



**POLITECHNIKA POZNAŃSKA**

**Wydział Inżynierii Środowiska i Energetyki**

**Instytut Inżynierii Środowiska i Instalacji Budowlanych  
Zakład Ogrzewnictwa, Klimatyzacji i Ochrony Powietrza**

**mgr inż. Filip PAWLAK**

**WPŁYW DYNAMICZNYCH ODDZIAŁYWAŃ  
RADIACYJNYCH PODŁÓG CHŁODZĄCYCH  
NA ICH CHARAKTERYSTYKI UŻYTKOWE**

**Rozprawa doktorska**

Promotor: prof. dr hab. inż. Halina KOCZYK

Promotor pomocniczy: dr inż. Andrzej GÓRKA

Poznań, 2022



## Streszczenie

Przedmiotem dysertacji jest analiza dynamicznych oddziaływań cieplnych systemów wodnych, radiacyjnych podłóg chłodzących i badanie wpływu dynamiki procesu przepływu ciepła w pomieszczeniach z tymi systemami na ich charakterystyki użytkowe, które w rzeczywistych warunkach eksploatacyjnych mogą znacząco odbiegać od charakterystyk teoretycznych, wyznaczonych w warunkach statycznej wymiany ciepła.

W pracy dokonano krytycznego przeglądu literatury i analizy obecnego stanu wiedzy w zakresie stosowalności i metodyki projektowania systemów wodnych, radiacyjnych podłóg chłodzących oraz przepływu ciepła w pomieszczeniach wyposażonych w tego typu instalacje.

Opracowano autorski model obliczeniowy, umożliwiający analizę dynamicznego przepływu ciepła w pomieszczeniu wyposażonym w chłodzenie podłogowe, ze szczególnym uwzględnieniem niejednorodności cieplnej środowiska wewnętrznego, spowodowanej między innymi przez zmienne w czasie i przestrzeni zyski ciepła od promieniowania słonecznego oddziałującego na podłogę. Autorski model numeryczny zaimplementowano jako program komputerowy. Zweryfikowano poszczególne moduły obliczeniowe, a cały złożony model zwalidowano za pomocą pełnoskalowych badań eksperymentalnych w komorze doświadczalnej.

Autorski program komputerowy wykorzystano do przeprowadzenia symulacji umożliwiających analizę wpływu oddziaływań radiacyjnych podłóg chłodzących na ich charakterystyki użytkowe, z uwzględnieniem czynników dynamizujących te oddziaływania.

Na podstawie przeprowadzonych analiz sprecyzowano uogólnione wnioski i rekomendacje do projektowania i eksploatacji tego typu systemów.

## Abstract

The aim of this thesis is the analysis of dynamic interaction of water-based, radiant cooling floors systems on heat transfer in rooms. The investigation of the real operating performance characteristics of radiant cooling floors, which can significantly differ from the theoretical characteristics, was conducted.

The critical review of the literature and analysis of the current state of knowledge in the field of applicability and design methodology of cooling floors was presented. The heat flow in rooms equipped with cooling floors was analyzed.

An original computational model was developed, enabling the analysis of the dynamic heat flow in a room equipped with cooling floor, with particular emphasis on the thermal heterogeneity of the internal environment of the room, caused by heat gains from solar radiation varying in time and space and interacting with the floor surface. The model was implemented as the computer program. The computational modules of model were individually verified and the entire simulation model was validated with the use of full-scale experimental studies undertaken in the experimental chamber.

A series of simulations were performed and the analysis of dynamic effects on the performance characteristics of cooling floors, taking into account the individual factors.

On the basis of conducted analysis, generalized conclusions and recommendations for the design and operation of this type of systems were specified.



## Spis treści

Streszczenie .....	3
Wykaz najważniejszych oznaczeń .....	7
1. Wprowadzenie.....	9
1.1. Ogrzewanie i chłodzenie płaszczyznowe w budownictwie.....	9
1.2. Podłogi chłodzące – charakterystyka ogólna .....	10
1.3. Popularność technologii chłodzenia podłogowego .....	11
1.3.1. Artykuły techniczne i popularnonaukowe.....	12
1.3.2. Normy i wydawnictwa książkowe .....	12
1.3.3. Materiały techniczne producentów systemów .....	12
1.3.4. Studia przypadków projektowych i raporty z eksploatacji .....	13
1.4. Metodyka projektowania podłóg chłodzących.....	14
1.4.1. Przegląd literatury i analiza metod wyznaczania projektowego obciążenia chłodniczego ....	16
1.4.2. Przegląd literatury i analiza metod doboru, wymiarowania i określania mocy chłodniczej ..	21
1.4.3. Przegląd literatury i analiza strategii sterowania systemami podłóg chłodzących.....	30
1.5. Podsumowanie i sprecyzowanie problemu badawczego.....	35
2. Cel i tezy rozprawy.....	37
2.1. Cel badawczy .....	37
2.2. Tezy rozprawy.....	37
3. Analiza przepływu energii w pomieszczeniu z podłogą chłodzącą .....	38
3.1. Zdefiniowanie i usystematyzowanie problemu wymiany ciepła.....	38
3.1.1. Przewodzenie ciepła.....	38
3.1.2. Promieniowanie temperaturowe (cieplne).....	40
3.1.3. Konwekcja.....	42
3.2. Przegląd literatury i analiza metod rozwiązania problemu wymiany ciepła w pomieszczeniach	43
3.2.1. Przewodzenie ciepła w przegrodach budowlanych ograniczających pomieszczenie .....	44
3.2.2. Promieniowanie długofalowe.....	45
3.2.3. Promieniowanie słoneczne.....	46
3.2.4. Konwekcja na powierzchniach przegród w pomieszczeniu.....	48
3.2.5. Przepływ powietrza w pomieszczeniu .....	50
3.2.6. Przepływ ciepła w przegrodzie przezroczystej .....	52
3.2.7. Przepływ ciepła w podłodze chłodzącej.....	53
4. Autorski model numeryczny do analiz wymiany ciepła w pomieszczeniu z podłogą chłodzącą .....	56
4.1. Metoda rozwiązania problemu matematycznego .....	56
4.2. Założona funkcjonalność modelu obliczeniowego i wybór narzędzia programowania .....	58
4.3. Strukturyzacja modelu i algorytm obliczeń.....	59

4.4. Obliczenia wymiany ciepła w pomieszczeniu z podłogą chłodzącą – opis i weryfikacja głównych modułów obliczeniowych .....	61
4.4.1. Moduł inicjalizacyjny.....	61
4.4.2. Moduł warunków atmosferycznych .....	66
4.4.3. Moduł promieniowania długofalowego .....	72
4.4.4. Moduł promieniowania słonecznego .....	80
4.4.5. Moduł energetyczny okien .....	95
4.4.6. Moduły konwekcji, wentylacji i wewnętrznych zysków ciepła.....	111
4.4.7. Moduł obiegów hydraulicznych.....	116
4.4.8. Moduły przewodzenia ciepła w przegrodach budowlanych .....	122
4.5. Weryfikacja i walidacja modelu numerycznego .....	138
4.5.1. Weryfikacja analityczna.....	138
4.5.2. Walidacja doświadczalna .....	142
5. Analiza charakterystyk użytkowych radiacyjnych podłóg chłodzących.....	158
5.1. Modelowane pomieszczenie.....	158
5.2. Referencyjne charakterystyki użytkowe systemu .....	161
5.2.1. Opis badań.....	161
5.2.2. Wyniki obliczeń analitycznych (referencyjne).....	162
5.3. Teoretyczne charakterystyki użytkowe w warunkach ustalonej wymiany ciepła .....	163
5.3.1. Opis badań.....	163
5.3.2. Wyniki symulacji numerycznych w stanie ustalonym .....	164
5.3.3. Analiza wyników i wnioski.....	165
5.4. Praktycznie charakterystyki użytkowe w warunkach dynamicznej wymiany ciepła.....	166
5.4.1. Opis badań.....	166
5.4.2. Wyniki symulacji numerycznych w stanie nieustalonym .....	174
5.4.3. Analiza wpływu wybranych czynników na charakterystyki użytkowe .....	182
5.4.4. Chłodzenie podłogowe a komfort cieplny.....	188
6. Podsumowanie wyników pracy.....	190
7. Bibliografia.....	194

## Wykaz najważniejszych oznaczeń

Symbol	Opis	Jednostka
$a$	współczynnik dyfuzyjności cieplnej	[m <sup>2</sup> /s]
$A$	wielkość powierzchni	[m <sup>2</sup> ]
$C$	ciepło właściwe	[J/(kg·K)]
$C_0$	techniczna stała promieniowania ciała doskonale czarnego, $C_0=5,67$	[W/(m <sup>2</sup> ·K <sup>4</sup> )]
$d$	średnica	[m]
$dx, dy, dz$	wielkość kroku przestrzennego modelu odpowiednio w kierunku osi X, Y, Z w	
$\Delta x, \Delta y, \Delta z$	kartezjańskim układzie współrzędnych	[m]
$F$	współczynnik konfiguracji dla radiacyjnej wymiany ciepła pomiędzy powierzchniami	[-]
$g$	współczynnik całkowitej przepuszczalności energii promieniowania słonecznego	[-]
$h$	współczynnik przejmowania ciepła na powierzchni	[W/(m <sup>2</sup> ·K)]
$I_d$	natężenie składowej bezpośredniej promieniowania słonecznego na powierzchnię	[W/m <sup>2</sup> ]
$I_s$	natężenie składowej rozproszonej - promieniowania słonecznego z niebosłonu na powierzchnię	[W/m <sup>2</sup> ]
$I_r$	natężenie składowej rozproszonej - promieniowania słonecznego odbitego od gruntu na powierzchnię	[W/m <sup>2</sup> ]
$m$	masa	[kg]
$\dot{m}$	masowy strumień przepływu	[kg/s]
$\dot{q}$	gęstość strumienia ciepła	[W/m <sup>2</sup> ]
$\dot{Q}$	strumień ciepła	[W]
$Pr$	liczba Prandla	[-]
$R$	opór cieplny	[m <sup>2</sup> ·K/W]
$Re$	liczba Reynoldsa	[-]
$t$	temperatura w skali Celsjusza	[°C]
$T$	temperatura bezwzględna	[K]
$U$	współczynnik przenikania ciepła	[W/(m <sup>2</sup> ·K)]
$w$	prędkość przepływu	[m/s]
$\dot{V}$	objętościowy strumień przepływu	[m <sup>3</sup> /s]
$\alpha$	absorpcyjność materiału dla danego rodzaju promieniowania	[-]
$\gamma_{sol}$	azymut	[°]
$\delta_{sol}$	deklinacja Słońca	[°]
$\varepsilon$	emisyjność materiału dla danego rodzaju promieniowania	[-]
$\theta_{sol}$	kąt padania promieniowania na powierzchnię	[°]
$\lambda$	współczynnik przewodzenia ciepła	[W/(m·K)]
$\mu$	lepkość dynamiczna płynu	[kg/(m·s)]
$\rho$	refleksyjność materiału dla danego rodzaju promieniowania	[-]
$\rho$	gęstość	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\sigma$	stała Stefana-Boltzmana, $\sigma=5,670374419E-08$	[W/(m <sup>2</sup> ·K <sup>4</sup> )]
$\tau$	transmisyjność materiału dla danego rodzaju promieniowania	[-]
$\tau$	czas	[s]
$\omega_{sol}$	kąt godzinowy Słońca	[°]

## Indeksy dolne

Symbol	Opis
<i>air</i>	powietrze
<i>beam</i>	promieniowanie słoneczne bezpośrednie
<i>c</i>	konwekcja (convection)
<i>e, fe</i>	zewnątrzny, po stronie środowiska zewnętrznego (exterior)
<i>eq</i>	ekwiwalentny (equivalent)
<i>g</i>	grunt (ground)
<i>g</i>	część szybowca okna (glass)
<i>i, fi</i>	wewnętrzny, po stronie pomieszczenia (interior)
<i>ihg</i>	wewnętrzne zyski ciepła (internal heat gains)
<i>o</i>	obiekt

<i>pipe</i>	rurka wodna
<i>r</i>	promieniowanie (radiation)
<i>rlw</i>	- długofalowe
<i>sol</i>	- słoneczne
<i>s</i>	powierzchnia (surface)
<i>sky</i>	nieboskłon (sky)
<i>sr</i>	wschód Słońca (sunrise)
<i>ss</i>	zachód Słońca (sunset)
<i>ts</i>	krok czasowy (time step)
<i>w</i>	wiatr (wind)
<i>water</i>	czynnik obiegowy w obiegu hydraulicznym radiacyjnej podłogi chłodzącej
<i>vent</i>	powietrze wentylacyjne

### Akronimy

<i>CFD</i>	Computational Fluid Dynamics (obliczeniowa mechanika płynów)
<i>G UW</i>	Główny (centralny) układ współrzędnych
<i>HVAC</i>	Heating, Ventilation and Air Conditioning (systemy ogrzewcze, wentylacyjne i klimatyzacyjne)
<i>L UW</i>	Lokalny układ współrzędnych
<i>UTC</i>	Universal Time Coordinated (uniwersalny czas skoordynowany)
<i>PMV</i>	Predicted Mean Vote (przewidywana średnia ocena komfortu cieplnego)
<i>PPD</i>	Predicted Percentage Dissatisfied (przewidywany odsetek niezadowolonych)
<i>RLW</i>	Radiation Long Wave (promieniowanie długofalowe)
<i>RSW</i>	Radiation Short Wave (promieniowanie krótkofalowe – słoneczne)
<i>TABS</i>	Thermally Activated Building Structures (aktywowana cieplnie konstrukcja budynku)

Wykorzystane w pracy symbole opisano w tekście przy pierwszym ich wystąpieniu.



