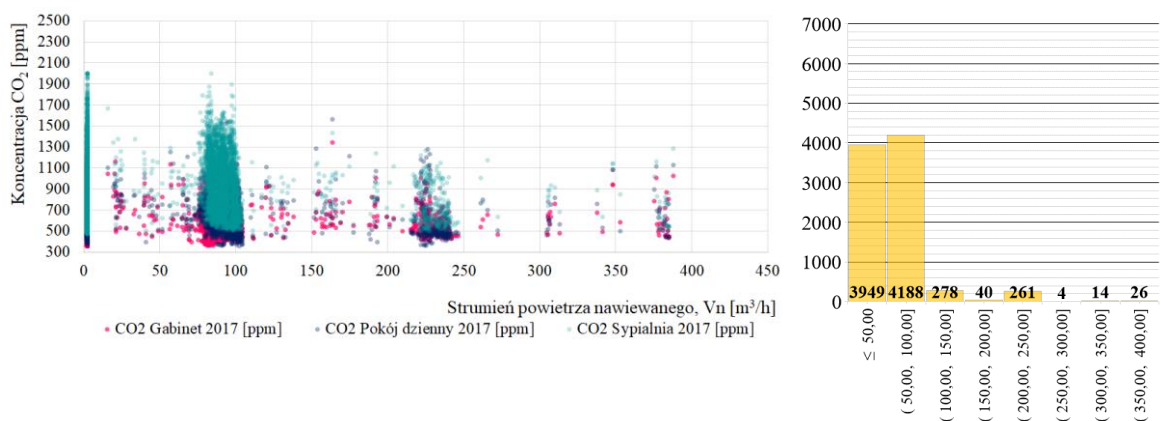
Rys. 7–59. Histogram intensywności wentylacji budynku (V<sub>n</sub>, m<sup>3</sup>/h)



Rys. 7–60 Rozkład koncentracji CO<sub>2</sub> (2017 r.) w ciągu doby w poszczególnych pomieszczeniach: a) sypialnia, b) gabinet, c) pokój dzienny

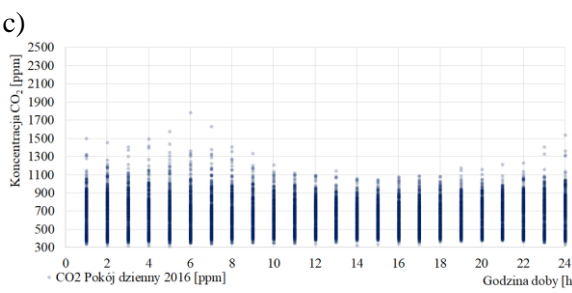
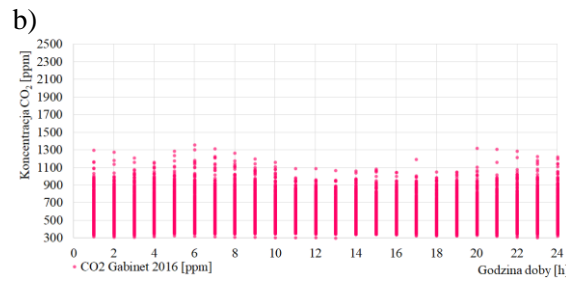
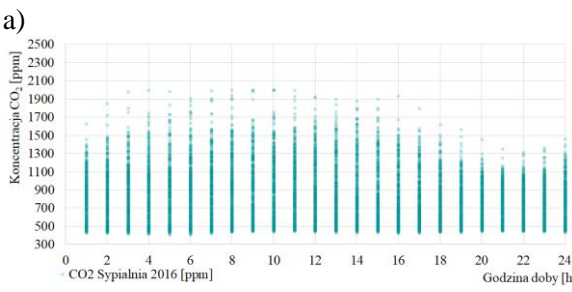


Rys. 7–61 Histogram częstości występowania koncentracji CO<sub>2</sub> w podanych zakresach (2017 r.) w ciągu roku w poszczególnych pomieszczeniach: a) sypialnia, b) gabinet, c) pokój dzienny

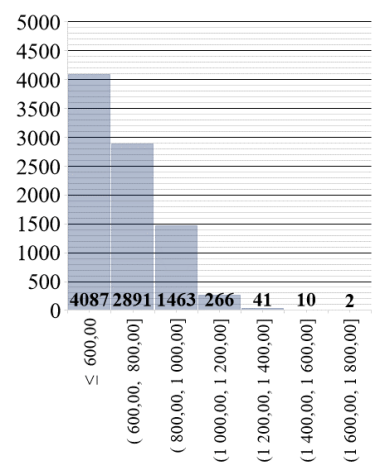
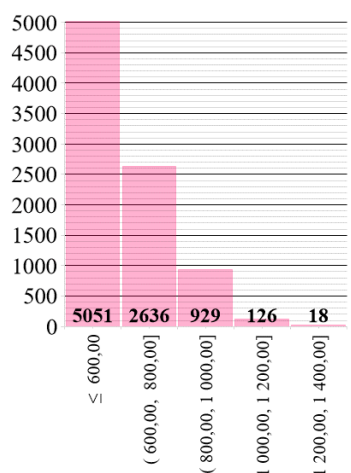
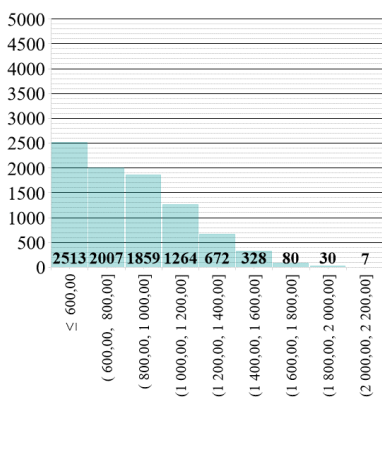


Rys. 7-62. Rozkład koncentracji CO<sub>2</sub> (2017 r.) w funkcji strumienia powietrza nawiewanego do budynku w poszczególnych pomieszczeniach: a) sypialnia, b) gabinet, c) pokój dzienny

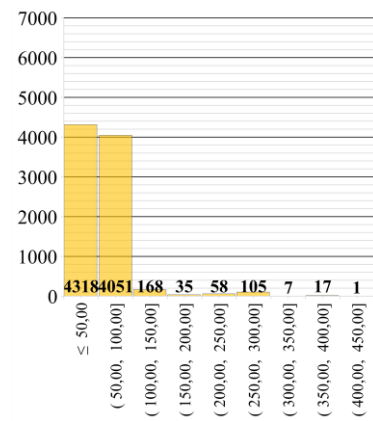
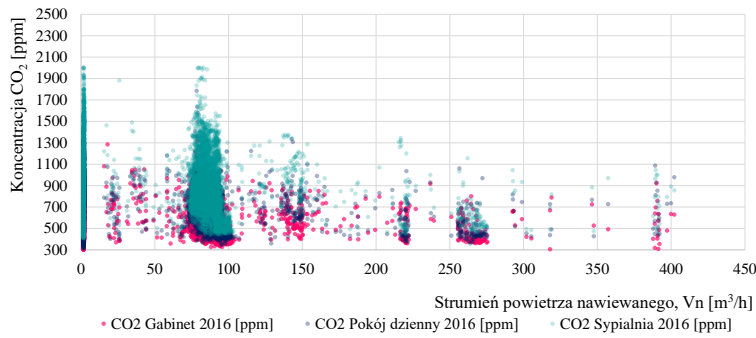
Rys. 7-63. Histogram intensywności wentylacji budynku (V<sub>n</sub>, m<sup>3</sup>/h)



Rys. 7-64 Rozkład koncentracji CO<sub>2</sub> (2016 r.) w ciągu doby w poszczególnych pomieszczeniach: a) sypialnia, b) gabinet, c) pokój dzienny



Rys. 7-65 Histogram częstości występowania koncentracji CO<sub>2</sub> w podanych zakresach (2016 r.) w ciągu roku w poszczególnych pomieszczeniach: a) sypialnia, b) gabinet, c) pokój dzienny



Rys. 7–66. Rozkład koncentracji CO<sub>2</sub> (2016 r.) w funkcji strumienia powietrza nawiewanego do budynku w poszczególnych pomieszczeniach: a) sypialnia, b) gabinet, c) pokój dzienny

Rys. 7–67. Histogram intensywności wentylacji budynku ( $V_n$ , m<sup>3</sup>/h)

a)

Zakres stężenia CO <sub>2</sub> [ppm]		Sypialnia				
		2016 r.	2017 r.	2018 r.	2019 r.	2020 r.
od	do					
	600	2513	1642	1623	792	164
600	800	2007	2188	3239	2365	3366
800	1000	1859	2087	1961	2547	3678
1000	1200	1264	1572	1227	1873	1382
1200	1400	672	843	426	721	112
1400	1600	328	307	190	317	49
1600	1800	80	91	65	96	9
1800	2000	30	22	26	42	0
2000	2200	7	8	3	7	0

b)

Zakres stężenia CO <sub>2</sub> [ppm]		Gabinet				
		2016 r.	2017 r.	2018 r.	2019 r.	2020 r.
od	do					
	600	5051	4099	4723	2112	784
600	800	2636	3320	2774	3435	5013
800	1000	929	1176	986	2667	2615
1000	1200	126	154	232	433	311
1200	1400	18	10	43	97	33
1400	1600	0	1	2	13	4
1600	1800	0	0	0	3	0
1800	2000	0	0	0	0	0
2000	2200	0	0	0	0	0

c)

Zakres stężenia CO <sub>2</sub> [ppm]		Pokój dzienny				
		2016 r.	2017 r.	2018 r.	2019 r.	2020 r.
od	do					
	600	4087	3473	4729	2532	2286
600	800	2891	3256	2722	2687	4827
800	1000	1463	1694	1001	3092	1438
1000	1200	266	294	215	363	193
1200	1400	41	38	62	66	13
1400	1600	10	5	19	9	3
1600	1800	2	0	8	6	0
1800	2000	0	0	4	5	0
2000	2200	0	0	0	0	0

Strumień powietrza wentylacyjnego V <sub>n</sub> [m <sup>3</sup> /h]		Liczba godzin w roku				
		2016 r.	2017 r.	2018 r.	2019 r.	2020 r.
od	do					
	wyłączona	4318	3949	571	1639	575
50	100	4051	4188	2728	3483	145
100	150	168	278	168	868	104
150	200	35	40	5240	2497	7829
200	250	58	261	18	119	20
250	300	105	4	2	29	9
300	350	7	14	33	125	78
350	400	17	26	0	0	0
400	450	1	0	0	0	0

Tabela 7-2. Liczba godzin występowania stężenia CO<sub>2</sub>, w danym zakresie w a) sypialni, b) gabinecie, c) pokoju dziennym

Tabela 7-3. Liczba godzin wentylowania budynku, w danym zakresie strumienia powietrza

a)

Zakres stężenia		Sypialnia				
CO <sub>2</sub> [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 <sub>2</sub> [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)

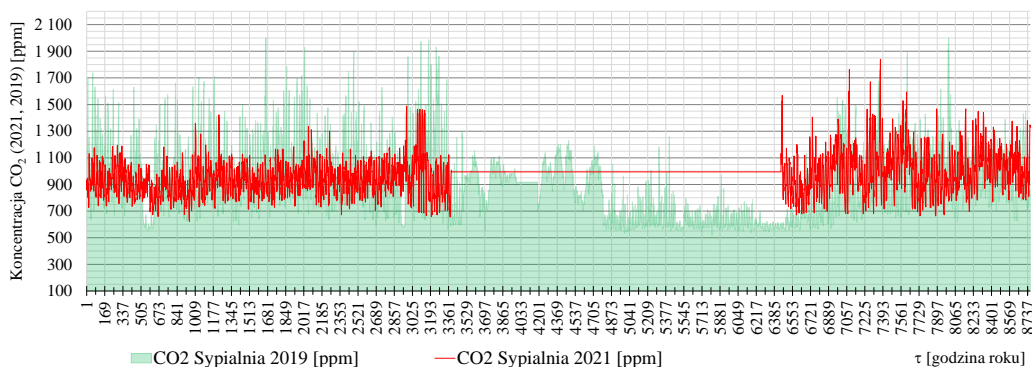
Zakres stężenia		Pokój dzienny				
CO <sub>2</sub> [ppm]		2016 r.	2017 r.	2018 r.	2019 r.	2020 r.
od	do					
600	1000	99,39%	99,51%	98,94%	99,02%	99,82%
1000	1400	0,61%	0,49%	1,02%	0,92%	0,18%
1400	2200	0,00%	0,00%	0,05%	0,06%	0,00%

Strumień powietrza wentylacyjnego Vn [m <sup>3</sup> /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 7-4. Udział czasu występowania stężenia CO<sub>2</sub>, w danym zakresie w a) sypialni, b) gabinecie, c) pokoju dziennym

Tabela 7-5. Udział czasu wentylowania budynku w danym zakresie

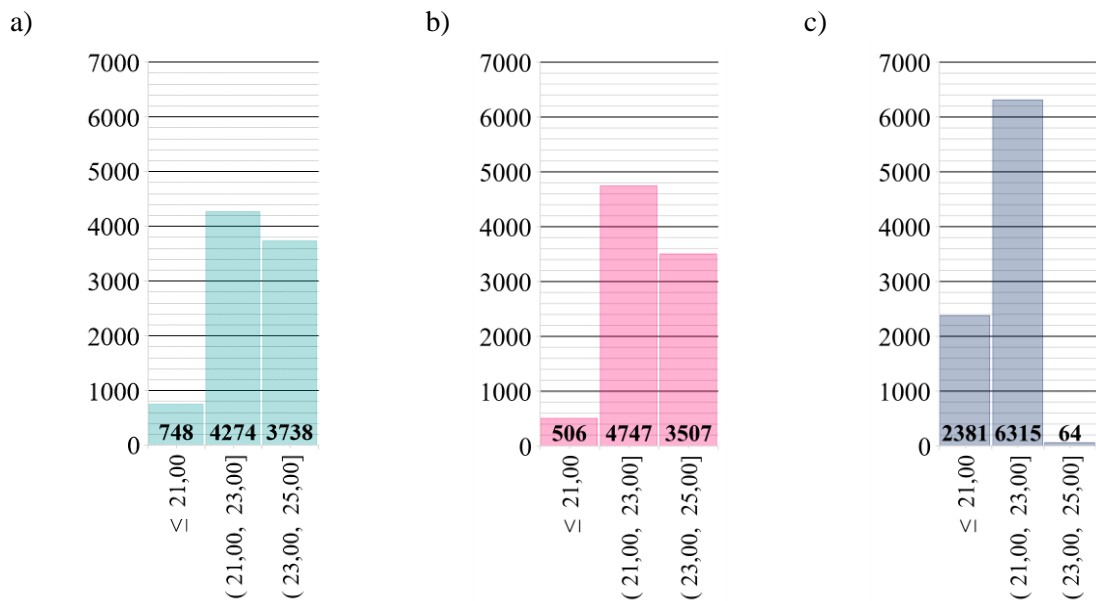
Stężenie dwutlenku węgla w sypialni przez cały okres eksploatacji było permanentnie przekraczane. Z początkiem roku 2020 zainstalowane zostały przepustnice regulacyjne (KL3 i KL4) z siłownikami elektrycznymi, z płynną regulacją (sterowane ręcznie) umożliwiające w zależności od potrzeb doprowadzenie dodatkowej 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. 3–15). Dzięki temu rozwiązaniu bez dodatkowych nakładów energetycznych poprawiono komfort klimatyczny w sypialni.



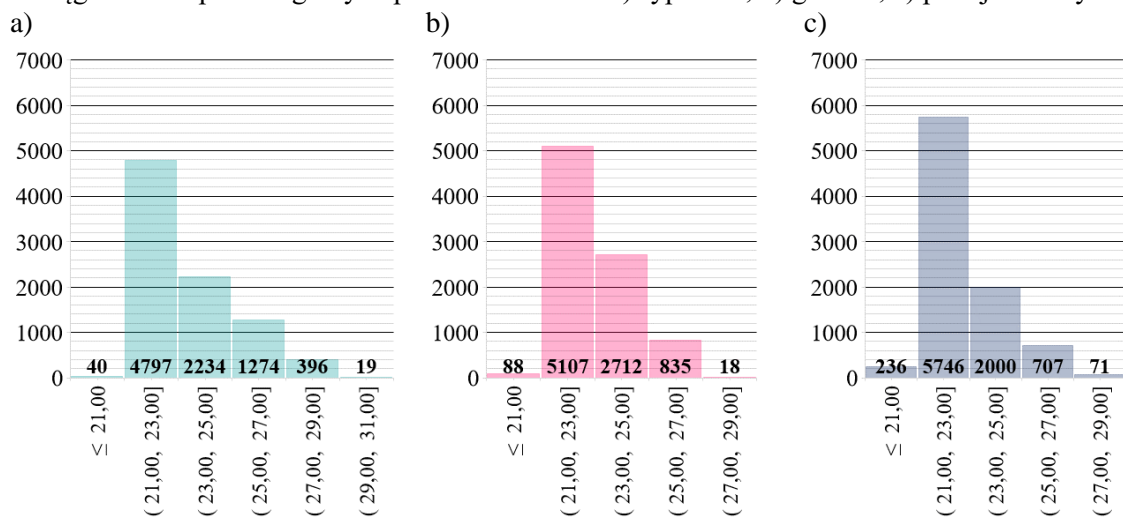
Rys. 7.68 Koncentracja CO<sub>2</sub> w sypialni przed (rok 2019) i po montażu (rok 2021) przepustnic regulacyjnych (KL3, KL4)

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 CO<sub>2</sub> w pokoju dziennym i gabinecie w latach 2016 ÷ 2019. Od roku 2020 poziom stężenia CO<sub>2</sub> w obu tych pomieszczeniach podniósł się ze względu na ciągłą obecność użytkowników (pandemia COVID – 19), zwiększono wówczas wydajność wentylacji i nie ograniczano 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).

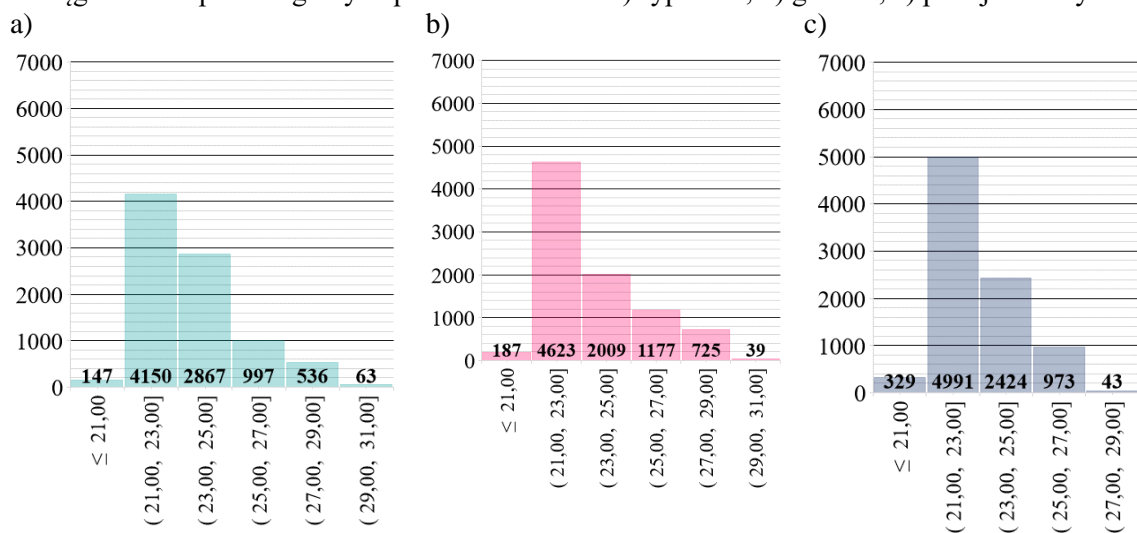
Prześlędzono również zmienność temperatur powietrza i opracowano podobną, jak w przypadku CO<sub>2</sub>, statystykę.



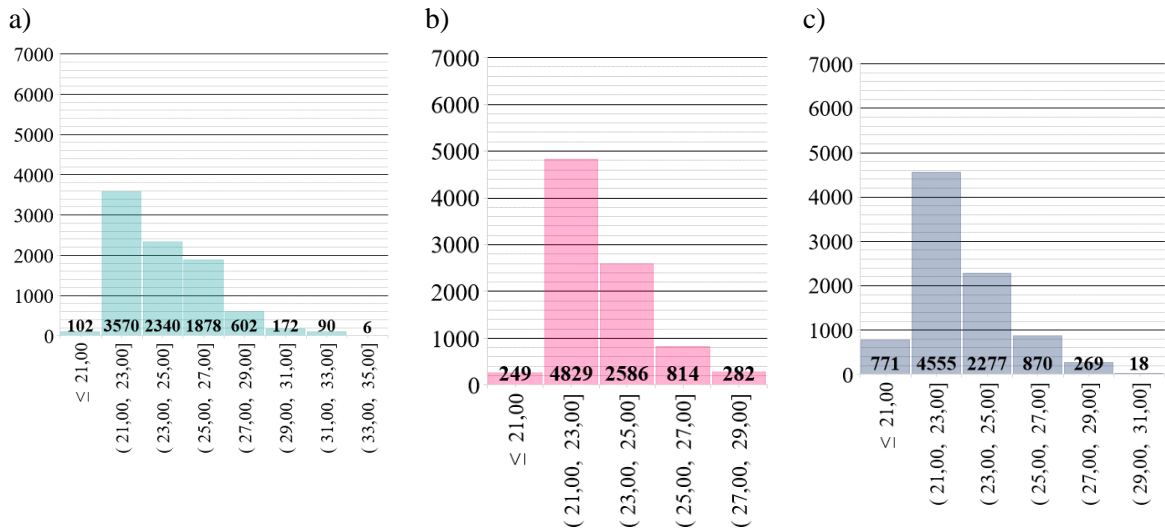
Rys. 7–69. Histogram częstości występowania temperatur w podanych zakresach (2021 r.) w ciągu roku w poszczególnych pomieszczeniach: a) sypialnia, b) gabinet, c) pokój dzienny



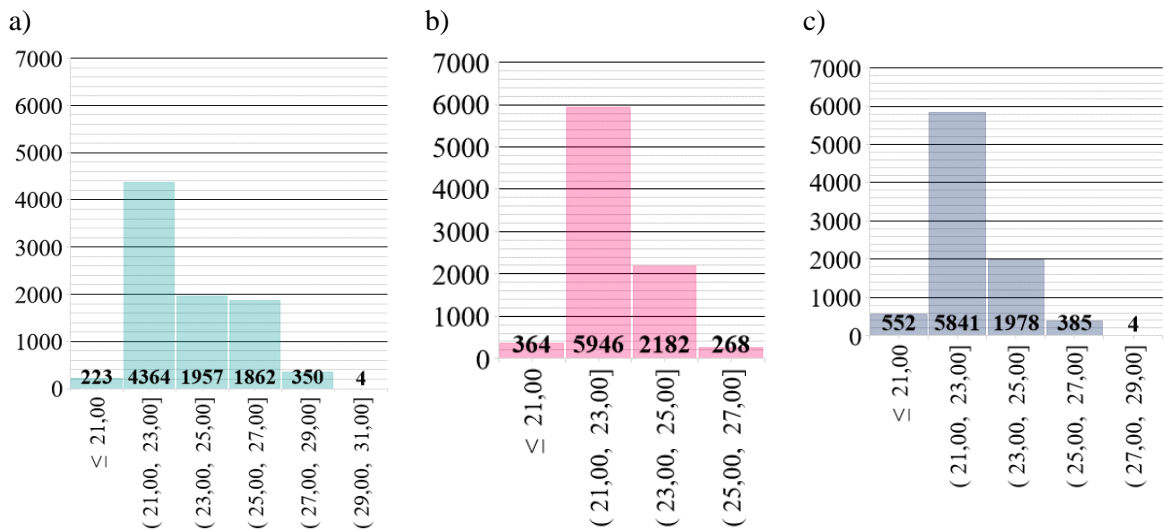
Rys. 7–70. Histogram częstości występowania temperatur w podanych zakresach (2020 r.) w ciągu roku w poszczególnych pomieszczeniach: a) sypialnia, b) gabinet, c) pokój dzienny



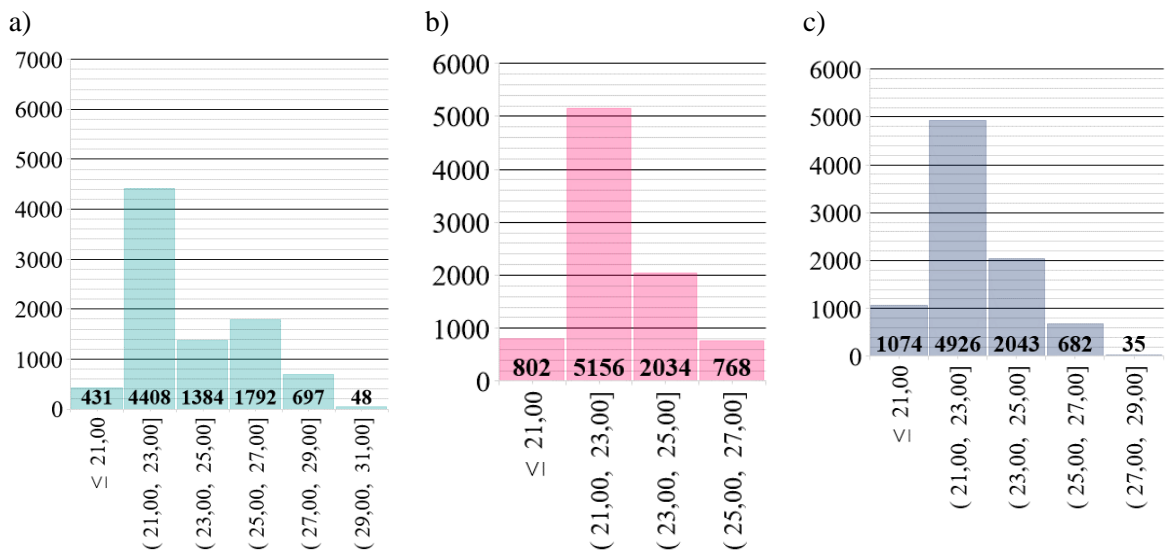
Rys. 7–71. Histogram częstości występowania temperatur w podanych zakresach (2019 r.) w ciągu roku w poszczególnych pomieszczeniach: a) sypialnia, b) gabinet, c) pokój dzienny



Rys. 7–72. Histogram częstości występowania temperatur w podanych zakresach (2018 r.) w ciągu roku w poszczególnych pomieszczeniach: a) sypialnia, b) gabinet, c) pokój dzienny



Rys. 7–73. Histogram częstości występowania temperatur w podanych zakresach (2017 r.) w ciągu roku w poszczególnych pomieszczeniach: a) sypialnia, b) gabinet, c) pokój dzienny



Rys. 7–74. Histogram częstości występowania temperatur w podanych zakresach (2016 r.) w ciągu roku w poszczególnych pomieszczeniach: a) sypialnia, b) gabinet, c) pokój dzienny

a)

Zakres temperatur		Sypialnia				
$t_{in}$ [°C]		2016 r.	2017 r.	2018 r.	2019 r.	2020 r.
od	do					
	21	431	223	102	147	40
21	23	4408	4364	3570	4150	4797
23	25	1384	1957	2340	2867	2234
25	27	1792	1862	1878	997	1274
27	29	697	350	602	536	396
29	31	48	4	172	63	19
31	33	0	0	90	0	0
33	35	0	0	6	0	0

b)

Zakres temperatur		Gabinet				
$t_{in}$ [°C]		2016 r.	2017 r.	2018 r.	2019 r.	2020 r.
od	do					
	21	802	364	249	187	88
21	23	5156	5946	4829	4623	5107
23	25	2034	2182	2586	2009	2712
25	27	768	268	814	1177	835
27	29	0	0	282	725	18
29	31	0	0	0	39	0
31	33	0	0	0	0	0
33	35	0	0	0	0	0

c)

Zakres temperatur		Pokój dzienny				
$t_{in}$ [°C]		2016 r.	2017 r.	2018 r.	2019 r.	2020 r.
od	do					
	21	1074	552	771	329	236
21	23	4926	5841	4555	4991	5746
23	25	2043	1978	2277	2424	2000
25	27	682	385	870	973	707
27	29	35	4	269	43	71
29	31	0	0	18	0	0
31	33	0	0	0	0	0
33	35	0	0	0	0	0

Tabela 7-6. Liczba godzin występowania temperatury w danym zakresie w a) sypialni, b) gabinecie, c) pokoju dziennym

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	25	66,1%	72,2%	67,5%	80,1%	80,3%
25	35	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	27	82,1%	92,8%	84,6%	75,7%	89,3%
27	35	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	27	79,6%	89,3%	78,0%	84,6%	88,4%
27	35	8,2%	4,4%	13,2%	11,6%	8,9%

Tabela 7-7. 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.



## 7.5 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/(m<sup>2</sup>·rok), 46,6 kWh/(m<sup>2</sup>·rok), 57 kWh/(m<sup>2</sup>·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 m<sup>3</sup>/h (średnio rocznie 105 m<sup>3</sup>/h). W roku 2020 został podniesiony do 180 m<sup>3</sup>/h (średnio rocznie 160 m<sup>3</sup>/h) i na takiej wartości utrzymywany był przez cały 2021 r. (średnio rocznie 155 m<sup>3</sup>/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.

Ewidentny 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 m<sup>3</sup>/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  $n_{50} = 2,17 \text{ h}^{-1}$ .

## 8. Optymalizacja parametrów projektowych i operacyjnych systemów wyposażenia technicznego budynku

---

### 8.1 Zagadnienia optymalizacji budynków

Optymalizacja parametrów projektowych i operacyjnych systemów technicznego wyposażenie budynków w ujęciu holistycznym mieści się w kategorii tzw. problemów wielkich [131]. 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 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 [132]. 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. Jeżeli są one ze sobą powiązane w sposób zależny, tzn. optymalizacja kolejnego elementu bazuje na wynikach optymalizacji poprzedniego wówczas mamy do czynienia z metodą optymalizacji ewolucyjnej.