## 1. Wprowadzenie

### 1.1. Ogrzewanie i chłodzenie płaszczyznowe w budownictwie

Radiacyjne systemy płaszczyznowe są wykorzystywane w budownictwie już od tysięcy lat. Archeologicznie potwierdzono stosowanie rozwiązań opartych na przekazywaniu ciepła do pomieszczeń przez podgrzane powierzchnie podłóg, ścian lub sufitów już w starożytności, m.in. przez starożytnych Chińczyków, Koreańczyków i Rzymian. Do ogrzewania budynków wykorzystywali oni ciepło z palenisk, transportując gorące powietrze kanałami zlokalizowanymi w przegrodach budowlanych - w tych kulturach rozwijały się odpowiednio systemy *kang*, *ondol*, *hypocaustum*. Historia tego typu rozwiązań sięga nawet 5.000 lat przed naszą erą [14].

Do chłodzenia budynków stosowano systemy płaszczyznowe prawdopodobnie już w VIII wieku naszej ery na terenach ówczesnej Mezopotamii, gdzie schładzano pomieszczenia umieszczając śnieg w pustych przestrzeniach ścian [174]. Stwierdzono także występujące w tym samym czasie przypadki wykorzystywania w Turcji wody rzecznej przepływającej przez szczeliny w ścianach i stropach jako czynnika odbierającego ciepło z pomieszczeń [169].

Pierwsza połowa XX wieku to okres wynalezienia i rozwoju powszechnie dziś stosowanych systemów hydraulicznych z rurociągami wodnymi zatopionymi w warstwach posadzkowych [15]. Pierwsze tego typu instalacje powstały w Wielkiej Brytanii i Stanach Zjednoczonych przed rokiem 1940 i realizowały funkcję ogrzewania zarówno w budynkach mieszkalnych, jak i użyteczności publicznej [169]. W latach 70. XX wieku rozpoczęto stosowanie rur z tworzywa sztucznego, które w krótkim czasie skutecznie zastąpiły wykorzystywane wcześniej rury stalowe i miedziane, szczególnie w płaszczyznowych systemach grzewczych [129].

Równolegle podejmowano próby wykorzystania systemów hydraulicznych z rurami zatopionymi w przegrodach budowlanych do chłodzenia budynków. Pierwsze próby podjęto już w latach 30. XX wieku, jednak problemy z parą wodną kondensującą na chłodnych powierzchniach ograniczyły liczbę aplikacji tej technologii [169]. Dopiero połączenie zalet chłodzenia radiacyjnego z systemami powietrznymi osuszającymi powietrze pozwoliło lepiej wykorzystać układy promiennikowe i stymulowało dalszy ich rozwój, potwierdzony poprzez wdrożenie tego typu rozwiązań w jednych z najbardziej zaawansowanych technologicznie budynków tamtych czasów, tj. m.in. w angielskim Bank of England na początku XX wieku i w niemieckim Reichstagu w 1894 roku [15].

Obecnie wykorzystanie wodnych systemów z rurkami zatopionymi w warstwach posadzkowych do chłodzenia jest mniej popularne niż analogiczna aplikacja do ogrzewania [128].

Podziału wodnych, płaszczyznowych systemów grzewczo-chłodzących można dokonać wg kryterium lokalizacji płaszczyzny grzewczo-chłodzącej względem pomieszczenia na:

- sufity chłodzące,
- podłogi chłodzące
- ściany chłodzące.

Ze względu na integrację z konstrukcją wyróżnić można systemy:

- trwale związane z warstwami/elementami nienośnymi w budynku (rurki zatopione w warstwach wykończeniowych przegród budowlanych lub systemy do lekkiej zabudowy np. w formie płyt gips kartonowych do montażu na powierzchniach przegród lub sufitów podwieszanych),
- trwale związane z konstrukcją nośną budynku (rurki zatopione w warstwie konstrukcji nośnej budynku - głównie stropów żelbetowych, „*Thermally activated building structures, TABS*”),

- niezwiązane z konstrukcją budynku (systemowe panele/płyty wolno wiszące).

Kryterium pojemności cieplnej dzieli płaszczyznowe systemy grzewczo-chłodzące na:

- „*lekkie*”, o małej pojemności cieplnej, niewielkiej bezwładności cieplnej, objawiającej się niskimi stałymi czasowymi i dużej dynamice działania (głównie systemy oparte o systemowe panele/płyty wolno wiszące lub zintegrowane z sufitami podwieszanymi),
- „*ciężkie*”, o dużej pojemności cieplnej (głównie systemy związane z konstrukcją budynku).

Zróznicowane rozwiązania chłodzenia i ogrzewania z wykorzystaniem płaszczyzn wymieniających z pomieszczeniem ciepło głównie na drodze promieniowania są powszechnie stosowane w budownictwie. [83,58]. Rosnącą popularnością cieszą się systemy wykorzystujące przemiany fazowe w aktywowanych cieplnie przegrodach [162].

## 1.2. Podłogi chłodzące – charakterystyka ogólna

Podłogi chłodzące należą do płaszczyznowych radiacyjnych systemów chłodzenia wbudowanych w powierzchnie komponentów budowlanych i obejmujących obwody rurowe, rozdzielacze i wyposażenie sterujące, w których rurociągi wodne są ułożone w podłogach. Za radiacyjne systemy grzewcze lub chłodnicze można uznać takie, w których co najmniej 50% projektowej mocy cieplnej lub chłodniczej jest przekazywane do pomieszczenia przez powierzchnie o kontrolowanej temperaturze na drodze promieniowania [7].

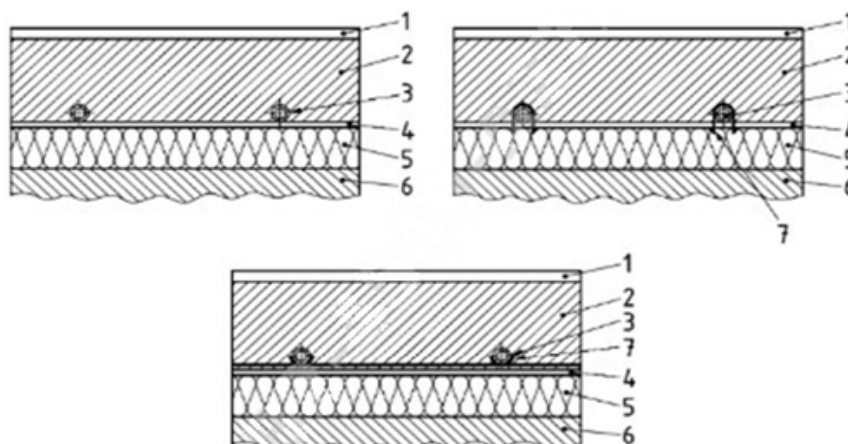
Podział radiacyjnych podłóg grzewczych i/lub chłodzących ze względu na lokalizację rurek wodnych w przekroju przegrody opisuje norma *PN-EN 1264-1:2021* [242], wyszczególniając typoszereg:

- typ A z rurkami w warstwie termoprzewodzącej, termicznie oddzielonymi od głównej konstrukcji budynku poprzez izolację cieplną,
- typ B z rurkami w warstwie izolacji cieplnej, z zabudowanymi elementami o wysokiej przewodności cieplnej rozpraszającymi ciepło w warstwie izolacyjnej,
- typ C z rurkami w dodatkowej warstwie termoprzewodzącej, termicznie oddzielonymi od głównej konstrukcji budynku poprzez izolację cieplną,
- typ D z panelami z wydrążonymi kanałami (np. prefabrykowane systemy z rurkami kapilarnymi),
- typ E z rurkami w warstwie konstrukcji betonowej (*TABS*),
- typ F z rurkami kapilarnymi w warstwie przypowierzchniowej konstrukcji betonowej (*TABS*),
- typ G zabudowane w konstrukcjach drewnianych (np. w podłogach legarowych),
- typ H z rurkami zatopionymi w rowkach na wierzchu warstwy izolacyjnej (np. systemy suchej zabudowy z aluminiowymi żebrami rozpraszającymi ciepło),
- typ I, J z rurkami zabudowanymi w profilach, w warstwach termoprzewodzących przegrody.

Powszechnie występującym w Polsce jest system z rurkami hydraulicznymi zatopionymi w posadzkach - typ A1. W tym systemie rurki są układane na warstwie izolacji cieplnej i zalewane jastrychem (technologia *mokra*). Jastrych styka się z rurkami na całej lub prawie całej ich powierzchni (z wyłączeniem powierzchni rurek przylegających do izolacji cieplnej). Przepływający w rurkach czynnik obiegowy (zazwyczaj woda) wymienia ciepło z rurkami, a te dalej wymieniają ciepło

z jastrychem. Przepływ ciepła występuje zasadniczo bez aktywacji całej pojemności cieplnej budynku (instalacja jest od niej oddzielona warstwą izolacyjną przez co nie jest wymagane ogrzewanie lub ochładzanie całej masy przegród budynku, w odróżnieniu od technologii wg typu E, uwzględniającej aktywację termiczną głównej konstrukcji budynku o dużej pojemności cieplnej [91]).

Przykładowy wycinek przekroju poprzecznego przegrody z płaszczyznowym systemem chłodzenia podłogowego w technologii mokrej (typu A1 wg [242]) przedstawiono na poniższym rysunku:



Rys 1-1: Podłoga chłodząca typu A1 wg PN-EN 1264-1:2021. Źródło: [242].

gdzie:

- 1 wykończenie posadzki,
- 2 warstwa termoprzewodząca, rozpraszająca ciepło,
- 3 rurka grzewcza/chłodząca,
- 4 warstwa ochronna,
- 5 warstwa izolacyjna,
- 6 strop konstrukcyjny,
- 7 mocowanie rurki.

Podłogi radiacyjne typu A1 są zazwyczaj podzielone na obiegi hydrauliczne obejmujące poszczególne pomieszczenia lub wyodrębnione z nich strefy i zasilane w systemie rozdzielaczowym, z możliwością podziału na strefy regulacyjne i indywidualnej regulacji ilościowej (otwórz/zamknij) przepływu w poszczególnych obiegach oraz centralnej regulacji jakościowej (dostosowanie temperatury zasilania czynnika obiegowego dopływającego do rozdzielacza).

### 1.3. Popularność technologii chłodzenia podłogowego

Technologia radiacyjnych podłóg chłodzących typu A1 [242] jest obok innych systemów chłodzenia płaszczyznowego [90] znana inżynierom od wielu lat. O jej popularności, zarówno w praktyce inżynierskiej, jak i w badaniach naukowych, świadczy bogata literatura przedmiotu. Dostępne publikacje przedstawiające i popularyzujące technologię podłóg chłodzących można następująco podzielić ze względu na ich rodzaj:

- artykuły techniczne i popularnonaukowe w czasopismach branżowych,
- materiały techniczne i wytyczne projektowo-wykonawcze dystrybuowane przez producentów systemów,
- normy i wydawnictwa książkowe,

- artykuły przedstawiające studia przypadków dotyczących projektowania i raporty z eksploatacji obiektów wykorzystujących tę technologię, pojawiające się w literaturze popularnonaukowej i naukowej oraz na konferencjach branżowych o zasięgu międzynarodowym.

Poza powyższymi, w literaturze o charakterze naukowym występują także pozycje przedstawiające badania eksperymentalne lub symulacyjne dotyczące charakterystyki pracy podłóg chłodzących – które przeanalizowano w dalszej części tej dysertacji.

### **1.3.1.Artykuły techniczne i popularnonaukowe**

Techniczne publikacje prezentujące technologię radiacyjnych podłóg chłodzących pojawiają się w ostatnich latach w czasopismach branżowych o zasięgu międzynarodowym (np. Olesen 1997 [127], Dieckmann et al. 2007 [41]) oraz o zasięgu krajowym (np. Odyjas 2004 [123], Pawlak 2015 [137]). Znalaziono także materiały z wystąpień konferencyjnych prezentujących tę technologię kilkanaście lat temu (np. Ren et al. 2006 [147]).

### **1.3.2.Normy i wydawnictwa książkowe**

O rozwoju technologii radiacyjnych podłóg chłodzących i aktualności związanej z nimi problematyki może świadczyć zaktualizowana w roku 2021 pięcioczęściowa norma *PN-EN 1264 „Wodne wbudowane systemy ogrzewania i chłodzenia płaszczyznowego”* [242] – [246]. Norma ta nie tylko ujednocila nomenklaturę i kategoryzuje systemy płaszczyznowe [242], ale też definiuje metodę wyznaczania referencyjnej mocy cieplnej dla podłóg grzewczych [243] i chłodzących [246]. W normie zawarto instrukcje dotyczące instalacji systemów płaszczyznowych [245] oraz wyspecyfikowano możliwości praktycznego zastosowania inżynierskich zaproponowanych metod obliczeniowych [244].

Dostępna jest także pięcioczęściowa europejska norma *PN-EN ISO 11855* z roku 2015 „Projektowanie środowiska w budynku. Projektowanie, wymiarowanie, instalacja oraz regulacja wbudowanych systemów ogrzewania i chłodzenia przez promieniowanie” [237] - [241], opisująca bardziej szczegółowo procedurę projektowania systemów podłóg chłodzących [239]. Norma międzynarodowa *ISO 11855* obejmuje także części szóstą [221] i siódmą [222], dotyczące odpowiednio zagadnień sterowania wbudowanymi systemami ogrzewania i chłodzenia płaszczyznowego oraz procedur obliczania mocy i temperatury powierzchni tych systemów w funkcji różnicy temperatury czynnika obiegowego. Obie części nie zostały dotychczas opublikowane w Polsce przez PKN.

Tematyka chłodzenia podłogowego pojawia się także w wydawnictwach zwartych o zasięgu międzynarodowym (np. „*ASHRAE Handbook: HVAC Systems and Equipment*” [7]).

### **1.3.3.Materiały techniczne producentów systemów**

Wiele firm wyspecjalizowało się w produkcji rur i akcesoriów niezbędnych do budowy systemów radiacyjnych podłóg chłodzących, wprowadzając na rynek kompletne zestawy obejmujące rurociągi i kształtki, rozdzielacze z osprzętem, elementy wykonawcze, sterowniki, czujniki, termostaty, zadajniki pomieszczeniowe i inne elementy składające się na system wodnych radiacyjnych podłóg chłodzących. Firmy te publikują także dedykowane inżynierom – projektantom i wykonawcom materiały techniczne wyjaśniające zasady działania tych systemów, charakterystyki poszczególnych ich podzespołów i wytyczne do projektowania, budowy i eksploatacji (np. Rehau [265], Uponor [264], KAN-therm [261]). Materiały producenckie bazują zazwyczaj na normach [237] - [241], [242] - [246], na których podstawie opracowywane są wytyczne projektowe zawierające nomogramy lub tabele doborowe oraz wytyczne montażowe dla konkretnych rozwiązań systemowych.

### 1.3.4. Studia przypadków projektowych i raporty z eksploatacji

Technologia chłodzenia pomieszczeń z wykorzystaniem podłóg jest w ostatnich latach także przedmiotem badań naukowców. Dostępne są artykuły prezentujące wyniki analiz funkcjonowania tego typu systemów w istniejących obiektach oraz raporty z ich projektowania.

Koncepcję wykorzystania rurociągów wodnych zatopionych w posadzce zarówno do ogrzewania, jak i chłodzenia, zaimplementowaną w budynku Groninger Museum w Holandii przedstawił Simmonds (1994) [158].

De Carli i Olesen (2002) [37] przeprowadzili długoterminowe pomiary temperatur operacyjnych w dwóch budynkach na terenie Niemiec i Włoch, co pozwoliło na ocenę stosowalności podłóg chłodzących w różnych klimatach dla typowych budynków biurowych. Autorzy potwierdzili utrzymanie przy wykorzystaniu podłóg chłodzących temperatury operacyjnej latem w zakresie akceptowalnym ze względu na komfort cieplny. Podkreślili też wpływ różnych lokalnych czynników, takich jak lokalizacja urządzeń przeciwsłonecznych lub ubiór użytkowników pomieszczeń na odczucie komfortu.

Ciekawym przykładem zastosowania podłóg chłodzących jest port lotniczy w Bangkoku (Suvarnabhumi Airport, New Bangkok International Airport), dla którego Kessling et al. (2004) [80] opisali kompleksowe rozwiązanie projektowe, zakładające połączenie chłodzenia podłogowego i systemu powietrznego oraz zabiegów architektonicznych, w tym doboru materiałów budowlanych z uwzględnieniem ich udziału w radiacyjnej wymianie ciepła oraz stosowanie osłon przeciwsłonecznych. Analizując proponowane rozwiązanie na tle ciepłego i wilgotnego klimatu Bangkoku podkreślono istotną rolę całorocznych, komputerowych symulacji energetycznych całego budynku. Umożliwiło to autorom projektu optymalny dobór podłogi chłodzącej i systemu wentylacyjnego, wybór odpowiednich materiałów wykończeniowych oraz analizę komfortu cieplnego i ekonomiczną dla budynku. W procesie projektowym uwzględniono wpływ m. in. dynamicznego oddziaływania promieniowania słonecznego, stratyfikację temperaturową powietrza wewnętrznego i właściwości radiacyjne elementów architektonicznych na efektywność energetyczną budynku i komfort cieplny użytkowników. Ten sam obiekt został przedstawiony także przez Simmondsa et al. (2000) [160] którzy podkreślili jak ważny jest skuteczny proces optymalizacji projektowej ze względu na efektywność energetycznych. Wg autorów zabiegi optymalizacyjne podejmowane na etapie projektowania z wykorzystaniem symulacji komputerowych przyczyniły się m.in. do zmniejszenia zużycia energii na cele chłodzenia o około 30% w stosunku do pierwotnej koncepcji budynku przy jednoczesnym zwiększeniu komfortu cieplnego.

Nietypowe zastosowanie podłogi chłodzącej pokazał w artykule naukowym Shi et al. (2006) [154], przedstawiając wykorzystanie podłóg do chłodzenia otwartych chlewni. Zaobserwowano, że utrzymywanie niskiej temperatury posadzki znacznie zmniejsza ruchliwość trzody chlewnej, co przekłada się na szybszy jej wzrost i zwiększenie produkcji. Podkreślono, że do tego typu układów hydraulicznych wykorzystywać można zasoby wody podziemnej, a według obserwacji autorów w okresie letnim ponad 65-75% więcej zwierząt pozostaje w korzystnym bezruchu przy temperaturze posadzki na poziomie 22-26°C w stosunku do posadzki o temperaturze 34°C.

W studium przypadku dotyczącym galerii handlowej w Sacramento (Kalifornia), Doebber et al. (2010) [42] opisali radiacyjne podłogi chłodzące zaimplementowane w budynku. Podkreślono wagę przeprowadzania symulacji energetycznych całego budynku dla poprawnego doboru systemu chłodniczego i możliwe do uzyskania oszczędności energetyczne w stosunku do systemów powietrznych, przy zachowaniu porównywalnych wskaźników komfortu klimatycznego.

Praca Hu i Niu (2012) [68] to przegląd zastosowań radiacyjnych systemów chłodzących, w tym podłóg, w Chinach. Przedstawiono rozwiązania zastosowane na dworcu kolejowym Tianjin, w budynku fabryki adaptowanej na biurowiec w Shenzhen, apartamentowcu w Pekinie oraz willi w Qingdao. Zdaniem autorów, liczba badań dotyczących tego typu układów jest niewystarczająca dla pełnego ich rozpoznania.

Podłogi chłodzące zostały także wykorzystane w budynku lotniska Xi'an Xianyang International Airport w Chinach. Zhang et. al. (2013) [207] przedstawili zastosowane rozwiązanie wykorzystujące niezależne kontrolowanie temperatury i wilgotności powietrza w obiekcie oraz wykorzystanie zasobników lodu jako źródła chłodu. Instalacja podłóg chłodzących w tym obiekcie została także poddana badaniom naukowym przez Zhao et. al. (2014) [212], (2016) [209]. Autorzy zauważyli brak w literaturze badań podłóg chłodzących w eksploatowanych budynkach. Za pomocą pomiarów in-situ potwierdzono, że zastosowanie podłogi chłodzącej pozwala zachować wysoki komfort cieplny w pomieszczeniach o dużym udziale przegród przeszklonych. Oszacowano także moc chłodniczą podłóg w zależności od pory dnia i warunków pogodowych, w tym w szczególności w sytuacji padania bezpośredniego promieniowania słonecznego na powierzchnię posadzki – zauważono znaczny wzrost mocy chłodniczej podłogi w takich przypadkach.

Bogate referencje w zakresie systemów radiacyjnych podłóg chłodzących zaimplementowanych w budynkach o zróżnicowanym przeznaczeniu na całym świecie prezentują też producenci tego typu systemów w swoich materiałach technicznych (np. Uponor [108]).

Powyższe przykłady pokazują, że podłogi chłodzące mogą być stosowane w budownictwie jako efektywne systemy chłodnicze. Należy jednak zauważyć, że przytoczone tu przykłady opierają się na przeprowadzonych w fazie projektowej studiach przypadków i symulacjach komputerowych dotyczących zastosowania podłóg chłodzących w konkretnych budynkach. Potwierdza to nie tylko potrzebę przedstawienia ogólnych wskazówek i wytycznych projektowych, łatwych do stosowania i powalających na wstępną ocenę przydatności technologii podłóg chłodzących, ale także konieczność rozwoju narzędzi dedykowanych precyzyjnej ocenie stosowalności podłóg chłodzących i ich skutecznej optymalizacji.

#### **1.4. Metodyka projektowania podłóg chłodzących**

Ogólną procedurę projektowania podłóg chłodzących przedstawia norma *PN-EN ISO 11855-3* [239]. Zgodnie z tą normą, na proces projektowania składa się:

- obliczenie jawnego obciążenia chłodniczego zgodnie z odpowiednimi normami (wskazano tu jako przykładowe odniesienie do nieaktualnej już normy *PN-EN 15243* [227], która została zastąpiona w 2017 roku *PN-EN 16798-9* [233]). Zaznaczono, aby w obliczeniach przyjmować jako referencyjną np. temperaturę operacyjną, przywołując odpowiednią normę - *PN-EN ISO 11855-1* [237],
- wyznaczenie minimalnej wydajności powietrza nawiewanego wymaganego do osuszania (zaznaczono tym samym jednoznacznie, że zyski wilgoci muszą być usunięte przez system powietrzny),
- obliczenie jawnej i utajonej mocy chłodniczej powietrza wentylacyjnego,
- wyznaczenie pozostałej wymaganej jawnej mocy chłodniczej dla podłogi chłodzącej,
- wyznaczenie wilgotności względnej i temperatury punktu rosy odpowiedniego dla klimatu, w którym system jest implementowany. System powinien operować w zakresie temperatur powyżej temperatury punktu rosy,

- wyznaczenie dostępnej powierzchni chłodzącej podłogi, z wyłączeniem wszelkich elementów stałych, zmniejszających tę powierzchnię,
- ustalenie minimalnej dopuszczalnej temperatury powierzchni podłogi zgodnie z wymaganiami *PN-EN ISO 11855-1* [237], z uwzględnieniem temperatury punktu rosy,
- wyznaczenie wymaganej projektowej jednostkowej wydajności systemu (projektowej gęstości strumienia ciepła odprowadzanego przez system),
- wyznaczenie referencyjnego pomieszczenia, dla którego wymagana jednostkowa projektowa wydajność systemu jest największa,
- ustalenie dla referencyjnego pomieszczenia parametrów systemu takich jak rozstaw rurek, rodzaj wykończenie posadzki, średnia projektowa logarytmiczna różnica temperatury pomiędzy pomieszczeniem a czynnikiem obiegowym dla wymaganej jednostkowej wydajności systemu i minimalnej dopuszczalnej temperatury powierzchni podłogi, zgodnie z *PN-EN ISO 11855-2* [238],
- jeżeli wymagana projektowa jednostkowa wydajność systemu jest niemożliwa do osiągnięcia, zastosowanie dodatkowego (szczytowego) systemu chłodzącego. W takim przypadku referencyjnym w kontekście chłodzenia podłogowego może okazać się inne pomieszczenie,
- ustalenie oporu cieplnego warstwy izolacyjnej pod rurkami i projektowego natężenia przepływu czynnika obiegowego,
- określenie całkowitej długości obiegu hydraulicznego.