Do najczęściej stosowanych grup funkcji celu w ocenie budynków i *STW* należą kryteria energetyczne, egzergetyczne, ekonomiczne i środowiskowe. W ramach danej grupy pojawiają się konkretne wskaźniki oceny. W przypadku energii mogą to być – minimalna wartość energii pierwotnej, końcowej czy użytkowej. W przypadku oceny ekonomicznej – wskaźniki statyczne, takie jak prosty okres zwrotu *SPBT* i dynamiczne, uwzględniające zmienność wartości pieniądza w czasie, takie jak zdyskontowana wartość bieżąca netto *NPV*, wewnętrzna stopa zwrotu *IRR* [133] czy koszt całkowity *KC* [134].

## 8.2 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  $\eta$ , 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 klapę ( $KLI$ ) 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
<b>S</b>	<b>Poziom szczelności budynku</b>
S1	$n_{50} = 0,5 \text{ h}^{-1}$
S2	$n_{50} = 1,0 \text{ h}^{-1}$
S3	$n_{50} = 2,17 \text{ h}^{-1}$
<b>R</b>	<b>Rekuperator</b>
	<i>Efektywność odzyskiwania ciepła z powietrza wywiewanego</i>
R1	$\varepsilon = 60 \%$
R2	$\varepsilon = 70 \%$
R3	$\varepsilon = 80 \%$
<b>V</b>	<b>Strumień powietrza wentylacyjnego</b>
V1	$V = 150 \text{ m}^3/\text{h}$
V2	$V = 200 \text{ m}^3/\text{h}$
V3	$V = 250 \text{ m}^3/\text{h}$
<b>G</b>	<b>Powietrzny, rurowy gruntowy wymiennik ciepła</b>
	<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	$i = -4,1 \%$ ( $h_1 = 4,1 \text{ m}$ , $h_2 = 1,2 \text{ m}$ ); $H_{sr} = 2,65 \text{ m}$
Gi2	$i = 4,1 \%$ ( $h_1 = 1,2 \text{ m}$ , $h_2 = 4,1 \text{ m}$ ); $H_{sr} = 2,65 \text{ m}$
Gi3	$i = -0,5 \%$ ( $h_1 = 2,83 \text{ m}$ , $h_2 = 2,47 \text{ m}$ ); $H_{sr} = 2,65 \text{ m}$
Gi4	$i = 0,5 \%$ ( $h_1 = 2,47 \text{ m}$ , $h_2 = 2,83 \text{ m}$ ); $H_{sr} = 2,65 \text{ m}$
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. 8–1 Zbiór zmiennych decyzyjnych

### 8.3 Macierz wariantów dopuszczalnych

Na podstawie zdefiniowanych zmiennych decyzyjnych stworzono macierz wariantów dopuszczalnych, które poddano analizie. Dla każdego z opisanych wariantów wyznaczono zapotrzebowanie na energię użytkową do ogrzewania  $Q_{H,nd}$  i chłodzenia  $Q_{C,nd}$ , ilość ciepła pobranego  $Q_{GWC(+)}$  i oddanego  $Q_{GWC(-)}$  do gruntu oraz ilość dodatkowej energii elektrycznej  $E_{el.GWC}$  niezbędnej do przetłoczenia powietrza przez PRGWC.

Numer wariantu	Seria wariantów	S1	S2	S3	R1	R2	R3	V1	V2	V3	L1	L2	L3	H1	H2	G11	G12	G13	G14	G15	G17	G17	G17	G17	G17	G17
		$\dot{m}_{g0} = 0,5 \text{ h}^{-1}$	$\dot{m}_{g0} = 1 \text{ h}^{-1}$	$\dot{m}_{g0} = 2,17 \text{ h}^{-1}$	$\epsilon = 60 \%$	$\epsilon = 70 \%$	$\epsilon = 80 \%$	$V = 150 \text{ m}^3/\text{h}$	$V = 200 \text{ m}^3/\text{h}$	$V = 250 \text{ m}^3/\text{h}$	$L = 35 \text{ m}$	$L = 80 \text{ m}$	$L = 71 \text{ m}$	$H = 1,5 \text{ m}$	$H = 2,65 \text{ m}$	$i = -4,1 \%$ , $\phi_b = 4,1 \text{ m}$ , $\phi_2 = 1,2 \text{ m}$ , $H_{gr} = 2,65 \text{ m}$	$i = 4,1 \%$ , $\phi_b = 1,2 \text{ m}$ , $\phi_2 = 4,1 \text{ m}$ , $H_{gr} = 2,65 \text{ m}$	$i = -0,5 \%$ , $\phi_b = 2,85 \text{ m}$ , $\phi_2 = 2,4 \text{ m}$ , $H_{gr} = 2,65 \text{ m}$	$i = 0,5 \%$ , $\phi_b = 2,4 \text{ m}$ , $\phi_2 = 2,85 \text{ m}$ , $H_{gr} = 2,65 \text{ m}$	$i = 0,3 \%$ , spadek zgodny z kierunkiem przepływu	Ogrzewania Tout < 6°C, chłodzenia Tout > 18°C	Ogrzewania Tout < 6°C, chłodzenia Tout > 18°C	Ogrzewania Tout < 6°C, chłodzenia Tout > 20°C	Ogrzewania Tout < 8°C, chłodzenia Tout > 22°C	Ogrzewania Tout < 10°C, chłodzenia Tout > 24°C	Ogrzewania Tout < 10°C, chłodzenia Tout > 18°C
3 1 1 1 3 2 1 1	1	0	0	1	1	0	0	1	0	0	0	0	1	0	1	1	0	0	0	0	1	0	0	0	0	
3 1 1 1 3 2 1 2	1	0	0	1	1	0	0	1	0	0	0	0	1	0	1	1	0	0	0	0	1	0	0	0	0	
3 1 1 1 3 2 1 3	1	0	0	1	1	0	0	1	0	0	0	0	1	0	1	1	0	0	0	0	1	0	0	0	0	
3 1 1 1 3 2 1 4	1	0	0	1	1	0	0	1	0	0	0	0	1	0	1	1	0	0	0	0	1	0	0	0	0	
3 1 1 1 3 2 1 5	1	0	0	1	1	0	0	1	0	0	0	0	1	0	1	1	0	0	0	0	1	0	0	0	0	
3 1 1 1 3 2 2 1	1	0	0	1	1	0	0	1	0	0	0	0	1	0	1	0	1	0	0	0	1	0	0	0	0	
3 1 1 1 3 2 2 2	2	0	0	1	1	0	0	1	0	0	0	0	1	0	1	0	1	0	0	0	1	0	0	0	0	
3 1 1 1 3 2 2 3	2	0	0	1	1	0	0	1	0	0	0	0	1	0	1	0	1	0	0	0	1	0	0	0	0	
3 1 1 1 3 2 2 4	2	0	0	1	1	0	0	1	0	0	0	0	1	0	1	0	1	0	0	0	1	0	0	0	0	
3 1 1 1 3 2 2 5	2	0	0	1	1	0	0	1	0	0	0	0	1	0	1	0	1	0	0	0	1	0	0	0	0	
3 1 1 1 3 2 3 1	3	0	0	1	1	0	0	1	0	0	0	0	1	0	1	0	1	0	0	0	1	0	0	0	0	
3 1 1 1 3 2 3 2	3	0	0	1	1	0	0	1	0	0	0	0	1	0	1	0	1	0	0	0	1	0	0	0	0	
3 1 1 1 3 2 3 3	3	0	0	1	1	0	0	1	0	0	0	0	1	0	1	0	1	0	0	0	1	0	0	0	0	
3 1 1 1 3 2 3 4	3	0	0	1	1	0	0	1	0	0	0	0	1	0	1	0	1	0	0	0	1	0	0	0	0	
3 1 1 1 3 2 3 5	3	0	0	1	1	0	0	1	0	0	0	0	1	0	1	0	1	0	0	0	1	0	0	0	0	
3 1 1 1 3 2 4 1	4	0	0	1	1	0	0	1	0	0	0	0	1	0	1	0	1	0	0	0	1	0	0	0	0	
3 1 1 1 3 2 4 2	4	0	0	1	1	0	0	1	0	0	0	0	1	0	1	0	1	0	0	0	1	0	0	0	0	
3 1 1 1 3 2 4 3	4	0	0	1	1	0	0	1	0	0	0	0	1	0	1	0	1	0	0	0	1	0	0	0	0	
3 1 1 1 3 2 4 4	4	0	0	1	1	0	0	1	0	0	0	0	1	0	1	0	1	0	0	0	1	0	0	0	0	
3 1 1 1 3 2 4 5	4	0	0	1	1	0	0	1	0	0	0	0	1	0	1	0	1	0	0	0	1	0	0	0	0	
3 1 1 1 3 1 5 1	5	0	0	1	1	0	0	1	0	0	0	0	1	1	0	0	0	0	0	0	1	1	0	0	0	
3 1 1 1 3 1 5 2	5	0	0	1	1	0	0	1	0	0	0	0	1	1	0	0	0	0	0	0	1	1	0	0	0	
3 1 1 1 3 1 5 3	5	0	0	1	1	0	0	1	0	0	0	0	1	1	0	0	0	0	0	0	1	1	0	0	0	
3 1 1 1 3 1 5 4	5	0	0	1	1	0	0	1	0	0	0	0	1	1	0	0	0	0	0	0	1	1	0	0	0	
3 1 1 1 3 1 5 5	5	0	0	1	1	0	0	1	0	0	0	0	1	1	0	0	0	0	0	0	1	1	0	0	0	
3 1 2 3 1 5 1	6	0	0	1	1	0	0	0	1	0	0	0	1	1	0	0	0	0	0	0	1	1	0	0	0	
3 1 2 3 1 5 2	6	0	0	1	1	0	0	0	1	0	0	0	1	1	0	0	0	0	0	0	1	1	0	0	0	
3 1 2 3 1 5 3	6	0	0	1	1	0	0	0	1	0	0	0	1	1	0	0	0	0	0	0	1	1	0	0	0	
3 1 2 3 1 5 4	6	0	0	1	1	0	0	0	1	0	0	0	1	1	0	0	0	0	0	0	1	1	0	0	0	
3 1 2 3 1 5 5	6	0	0	1	1	0	0	0	1	0	0	0	1	1	0	0	0	0	0	0	1	1	0	0	0	
3 1 3 3 1 5 1	7	0	0	1	1	0	0	0	0	1	0	0	1	1	0	0	0	0	0	0	1	1	0	0	0	
3 1 3 3 1 5 2	7	0	0	1	1	0	0	0	0	1	0	0	1	1	0	0	0	0	0	0	1	1	0	0	0	
3 1 3 3 1 5 3	7	0	0	1	1	0	0	0	0	1	0	0	1	1	0	0	0	0	0	0	1	1	0	0	0	
3 1 3 3 1 5 4	7	0	0	1	1	0	0	0	0	1	0	0	1	1	0	0	0	0	0	0	1	1	0	0	0	
3 1 3 3 1 5 5	7	0	0	1	1	0	0	0	0	1	0	0	1	1	0	0	0	0	0	0	1	1	0	0	0	
3 1 1 1 2 2 5	8	0	0	1	1	0	0	1	0	0	0	0	1	0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	
3 1 1 1 2 2 5	8	0	0	1	1	0	0	1	0	0	0	0	1	0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	
3 1 1 1 2 2 5	8	0	0	1	1	0	0	1	0	0	0	0	1	0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	
3 1 1 1 2 2 5	8	0	0	1	1	0	0	1	0	0	0	0	1	0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	
3 1 1 1 2 2 5	8	0	0	1	1	0	0	1	0	0	0	0	1	0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	
3 1 1 1 2 2 5	8	0	0	1	1	0	0	1	0	0	0	0	1	0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	
3 1 1 1 2 2 5	8	0	0	1	1	0	0	1	0	0	0	0	1	0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	
3 1 1 1 2 2 5	8	0	0	1	1	0	0	1	0	0	0	0	1	0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	
3 1 1 1 2 2 5	8	0	0	1	1	0	0	1	0	0	0	0	1	0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	
3 1 1 1 2 2 5	8	0	0	1	1	0	0	1	0	0	0	0	1	0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	
3 1 1 1 2 2 5	8	0	0	1	1	0	0	1	0	0	0	0	1	0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	
3 1 1 1 2 2 5	8	0	0	1	1	0	0	1	0	0	0	0	1	0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	
3 1 1 1 2 2 5	8	0	0	1	1	0	0	1	0	0	0	0	1	0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	
3 1 1 1 2 2 5	8	0	0	1	1	0	0	1	0	0	0	0	1	0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	
3 1 1 1 2 2 5	8	0	0	1	1	0	0	1	0	0	0	0	1	0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	
3 1 1 1 2 2 5	8	0	0	1	1	0	0	1	0	0	0	0	1	0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	
3 1 1 1 2 2 5	8	0	0	1	1	0	0	1	0	0	0	0	1	0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	
3 1 1 1 2 2 5	8	0	0	1	1	0	0	1	0	0	0	0	1	0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	
3 1 1 1 2 2 5	8	0	0	1	1	0	0	1	0	0	0	0	1	0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	
3 1 1 1 2 2 5	8	0	0	1	1	0	0	1	0	0	0	0	1	0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	
3 1 1 1 2 2 5	8	0	0	1	1	0	0	1	0	0	0	0	1	0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	
3 1 1 1 2 2 5	8	0	0	1	1	0	0	1	0	0	0	0	1	0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	
3 1 1 1 2 2 5	8	0	0	1	1	0	0	1	0	0	0	0	1	0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	
3 1 1 1 2 2 5	8	0	0	1	1	0	0	1	0	0	0	0	1	0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	
3 1 1 1 2 2 5	8	0	0	1	1	0	0	1	0	0	0	0	1	0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	
3 1 1 1 2 2 5	8	0	0	1	1	0	0	1	0	0	0	0	1	0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	
3 1 1 1 2 2 5	8	0	0	1	1	0	0	1	0	0	0	0	1	0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	
3 1 1 1 2 2 5	8	0	0	1	1	0	0	1	0	0	0	0	1	0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	
3 1 1 1 2 2 5	8	0	0	1	1	0	0	1	0	0	0	0	1	0	1	0	1	0	0							

## 8.4 Analiza wielokryterialna

W pierwszej kolejności dokonano oceny wariantów zbudowanych na podstawie zmiennych decyzyjnych dla stałych wartości  $n_{50} = 2,17 \text{ h}^{-1}$  i  $\eta = 60 \%$ . Następnie rozszerzono badania o sprawność rekuperatora i zakończono badaniami uwzględniającymi szczelność powietrzną budynku. Macierz rozwiązań przedstawiono na rysunku (Rys. 8–3).

Seria wariantów	Numer wariantu	Zmienna decyzyjna						$Q_{H,nd}$	$Q_{C,nd}$	$Q_{GWC(+)}$	$Q_{GWC(-)}$	$E_{el,GWC}$	$Q_{H,nd}+Q_{C,nd}+E_{el,GWC}$	$Q_{GWC(+)}+Q_{GWC(-)}$	
		$n_{50}$	$\epsilon$	V	L	H	Gi								GT
		[kWh/rok]													
1	3 1 1 3 2 1 1	2,17	60	150	71	2,65	Gi1	GT1	6 406	-911	1 479	-1 643	30,04	7 347	3 122
	3 1 1 3 2 1 2	2,17	60	150	71	2,65	Gi1	GT2	6 402	-1 222	1 479	-941	30,02	7 655	2 420
	3 1 1 3 2 1 3	2,17	60	150	71	2,65	Gi1	GT3	6 370	-1 349	1 590	-666	30,05	7 749	2 255
	3 1 1 3 2 1 4	2,17	60	150	71	2,65	Gi1	GT4	6 364	-1 504	1 632	-385	29,98	7 897	2 017
	3 1 1 3 2 1 5	2,17	60	150	71	2,65	Gi1	GT5	6 359	-911	1 632	-1 643	30,02	7 300	3 275
2	3 1 1 3 2 2 1	2,17	60	150	71	2,65	Gi2	GT1	6 288	-758	1 773	-1 948	30,04	7 077	3 720
	3 1 1 3 2 2 2	2,17	60	150	71	2,65	Gi2	GT2	6 285	-1 144	1 773	-1 062	30,02	7 458	2 835
	3 1 1 3 2 2 3	2,17	60	150	71	2,65	Gi2	GT3	6 245	-1 293	1 896	-746	30,05	7 568	2 642
	3 1 1 3 2 2 4	2,17	60	150	71	2,65	Gi2	GT4	6 236	-1 144	1 938	-1 948	30,02	7 024	3 886
	3 1 1 3 2 2 5	2,17	60	150	71	2,65	Gi2	GT5	6 236	-758	1 938	-1 948	30,02	7 024	3 886
3	3 1 1 3 2 3 1	2,17	60	150	71	2,65	Gi3	GT1	6 334	-809	1 660	-1 674	30,04	7 173	3 334
	3 1 1 3 2 3 2	2,17	60	150	71	2,65	Gi3	GT2	6 330	-1 169	1 660	-986	30,02	7 529	2 646
	3 1 1 3 2 3 3	2,17	60	150	71	2,65	Gi3	GT3	6 294	-1 311	1 781	-696	30,05	7 634	2 477
	3 1 1 3 2 3 4	2,17	60	150	71	2,65	Gi3	GT4	6 280	-1 481	1 827	-402	29,98	7 791	2 229
	3 1 1 3 2 3 5	2,17	60	150	71	2,65	Gi3	GT5	6 280	-792	1 695	-1 743	30,04	7 142	3 438
4	3 1 1 3 2 4 1	2,17	60	150	71	2,65	Gi4	GT1	6 320	-792	1 695	-1 743	30,04	7 142	3 438
	3 1 1 3 2 4 2	2,17	60	150	71	2,65	Gi4	GT2	6 316	-1 160	1 695	-1 010	30,02	7 506	2 705
	3 1 1 3 2 4 3	2,17	60	150	71	2,65	Gi4	GT3	6 279	-1 304	1 818	-712	30,05	7 613	2 530
	3 1 1 3 2 4 4	2,17	60	150	71	2,65	Gi4	GT4	6 265	-1 477	1 864	-410	29,98	7 772	2 275
	3 1 1 3 2 4 5	2,17	60	150	71	2,65	Gi4	GT5	6 468	-1 008	1 313	-1 468	30,04	7 507	2 781
5	3 1 1 3 1 5 1	2,17	60	150	71	1,50	Gi5	GT1	6 468	-1 008	1 313	-1 468	30,04	7 507	2 781
	3 1 1 3 1 5 2	2,17	60	150	71	1,50	Gi5	GT2	6 466	-1 268	1 313	-1 026	30,02	7 764	2 338
	3 1 1 3 1 5 3	2,17	60	150	71	1,50	Gi5	GT3	6 437	-1 381	1 411	-760	30,05	7 849	2 171
	3 1 1 3 1 5 4	2,17	60	150	71	1,50	Gi5	GT4	6 427	-1 523	1 445	-459	29,98	7 980	1 904
	3 1 1 3 1 5 5	2,17	60	150	71	1,50	Gi5	GT5	6 477	-1 018	1 720	-1 925	68,22	7 563	3 645
6	3 1 2 3 1 5 1	2,17	60	200	71	1,50	Gi5	GT1	6 474	-1 275	1 720	-1 344	68,17	7 817	3 064
	3 1 2 3 1 5 2	2,17	60	200	71	1,50	Gi5	GT2	6 446	-1 387	1 850	-998	68,22	7 901	2 848
	3 1 2 3 1 5 3	2,17	60	200	71	1,50	Gi5	GT3	6 436	-1 526	1 895	-603	68,08	8 031	2 497
	3 1 3 3 1 5 1	2,17	60	250	71	1,50	Gi5	GT1	6 487	-1 031	2 105	-2 352	129,00	7 647	4 457
	3 1 3 3 1 5 2	2,17	60	250	71	1,50	Gi5	GT2	6 484	-1 284	2 105	-1 641	128,92	7 897	3 746
7	3 1 3 3 1 5 3	2,17	60	250	71	1,50	Gi5	GT3	6 457	-1 394	2 264	-1 218	129,02	7 980	3 482
	3 1 3 3 1 5 4	2,17	60	250	71	1,50	Gi5	GT4	6 447	-1 531	2 319	-736	128,75	8 107	3 056
	3 1 1 3 2 2 5	2,17	60	150	71	2,65	Gi2	GT5	6 236	-758	1 938	-1 948	30,02	7 024	3 886
	3 1 1 2 2 2 5	2,17	60	150	50	2,65	Gi2	GT5	6 280	-805	1 824	-1 832	22,18	7 107	3 656
	3 1 1 1 2 2 5	2,17	60	150	35	2,65	Gi2	GT5	6 350	-885	1 641	-1 635	16,58	7 251	3 276
8	3 1 2 3 2 2 5	2,17	60	200	71	2,65	Gi2	GT5	6 257	-779	2 515	-2 515	68,17	7 104	5 030
	3 1 2 2 2 2 5	2,17	60	200	50	2,65	Gi2	GT5	6 313	-842	2 316	-2 296	50,34	7 206	4 612
	3 1 2 1 2 2 5	2,17	60	200	35	2,65	Gi2	GT5	6 394	-939	2 031	-1 989	37,61	7 370	4 020
	3 1 3 3 2 2 5	2,17	60	250	71	2,65	Gi2	GT5	6 278	-803	3 049	-3 028	128,91	7 210	6 077
	3 1 3 2 2 2 5	2,17	60	250	50	2,65	Gi2	GT5	6 346	-880	2 754	-2 703	95,16	7 321	5 457
9	3 1 3 1 2 2 5	2,17	60	250	35	2,65	Gi2	GT5	6 432	-989	2 364	-2 266	71,05	7 492	4 630
	3 1 1 2 2 1 2	2,17	60	150	50	2,65	Gi1	GT2	6 409	-1 232	1 460	-893	22,18	7 663	2 353
	3 1 1 2 2 1 5	2,17	60	150	50	2,65	Gi1	GT5	6 369	-917	1 610	-1 528	22,18	7 308	3 137
	3 1 2 3 2 1 2	2,17	60	200	71	2,65	Gi1	GT2	6 403	-1 225	1 968	-1 218	68,17	7 696	3 186
	3 1 3 3 2 1 2	2,17	60	250	71	2,65	Gi1	GT2	6 409	-1 231	2 435	-1 475	128,92	7 769	3 910
10	3 2 1 3 2 1 5	2,17	70	150	71	2,65	Gi1	GT2	6 001	-912	1 632	-1 643	30,02	6 943	1 632
	3 3 1 3 2 1 5	2,17	80	150	71	2,65	Gi1	GT2	5 642	-912	1 632	-1 643	30,02	6 584	1 632
	3 2 1 3 2 2 5	2,17	70	150	71	2,65	Gi2	GT2	5 906	-759	1 938	-1 948	30,02	6 695	1 938
	3 3 1 3 2 2 5	2,17	80	150	71	2,65	Gi2	GT2	5 581	-759	1 938	-1 948	30,02	6 370	1 938
	2 1 1 3 2 1 2	1,00	60	150	71	2,65	Gi1	GT2	4 393	-1 513	1 479	-941	30,02	5 936	1 479
14	1 1 1 3 2 1 2	0,50	60	150	71	2,65	Gi1	GT2	3 554	-1 663	1 479	-941	30,02	5 247	1 479
	2 1 1 3 1 1 5	1,00	60	150	71	2,65	Gi2	GT5	4 235	-952	1 938	-1 948	30,02	5 217	1 938
	1 1 1 3 2 2 5	0,50	60	150	71	2,65	Gi2	GT5	<b>3 403</b>	-1 064	1 938	-1 948	30,20	<b>4 497</b>	1 938

Rys. 8–3 Wyniki obliczeń zapotrzebowania na energię użytkową do ogrzewania  $Q_{H,nd}$  i chłodzenia  $Q_{C,nd}$ , ilość ciepła pobranego  $Q_{GWC(+)}$  i oddanego  $Q_{GWC(-)}$  do gruntu oraz ilość dodatkowej energii elektrycznej  $E_{el,GWC}$  niezbędnej do przetłoczenia powietrza przez PRGWC

## 8.5 Ocena wpływu PRGWC na zużycie energii użytkowej

W wyniku analizy pierwszej serii wariantów grupy A jako optymalny system sterowania, na podstawie kryterium oceny  $KOI$  wytypowano  $GT5$  z granicznymi temperaturami przełączania przepustnicy  $KLI$  wynoszącymi dla ogrzewania  $\theta_{out} < 10 \text{ }^\circ\text{C}$ , dla chłodzenia  $\theta_{out} > 18 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Zmiana nastaw nie wpływa w sposób znaczący na zmianę zużycia energii użytkowej do ogrzewania. Różnice w sposób widoczny rysują się w przypadku zużycia ciepła użytkowego do chłodzenia  $Q_{C,nd}$  i sumy zużycie energii  $Q_{H,nd} + Q_{C,nd} + E_{elGWC}$ .

Seria wariantów	Numer wariantu	Zmienna decyzyjna							$Q_{H,nd}$	$Q_{C,nd}$	$Q_{GWC(+)}$	$Q_{GWC(-)}$	$E_{el.GWC}$	$Q_{H,nd}+Q_{C,nd}+E_{elGWC}$	$Q_{GWC(+)}+Q_{GWC(-)}$
		n50	$\epsilon$	V	L	H	Gi	GT							
		[kWh/rok]													
1	3 1 1 3 2 1 1	2,17	60	150	71	2,65	Gi1	GT1	6 406	-911	1 479	-1 643	30,04	7 347	3 122
	3 1 1 3 2 1 2	2,17	60	150	71	2,65	Gi1	GT2	6 402	-1 222	1 479	-941	30,02	7 655	2 420
	3 1 1 3 2 1 3	2,17	60	150	71	2,65	Gi1	GT3	6 370	-1 349	1 590	-666	30,05	7 749	2 255
	3 1 1 3 2 1 4	2,17	60	150	71	2,65	Gi1	GT4	6 364	-1 504	1 632	-385	29,98	7 897	2 017
	3 1 1 3 2 1 5	2,17	60	150	71	2,65	Gi1	GT5	6 359	-911	1 632	-1 643	30,02	7 300	3 275

Rys. 8–4 Badania dla serii wariantów 1 zmienności zapotrzebowanie na energię użytkową do ogrzewania  $Q_{H,nd}$  i chłodzenia  $Q_{C,nd}$

Najmniej korzystna strategia sterowania przepustnicą *KLI* w przypadku pierwszego kryterium oceny *KO1* to strategia *GT1* (dla ogrzewania  $\theta_{out} < 6$  °C, dla chłodzenia  $\theta_{out} > 18$  °C), w przypadku oceny według *KO2* to strategia *GT4* (dla ogrzewania  $\theta_{out} < 10$  °C, dla chłodzenia  $\theta_{out} > 24$  °C).

Analiza serii wariantów 2 ÷ 4 prowadzona była przy zmianie kierunku przepływu powietrza przez wymiennik (*Gi2*) i przy zmianie spadku podłużnego wymiennika i kierunku przepływu (*Gi3*, *Gi4*), przy zachowaniu średniej głębokości zagłębienia  $H_{z\ \acute{s}r} = 2,65$  m.

2	3 1 1 3 2 2 1	2,17	60	150	71	2,65	Gi2	GT1	6 288	-758	1 773	-1 948	30,04	7 077	3 720
	3 1 1 3 2 2 2	2,17	60	150	71	2,65	Gi2	GT2	6 285	-1 144	1 773	-1 062	30,02	7 458	2 835
	3 1 1 3 2 2 3	2,17	60	150	71	2,65	Gi2	GT3	6 245	-1 293	1 896	-746	30,05	7 568	2 642
3	3 1 1 3 2 3 1	2,17	60	150	71	2,65	Gi3	GT1	6 334	-809	1 660	-1 674	30,04	7 173	3 334
	3 1 1 3 2 3 2	2,17	60	150	71	2,65	Gi3	GT2	6 330	-1 169	1 660	-986	30,02	7 529	2 646
	3 1 1 3 2 3 3	2,17	60	150	71	2,65	Gi3	GT3	6 294	-1 311	1 781	-696	30,05	7 634	2 477
4	3 1 1 3 2 4 1	2,17	60	150	71	2,65	Gi4	GT1	6 320	-792	1 695	-1 743	30,04	7 142	3 438
	3 1 1 3 2 4 2	2,17	60	150	71	2,65	Gi4	GT2	6 316	-1 160	1 695	-1 010	30,02	7 506	2 705
	3 1 1 3 2 4 3	2,17	60	150	71	2,65	Gi4	GT3	6 279	-1 304	1 818	-712	30,05	7 613	2 530
	3 1 1 3 2 4 5	2,17	60	150	71	2,65	Gi4	GT5	6 265	-1 477	1 864	-410	29,98	7 772	2 275

Rys. 8–5 Badania dla serii wariantów 2÷4 zmienności zapotrzebowanie na energię użytkową do ogrzewania  $Q_{H,nd}$  i chłodzenia  $Q_{C,nd}$

Optymalnym wariantem przy kryterium oceny *KO1* i *KO2* jest wariant 3113225, czyli wymiennik ułożony na tych samych zagłębieniach jak w przypadku badanego rozwiązania, lecz z przeciwnym przepływem powietrza (*Gi2*) i strategią sterowania *GT5*.

Analiza serii wariantów 5÷7 wykonywana była dla innego niż dotychczas zagłębienia i spadku wymiennika – wymiennik poziomy ułożony na głębokości 1,5 m, z minimalnym spadkiem 0,3 %. Wymiennik obciążono trzema wielkościami przepływu powietrza  $V_n=150$  m<sup>3</sup>/h,  $V_n=200$  m<sup>3</sup>/h,  $V_n=250$  m<sup>3</sup>/h, zmieniano również strategię sterowania. Na podstawie kryterium *KO1* optymalnym wariantem jest wariant 3113155, na podstawie *KO2* wariant 3113151.