Proces projektowania jakiegokolwiek systemu chłodzenia pomieszczeń można bardziej ogólnie podzielić na następujące kroki:

1. wyznaczenie projektowego obciążenia chłodniczego,
2. dobór i zwymiarowanie instalacji chłodniczej,
3. wybór sposobu sterowania pracą instalacji,
4. dobór źródła chłodu.

Kluczowe na etapie projektowania wydają się kroki nr 1 i 2 (które zostały w normie [239] rozłożone na mniejsze zadania projektowe zgodnie z opisem powyżej). Na podstawie tych kroków, w przypadku systemów chłodzenia zintegrowanych z budynkiem, ustala się niemodyfikowalne w późniejszej eksploatacji parametry systemu (w przypadku podłóg chłodzących np. lokalizację i rozstaw rurek w przekroju przegrody, podział na obiegi hydrauliczne).

Analizę standardów europejskich projektowania wodnych systemów promiennikowych z rurami zatopionymi w warstwach posadzkowych przeprowadził Olesen (2007) [126]. Przeglądu metod projektowania wodnych radiacyjnych systemów chłodniczych dokonali Feng et al. (2014) [51], którzy przeanalizowali zarówno metody określania obciążenia chłodniczego, jak i wyznaczania mocy chłodniczej. W zakresie wyznaczania obciążenia chłodniczego zwrócono uwagę na różnorodność metod, a także na brak uniwersalności większości z nich. Tematyka projektowania radiacyjnych systemów chłodzących, w tym aspekt zależności występujących pomiędzy obciążeniem chłodniczym, rodzajem systemu chłodniczego i jego parametrami projektowymi oraz algorytmami sterowania została szeroko ujęta w rozprawie doktorskiej Feng (2014) [50].

#### **1.4.1. Przegląd literatury i analiza metod wyznaczania projektowego obciążenia chłodniczego**

Pojęcie obciążenia chłodniczego jest zdefiniowane w kilku aktualnych normach. Norma PN-EN ISO 1264-1:2021 [242] określa „*standardowe obciążenie chłodnicze*” jako (tłumaczenie autora): „*ilość ciepła wprowadzanego do budynku ze środowiska zewnętrznego i sąsiednich pomieszczeń w standardowych warunkach, zależna od regionalnych danych klimatycznych, lokalizacji, sposobu wykorzystania i właściwości termicznych budynku*”.

Norma PN-EN ISO 11855-1:2015 [237] określa „*projektowe obciążenie chłodnicze*” jako (tłumaczenie autora): „*wymagana moc cieplna niezbędna do osiągnięcia określonych warunków projektowych przy obliczeniowych letnich warunkach zewnętrznych*”.

W Polsce w zakresie sposobów obliczania zapotrzebowania na energię budynków obowiązuje norma PN-EN ISO 52016-1:2017 [249]. Norma ta definiuje „*obciążenie projektowe*” jako „*maksymalna średnia godzinowa wartość obciążenia występująca w projektowym okresie klimatycznym w projektowych warunkach użytkowania*”, a „*zapotrzebowanie na energię do ogrzewania lub chłodzenia*” definiuje PN-EN ISO 52000-1:2017 [248] jako „*ciepło, które ma być dostarczone do lub wyprowadzone z przestrzeni kondycjonowanych cieplnie w celu utrzymania zamierzonych warunków temperatury w danym okresie*”.

W krajowej praktyce inżynierskiej od wielu lat powszechnie jest stosowanie uproszczonych, analitycznych metod obliczeniowych obciążenia chłodniczego [146,142,58], w tym np. opartych o niemieckie wytyczne VDI 2078 [253] (wg nieaktualnej już wersji wytycznych sprzed ponad 20 lat – z 1996r.), które proponowały metody o niewielkiej złożoności obliczeniowej, możliwe do przeprowadzenia bez wykorzystania komputerów. Te metody obejmowały analityczne obliczenia zysków ciepła w warunkach ustalonych, przy uproszczonym uwzględnieniu dynamiki procesu przepływu ciepła w budynkach chłodzonych, w tym akumulacyjności cieplnej przegród budowlanych i wyposażenia pomieszczeń. W tych uproszczonych metodach akumulacja zysków ciepła o naturze radiacyjnej, wpływająca na obniżenie projektowego obciążenia chłodniczego i przesunięcie go w czasie względem szczytowych zysków ciepła, jest szacunkowo uwzględniana za pomocą predefiniowanych „*współczynników akumulacji*”, zależnych np. od wielkości pomieszczenia, pojemności cieplnej przegród budowlanych, parametrów przegród przezroczystych, lokalizacji budynku, pory roku i dnia, czasowego przebiegu profilu obciążenia chłodniczego itd.). Wybór odpowiednich wartości tych współczynników polega na wybraniu ich wartości prezentowanych w materiałach źródłowych dla warunków podobnych do występujących w danym projekcie. Dużym ograniczeniem tej metody jest skończona liczba dostępnych współczynników wyznaczonych w materiałach źródłowych.

We współczesnych budynkach charakteryzujących się dobrymi parametrami termoizolacyjnym, dynamika powstawania zysków ciepła i precyzyjne ich przełożenie na obciążenie chłodnicze pomieszczeń ma coraz większe znaczenie w kontekście bilansów energetycznych tych budynków [182]. Współczesne metody obliczeniowe koncentrują się na znacznie dokładniejszym wyznaczaniu obciążeń chłodniczych, z uwzględnieniem dynamicznego przepływu ciepła w pomieszczeniu – popularność zyskują symulacje wykorzystujące powszechnie już stosowane technologie obliczeń komputerowych. Także najnowsza odsłona przytoczonych wcześniej wytycznych VDI 2078 z 2015 roku [253] podkreśla konieczność zmiany metod projektowych (tłumaczenie autora): „*W ostatnich latach, używanie komputerów stało się oczywistością nie tylko dla projektanta, ale też instalatora. W związku z tym nie ma już powodów do upraszczania metody kosztem jej dokładności, ani do stosowania metod analogowych. [...] Współczesna metoda wyznaczania obciążenia chłodniczego oraz temperatur powietrza i operacyjnych w pomieszczeniu musi spełniać następujące zadania:*



- *obliczenie obciążenia chłodniczego podzielone na frakcję konwekcyjną, radiacyjną, z uwzględnieniem chłodzenia płaszczyznowego,*
- *obliczenie temperatury powietrza w pomieszczeniu i temperatury operacyjnej.”*

Wytyczne VDI 2078:2015 [253] opisują także powiązanie sposobu sterowania systemem chłodzenia płaszczyznowego z jego wymaganą mocą szczytową i z obciążeniem chłodniczym pomieszczenia.

Wyznaczanie projektowego obliczenia chłodniczego z uwzględnieniem dynamiki procesów wymiany ciepła w budynkach powoduje, że istotne jest ustalenie stanu cieplnego budynku przed okresem obliczeniowym w związku z jego akumulacyjnością cieplną, tj. ustalenie warunków początkowych symulacji. Przykładowo wytyczne VDI 2078:2015 [253] w zakresie symulacji projektowego obciążenia chłodniczego proponują ustalenie warunków początkowych poprzez przeprowadzenie 14-dniowej symulacji „wstępnej” z warunkami brzegowymi odpowiadającymi średniomiesięcznym temperaturom i bez wpływu promieniowania słonecznego (założenie pełnego zachmurzenia), a następnie 4-dniowej symulacji „rozruchowej” ze znormalizowanym wzrostem temperatury zewnętrznej.

Nowoczesne metody obliczeniowe w zakresie wyznaczania projektowego obciążenia chłodniczego są przedmiotem zainteresowania podmiotów normalizacyjnych w Polsce i na świecie, czego efektem są powstałe w ostatnich latach zestawy norm definiujących wymagania dla tych metod. Badania oraz analizy poszczególnych metod są także przedmiotem badań naukowych i regularnie pojawiają się w literaturze naukowej o zasięgu międzynarodowym.

### **Metodyka krajowa i europejska (normy PN, EN, ISO)**

Postępujące udoskonalanie metod obliczeniowych w zakresie wyznaczania projektowego obciążenia chłodniczego ma na przestrzeni ostatnich lat odzwierciedlenie w transformacji norm europejskich, aktualnych także w Polsce. Wycofana już norma PN-EN 15243:2011 [227], aktualna w Polsce do roku 2017, w zakresie metod obliczania obciążeń chłodniczych stanowiła: „*Nie można podać żadnej konkretnej metody dotyczącej obciążeń cieplnych i chłodniczych systemu. Jest ona w dużym stopniu zależna od wybranego systemu*”.

O obliczeniach projektowego obciążenia chłodniczego traktuje norma PN-EN ISO 52016-1:2017 [249], która wyznacza zmodyfikowaną metodę godzinową z wycofanej normy PN-EN ISO 13790:2009 [247] jako właściwą do obliczania zapotrzebowania na moc do chłodzenia. Wprowadzona w [249] modyfikacja dotychczasowej metody godzinowej polega na odrębnym modelowaniu wszystkich przegród budowlanych z uwzględnieniem ich indywidualnych parametrów cieplnych oraz dynamicznego przepływu ciepła wewnątrz tych elementów (poprzez wielowęzłowe modelowanie poszczególnych przegród) zamiast stosowania parametrów zagregowanych (skupionych), uśredniających wszystkie przegrody w pomieszczeniu chłodzonym, co czyni metodę bardziej przejrzystą i podkreśla wagę lokalnych dynamicznych oddziaływań cieplnych w obrębie pomieszczeń chłodzonych. Bardziej ogólnie metoda została przedstawiona w ISO 52017-1:2017 [250]. Norma [249] przedstawia także procedurę weryfikacyjną wraz z warunkami brzegowymi – wykorzystując procedury „BESTEST” wg standardów amerykańskich [215].

W [249] podkreślono powiązanie wybranego rozwiązania technicznego systemu chłodzenia z projektowym obciążeniem chłodniczym: „*Do obliczenia obciążeń projektowych rozróżnia się podstawowe obliczenia obciążenia chłodniczego/grzewczego i właściwe dla systemu obliczenia obciążenia chłodniczego/grzewczego.*”

*W przypadku obliczenia podstawowego obciążenia chłodniczego/grzewczego i zapotrzebowania na energię zakłada się ciągłą pracę i brak ograniczeń mocy dla układu chłodzenia/grzewania i zakłada się, że emisja występuje wyłącznie konwekcyjnie.*

*Do obliczenia właściwego dla systemu obciążenia chłodniczego/grzewczego i zapotrzebowania na energię można założyć ograniczony czas działania, można ograniczyć dostępną moc systemu, można zastosować możliwe do określenia odzyskiwalne straty i udział konwekcyjny zgodnie z układem, który ma być zastosowany”.*

W normie nie zaproponowano konkretnych technik komputerowych do przeprowadzania obliczeń.