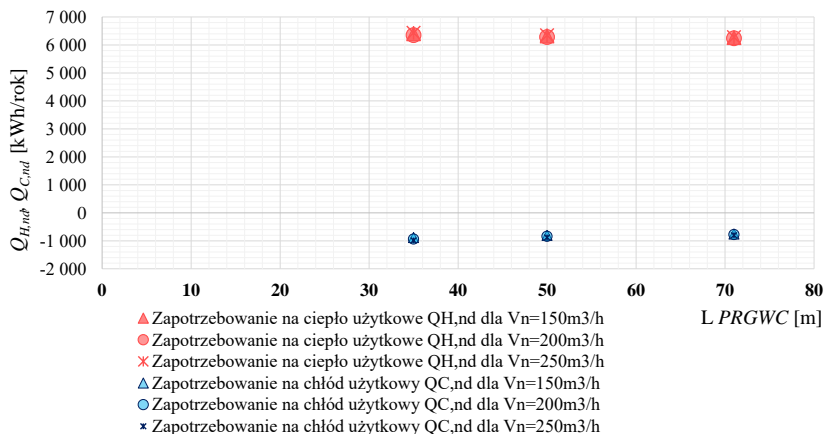
Seria wariantów	Numer wariantu	Zmienna decyzyjna							$Q_{H,nd}$	$Q_{C,nd}$	$Q_{GWC(+)}$	$Q_{GWC(-)}$	$E_{el.GWC}$	$Q_{H,nd}+Q_{C,nd}+E_{elGWC}$	$Q_{GWC(+)}+Q_{GWC(-)}$
		n50	$\epsilon$	V	L	H	Gi	GT							
		[kWh/rok]													
5	3 1 1 3 1 5 1	2,17	60	150	71	1,50	Gi5	GT1	6 468	-1 008	1 313	-1 468	30,04	7 507	2 781
	3 1 1 3 1 5 2	2,17	60	150	71	1,50	Gi5	GT2	6 466	-1 268	1 313	-1 026	30,02	7 764	2 338
	3 1 1 3 1 5 3	2,17	60	150	71	1,50	Gi5	GT3	6 437	-1 381	1 411	-760	30,05	7 849	2 171
	3 1 1 3 1 5 5	2,17	60	150	71	1,50	Gi5	GT5	6 427	-1 523	1 445	-459	29,98	7 980	1 904
6	3 1 2 3 1 5 1	2,17	60	200	71	1,50	Gi5	GT1	6 477	-1 018	1 720	-1 925	68,22	7 563	3 645
	3 1 2 3 1 5 2	2,17	60	200	71	1,50	Gi5	GT2	6 474	-1 275	1 720	-1 344	68,17	7 817	3 064
	3 1 2 3 1 5 3	2,17	60	200	71	1,50	Gi5	GT3	6 446	-1 387	1 850	-998	68,22	7 901	2 848
7	3 1 2 3 1 5 5	2,17	60	200	71	1,50	Gi5	GT5	6 436	-1 526	1 895	-603	68,08	8 031	2 497
	3 1 3 3 1 5 1	2,17	60	250	71	1,50	Gi5	GT1	6 487	-1 031	2 105	-2 352	129,00	7 647	4 457
	3 1 3 3 1 5 2	2,17	60	250	71	1,50	Gi5	GT2	6 484	-1 284	2 105	-1 641	128,92	7 897	3 746
	3 1 3 3 1 5 3	2,17	60	250	71	1,50	Gi5	GT3	6 457	-1 394	2 264	-1 218	129,02	7 980	3 482
	3 1 3 3 1 5 5	2,17	60	250	71	1,50	Gi5	GT5	6 447	-1 531	2 319	-736	128,75	8 107	3 056

Rys. 8–6 Badania dla serii wariantów 5÷7 zmienności zapotrzebowanie na energię użytkową do ogrzewania  $Q_{H,nd}$  i chłodzenia  $Q_{C,nd}$

Warianty serii 8 ÷ 9 obejmują badania PRGWC ułożonego na tych samych głębokościach co badany PRGWC, lecz ze spadkiem przeciwnym – zgodnym z kierunkiem przepływu powietrza (Gi2), wymiennik obciążono przepływami powietrza wentylacyjnego  $V_n=150 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $V_n=200 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $V_n=250 \text{ m}^3/\text{h}$ . Badania przeprowadzono dla trzech długości wymiennika  $L=35 \text{ m}$ ,  $L=50 \text{ m}$ ,  $L=71 \text{ m}$  (stan rzeczywisty).

Seria wariantów	Numer wariantu	Zmienna decyzyjna							$Q_{H,nd}$	$Q_{C,nd}$	$Q_{GWC(+)}$	$Q_{GWC(-)}$	$E_{el.GWC}$	$Q_{H,nd}+Q_{C,nd}+E_{el.GWC}$	$Q_{GWC(+)}+Q_{GWC(-)}$	
		n50	$\epsilon$	V	L	H	Gi	GT	[kWh/rok]							
8	3 1 1 3 2 2 5	2,17	60	150	71	2,65	Gi2	GT5	6 236	-758	1 938	-1 948	30,02	7 024	3 886	
	3 1 1 2 2 2 5	2,17	60	150	50	2,65	Gi2	GT5	6 280	-805	1 824	-1 832	22,18	7 107	3 656	
	3 1 1 1 2 2 5	2,17	60	150	35	2,65	Gi2	GT5	6 350	-885	1 641	-1 635	16,58	7 251	3 276	
9	3 1 2 3 2 2 5	2,17	60	200	71	2,65	Gi2	GT5	6 257	-779	2 515	-2 515	68,17	7 104	5 030	
	3 1 2 2 2 2 5	2,17	60	200	50	2,65	Gi2	GT5	6 313	-842	2 316	-2 296	50,34	7 206	4 612	
	3 1 2 1 2 2 5	2,17	60	200	35	2,65	Gi2	GT5	6 394	-939	2 031	-1 989	37,61	7 370	4 020	
10	3 1 3 3 2 2 5	2,17	60	250	71	2,65	Gi2	GT5	6 278	-803	3 049	-3 028	128,91	7 210	6 077	
	3 1 3 2 2 2 5	2,17	60	250	50	2,65	Gi2	GT5	6 346	-880	2 754	-2 703	95,16	7 321	5 457	
	3 1 3 1 2 2 5	2,17	60	250	35	2,65	Gi2	GT5	6 432	-989	2 364	-2 266	71,05	7 492	4 630	

Rys. 8–7 Badania dla serii wariantów 8÷9, zmienności zapotrzebowanie na energię użytkową do ogrzewania  $Q_{H,nd}$  i chłodzenia  $Q_{C,nd}$  w funkcji długości wymiennika przy różnych obciążeniach przepływem



Rys. 8–8 Badania zmienności zapotrzebowanie na energię użytkową do ogrzewania  $Q_{H,nd}$  i chłodzenia  $Q_{C,nd}$ , w funkcji długości wymiennika przy różnych obciążeniach przepływem

Przy przepływie powietrza na poziomie  $150 \text{ m}^3/\text{h}$  różnica w ilości pozyskanego z gruntu ciepła pomiędzy wymiennikiem o  $L=71 \text{ m}$ , a  $50 \text{ m}$  wynosi  $114 \text{ kWh/rok}$  i wywołuje wzrost zapotrzebowania na  $Q_{H,nd}$  o  $44 \text{ kWh/rok}$  (1 %), różnica w ciepłe pozyskanym dla  $L=50 \text{ m}$  i  $35 \text{ m}$  wynosi  $183 \text{ kWh/rok}$  i wywołuje wzrost  $Q_{H,nd}$  o kolejne  $69 \text{ kWh/rok}$  (kolejny 1 %). W przypadku kryterium  $KO2$  różnica wynosi  $83 \text{ kWh/rok}$ . Powyższe w zasadzie potwierdza znaczne przewymiarowania długości PRGWC.

Dodatkowo porównano badany wymiennik o długości  $71 \text{ m}$  z wymiennikiem o długości  $50 \text{ m}$  i kierunkiem przepływu powietrza zgodnym ze spadkiem dna (z zachowaniem tych samych rzędnych początkowych i końcowych). Okazało się, że skrócenie wymiennika o  $21 \text{ m}$  w stosunku do obecnego pozwoliłoby zaoszczędzić  $122 \text{ kWh/rok}$  ciepła użytkowego i  $547 \text{ kWh/rok}$  chłodu użytkowego (rys. 11.11)

Numer wariantu	Zmienna decyzyjna							$Q_{H,nd}$	$Q_{C,nd}$	$Q_{GWC(+)}$	$Q_{GWC(-)}$	$E_{el.GWC}$	$Q_{H,nd}+Q_{C,nd}+E_{el.GWC}$	$Q_{GWC(+)}+Q_{GWC(-)}$
	n50	$\epsilon$	V	L	H	Gi	GT	[kWh/rok]						
3 1 1 3 2 1 2	2,17	60	150	71	2,65	Gi1	GT2	6 402	-1 222	1 479	-941	30,02	7 655	2 420
3 1 1 2 2 2 5	2,17	60	150	50	2,65	Gi2	GT5	6 280	-805	1 824	-1 832	22,18	7 107	3 656

Rys. 8–9 Porównanie zapotrzebowanie na energię użytkową do ogrzewania  $Q_{H,nd}$  i chłodzenia  $Q_{C,nd}$  dla wymiennika o długości  $71 \text{ m}$ , w ułożeniu Gi1 i strategii sterowania GT2 (rzeczywiste warunki ułożenia badanego wymiennika) z wymiennikiem o długości  $51 \text{ m}$ , w ułożeniu Gi2 i strategii sterowania GT5



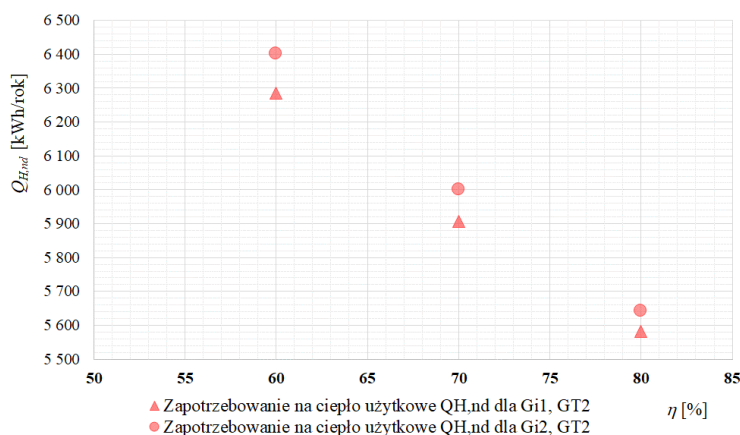
## 8.6 Ocena wpływu sprawności rekuperatora na zużycie energii użytkowej

Seria wariantów numer 13 obejmuje analizę zużycia ciepła użytkowego do ogrzewania i chłodzenia w zależności od zmiany sprawności rekuperatora w zakresie 60 %, 70 %, 80 %. Symulację przeprowadzono dla dwóch wariantów ułożenia wymiennika *Gi1* i *Gi2* przy założonym modelu sterowania *GT5*.

Seria wariantów	Numer wariantu	Zmienna decyzyjna							$Q_{H,nd}$	$Q_{C,nd}$	$Q_{GWC(+)}$	$Q_{GWC(-)}$	$E_{el,GWC}$	$Q_{H,nd}+Q_{C,nd}+E_{el,GWC}$	$Q_{GWC(+)}+Q_{GWC(-)}$
		$n_{50}$	$\epsilon$	V	L	H	Gi	GT	[kWh/rok]						
		13	3 2 1 3 2 1 5	2,17	70	150	71	2,65	Gi1	GT2	6 001	-912	1 632	-1 643	30,02
	3 3 1 3 2 1 5	2,17	80	150	71	2,65	Gi1	GT2	5 642	-912	1 632	-1 643	30,02	6 584	1 632
	3 2 1 3 2 2 5	2,17	70	150	71	2,65	Gi2	GT2	5 906	-759	1 938	-1 948	30,02	6 695	1 938
	3 3 1 3 2 2 5	2,17	80	150	71	2,65	Gi2	GT2	5 581	-759	1 938	-1 948	30,02	6 370	1 938

Rys. 8–10 Badania zmienności zapotrzebowanie na energię użytkową do ogrzewania  $Q_{H,nd}$  i chłodzenia  $Q_{C,nd}$ , w zależności od efektywności rekuperatora

Zmiana efektywności rekuperatora w badanym budynku wpływa wyłącznie na zmianę 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 %).



Rys. 8–11 Badania zmienności zapotrzebowania na energię użytkową do ogrzewania  $Q_{H,nd}$  w zależności od sprawności rekuperatora

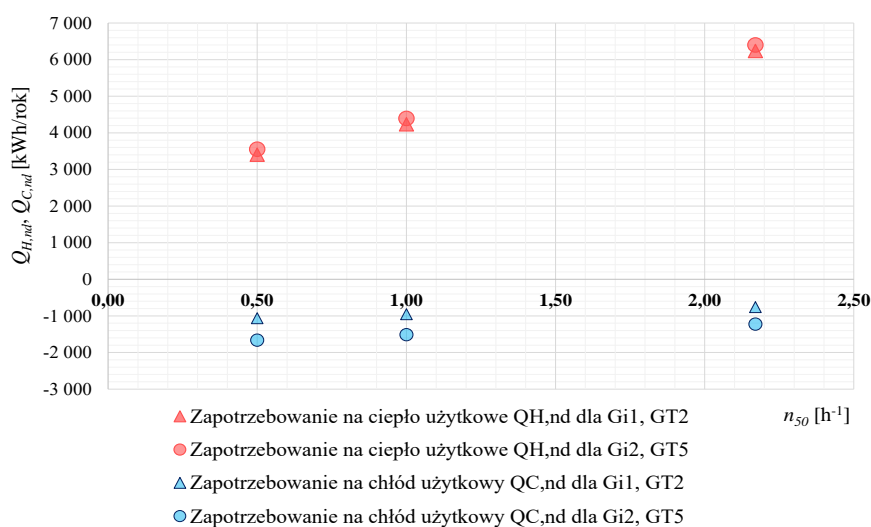
## 8.7 Wpływ szczelności powietrznej budynku na zużycie energii użytkowej

Seria wariantów numer 14 obejmuje analizę zużycia ciepła użytkowego do ogrzewania i chłodzenia w zależności od zmiany współczynnika szczelności budynku  $n_{50}$ . Przeanalizowano trzy wartości  $n_{50} = 2,17 \text{ h}^{-1}$  (obecny poziom szczelności),  $n_{50} = 1 \text{ h}^{-1}$  i  $n_{50} = 0,5 \text{ h}^{-1}$ . Symulację przeprowadzono dla dwóch wariantów ułożenia wymiennika *Gi1* i *Gi2* oraz dwóch wariantów sterowania *GT2* i *GT5*. Dwukrotna poprawa szczelności budynku z wartości  $n_{50} = 2,17 \text{ h}^{-1}$  do  $n_{50} = 1 \text{ h}^{-1}$  powoduje zmniejszenie wartości  $Q_{H,nd}$  o ponad 30 %, kolejne dwukrotne zmniejszenia z  $n_{50} = 1 \text{ h}^{-1}$  do  $n_{50} = 0,5 \text{ h}^{-1}$  powoduje niespełna 20 % zmniejszenia  $Q_{H,nd}$ . W tym samym czasie zapotrzebowanie na chłód użytkowy  $Q_{C,nd}$  wzrasta odpowiednio o około 24 % i około 10 %. Tak więc poprawa szczelności budynku

w badanym przypadku przyczynia się do zmniejszenia zapotrzebowania na ciepło użytkowe i do wzrostu zapotrzebowania na chłód użytkowy.

Seria wariantów	Numer wariantu	Zmienna decyzyjna							$Q_{H,nd}$	$Q_{C,nd}$	$Q_{GWC(+)}$	$Q_{GWC(-)}$	$E_{el,GWC}$	$Q_{H,nd}+Q_{C,nd}+E_{el,GWC}$	$Q_{GWC(+)}+Q_{GWC(-)}$	
		$n_{50}$	$\epsilon$	V	L	H	Gi	GT	[kWh/rok]							
		14	2 1 1 3 2 1 2	1,00	60	150	71	2,65	Gi1	GT2	4 393	-1 513	1 479	-941	30,02	5 936
	1 1 1 3 2 1 2	0,50	60	150	71	2,65	Gi1	GT2	3 554	-1 663	1 479	-941	30,02	5 247	1 479	
	2 1 1 3 1 1 5	1,00	60	150	71	2,65	Gi2	GT5	4 235	-952	1 938	-1 948	30,02	5 217	1 938	
	1 1 1 3 2 2 5	0,50	60	150	71	2,65	Gi2	GT5	3 403	-1 064	1 938	-1 948	30,20	4 497	1 938	

Rys. 8–12 Badania zmienności zapotrzebowanie na energię użytkową do ogrzewania  $Q_{H,nd}$  i chłodzenia  $Q_{C,nd}$ , w funkcji wskaźnika szczelności budynku  $n_{50}$ .



Rys. 8–13 Zapotrzebowanie na energię użytkową do ogrzewania  $Q_{H,nd}$  i chłodzenia  $Q_{C,nd}$ , w funkcji wskaźnika szczelności budynku  $n_{50}$ . Wartości wyznaczone zostały przy stałej sprawności odzyskiwania ciepła rekuperatora  $\eta = 0,6$ , przepływu powietrza wentylacyjnego  $V_n=150 \text{ m}^3/\text{h}$ , PRGWC o długości  $L=71 \text{ m}$ , dwóch zmiennych wartościach spadków podłużnych  $Gi1$  i  $Gi2$  i strategii sterowania  $GT1, GT2$

## 8.8 Wariant optymalny

Bazując na analizach wybranych wariantów, dla danego kryterium oceny  $KO1 (Q_{H,nd})_{min}$  i  $KO2 (Q_{H,nd} + Q_{C,nd} + E_{elGWC})_{min}$  jako wariant optymalny w obu kryteriach oceny wybrano wariant 1113225, w którym obje funkcje celu osiągną minimum.

Wariant	Zmienna decyzyjna							$Q_{H,nd}$	$Q_{C,nd}$	$Q_{GWC(+)}$	$Q_{GWC(-)}$	$E_{el,GWC}$	$Q_{H,nd}+Q_{C,nd}+E_{el,GWC}$	$Q_{GWC(+)}+Q_{GWC(-)}$
	$n_{50}$	$h$	V	L	H	Gi	GT	[kWh/rok]						
Rzeczywisty	2,17	60	150	71	2,65	Gi1	GT2	6 402	-1 222	1 479	-941	30,02	7 655	2 420
Optymalny	0,50	60	150	71	2,65	Gi2	GT5	3 403	-1 064	1 938	-1 948	30,20	4 497	1 938

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 %.

## 8.9 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 uwydatnia 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  $Q_{C,nd}$ , które w tym przypadku nie jest kryterium oceny, 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<sup>-1</sup> do  $n_{50} = 1$  h<sup>-1</sup> powoduje zmniejszenie wartości  $Q_{H,nd}$  o ponad 30 %, kolejne dwukrotne zmniejszenia z  $n_{50} = 1$  h<sup>-1</sup> do  $n_{50} = 0,5$  h<sup>-1</sup> 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 %.

## 9. 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 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.
3. 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 zużycie 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  $\text{CO}_2$ , poprzez zastosowanie

rozwiązań takich jak przepustnice regulacyjne (w badanym przypadku sterowane ręcznie) domaga się wprowadzenia automatycznych mechanizmów sterujących w funkcji CO<sub>2</sub>, 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.



## Bibliografia

---

- [1] Report Climat Change 2022, mitigation of Climat Change, The Intergovernmental Panel on Climate Change.
- [2] Special Report Global Warming of 1,5 oC, The Intergovernmental Panel on Climate Change.
- [3] K. Górka, Wdrażanie koncepcji rozwoju zrównoważonego i trwałego, *Ekonomia i Środowisko* 2 (32), 2007.
- [4] A. Bać i J. Kasperski, Kierunki rozwoju budownictwa energooszczędnego i wykorzystania odnawialnych źródeł energii, Wrocław: Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, 2013.
- [5] Annex 52 – Task 40 Towards Net – Zero Energy Solar Buildings, International Energy Agency, EBC Executive Committee Support Services Unit, 2014.
- [6] J. Sowa, Budynki o niemal zerowym zużyciu energii, Warszawa: Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, 2017.
- [7] I. C. B. i. R. O. U. J. Centrum Ewaluacji i Analiz Polityk Publicznych, „Raport Końcowy – Bilans Kompetencji Branżowych Budownictwo Pasywne i Energooszczędne,” Urząd Miasta Krakowa, Kraków, 2013.
- [8] E. Szczechowiak, Układy ogrzewania, wentylacji i klimatyzacji w budynkach energetycznie efektywnych, *Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja* 50/4 (2019) 149-158.
- [9] S. Rosolski, Komfort klimatyczny a jakość życia, Poznań: Zeszyty Naukowe Politechniki Poznańskiej, Architektura, Urbanistyka, Architektura Wnętrz Nr 2, 2020.
- [10] R. R. Gonzalez i J. B. Pierce, „Experimental analysis of thermal acceptability,” w *A symposium on "Thermal Analysis Human Comfort - Indoor Environments"*, February 11, 1977, Connecticut, 1977.
- [11] A. Bogdan i M. Chludzińska, Oddziaływanie człowieka na środowisko w pomieszczeniach, *Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja* 5/2008, 2008.

- [12] P. O. Fanger, „Thermal comfort in indoor environments,” w *A symposium on "Thermal Analysis Human Comfort - Indoor Environments"*, February 11, 1977, 1977.
- [13] A. Dylla, *Fizyka ciepła budowli w praktyce*, Warszawa: PWN, 2015.
- [14] A. Bohojło-Wiśniewska, Wyznaczenie parametrów komfortu cieplnego pomieszczenia mieszkalnego w warunkach złożonej wymiany ciepła, *Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja* 44/4 (2013) 168-172.
- [15] A. Pełech, *Wentylacja i klimatyzacja - podstawy*, IV red., Wrocław: Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, 2013.
- [16] L. Dzwonkowski, A. Michajlik, W. Ramotowski i Z. Wojciechowski, *Anatomia i Fizjologia Człowieka*, Warszawa: Państwowy Zakład Wydawnictw Lekarskich, 1961.
- [17] Rozporządzenie Ministra Rodziny, Pracy i Polityki Społecznej w sprawie najwyższych dopuszczalnych stężeń i natężeń czynników szkodliwych dla zdrowia w środowisku pracy, Dz.U. z 2018r., poz. 1286.
- [18] A. Murkowski i E. Skórska, Czy zwiększona zawartość dwutlenku węgla w powietrzu ma wpływ na sprawność intelektualną człowieka?, *Kosmos Problemy Nauk Biologicznych*, Tom 65 Numer 4 (313) (2016).
- [19] U. Satish, M. J. Mendell, K. Shekhar, T. Hotchi, D. Sullivan, S. Streufert i W. J. Fisk, Is CO<sub>2</sub> an Indoor Pollutant? Direct Effects of Low-to-Moderate CO<sub>2</sub>, *Environmental Health Perspectives* Vol.120 No.12 (2012).
- [20] X. Zhang, P. Wargocki i Z. Lian, „Effects of exposure to carbon dioxide and human bioeffluents on cognitive performance,” *Procedia Engineering* 121, 138-142, 2015, 2015.
- [21] X. Zhang, P. Wargocki i Z. Lian, Human responses to carbon dioxide, a follow-up study at recommended exposure limits in non-industrial environments, *Building and Environment* 100 (2016) 162-171.
- [22] J. G. Allen, P. Macnaughton, U. Satish, S. Santanam, J. Vallarino i J. Spengler, „Associations of cognitive function scores with carbon dioxide, ventilation, and volatile organic compound exposures in office workers: a controlled exposure study of green and conventional office environments,” *Environmental Health Perspectives*, 124, 6, 805-812, 2015r., 2015.
- [23] C. Pacurar i C. Cernazanu, „A study of CO<sub>2</sub> influence on student activity in classroom,” *Revista Romana de Inginerie Civila* 4 (2013) 79-88.
- [24] T. Mróz i K. Szkarłat, Wpływ strategii sterowania na komfort klimatyczny w budynku pasywnym, *Instal* 5 (2013).
- [25] PN-57/B-02495 Współczynniki przenikania ciepła k dla przegród budowlanych. Wartości liczbowe, Polski Komitet Normalizacyjny.
- [26] PN-64/B-03404 Współczynniki przenikania ciepła k dla przegród budowlanych, Polski Komitet Normalizacyjny.
- [27] PN-74/B-03404 Ogrzewnictwo. Współczynniki przenikania ciepła K dla przegród budowlanych, Polski Komitet Normalizacyjny.
- [28] PN-82/B-02020 Ochrona cieplna budynków. Wymagania i obliczenia, Polski Komitet Normalizacyjny.



- [29] PN-91/B-02020 Ochrona cieplna budynków. Wymagania i obliczenia, Polski Komitet Normalizacyjny.
- [30] Rozporządzenie Ministra Infrastruktury w sprawie warunków technicznych, jakim powinny odpowiadać budynki i ich usytuowanie (Dz.U.2019 poz.1065 z p.zmianami).
- [31] Dyrektywa Parlamentu Europejskiego i Rady 2010/31/UE z dnia 19 maja 2010 r. w sprawie charakterystyki energetycznej budynków.
- [32] B. Radomski, Projektowanie instalacji sanitarnych w budynkach pasywnych – studium przypadku, Inżynier Budownictwa nr 9 (142) (2016) 84–89.
- [33] M. Hancock i M. A. Humphreys, Do people like to feel neutral? Exploring the variation of the desired thermal sensation on the ASHRAE scale, *Energy and Buildings* 39 (2007) 867-874, 2007.
- [34] N. Nord, T. Tereshchenko, L. H. Qvistgaard i I. S. Tryggestad, Influence of Occupant Behavior and Operation on Performance of Residential Zero Emission Building in Norway, *Energy and Building Volume 159* (2018) Pages 75-88.
- [35] K. Pietrzyk, Bioclimatic tools for sustainable design – uncertainty perspective, Syracuse, NY, USA: 7th International Building Physics Conference IBPC, Healthy, Intelligent and Resilient Buildings and Urban Environment, 2018.
- [36] M. Porowski, R. Górzeński i M. Szymański, Systemy HVAC w kontekście nowych wymagań, *Builder* 98 (2018).
- [37] PN-EN 15251 Parametry wejściowe środowiska wewnętrznego dotyczące projektowania i oceny charakterystyki energetycznej budynków, obejmujące jakość powietrza wewnętrznego, środowisko cieplne, oświetlenie i akustykę, Polski Komitet Normalizacyjny.
- [38] Ł. Amanowicz i E. Szczechowiak, Zasady projektowania systemów wentylacji budynków energooszczędnych, *Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja* 48/2 (2017) 72-78.
- [39] A. Górka, K. Bandurski i E. Szczechowiak, Budynki efektywne energetycznie - zintegrowane metody symulacji i projektowania, Krynica: Innowacyjne wyzwania techniki budowlanej : 63 Konferencja Naukowa Komitetu Inżynierii Lądowej i Wodnej PAN oraz Komitetu Nauki PZITB, Krynica 2017, 2017.
- [40] M. Basińska, Charakterystyka techniczna budynków niskoenergetycznych, Poznań: Budownictwo niskoenergetyczne-prawo, technologia, praktyka. Ogólnopolska Konferencja Szkoleniowa Poznań, 30 września 2008r, 2008.
- [41] E. K. Simpeh, J.-P. G. Pillay, R. Ndiokubwayo i D. J. Nalumu, Improving energy efficiency of HVAC systems in buildings: a review of best practices, *International Journal of Building Pathology and Adaptation* T.40 No.2 (2022) 165-182.
- [42] B. Radomski i T. M. Mróz, Wybór sposobu zasilania w odnawialną energię pierwotną pasywnych jednorodzinnych budynków mieszkalnych, zgodnych z Passive House Institute (PHI) - aspekt ekonomiczny, *Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja* 50/7 (2019) 243-252.
- [43] E. Szczechowiak, Efektywność energetyczna w zaopatrzeniu budynków w ciepło, *Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja* 43/1 (2012) 15÷21, 2012.

- [44] E. Hutnik, A. Kałwa i J. Dąbrowski, Projekt badawczy wzorcowego osiedla we Wrocławiu wykorzystującego energię odnawialną, Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja 42/11 (2011) 466÷469, 2011.
- [45] M. Nantka i M. Mietła, Efektywność energetyczna i ekonomiczna budynku pasywnego, Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja 11/2007.
- [46] R. Stachniewicz i A. Świącicki, Praktyczna weryfikacja założeń projektowych budynku wzniesionego w standardzie niskoenergetycznym, Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja 50/1 (2019) 3-8.
- [47] J. Sinacka i E. Szczechowiak, Analiza eksploatacyjna budynku pasywnego w aspekcie komfortu klimatycznego i zużycia energii, Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja 48/12 (2017) 497-504.
- [48] A. Miszczuk i K. Żmijewski, Analiza budynków o niskim zapotrzebowaniu na energię, Materiały budowlane 1 (nr 509) (2015).
- [49] S. Pater, Field measurements and energy performance analysis of renewable energy source devices in a heating and cooling system in a residential building in southern Poland, Energy and Buildings 199 (2019) 115–125, 2019.
- [50] A. Siuta-Olcha i T. Cholewa, Badania eksperymentalne słonecznej instalacji ciepłej wody użytkowej w warunkach klimatycznych Lublina. Część 1. Ocena rzeczywistych efektów energetycznych, Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja 42/9 (2011) 339÷344, 2011.
- [51] A. Biao i M. Bernier, Achieving total domestic hot water production with renewable energy, Building and Environment 43 (2008) 651-660.
- [52] P. Liu, M. J. Alonso i H. M. Mathisen, Performance of a quasi-counter-flow air-to-air membrane energy exchanger in cold climates, Energy and Buildings 119 (2016) 129-142.
- [53] A. Jedlikowski, Skuteczność odzyskiwania ciepła z powietrza wentylacyjnego w wymiennikach krzyżowych pracujących w układzie pojedynczym lub podwójnym, Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja 48/7 (2017) 301-308, 2017.
- [54] M. Adamski, Wpływ zysków ciepła w przewodzie doprowadzającym powietrze zewnętrzne na sprawność rekuperatora, Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja 2 (2008).
- [55] V. R. Tarnawski, Computer analysis, design and simulation of horizontal ground heat exchanger, International Journal of Energy Research, Vol. 17 (1993) 467 – 477.
- [56] M. Bojic, N. Trifunovic, G. Papadakis i S. Kyritsis, Numerical simulation, technical and economic evaluation of air-to-earth heat exchanger coupled to a building, Energy Vol.22 No12 (1997) 1151-1158.
- [57] M. De Paepe i A. Janssens, Thermo-hydraulic design of earth-air heat exchangers, Energy and Buildings 35 (2003) 389-397.
- [58] G. Mihalakakou, M. Santamouris i D. Asimakopoulos, Modelling the thermal performance of earth-to-air heat exchangers, Solar Energy Vol.53 No.3 (1994) 301-305.
- [59] H. Foit, Model cyfrowy przebiegu zmian temperatury powietrza wentylacyjnego pierwotnego przepływającego przez pojedynczy kanał zagłębiony w gruncie,