### **Metodyka amerykańska (normy ANSI/ASHRAE)**

Standard amerykański ANSI/ASHRAE/ACCA Standard 183-2007 (RA2020) [219] podaje nie tylko podstawowe wytyczne i założenia dla obliczania obciążenia chłodniczego, (z wieloma odniesieniami do [6]), ale także proponuje konkretne techniki rozwiązania, w tym:

- *HB (Heat Balance)*,
- *RTS (Radiant Time Series)*,
- *CLTD / CLF (Cooling Load Temperature Difference/Cooling Load Factor)*,
- *TETD / TA (Total Equivalent Temperature Difference / Time Averaging)*,
- *TFM, Transfer Function Method*,
- Inne (standard dopuszcza stosowanie niewymienionych metod obliczeniowych).

Standard [219] wyszczególnia metody „*HB*” i „*RTS*” jako najnowocześniejsze i najbardziej uniwersalne. Zaznaczono, że metody „*CLTD / CLF*”, „*TETD / TA*”, „*TFM*” są metodami starszymi, wywodzącymi się z czasu znacznie mniejszych możliwości obliczeniowych komputerów (np. „*TETD / TA*” zaprezentowana po raz pierwszy w 1967r.), przez co są znacznie mniej złożone i opierają się na daleko idących uproszczeniach i założeniach ograniczających ich stosowalność [6].

Metoda bilansu ciepła „*HB*” zakłada iteracyjne rozwiązywanie równań wymiany ciepła obejmujących przepływ ciepła między środowiskiem zewnętrznym a wewnętrznym pomieszczenia oraz w obrębie samego pomieszczenia. Metoda ta bilansuje strumień ciepła dla każdej powierzchni pomieszczenia chłodzonego, przez co wszystkie procedury obliczeniowe są możliwe do analizy i dostosowania do wymagań konkretnej implementacji. Metoda została szczegółowo przeanalizowana ze względu na obliczanie obciążenia chłodniczego przez Pedersena et. al. (1997) [140]. Metoda ta umożliwia obliczanie zysków ciepła od promieniowania słonecznego z wykorzystaniem współczynnika „*SHGC*” (współczynnik całkowitej przepuszczalności energii promieniowania słonecznego „*g*” wg polskiej nomenklatury), wraz z uwzględnieniem transmisji i absorpcji promieniowania w przegrodzie przezroczystej oraz zmienności kątowej jej właściwości energetyczno-optycznych (z rekomendacją wykorzystania oprogramowania komputerowego „*LBNL WINDOW*” [263]). W metodzie możliwe jest symulowanie geometrycznych właściwości bezpośredniego promieniowania słonecznego. W opisie metody wskazano także przykładowe techniki rozwiązywania problemu przewodzenia ciepła w przegrodach, w tym metody numeryczne różnic skończonych i elementów skończonych [6].

Metoda „*RTS*” to uproszczenie modelu wymiany ciepła z metody „*HB*”, kwantyfikujące strumienie ciepła wymieniane w pomieszczeniu różnymi sposobami, nie wymagając przy tym obliczeń iteracyjnych [6,23]. Metoda „*RTS*” zakłada konwersję konwekcyjnych zysków ciepła w obciążenie chłodnicze pomieszczenia i uwzględnienie opóźnienia w konwersji zysków ciepła na drodze przewodzenia ciepła i promieniowania. W tym celu wykorzystywane są współczynniki reakcji („*response/time factors*”) opisujące opóźnienie powstawania obciążenia chłodniczego wynikające

z pojemności cieplnej masywnych przegród nieprzezroczystych (reprezentowane przez współczynniki „*conduction time factor*” zależne od przewodności i pojemności cieplnej przegród) oraz z konwersji zysków radiacyjnych (reprezentowane przez współczynniki „*radiant time factors*” zależne od pojemności cieplnej budynku i rodzaju wykończenia posadzki) [6]. Metoda ta została szczegółowo przeanalizowana przez Spitlera et. al. (1997) [166].

Należy podkreślić, że normy *ASHRAE* podają w odróżnieniu od norm europejskich konkretne techniki komputerowe rozwiązywania problemu wyznaczania obciążenia chłodniczego, a zaproponowana metoda bilansu ciepła „*HB*” daje możliwość uwzględnienia aspektu geometrycznych właściwości promieniowania słonecznego docierającego do pomieszczenia przez przegrodę przezroczystą o zmiennych parametrach energetycznych – optycznych. Metoda ta w swej podstawowej formie nie pozwala jednak na uwzględnienie nierównomiernego rozkładu strumienia ciepła od bezpośredniego promieniowania słonecznego na powierzchnie wewnętrzne przegród w pomieszczeniu oraz na uwzględnienie wpływu aktywacji termicznej podłogi na utylizację zysków ciepła od tego promieniowania [26].

### ***Badania naukowe – projektowe obciążenie chłodnicze a podłogi chłodzące***

W literaturze naukowej dostępne jest wiele prac opisujących trudności w określaniu obciążenia chłodniczego dla systemów promiennikowych. Dominguez-Munoz et al. (2010) [43] zauważyli problem przyjmowanych z powodu braku istotnych danych na wczesnym etapie projektowania założeń, na podstawie których projektanci wyznaczają wielkość obciążenia chłodniczego. Wyznaczono rozkłady prawdopodobieństwa dla szeregu analizowanych parametrów technicznych i na podstawie symulacji numerycznych wyznaczono „*wskaźniki wrażliwości*” obciążenia chłodniczego na zmiany poszczególnych parametrów. Najwyższe wartości uzyskano dla wskaźników takich jak: pojemność cieplna konstrukcji budynku, refleksyjność gruntu dla promieniowania cieplnego, współczynnik całkowitej przepuszczalności energii promieniowania słonecznego okien, wydajność wentylacji, wewnętrzne zyski ciepła od oświetlenia, urządzeń i ludzi, co należy interpretować jako największy wpływ tych parametrów na obciążenie cieplne.

Iu et al. (2003) [70] podkreślili niedokładność metody „*RTS*” w przypadku dużego udziału zysków ciepła od promieniowania słonecznego i zaproponowali metodę uwzględnienia w kalkulacjach części promieniowania słonecznego, która po przedostaniu się do pomieszczenia zostaje odbita od powierzchni wewnątrz tego pomieszczenia z powrotem na zewnątrz (przez okno).

Causone et al. (2010) [26] zdefiniowali i podkreślili znaczny wpływ obciążenia chłodniczego od bezpośredniego promieniowania słonecznego na moc radiacyjnych systemów chłodzących. Zaproponowali modyfikacje algorytmów wyznaczania obciążeń chłodniczych metod „*HB*” i „*RTS*” celem lepszego bilansowania bezpośredniego promieniowania słonecznego w pomieszczeniu.

Duże znaczenie odpowiedniego modelowania promieniowania słonecznego i generowanego przez nie obciążenia chłodniczego ze względu na obliczeniową moc podłóg chłodzących potwierdzili także Feng et al. (2013) [54].

Ciekawe wnioski wysnuli Feng et al. (2013) [53], Bauman et. al. (2013) [13], Feng et al. (2014) [52], którzy zwrócili uwagę na konieczne zróżnicowanie metod obliczeniowych do wyznaczania obciążeń chłodniczych ze względu na rodzaj systemu chłodniczego.

Bourdakis et al. (2015) [21] w badaniach metodą symulacji komputerowych potwierdzili, że w przypadku wyznaczenia projektowego obciążenia chłodniczego z uwzględnieniem dynamicznych oddziaływań z systemem promiennikowym, warunki komfortu mogą być zachowane przy doborze

systemu chłodzenia płaszczyznowego na moc szczytową znacznie niższą niż wyznaczone projektowe obciążenie chłodnicze – nawet do 50% (badaniom poddano systemy podłóg, sufitów chłodzących i stropów aktywowanych termicznie).

Także pojemność cieplna elementów wyposażenia pomieszczenia (np. mebli) oraz infiltracja powietrza zewnętrznego mają wpływ na obliczone obciążenie chłodnicze, co udowodnili Raftery et al. (2014) [145]. Zwrócili także uwagę na brak w literaturze wytycznych projektowych dotyczących standardowych ilości elementów wyposażenia wewnątrz, które należy zakładać podczas obliczeń projektowego obciążenia chłodniczego. Wpływ wykończenia posadzki i wyposażenia pomieszczenia na wymianę ciepła w warunkach nieustalonych przy zastosowanym systemie ogrzewania podłogowego potwierdzili metodą symulacji numerycznej Wolisz et al. (2015) [198].

### ***Metody wyznaczania projektowego obciążenia chłodniczego - podsumowanie***

Przegląd literatury dotyczącej określania projektowego obciążenia chłodniczego pozwala sformułować następujące wnioski:

- polepszające się parametry termoizolacyjności przegród budowlanych i rosnące wymagania przepisów dotyczące efektywności energetycznej budynków w Polsce [220] i na świecie [218] sprawiają, że w nowoprojektowanych budynkach energia promieniowania słonecznego docierająca do pomieszczeń przez ich przegrody przezroczyste nabiera coraz większego znaczenia w kontekście ich bilansów energetycznych,
- uwzględnianie dynamiki procesu przepływu ciepła i wpływu pojemności cieplnej pomieszczenia na moc systemów chłodzenia jest realizowane, w różnym stopniu, we wszystkich analizowanych metodach obliczeniowych,
- współczesne metody obliczeniowe, w tym znormalizowane, ze względu na swoją złożoność narzucają realizowanie obliczeń z wykorzystaniem technik komputerowych,
- metody wyznaczania obciążenia chłodniczego realizowane jako odrębne kroki projektowe i nienawiązujące do rozwiązywania technicznego systemu chłodzenia mogą prowadzić do przeszacowania obciążenia chłodniczego wynikającego z nieuwzględnienia oddziaływania jego radiacyjnej części z przegrodami i innymi elementami w pomieszczeniu,
- ze względu na relatywnie długi czas oddziaływania i dużą gęstość strumienia ciepła od promieniowania słonecznego docierającego przez przegrody przezroczyste do powierzchni podłogi w cyklu dobowym sezonu letniego, szczególnie znaczące wydaje się być bezpośrednie oddziaływanie promieniowania słonecznego na powierzchnię podłogi przy jej ewentualnej aktywacji cieplnej (zastosowaniu systemu podłogi chłodzącej).

W kontekście wykorzystania metody wyznaczania obciążenia chłodniczego zgodnie z *PN-EN ISO 52016-1:2017* [249] do pomieszczeń z podłogami chłodzącymi, należy podkreślić:

- sugerowany godzinowy krok czasowy jest relatywnie wysoki ze względu na zmienność geometrycznych i energetycznych właściwości promieniowania słonecznego docierającego do pomieszczenia,
- metoda symulacji zysków ciepła przez przegrody przezroczyste bez uwzględnienia zmienności kątowej ich współczynników energetycznych – optycznych może prowadzić do przeszacowania zysków ciepła od promieniowania słonecznego (przykładowo, zgodnie z badaniami Pawlaka i Górki (2019) [138], średnioroczny kąt padania bezpośredniej składowej promieniowania słonecznego na powierzchnię (odchylenie od normalnej do tej powierzchni) dla powierzchni zlokalizowanych w mieście Poznań i zorientowanych od NE ( $\gamma_0=45^\circ$ ) do NW

( $\gamma_0=315^\circ$ ) wynosi około  $45-60^\circ$  co prowadzi do zmniejszenia ich transmisyjności odpowiednio o 10-30% względem znormalizowanej,

- pominięcie nierównomiernego przestrzennie rozkładu promieniowania słonecznego wewnątrz pomieszczenia (po przejściu przez przegrodę przezroczystą) jest uproszczeniem, które ogranicza skuteczność tej metody w zakresie określania dynamicznego oddziaływania bezpośredniego promieniowania słonecznego na powierzchnię podłogi aktywowanej termicznie i pozostałych przegród. Podobnie ograniczona będzie ocena lokalnych parametrów komfortu w pomieszczeniu.

Ciekawym problemem naukowym jest w związku z tym ocena wpływu zastosowania podłogi chłodzącej na zmniejszenie projektowego obciążenia chłodniczego pomieszczenia, ze szczególnym uwzględnieniem pokrywania obciążenia chłodniczego od bezpośredniego promieniowania słonecznego docierającego do jej powierzchni.

#### **1.4.2.Przegląd literatury i analiza metod doboru, wymiarowania i określania mocy chłodniczej**

Dobór i wymiarowanie elementów podłogi chłodzącej polega na ustaleniu jej parametrów:

- konstrukcyjnych (średnica, przebieg rur zatopionych w posadzce, lokalizacja względem pozostałych warstw posadzkowych),
- eksploatacyjnych (określenie projektowej temperatury zasilania i powrotu, temperatury na powierzchni posadzki, strumienia przepływu wody chłodzącej, sposobu sterowania).