- [60] H. Foit, Analiza czynników warunkujących wymianę ciepła między gruntem a niskotemperaturowymi źródłami ciepła w nim zanurzonymi, Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Inżynieria Środowiska, Zeszyt 32, Nr 979, 1990.
- [61] H. Foit, Transpozycja wyników obliczeń zmian temperatury powietrza przepływającego kanałami zagłębionymi w gruncie, Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Inżynieria Środowiska Zeszyt 32 Nr 979 (1990).
- [62] H. Foit, Wyznaczenie kresu górnego zmian temperatury powietrza przepływającego kanałem zagłębionym w gruncie w warunkach periodycznych zmian temperatury powietrza zewnętrznego, Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Inżynieria Środowiska Zeszyt 32 Nr 979 (1990).
- [63] H. Wu, S. Wang i D. Zhu, Modelling and evaluation of cooling capacity of earth-air-pipe systems, *Energy Conservation&Management* 48 (2007) 1462-1471, 2007.
- [64] G. Chardome i V. Feldheim, Heat transfer and condensation in an earth-air heat exchanger: 2D/3D numerical modeling validated by experimental measurements, *Energy and Buildings* 205 (2019).
- [65] M. Szymański i J. Wojtkowiak, Uproszczona metoda wymiarowania i oceny opłacalności gruntowego wymiennika ciepła w układzie wentylacji budynku, *Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja* nr 7–8 (2007) 448 – 449.
- [66] J. Rucińska, Zastosowanie uproszczonej metody projektowania gruntowego wymiennika ciepła do oceny jego efektywności energetycznej, *Fizyka budowli w teorii i praktyce. Tom II* (2007).
- [67] Ł. Amanowicz i J. Wojtkowiak, Wpływ oporu przewodzenia ciepła gruntu oraz wykraplania wilgoci na energię uzyskiwaną za pomocą gruntowego powietrznego wielorurowego wymiennika ciepła, *Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja* 43/1 (2012) 1 – 44.
- [68] F. Bartyzel i K. Wojtas, Uproszczony model numeryczny gruntowego powietrznego wymiennika ciepła współpracującego z rekuperatorem w systemie wentylacji mechanicznej budynku przedszkolnego, *Fizyka budowli w teorii i praktyce, Tom X, nr 1* (2018).
- [69] B. Lipska, *Projektowanie wentylacji i klimatyzacji. Zagadnienia zaawansowane*, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice, 2018.
- [70] PN-EN 16798-5-1:2017-07 Charakterystyka energetyczna budynków. Wentylacja budynków Część 5-1: Metody obliczania dotyczące wymagań energetycznych systemów wentylacyjnych i klimatyzacyjnych. Metoda 1: Dystrubcja i wytwarzanie, *Polski Komitet Normalizacyjny*, 2017.
- [71] M. Sporysz, S. Kurpaska, K. Molenda, M. Szczuka i S. Raczkowska-Chmaj, Modelowanie pola temperatury w gruncie z wykorzystaniem arkusza kalkulacyjnego, *Inżynieria Rolnicza Z.2 (143) T.1* (2012) 317-328, 2013.
- [72] J. Wołoszyn i A. Gołaś, Analiza rozkładu pola temperatury w gruntowych wymiennikach ciepła, *Gliwice: Modelowanie Inżynierskie* 41, s. 107-114, 2011.
- [73] C. Oleśkiewicz Popiel i J. Wojtkowiak, Naturalne pole temperatury gruntu, *Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja* Nr 4 Tom 43 (2012) 133 – 176.

- [74] C. Oleśkiewicz Popiel i J. Wojtkowiak, Naturalne pole temperatury gruntu (dokończenie), *Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja* Nr 5 Tom 43 (2012) 177 – 220, 2012.
- [75] C. Oleśkiewicz Popiel i J. Wojtkowiak, Badania naturalnego pola temperatury gruntu w rejonie aglomeracji poznańskiej i przykłady ich zastosowania, *Konferencja Przemarnie podłoża gruntowego i geotermiczne aspekty budownictwa energooszczędnego*, WOIB, Poznań, 2018.
- [76] B. Larwa, K. Kupiec, M. Gwadera i K. Neupauer, Gruntowe poziome wymienniki ciepła, *Inżynieria i Aparatura Chemiczna* 53 (4) (2014) (272 – 273).
- [77] B. Biernacka, Mechanizm wymiany ciepła w ośrodku gruntowym, *Civil and Engineering* 6 (2015) ISSN:2081 – 3279.
- [78] J. Müller i D. Wdowiak, Analiza opłacalności stosowania gruntowego powietrznego wymiennika ciepła w budynkach jednorodzinnych, *Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja* 49/11 (2018) 450 – 454.
- [79] Ł. Witek, Badania eksploatacyjne gruntowego wymiennika ciepła w układzie wentylacji z rekuperacją do domu jednorodzinnego. Część 1, *Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja* 2 (467) (2009).
- [80] Ł. Witek, Badania eksploatacyjne gruntowego wymiennika ciepła w układzie wentylacji z rekuperacją do domu jednorodzinnego. Część 2, *Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja* 3 (468) (2009).
- [81] M. Hurnik, Pomiary in situ sprawności odzysku ciepła w instalacji wentylacyjnej z gruntowym wymiennikiem ciepła, *Instal* 4 (339) (2013), 2013.
- [82] A. Górka i M. Szymański, Measurements and modelling of an earth-to-air heat exchanger for retail building ventilation, *Proceedings of the 34th AIVC-3rd TightVent-2nd Cool Roofs'-1st venticool Conference*, 25-26 September, Athens 2013, 2013.
- [83] S. Firląg, Wpływ rodzaju systemu ogrzewczego na komfort cieplny i zużycie energii w jednorodzinnych budynkach pasywnych. *Rozprawa doktorska*, Warszawa: Politechnika Warszawska, 2009.
- [84] M. Pieczara, Zieleń jako środek definiowania skali przestrzeni publicznej, *Zeszyty Naukowe Politechniki Poznańskiej, Architektura, Urbanistyka, Architektura Wnętrz* Z.3 (2020) 171-195.
- [85] „Typowe lata meteorologiczne i statystyczne dane klimatyczne dla obszaru Polski do obliczeń energetycznych budynków,” [Online]. Available: <https://www.gov.pl/web/archiwum-inwestycje-rozwoj/dane-do-obliczen-energetycznych-budynkow> (dostęp 20.03.2023 r.).
- [86] Rozporządzenie Ministra Infrastruktury i Rozwoju z dnia 27 lutego 2015 w sprawie metodologii wyznaczania charakterystyki energetycznej budynku lub części budynku oraz świadectw charakterystyki energetycznej, 2015.
- [87] A. Goławska, *Lekcja pogody z IMGW-PIB*, IMGW – PIB, 2021.
- [88] PN-B-82-02403:1982 Ogrzewnictwo. Temperatury obliczeniowe zewnętrzne, Polski Komitet Normalizacyjny.
- [89] PN-EN ISO 15927-4:2007 Ciepłno-wilgotnościowe właściwości użytkowe budynków. Obliczanie i prezentacja danych klimatycznych. Część 4: Dane godzinowe do

oceny rocznego zużycia energii na potrzeby ogrzewania i chłodzenia, Polski Komitet Normalizacyjny.

- [90] P. Narowski, Zaktualizowane obliczeniowe temperatury powietrza zewnętrznego i strefy klimatyczne Polski do wyznaczania projektowego obciążenia cieplnego dla ogrzewania budynków, *Rynek Energii* 3(148) (2020).
- [91] T. Lipecki, *Struktura wiatru i badania modelowe obciążenia wiatrem budowli prostopadłościennych*, Lublin: Politechnika Lubelska, 2015.
- [92] S. J. Emmerich i A. K. Persily, „State-of-the-Art Review of CO2 Demand Controlled Ventilation Technology and Application,” 2001.
- [93] PKN-CEN/TR 14788 Wentylacja budynków. Projektowanie i wymiarowanie systemów wentylacji mieszkań., Polski Komitet Normalizacyjny, 2012.
- [94] Lüftungssysteme in nichtwohnegebäuden. Bestimmungsverfahren und Anforderungen. Anlage C3 des Erlasses der wallonischen Regierung vom 15. Mai 2014 über die Umsetzung der Verordnung vom 28. November 2013 über die Gesamtenergieeffizienz von Gebäuden., 2013.
- [95] J. Kubrak, *Hydraulika techniczna*, Warszawa: Wydawnictwo SGGW, 1998.
- [96] R. Puzyrewski i J. Sawicki, *Podstawy mechaniki płynów i hydrauliki*, Warszawa: Państwowe Wydawnictwo Naukowe, 1987.
- [97] A. Baranowski, *Modelowanie wentylacji naturalnej budynków wielorodzinnych*, Gliwice: Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, 2007.
- [98] D. Cóstola i M. Alucci, Pressure coefficient simulated by CFD for wind-driven ventilation analysis, *Building Simulation 2007*, Beijing, China.
- [99] J. Hensen, On the thermal interaction of building structure and heating and ventilating system, Doctoral dissertation Eindhoven University of Technology (FAGO) (ISBN 90-386-0081-X), 1991.
- [100] E. Rusly i M. Piechowski, „Impact of infiltration/exfiltration from wind, stack and buoyancy in A/C design - an energyplus energy simulation case study,” w *12th Conference of International Building Performance Simulation Association, Sydney, 14-16 November, 2011*.
- [101] A. Berge, Analysis of method to Calculate Air Infiltration for Use in Energy Calculation, Göteborg, Sweden: Chalmers University of Technology, 2011.
- [102] D. Cóstola, B. Blocken i J. Hensen, Overview of pressure coefficient data in building energy simulation and airflow network programs, *Building and Environment* 44(10) (2009) 2027-2036.
- [103] C. Hirt i J. Cook, Calculating three-dimensional flows around structures and over rough terrain, *Journal of computational physics* 10 (1972) 324-340.
- [104] F. Bre, J. Gimenez i V. Fachinotti, Prediction of wind pressure coefficients on building surface using artificial neural networks, *Energy and Buildings* 158 (2018) 1429 – 1441.
- [105] M. Swami i S. Chandra, „Correlation for pressure distribution on buildings and calculation of natural ventilation airflow,” *ASHRAE Trans.* 94 (3127) (1988) 243 – 266, 1988.

- [106] R. Muehleisen i S. Partizi, A new parametric equation for wind pressure coefficient for low – rise buildings, *Energy and Buildings* 57 (2013) 245 – 249.
- [107] A. Miszczuk, Identyfikacja i charakterystyka niekontrolowanego przepływu powietrza w budynkach energooszczędnych. Rozprawa doktorska, Warszawa: Politechnika Warszawska, 2017.
- [108] A. Miszczuk i D. Heim, Parametric Study of Air Infiltration in Residential Buildings - The Effect of Local Condition on Energy Demand, *Energies* 2021, 14, 127, Basel, Switzerland: Energies 2021, 2021.
- [109] PN-EN 13829:2002 Właściwości cieplne budynków – Określenie przepuszczalności powietrznej budynków., Polski Komitet Normalizacyjny.
- [110] H. Koczyk i K. Bandurski, Symulacyjna analiza parametrów komfortu cieplnego i zapotrzebowania na energię wybranych rozwiązań wentylacji mieszkania. Część. 1. Założenia modelu, *Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja* 44/2 (2013) 70÷74.
- [111] K. Bandurski, „Wpływ użytkowników na bilans energetyczny budynków mieszkalnych - badania i modelowanie. Rozprawa doktorska,” Politechnika Poznańska, Poznań, 2021.
- [112] J.-B. Bouvenot, B. Latour, B. Flament i M. Siroux, Bouvenot, Jean-Baptiste; Latour, Benjamin; Flament, Bernard; Siroux, Monica; High resolution stochastic generator of European household specific electricity demand load curves for decentralized power self-production applications, 2020, *Energy & Buildings* 229 (2020), 2020.
- [113] K. L. A. W. R. W. S. Firth, Identifying trends in the use of domestic appliances from household electricity consumption measurements, *Energy and Building* 40 (5) (2008) 926–936.
- [114] N. Grant i A. Clarke, „Passive House Planning Package (PHPP), Internal heat gain assumptions in PHPP,” Passiv Haus Institut, Darmstadt, 2014.
- [115] L. Rouvel, Wärmegewinne in Wohnung aufgrund innerer Wärmequellen, *Haustechnik – Bauphysik – Umwelttechnik* 105 (1984) Heft 3 Seite 140 – 142, 1984.
- [116] S. Firląg i B. Zawada, Impacts of airflows, internal heat and moisture gains on accuracy of modeling energy consumption and indoor parameters in passive building, *Energy and Buildings* 64 (2013) 372 – 383.
- [117] M. Damaskou, „Impact of different heat gains due to improved appliance efficiency on a building which meets the Passivhaus Standards. A thesis submitted in partial fulfilment for the requirement of the degree Master of Science,” University of Strathclyde, Department of Mechanical and Aerospace Engineering, Glasgow, 2016 r.
- [118] C. Escribá Molina, „Heat gains, heating and cooling in Nordic housing. Final Project of the degree of Industrial Engineer in the programme of Electrical Engineering.” Aalto University, School of Electrical Engineering, 2015.
- [119] D. Jenkins, Y. Liu i A. Peacock, Climatic and internal factor affecting future UK office heating and cooling energy consumption, *Energy and Buildings* 40 (2008)
- [120] W. Jones, *Klimatyzacja*, Warszawa: Arkady, 2001.

- [121] „LEDs Magazine, Fact or Fiction – LEDs don’t produce heat,” 10 maj 2005. Available: <https://www.ledsmagazine.com/leds-ssl-design/thermal/article/16696536/fact-or-fiction-leds-dont-produce-heat>.
- [122] J. Vivian, A. Zarrella, G. Emmi i M. De Carli, An evaluation of the suitability of lumped – capacitance models in calculating energy needs and thermal behaviour of building, *Energy and Building* Volume 150 (2017) 447-465.
- [123] J. Wołoszyn, Modelowania transportu ciepła i masy w rurze gruntowego wymiennika ciepła, *Modelowania Inżynierskie* nr 60 (2016) ISSN 1896-771X.
- [124] C. Oleśkiewicz – Popiel i J. Wojtkowiak, „Właściwości termofizyczne powietrza i wody przeznaczone do obliczeń przepływów i wymiany ciepła,” *Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej*, 2010.
- [125] G. Hellström, Ground heat storage. Thermal Analyses of Duct Storage Systems. Theory, Dep. of Mathematical Physics University of Lund, Sweden, 1991.
- [126] M. Wajman, Podstawy teoretyczne wymiany ciepła w pionowych sondach gruntowych, *Technika chłodnicza i klimatyzacyjna* nr 9 (2011) 438 – 444.
- [127] PN-EN 16798-5-1:2017-07. Charakterystyka energetyczna budynków – Wentylacja budynków – Część 5-1: Metody obliczania dotyczące wymagań energetycznych systemów wentylacyjnych i klimatyzacyjnych (Moduły M5-6, M5-8, M6-5, M6-8, M7-5, M7-8) – Metoda 1: Dy, Polski Komitet Normalizacyjny, 2017.
- [128] M. Klimas i T. Mróz, Wielokryterialna analiza wyboru systemu ogrzewczo – wentylacyjnego budynku pasywnego, *Instal* 3 (316) (2011).
- [129] Ł. Amanowicz, Doświadczalne charakterystyki przepływowe powietrznych wielorurowych gruntowych wymienników ciepła, Poznań: Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, 2016.
- [130] R. S. z. o.o., Awadukt Thermo Antybakteryjny. Gruntowy powietrzny wymiennik ciepła do mechanicznej wentylacji. Informacja techniczna DN200-DN630, Poznań, 2016.
- [131] M. Porowski, Stradegia wyboru energoptymalnego systemu wentylacyjnego lub klimatyzacyjnego, Poznań: Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, 2011.
- [132] H. Jędrzejuk, Optymalizacja osiedli mieszkaniowych, Warszawa: Polska Akademia Nauk, Komitet inżynierii Lądowej i Wodnej Instytutu Podstawowych Problemów Techniki, 2006.
- [133] T. M. Mróz, Energy management in built environment, Poznań: Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, 2002.
- [134] J. Miklas i H. Koczyk, Analiza efektywności ekonomicznej i energetycznej termomodernizacji budynków szkół, *Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja* 7/2017, 2017.
- [135] C. Oleśkiewicz-Popiel i J. Wojtkowiak, Eksperymenty w wymianiania ciepła, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, 2007.
- [136] K. Pietrzyk, Healthy, Intelligent and Resilient Buildings and Urban Environments, 7th International Building Physics Conference, Syracuse, USA, September 23-26, 2018.
- [137] B. Radomski, K. Bandurski i T. M. Mróz, Rola parametrów komfortu klimatycznego w budynkach pasywnych, *Instal* 10/2017.

- [138] M. Ghosla, G. Tiwari i N. Sirvastava, Thermal modelin of a greenhouse with an integrated earth to air heat exchanger: an experimental validation, *Energy and Buildings* 36 (2004) 219-227.
- [139] T. K. K. K. A. Cul, Wymiana ciepła między człowiekiem a otoczeniem w mikroklimacie zimnym, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, *Czasopismo Techniczne Zeszyt 17* (2019).
- [140] P. Płuszka, Układ pasywnego chłodzenia budynku jednorodzinnego z wykorzystaniem gruntowego wymiennika ciepła i komina solarnego, *Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja* 48/3 (2017) 119 – 125.
- [141] PN-EN ISO 13790:2009 Energetyczne właściwości użytkowe budynków. Obliczanie zużycia energii na potrzeby ogrzewania i chłodzenia., Polski Komitet Normalizacyjny.
- [142] PN-EN 13465 Wentylacja budynków. Metody obliczeniowe do wyznaczania wartości strumienia objętości powietrza w mieszkaniach., Polski Komitet Normalizacyjny.
- [143] C. Curcija, C. Kohler, S. Vidanovic, R. Hart i S. Czarnecki, Control algorithms for dynamic windows for residential buildings, Lawrence Berkeley National Laboratory, 2015.
- [144] EN ISO 15927-4 Hygrothermal performance of buildings - Calculation and presentation of climatic data - Part 4: Data for assessing the annual energy for cooling and heating systems, CEN, 2003.
- [145] PN-EN 12831-1:2017-08 Charakterystyka energetyczna budynków. Metoda obliczania projektowego obciążenia cieplnego. Część 1: Obciążenie cieplne, Moduł M3-3, Polski Komitet Normalizacyjny, 2017.
- [146] Ł. Amanowicz i J. Wojtkowiak, Badania eksperymentalne wpływu zmiany sposobu zasilania powietrznego gruntowego wymiennika ciepła typu rurowego na jego charakterystykę przepływową. Część 2. Straty ciśnienia, *Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja* 41/7 – 8 (2010) 263 – 266, 2010.
- [147] Ł. Amanowicz i J. Wojtkowiak, Badania eksperymentalne wpływu zmiany sposobu zasilania powietrznego gruntowego wymiennika ciepła typu rurowego na jego charakterystykę przepływową. Część 1. Równomierność rozprywu, *Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja* 41/6 (2010) (193 – 232), 2010.
- [148] Ł. Amanowicz i J. Wojtkowiak, Straty ciśnienia w gruntowych powietrznych wielorurowych wymiennikach ciepła o kącie odejścia 45 stopni, *Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja* 41/12 (2010) 451 – 454.
- [149] Ł. Amanowicz i J. Wojtkowiak, Wpływ nierównomierności rozdziału powietrza na wydajność cieplną wielorurowych gruntowych wymienników ciepła, *Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja* 48/12 (2017) 505 – 510.



## Załącznik 1 Zestawienie współczynników przenikania przegród zewnętrznych

### **Ściana zewnętrzna**

$$\underline{U = 0,101 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})}$$

- bloczki silikatowe Silka E gr.24cm
- styropian gr. 30cm ( $\lambda=0,032\text{W}/\text{mK}$ )

### **Dach**

$$\underline{U = 0,081 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})}$$

- dachówka ceramiczna
- papa 1x
- deskowanie pełne gr. 22mm
- wełna mineralna gr. 50cm ( $\lambda =0,042\text{W}/\text{mK}$ )
- paroizolacja
- płyta K-G gr. 1,25cm

### **Podłoga na gruncie**

$$\underline{U = 0,100 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})}$$

- wylewka betonowa 8cm
- folia PE
- styropian gr. 30cm ( $\lambda =0,038\text{W}/\text{mK}$ )
- folia Pe
- papa 2x
- beton B-10 gr.10cm
- piasek zagęszczony 30cm

### **Strop nad piwnicą**

$$\underline{U = 0,124 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})}$$

- parkiet dębowy 16mm
- wylewka betonowa 8cm
- folia PE
- styropian 5cm
- folia PE
- strop filigran 16cm
- styropian gr. 25cm ( $\lambda =0,032\text{W}/\text{mK}$ )
- tynk na siatce 0,5cm

### **Drzwi zewnętrzne**

$$\underline{U = 0,800 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})}$$

Zestawienie współczynników przenikania przegród zewnętrznych – okna.

<b>Symbol okna</b>	<b>Opis okna</b>	<b>A</b> [m <sup>2</sup> ]	<b>U</b> [W/m <sup>2</sup> K]
OP	Okno zew. pom. nr 02 (Piwnica)	2,48	1,560
O7	Okno zew. pom. nr 1 (Pokój dzienny)	4,41	0,940
O8	Okno zew. pom. nr 1 (Pokój dzienny)	1,31	0,700
O9A	Okno zew. pom. nr 2 (Kuchnia)	1,33	0,730
O9B	Okno zew. pom. nr 2 (Kuchnia)	1,95	0,810
O1	Okno zew. pom. nr 3 (Gabinet)	4,39	0,780
O1A	Okno zew. pom. nr 3 (Gabinet)	1,92	0,700
O4	Okno zew. pom. nr 3 (Gabinet)	4,66	0,790
O6	Okno zew. pom. nr 6 (Łazienka)	4,56	1,110
O5	Okno zew. pom. nr 7 (Przedsionek)	1,92	0,900
O10	Okno zew. pom. nr 101 (Pokój)	2,56	0,710
O13	Okno zew. pom. nr 102 (Pokój)	1,19	0,710
O14	Okno zew. pom. nr 102 (Pokój)	0,97	0,810
O11A	Okno zew. pom. nr 104 (Komunikacja)	1,42	1,130
O11B	Okno zew. pom. nr 104 (Komunikacja)	9,48	0,850
O2	Okno zew. pom. nr 105 (Pokój)	4,64	0,710
O3	Okno zew. pom. nr 105 (Pokój)	1,69	0,800
O12	Okno zew. pom. nr 106 (Łazienka)	0,58	2,000
Suma / wartość średnia		51,46	0,887

## Załącznik 2 Zestawienie elementów systemu akwizycji danych

L.p.	Wielkość fizyczna			Urządzenia pomiarowe						
	Symbol	Jednostka	Opis	Lokalizacja	Typ	Opis	Zakres i błąd pomiaru	Sygnal	Producent	
1.	Tout	°C	Temperatura	Elewacja N-E (podcień)	EE21-FT3A21	Przetwornik wilgotności i temperatury - do montażu na zewnątrz	-20...+60°C, +/- 0,3K	0÷10V	E+E Elektronik	
2.	RHout	%	Wilgotność				0-100%RH, +/-2%	0÷10V		
3.	Pat	bar	Ciśnienie atmosferyczne	Piwnica	ATM.ECO	Przetwornik ciśnienia atmosferycznego ATM.ECO	0...1,2 bar, +/-0,25%	0÷10V	Sensor Technik Simnach	
4.	Tin1	°C	Temperatura	Gabinet	CO2HRT-D	Przetwornik CO2 - pomieszczeniowy zintegrowany z przetwornikiem T, RH z wyświetlaczem	0...2000ppm, +/- 50ppm +2%	0÷10V	Regin	
5.	RHin1	%	Wilgotność				0...50°C, +/-0,3°C	0÷10V		
6.	CO <sub>2</sub> in1	ppm	Stężenie CO <sub>2</sub>				10...90%RH, +/-5%	0÷10V		
7.	Tin2	°C	Temperatura	Pokój dzienny	CO2HRT-D	Przetwornik CO2 - pomieszczeniowy zintegrowany z przetwornikiem T, RH z wyświetlaczem	0...2000ppm, +/- 50ppm +2%	0÷10V	Regin	
8.	RHin2	%	Wilgotność				0...50°C, +/-0,3°C	0÷10V		
9.	CO <sub>2</sub> in2	ppm	Stężenie CO <sub>2</sub>				10...90%RH, +/-5%	0÷10V		
10.	Tin3	°C	Temperatura	Sypialnia	CO2HRT-D	Przetwornik CO2 - pomieszczeniowy zintegrowany z przetwornikiem T, RH z wyświetlaczem	0...2000ppm, +/- 50ppm +2%	0÷10V	Regin	
11.	RHin3	%	Wilgotność				0...50°C, +/-0,3°C	0÷10V		
12.	CO <sub>2</sub> in	ppm	Stężenie CO <sub>2</sub>				10...90%RH, +/-5%	0÷10V		
13.	Tin4	°C	Temperatura	Piwnica	TG-R5/PT1000	Czujnik temperatury pomieszczeniowy	Pt1000 (1000Ω/0°C)	1000Ω/0°C	Regin	
14.	Ts	°C	Temperatura	Powietrze świeże z czepni	HTDT2200	Przetwornik wilgotności i temperatury - kanałowy	10-95% +/-2,5%	0÷10V	Regin	
15.	RHs	%	Wilgotność				-20...+50°C, +/- 0,3K	0÷10V		
16.	Tex	°C	Temperatura	Powietrze usuwane do wyrzutni	HTDT2500	Przetwornik wilgotności i temperatury - kanałowy	10-95% +/-2,5%	0÷10V	Regin	
17.	RHex	%	Wilgotność				0...+50°C, +/- 0,3K	0÷10V		
18.	Tn	°C	Temperatura	Powietrze nawiewane	HTDT2500	Przetwornik wilgotności i temperatury - kanałowy	10-95% +/-2,5%	0÷10V	Regin	
19.	RHn	%	Wilgotność				0...+50°C, +/- 0,3K	0÷10V		
20.	Tw	°C	Temperatura	Powietrze wywiewane	HTDT2500	Przetwornik wilgotności i temperatury - kanałowy	10-95% +/-2,5%	0÷10V	Regin	
21.	RHw	%	Wilgotność				0...+50°C, +/- 0,3K	0÷10V		
22.	Vn	m <sup>3</sup> /h	Strumień objętości	Powietrze nawiewane	VMR DN125	Miernik przepływu powietrza (krzyż pomiarowy z przetwornikiem przepływu)	54+540m <sup>3</sup> /h, +/- 5%	0÷10V	Trox	
23.	Vw	m <sup>3</sup> /h	Strumień objętości	Powietrze wywiewane	VMR DN125	Miernik przepływu powietrza (krzyż pomiarowy z przetwornikiem przepływu)	54+540m <sup>3</sup> /h, +/- 5%	0÷10V	Trox	
24.	Tzco	°C	Temperatura	Zasilanie centralnego ogrzewania	Licznik energii cieplnej Multical 402	Czujnik temperatury Pt500	Pt500, -40...+140°C, EN 60751	500Ω/0°C	Kamstrup	
25.	Tpco	°C	Temperatura	Powrót centralnego ogrzewania			Pt500, -40...+140°C, EN 60751	500Ω/0°C		
26.	Vco	m <sup>3</sup> /h	Strumień objętości	Centralne ogrzewanie			przepływomierz q <sub>p</sub> =0,6m <sup>3</sup> /h, DN15	q <sub>min</sub> =0,006m <sup>3</sup> /h, q <sub>max</sub> =1,2m <sup>3</sup> /h, 2...+160°C, Ef=+/- (2+0,02 qp/q)%, max.5%		1,0 ltr/impuls
27.	Eco	kWh	Energia	Centralne ogrzewanie			przelicznik	Ec=+/- (0,5+Δθmin/Δθ)%		
28.	Tzcw	°C	Temperatura	Zasilanie ładowania zasobnika cwu	Licznik energii cieplnej Multical 402	Czujnik temperatury Pt500	Pt500, -40...+140°C, EN 60751	500Ω/0°C	Kamstrup	
29.	Tpcw	°C	Temperatura	Powrót ładowania zasobnika cwu			Pt500, -40...+140°C, EN 60751	500Ω/0°C		
30.	Vcw	m <sup>3</sup> /h	Strumień objętości	Ładowanie zasobnika cwu			przepływomierz q <sub>p</sub> =0,6m <sup>3</sup> /h, DN15	q <sub>min</sub> =0,006m <sup>3</sup> /h, q <sub>max</sub> =1,2m <sup>3</sup> /h, 2...+160°C, Ef=+/- (2+0,02 qp/q)%, max.5%		1,0 ltr/impuls
31.	Ecw	kWh	Zużycie energii	Ładowanie zasobnika cwu			przelicznik	Ec=+/- (0,5+Δθmin/Δθ)%		
32.	Tzsol	°C	Temperatura	Zasilanie ładowania zasobnika cwu	Licznik energii cieplne Multical 6M2	Pt500	Pt500, -40...+140°C, EN 60751	500Ω/0°C	Kamstrup	
33.	Tpsol	°C	Temperatura	Powrót ładowania zasobnika cwu			Pt500, -40...+140°C, EN 60751	500Ω/0°C		
34.	Vsol	m <sup>3</sup> /h	Strumień objętości	Obieg solarny ładowania zasobnika cwu			przepływomierz Unico2 DN15, Q <sub>p</sub> =1,5m <sup>3</sup> /h	q <sub>min</sub> =0,03m <sup>3</sup> /h, q <sub>max</sub> =3,0m <sup>3</sup> /h		1,0 ltr/impuls
35.	Esol	kWh	Energia	Obieg solarny ładowania zasobnika cwu			przelicznik			