Powyższe parametry wpływają na projektową moc chłodniczą podłogi, którą w praktyce inżynierskiej odnosi się do jednostkowej powierzchni posadzki aktywowanej termicznie [ $\text{W/m}^2$ ].

#### **Metodyka określania znormalizowanej mocy chłodniczej**

W Polsce obowiązuje kilka norm przydatnych w procesie projektowania radiacyjnych podłóg chłodzących. Najnowsza jest wprowadzona w roku 2021, pięcioczęściowa norma *PN-EN 1264* [242] - [246] obejmująca wszystkie płaszczyznowe systemy grzewcze i chłodzące zintegrowane z konstrukcją budynku i nieoddzielone od niej warstwą cyrkulującego powietrza (zintegrowane z podłogami, stropami, ścianami). Część pierwsza tej normy [242] klasyfikuje systemy płaszczyznowe i przypisuje metody wyznaczania metodami obliczeniowymi lub pomiarowymi ich znormalizowanej wydajności grzewczej lub chłodniczej – dla podłóg typu A1 wskazując na procedury zawarte w części drugiej [243] i piątej [246] tej samej normy. Warunki brzegowe klasyfikujące rozwiązanie do typu A1 określono w [243]:

- rozstaw rurek (odległość pomiędzy osiami sąsiadujących rurek) „w”:  $w \geq 0,050 \text{ m}$ ,
- grubość warstwy jastrychu nad rurkami „ $S_u$ ”:  $S_u \geq 0,01 \text{ m}$ ,
- średnica zewnętrzna rurek „D” w zakresie:  $0,008 \text{ m} \leq D \leq 0,03 \text{ m}$ ,
- stosunek grubości do przewodności cieplnej jastrychu:  $S_u/\lambda_2 \geq 0,01 \text{ m}/(\text{W}/\text{m}/\text{K})$ .

Znormalizowaną moc grzewczą podłogi wyznacza się zgodnie z częścią drugą normy [243] w formie krzywych charakterystycznych, obrazujących zależność mocy grzewczej (chłodniczej) od logarytmicznej różnicy temperatury pomiędzy średnią temperaturą czynnika obiegowego a temperaturą pomieszczenia, z uwzględnieniem oporów przewodzenia warstwy wykończeniowej posadzki, przy założeniu jednorodnej temperatury pomieszczenia i stałego współczynnika przejmowania ciepła na powierzchni podłogi.

Dla chłodzących warunków pracy podłogi należy stosować tę samą procedurę z analogicznymi warunkami brzegowymi, ale z uwzględnieniem różnic wskazanych w części piątej normy [246], w tym wyznaczenia ustandaryzowanej mocy chłodniczej dla standardowej różnicy temperatury pomiędzy czynnikiem obiegowym a pomieszczeniem równej 8K oraz z uwzględnieniem konwersji wyników obliczeń dla uwzględnienia współczynnika przejmowania ciepła właściwego dla zimnej powierzchni posadzki.

Część trzecia normy [244] podaje ograniczenia i wskazówki projektowe dla radiacyjnych podłóg chłodzących typu A1. W tej części normy:

- wskazano metodę wyznaczania obciążenia chłodniczego zgodnie z *PN-EN 15243:2011* [227],
- wskazano konieczność zapewnienia warunków pracy systemu powyżej temperatury punktu rosy odpowiedniej dla klimatu lokalnego, podając jako wartość domyślną temperaturę punktu rosy równą 18°C, co odpowiada  $x(\phi 100\%)=13\text{gH}_2\text{O/kg p.s.}$  Zaznaczono, że utrzymanie temperatury posadzki powyżej punktu rosy spełnia także przeciętne wymagania komfortu związanego z niską temperaturą powierzchni podłogi, ale podkreślono konieczność udowodnienia powyższego w specjalnych przypadkach,
- wskazano, że w praktyce kontrola temperatury posadzki jest realizowana poprzez kontrolę temperatury zasilania obiegu oraz zaprezentowano metodę obliczania minimalnej temperatury zasilania obiegu hydraulicznego. Zgodnie z zaproponowaną metodą, temperatura zasilania o 1K niższa od temperatury punktu rosy powinna zapewnić nieprzekraczanie temperatury punktu rosy na powierzchni podłogi,
- określono wymagania dla izolacji cieplnej pod warstwą jastrychu z zatopionymi rurkami, odnosząc się do części czwartej normy [245],
- wskazano metodę obliczenia projektowego strumienia przepływu w rurkach, uwzględniającego strumień ciepła wymieniany z chłodzonym pomieszczeniem oraz z pomieszczeniem na kondygnacji poniżej,
- zalecono maksymalny projektowy spadek ciśnienia obiegu hydraulicznego na poziomie 350mbar dla zapewnienia możliwości zrównoważenia hydraulicznego, odnosząc się do części czwartej normy [245].

Część czwarta normy [245] obejmuje wytyczne montażowe dla systemów grzewczych i chłodzących z rurkami zlokalizowanymi w warstwach przegród.

Równolegle obowiązuje w Polsce starsza, pięcioczęściowa norma *PN-EN ISO 11855* z 2015 roku [237] - [241]. Pierwsza część tej normy [237] obejmuje m.in. zagadnienie komfortu klimatycznego w projektowaniu, w tym konieczność uwzględnienia wskaźników komfortu klimatycznego.

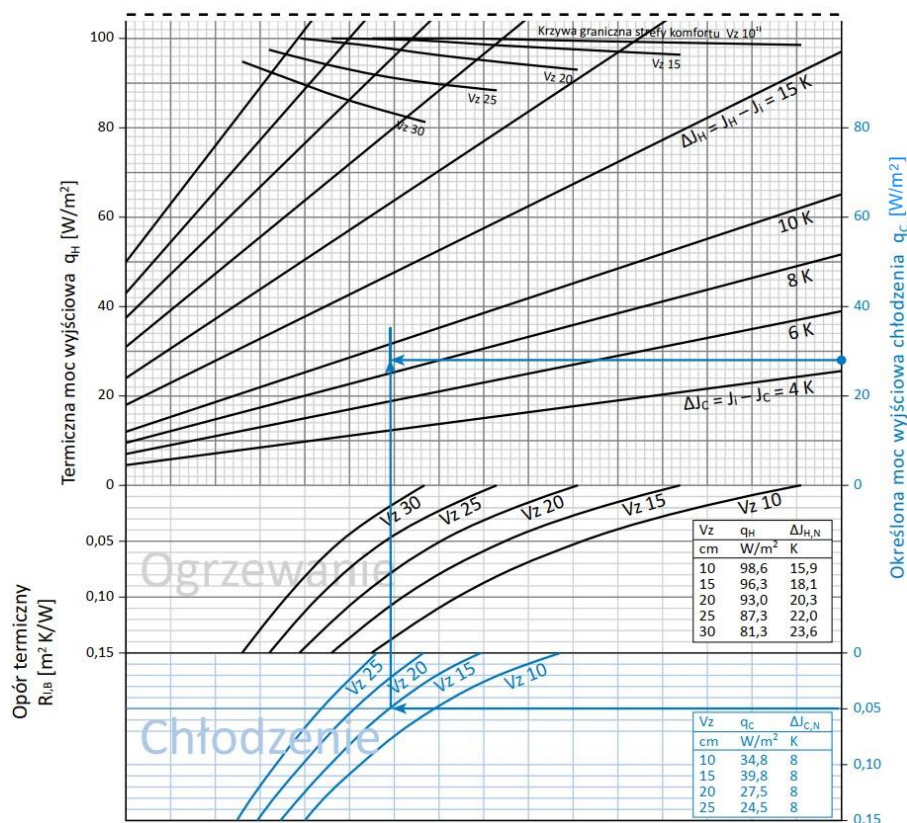
Druga część normy [238] obejmuje 2 sposoby wyznaczania projektowej wydajności ogrzewania i chłodzenia, w tym metodę uproszczoną bazującą na obliczeniach analitycznych w ustalonych warunkach wymiany ciepła. Zaprezentowano tu metodę zastępczych oporów cieplnych pomiędzy medium w rurkach a powierzchnią podłogi oraz metodę analityczną podobną do wskazanej w [243]. Wyznaczona w ten sposób moc grzewcza dla podłogi typu A jest porównywalna z określoną wg *PN-EN 1264*, co udowodniła Werner-Juszczuk (2016) [194], wykazując bezwzględną różnicę rzędu 1-2%. Metody uproszczone wykorzystują współczynniki całkowitego przejmowania ciepła nie obliczając osobno wymiany ciepła na drodze promieniowania i radiacji. Dla podłóg chłodzących zaproponowano współczynnik całkowitego przejmowania ciepła  $h_{tot}=7,0 \text{ W/m}^2/\text{K}$ . W normie [238] wyszczególniono także metody numeryczne – elementów skończonych („*FEM*”) oraz różnic skończonych („*FDM*”) [173]. Podkreślono przy tym, że współczesne oprogramowanie komputerowe do symulacji energetycznych budynków umożliwia rozłączne obliczanie konwekcyjnej i radiacyjnej wymiany ciepła

– co należy stosować, jeśli to możliwe. Zaproponowano stosowanie metod numerycznych do obliczania mocy chłodniczej wprost lub do wyznaczania ekwiwalentnych oporów cieplnych dla konkretnych układów i umożliwienia implementowania ich do obliczeń analitycznych (metoda „single power function”). Zaznaczono, że stosowane metody numeryczne powinny być zgodne z aktualną praktyką inżynierską i zweryfikowane – w aneksie do normy zawarto metodę weryfikacji modeli numerycznych do symulacji mocy chłodniczej i rozkładu temperatury w przekroju podłogi chłodzącej typu A w warunkach ustalonego przepływu ciepła.

Należy zauważyć, że w zakresie podłóg grzewczych i chłodzących typu A producenci systemów swoje materiały techniczne i wytyczne projektowe [104,105,107,106,108] opierają o wytyczne normy *PN-EN 1264* [242] - [246]. Norma *PN-EN ISO 11855* jest wykorzystywana do wyznaczania metodami obliczeniowymi mocy grzewczej i chłodniczej układów typu E1 i E2, obejmujących mocno zindywidualizowane systemy stropów aktywowanych termicznie z izolacją lub bez (dotyczy ich część czwarta normy *PN-EN ISO 11855-4* [240]) oraz do układów typu F i G, obejmujących systemy rurek kapilarnych w elementach konstrukcji betonowej i systemy instalowane na stropach drewnianych z podłogą podniesioną, wykorzystujące dodatkowe elementy wspomagające przewodzenie ciepła (wszystkie części *PN-EN ISO 11855* [237] - [241]).

### Uprozczone metody wyznaczania mocy chłodniczej wg materiałów technicznych dostawców

Najłatwiejsze w praktycznym zastosowaniu wytyczne projektowe do wymiarowania i określania mocy chłodniczej systemów podłóg chłodzących są dostarczane przez producentów konkretnych rozwiązań systemowych [104,105,107,106,108]. Referencyjne moce systemów chłodzenia podłogowego typu A1 są przedstawiane zazwyczaj w formie tabel lub nomogramów wyznaczonych na podstawie *PN-EN 1264* [243], [246]. Przykładowy nomogram doborowy dla systemu podłogi grzewczo - chłodzącej typu A1 przedstawiono na poniższym rysunku:



Rys 1-2: Przykładowy nomogram doborowy do określenia mocy podłogi grzewczej i chłodzącej. Źródło: [107].

Niektórzy z producentów systemów podłóg chłodzących zwracają uwagę na nieuwzględnione przez powyższe, uproszczone metody doborowe powiązanie mocy chłodniczej z rodzajem obciążenia chłodniczego. Przykładowo w materiałach projektowych firmy Uponor na rynek amerykański [108] podano informację o możliwej do osiągnięcia mocy chłodniczej rzędu 80-100 W/m<sup>2</sup> w przypadku absorbowania przez podłogę bezpośredniego promieniowania słonecznego, co jest wartością około dwu-trzykrotnie większą od wyznaczonej na podstawie nomogramów doborowych. Nie podano na jakiej podstawie przyjęto to założenie.

Uproszczone metody projektowania nie pozwalają na przeprowadzenie analizy i optymalizacji rozwiązania pod względem wielkości systemu i jego energochłonności, a także parametrów komfortu zapewnianych przy jego eksploatacji. Ustalone w trakcie projektowania parametry systemu mają znaczący wpływ na powyższe, przy czym po wybudowaniu systemu możliwa jest zmiana jedynie parametrów eksploatacyjnych, podczas gdy parametry konstrukcyjne są trudne lub niemożliwe do korekty.

### ***Badania naukowe w zakresie mocy chłodniczej***

Problem wyznaczania mocy chłodniczej radiacyjnych podłóg chłodzących był w ostatnich latach poruszany przez naukowców. Przedmiotem badań naukowych było w ostatnich latach ustalenie możliwej do uzyskania jednostkowej mocy chłodniczej podłogi chłodzącej przy zachowaniu warunków komfortu w pomieszczeniach. Badania prowadzone w tym zakresie można podzielić ze względu na metody badawcze na:

- doświadczenia empiryczne obejmujące pomiary w warunkach laboratoryjnych, np. [77,136],
- doświadczenia empiryczne z pomiarami realizowanymi w istniejących obiektach (in-situ), np. [206,207],
- obliczenia analityczne, np. [137,199],
- obliczenia numeryczne, np. [125,193].

Prowadzono badania o różnym zakresie przestrzennym, obejmujące:

- jednostkowe, reprezentatywne wycinki podłóg, np. [175,210],
- całe pomieszczenia lub budynki z podłogami chłodzącymi, np. [125,136].

Badania tego typu prowadzono dla różnych warunków przepływu ciepła:

- statyczne, z ustalonymi warunkami przepływu ciepła, np. [125,199],
- dynamiczne, z przepływem ciepła w warunkach nieustalonych, np. [160,80].

Nie wszystkie programy badań obejmowały ocenę wpływu rodzaju zysków ciepła na moc podłogi chłodzącej. Można wyróżnić badania:

- nieuwzględniające rodzaju obciążenia chłodniczego (całkowity strumień ciepła wymieniany przez podłogę bez podziału na składowe strumienie ciepła wymieniane na różne sposoby), np. [193,199],
- uwzględniające rodzaj obciążenia chłodniczego (strumień ciepła uwzględniający wyznaczone niezależnie wartości dla członu konwekcyjnego i radiacyjnego), np. [77,206],
- uwzględniające rodzaj obciążenia chłodniczego, ze szczególnym uwzględnieniem energii bezpośredniego promieniowania słonecznego absorbowanej przez powierzchnię podłogi chłodzącej, np. [125,211].

Niedoskonałość znormalizowanej metody wyznaczania mocy podłogi chłodzącej wykazała Feng w swojej pracy doktorskiej (2014) [50], w której szczególną uwagę zwróciła na problem



nieuwzględnienia bezpośredniego oddziaływania promieniowania słonecznego na powierzchnię podłogi chłodzonej. Feng et al. (2016) [49] zaproponowali modyfikację znormalizowanej metody tak, aby uwzględnić interakcję podłogi chłodzącej z padającym na nią promieniowaniem słonecznym.

Problem określenia jednostkowej mocy chłodniczej podłogi w warunkach ustalonego przepływu ciepła rozwiązywali Zhang et al. (2012) [206] i Wu et al. (2015) [199], którzy zaproponowali analityczne modele obliczeniowe dla wycinka podłogi, pozwalające na określenie średniej temperatury posadzki i jednostkowej mocy chłodniczej. Badania te nie obejmowały rodzaju zysków ciepła powstających w pomieszczeniu, w tym promieniowania słonecznego padającego na powierzchnię posadzki. Podobnie dwuwymiarowy model analityczny umożliwiający uwzględnienie konwekcyjnej i radiacyjnej wymiany ciepła podłogi opracowali Wang et al. (2021) [189].

Metody analityczne do szacowania mocy chłodniczej podłogi w warunkach ustalonych, z uwzględnieniem konwekcyjnej wymiany ciepła z powietrzem w pomieszczeniu, promieniowania ciepłego pomiędzy podłogą a pozostałymi przegrodami oraz ze szczególnym uwzględnieniem promieniowania słonecznego docierającego bezpośrednio do powierzchni podłogi zaprezentowali Zhao et al. (2013) [208], (2014) [211]. Ci sami autorzy zaprezentowali wyniki pomiarów mocy chłodniczej in-situ w mocno przeszklonym budynku lotniska (2014) [212] oraz zaprezentowali metodę uwzględniania zmiennego w czasie i przestrzeni promieniowania słonecznego docierającego do powierzchni posadzki (2015) [210].

Badania obejmujące symulacje numeryczne w małej skali (dla wycinka podłogi) przeprowadziła Werner-Juszczuk (2019) [193], która analizowała wpływ parametrów konstrukcyjnych i eksploatacyjnych radiacyjnej podłogi chłodzącej na możliwą do osiągnięcia moc chłodniczą i temperaturę posadzki. Dwuwymiarowy przestrzennie model numeryczny obejmował ustalone warunki przepływu ciepła i nie uwzględniał rodzaju obciążenia chłodniczego (stały współczynnik przejmowania ciepła na powierzchni posadzki). Uzyskany zakres jednostkowej mocy chłodniczej podłogi rzędu  $10\div 80$  W/m<sup>2</sup> jest zbliżony do wyników uproszczonych obliczeń analitycznych Pawlaka (2015) [137], który wyznaczył teoretyczną moc podłogi chłodzącej rzędu  $15\div 70$  W/m<sup>2</sup>.

Numeryczne badania w skali całego pomieszczenia przeprowadzili Odyjas i Górka (2013) [125], którzy za pomocą autorskiego modelu przeprowadzili analizę oddziaływania radiacyjnej podłogi chłodzącej z pomieszczeniem, określając zależność mocy chłodniczej podłogi od jej parametrów konstrukcyjnych i operacyjnych, a także od rodzaju zysków ciepła w pomieszczeniu.

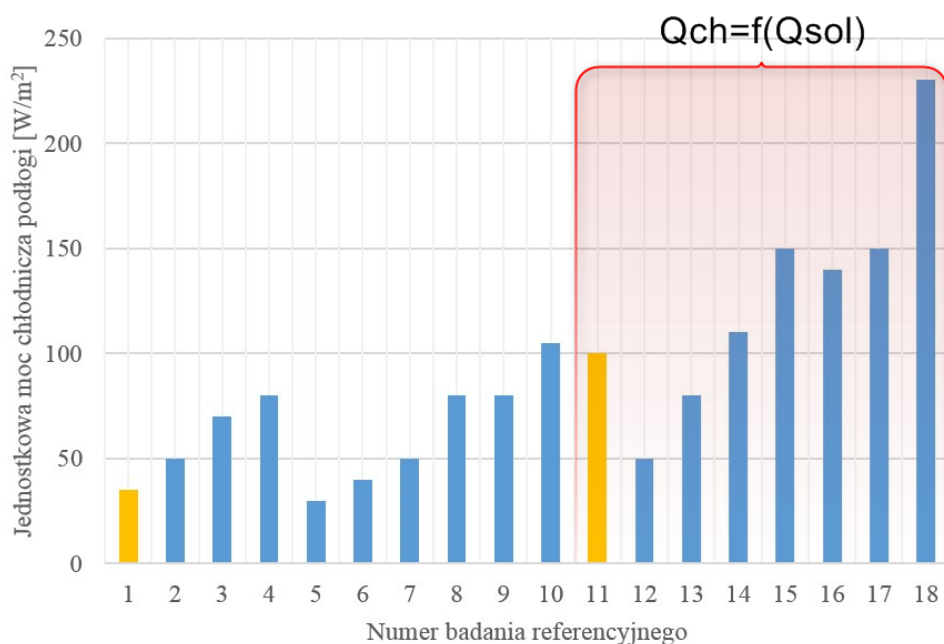
Dynamiczne symulacje przepływu ciepła w budynku lotniska w Bangkoku wyposażonego w chłodzenie podłogowe przeprowadzali Simmonds et al. (2000) [160] oraz Kessling et al. (2004) [80]

Badania doświadczalne mocy chłodniczej podłogi chłodzącej w pełnowymiarowym pomieszczeniu z obciążeniem chłodniczym generowanym między innymi przez promieniowanie słoneczne docierające przez okna przeprowadzili Pantelic et al. [136] (2018).

Zhao et al. [213] (2022) metodami symulacyjnymi analizowali wpływ dynamicznego oddziaływania promieniowania słonecznego na moc chłodniczą, temperaturę powierzchni i zużycie chłodu przez system podłogi chłodzącej. Badania uwzględniały zagadnienie pojemności cieplnej podłogi (magazynowanie chłodu w warstwach podłogowych poprzez ich wstępne schłodzenie przed okresami występowania zysków ciepła).

Karakoyun et al. [77] (2020) prowadzili badania eksperymentalne w komorze klimatycznej, podczas których wyznaczyli moc chłodniczą podłogi przy zyskach ciepła o charakterze radiacyjnym (ogrzewane ściany i sufit).

Przykładowe wartości jednostkowej mocy podłogi chłodzącej wyznaczonej w prezentowanych w literaturze badaniach naukowych zestawiono na poniższym rysunku. Dla porównania na rysunku zaznaczono wyróżniającym się kolorem referencyjną, znormalizowaną moc chłodniczą wyznaczoną przez przykładowego producenta systemów radiacyjnych podłóg chłodzących [107] oraz moc chłodniczą w warunkach obciążenia chłodniczego promieniowaniem słonecznym, szacowaną przez przykładowego producenta [108]. Na wykresie zaznaczono symbolem  $Q_{ch}=f(Q_{sol})$  te wartości mocy chłodniczej podłogi, które zostały wyznaczone z uwzględnieniem absorpcji energii bezpośredniego promieniowania słonecznego padającego na posadzkę.



**Rys 1-3:** Jednostkowa moc radiacyjnych podłóg chłodzących wg badań naukowych. Źródło: opracowanie własne.

W poniższej tabeli opisano stosowaną w poszczególnych przypadkach metodę badawczą i zakres badań oraz analizowane warunki przepływu ciepła. Zaznaczono także, czy poszczególne badania uwzględniały szczegółową analizę wymiany ciepła podłogi chłodzącej na drodze konwekcji i promieniowania, w tym słonecznego.

**Tabela 1-1:** Badania mocy radiacyjnych podłóg chłodzących w literaturze. Źródło: opracowanie własne.

Nr badania ref.	Źródło	Metoda	Zakres przestrzenny modelu	Przepływ ciepła	Obciążenie chłodnicze
1	Znormalizowana wg <i>PN-EN 1264</i> [243], [246] moc chłodnicza wg materiałów technicznych UPONOR (2012) [107]	Analityczna	Wycinek	Ustalony	Nie dotyczy
2	Wu et al. (2015) [199]	Analityczna, numeryczna	Wycinek	Ustalony	Całkowite
3	Pawlak (2015) [137]	Analityczna	Pomieszczenie	Ustalony	Nie dotyczy
4	Werner-Juszczuk (2019) [193]	Numeryczna	Wycinek	Ustalony	Całkowite
5	Olesen i Michel (2008) [131]	Analityczna, pomiary lab.	Pomieszczenie	Ustalony	Konwekcja i promieniowanie
6	Simmonds (1994) [158]	Numeryczna	Pomieszczenie	Nieustalony	Konwekcja i promieniowanie
7	Zhang et al. (2012) [206] Zhang et al. (2013) [207]	Pomiary in-situ, analityczna	Pomieszczenie	Ustalony, nieustalony	Konwekcja i promieniowanie
8	Simmonds et al. (2000) [160]	Numeryczna	Pomieszczenie	Nieustalony	Konwekcja i promieniowanie

Nr badania ref.	Źródło	Metoda	Zakres przestrzenny modelu	Przepływ ciepła	Obciążenie chłodnicze
	Kessling et al. (2004) [80]				
9	Wang et al. (2021) [189]	Analityczna, pomiary lab.	Wycinek	Ustalony	Konwekcja i promieniowanie
10	Karakoyun et al. (2020) [77]	Pomiary lab.	Pomieszczenie	Nieustalony	Konwekcja i promieniowanie
11	Szacunkowa moc chłodnicza wg materiałów technicznych UPONOR (2013) [108]	Nie dotyczy	Nie dotyczy	Nie dotyczy	Konwekcja i promieniowanie, w tym słoneczne
12	Zhao et al. (2022) [213]	Numeryczna	Pomieszczenie	Nieustalony	Konwekcja i promieniowanie, w tym słoneczne
13	Simmonds et al. (2006) [161]	Numeryczna	Pomieszczenie	Nieustalony	Konwekcja i promieniowanie, w tym słoneczne
14	Pantelic et al. (2018) [136]	Pomiary lab.	Pomieszczenie	Nieustalony	Konwekcja i promieniowanie, w tym słoneczne
15	Olesen (1997) [127]	Numeryczna	Wycinek	Ustalony	Konwekcja i promieniowanie, w tym słoneczne
16	Tang et al. (2018) [175]	Numeryczna	Wycinek	Ustalony	Konwekcja i promieniowanie, w tym słoneczne
17	Zhao et al. (2014) [212] Zhao et al. (2014) [211] Zhao et al. (2015) [210]	Numeryczna, analityczna	Wycinek	Ustalony, Nieustalony	Konwekcja i promieniowanie, w tym słoneczne
18	Odyjas i Górka (2013) [125]	Numeryczna	Pomieszczenie	Ustalony	Konwekcja i promieniowanie, w tym słoneczne

### Zagadnienia komfortu klimatycznego

Znaczny udział w zapewnieniu komfortu klimatycznego, determinującego dobre samopoczucie użytkowników budynków mają systemy grzewczo-chłodzące i wentylacyjne, które regulują parametry komfortu cieplnego. Obok nich istotne są także parametry komfortu akustycznego, świetlnego i jakości powietrza [58]. Zastosowanie radiacyjnych podłóg chłodzących wpływa na szereg parametrów komfortu cieplnego w pomieszczeniach, w tym związanych z:

- temperaturą powietrza w pomieszczeniu,
- prędkością przepływu powietrza w pomieszczeniu (częściowo, np. poprzez potencjalny wpływ na stratyfikację termiczną powietrza),
- wilgotnością powietrza w pomieszczeniu (pośrednio, poprzez wpływ na zmianę wilgotności względnej w funkcji temperatury powietrza oraz poprzez wpływ na konieczność osuszania powietrza celem obniżania temperatury punktu rosy),
- temperaturą przegród w pomieszczeniu (bezpośredni wpływ na temperaturę powierzchni podłogi, pośredni wpływ na temperatury pozostałych przegród),
- temperaturą ciała ludzkiego, w szczególności stóp znajdujących się w bezpośrednim kontakcie z podłogą.

W Polsce aktualna jest norma *PN-EN ISO 7730:2006/Ap2:2016-04* [252], która opisuje metodę analitycznego określania przewidywanych odczuć cieplnych użytkowników pomieszczeń i oceny stopnia ich dyskomfortu. Wykorzystano w tym celu wskaźnik „*PMV – Predicted Mean Vote*” oraz „*PPD – Predicted Percentage Dissatisfied*”.

Zapewnienie warunków komfortu klimatycznego użytkowników pomieszczeń jest dla systemów chłodzących nie tylko celem ich stosowania, ale też czynnikiem ograniczającym możliwą do osiągnięcia moc chłodniczą. Zagadnienie komfortu klimatycznego w projektowaniu wbudowanych systemów chłodzenia płaszczyznowego jest podjęte w normie *PN-EN ISO 11855-1* [237], w której podkreślono konieczność uwzględnienia w procesie projektowym wskaźników komfortu cieplnego takich jak:

- temperatura operacyjna,
- wskaźniki *PMV* i *PPD*,
- temperatura powierzchni chłodzącej,
- pionowy gradient temperatury powietrza,
- asymetria temperatury promieniowania,
- prędkość przepływu powietrza, itd.

W normie [237] wskazano preferowaną ze względu na komfort klimatyczny temperaturę posadzki chłodzącej w zakresie od 19 do 29°C, zależnie od pozycji użytkowników pomieszczenia (stojąca, siedząca), ich aktywności metabolicznej, ubioru - w szczególności stóp, materiału wykończenia posadzki.

Amerykański *ASHRAE Standard 55-2020* [217], poza metodą analityczną ze wskaźnikami *PMV* i *PPD*, proponuje także alternatywny model adaptacyjny, opisujący komfortową temperaturę operacyjną jako proporcjonalnie (liniowo) zależną od temperatury powietrza zewnętrznego z dni poprzedzających. Tę alternatywną metodę wyznaczania warunków komfortu wskazano także w normie dotyczącej parametrów wejściowych do projektowania i oceny charakterystyki energetycznej budynków, *PN-EN 16798-1:2019* [232]. Model ten został opracowany z założeniem stosowania go w pomieszczeniach bez aktywnych systemów mechanicznego chłodzenia, dla kategorii budynków zbliżonej do biurowej, z użytkownikami w pozycji siedzącej, z możliwością indywidualnego otwierania okien lub ubrania do panujących warunków [232]. Sinacka (2021) [162] stosowała go także dla sufitowych paneli grzewczo-chłodzących o dużej pojemności cieplnej, a Bienvenido-Huertas et al. (2021) [19] przeanalizowali potencjał ograniczenia zużycia energii na potrzeby ogrzewania i chłodzenia z wykorzystaniem tej strategii w skali Europy.

Najważniejsze kryteria związane z komfortem cieplnym, które powinny być uwzględniane przy projektowaniu nowoczesnych instalacji HVAC przeanalizowali d'Ambrosio Alfano et al. (2014) [35]. Wyszczególnili główne standardy określania komfortu cieplnego i przeanalizowali wagę różnych czynników (wskaźników komfortu) na komfort cieplny użytkowników pomieszczeń.

Analiza komfortu cieplnego z zastosowaniem wskaźników komfortu cieplnego jest często wykonywana w badaniach naukowych. W swoich komputerowych symulacjach skorzystali z nich m. in. Oxizidis i Papadopoulos (2013) [135], którzy porównali systemy promiennikowe z konwekcyjnymi wg indeksu *PMV* oraz temperatury operacyjnej. Schellen et al. (2013) [152] potwierdzili doświadczalnie wpływ czynników lokalnych na odczucie komfortu cieplnego, m. in. przy chłodzeniu podłogowym. Badania Tiana i Love (2008) [177] polegały na ankietowaniu użytkowników budynku wyposażonego w stropy aktywowane termicznie pełniące funkcję ogrzewania i chłodzenia. Wyniki badań potwierdziły spełnienie warunków komfortu cieplnego przy wykorzystaniu systemów promiennikowych, ale stwierdzony brak możliwości sterowania pracą instalacji indywidualnie przez użytkowników, który rzutuje na zadowolenie ze środowiska wewnętrznego miejsca pracy podkreśla konieczność takiego projektowania tego typu systemów, aby pozostawały neutralne dla użytkowników ( $PMV=0$ ). Causone et al. (2010) [24] potwierdzili możliwość zapewnienia komfortu cieplnego przy połączeniu chłodzenia podłogowego z wentylacją zdecentralizowaną – mierzyli czynniki lokalnego

dyskomfortu takie jak pionowy gradient temperatury i prędkość przepływu powietrza nad podłogą chłodzącą.

Wpływ występowania pola promieniowania cieplnego na komfort cieplny został przeanalizowany w pracy Halawa et al. (2014) [63]. Podkreślono tu znaczący wpływ średniej temperatury promieniowania i asymetrii temperatury promieniowania na odczucie komfortu cieplnego. Wskazano także metody ich wyznaczania teoretycznego i pomiaru. Na znaczący wpływ średniej temperatury promieniowania na komfort cieplny zwrócił także uwagę Simmonds (1994) [159].

Badania wpływu zimnej posadzki na komfort cieplny ze względu na bezpośredni kontakt ze stopami użytkowników pomieszczenia przeprowadzili Nevins i Feyerherm (1967) [117], a badania uzupełnił o wariant użytkowania pomieszczeń bosy Olesen (1977) [130].

Wang et al. (2009) [190], na podstawie badań symulacyjnych stwierdzili, że zakres dopuszczalnej temperatury posadzki wskazany w [217], [232] może być znacznie rozszerzony z uwzględnieniem zależności dopuszczalnej temperatury posadzki od temperatury powietrza w pomieszczeniu.

Ze względu na zdolności adaptacyjne człowieka, Zhou et al. (2019) [214] zaproponowali określanie dopuszczalnej minimalnej temperatury posadzki w funkcji czasu ekspozycji. Przeprowadzili w tym celu badania eksperymentalne w komorze klimatycznej z chłodzoną posadzką i ogrzewanym sufitem, w których na grupie kontrolnej kilkunastu osób potwierdzili, że czas ekspozycji jest istotny ze względu na subiektywne (kwestionariusze satysfakcji wypełniane przez badanych) i obiektywne (mierzona temperatura ciała badanych) wskaźniki.

Causone et al. (2010) [24] serią badań doświadczalnych przeprowadzonych w komorze klimatycznej imitującej pomieszczenie biurowe z wentylacją waporową, wyposażonej w podłogę chłodzącą potwierdzili, że takie rozwiązanie powoduje zwiększenie pionowego gradientu temperatury powietrza w pomieszczeniu, z temperaturą powietrza bezpośrednio przy posadzce nawet o 5°C niższą niż na wysokości 1 metra.

Przytoczone przykłady potwierdzają, że dążenie do spełnienia warunków komfortu cieplnego jest jednym z podstawowych czynników determinujących wybór systemu chłodzenia budynków, a często także głównym kryterium optymalizacyjnym dla tego typu układów. Należy zauważyć, że systemy radiacyjne, jakimi są podłogi chłodzące, mają znaczny wpływ na szereg parametrów komfortu cieplnego. Do pozytywnych aspektów wykorzystania tego typu rozwiązań można zaliczyć ograniczenie przeciągów, wpływ na średnią temperaturę promieniowania oraz wyrównanie temperatury powietrza i powierzchni przegród budowlanych. Za negatywne należy uznać takie zjawiska jak występująca asymetria temperatury promieniowania i niska temperatura powierzchni posadzki.

### ***Metody doboru i wyznaczania mocy chłodniczej – podsumowanie***

Przedstawione badania naukowe dotyczące wyznaczania mocy radiacyjnych podłóg chłodzących, różnorodność stosowanych w nich metod badawczych i zróżnicowane wyniki potwierdzają, że ten problem naukowy jest aktualny i wymaga dalszych badań.

Przytoczone wyniki badań potwierdzają silną zależność mocy podłogi chłodzącej od wielkości, rodzaju i miejsca powstawania obciążeń chłodniczych. Precyzyjne powiązanie projektowej mocy radiacyjnej podłogi chłodzącej z obciążeniami chłodniczymi wymaga stosowania złożonych metod obliczeniowych na etapie projektowania.

### 1.4.3. Przegląd literatury i analiza strategii sterowania systemami podłóg chłodzących

Sterowanie systemem polega na celowym oddziaływaniu na niego w taki sposób, aby uzyskać jego pożądaną odpowiedź (wymuszenie pożądanego oddziaływania na środowisko, w którym się znajduje) [181].

Elementami wykonawczymi do regulacji poszczególnych obiegów w systemach radiacyjnych podłóg chłodzących są zazwyczaj siłowniki elektrotermiczne, zabudowane na poszczególnych obiegach rozdzielacza oraz zawór trójdrogowy lub pompa mieszająca pozwalające na kontrolę temperatury zasilania pojedynczego rozdzielacza [83].

Regulatory sterują siłownikami poszczególnych obiegów hydraulicznych w funkcji temperatury powietrza (lub operacyjnej) i/lub posadzki w strefach regulacyjnych oraz sterują zaworami/pompami mieszającymi, dostosowując chwilową temperaturę zasilania układu do aktualnego obciążenia systemu, np. wg krzywej regulacyjnej. W przypadku chłodzenia podłogowego zazwyczaj mierzona jest także temperatura punktu rosy, a system (jego temperatura zasilania) jest nastawiana z uwzględnieniem nieprzekroczenia temperatury punktu rosy [107].

Podłogi chłodzące typu A1 są układami o charakterystyce odpowiadającej systemom inercyjnym rzędu większego niż 1 [181], z relatywnie wysokimi (w porównaniu do systemów powietrznych i lekkich systemów płaszczyznowych) zastępczymi stałymi czasowymi opóźnienia i inercji, zależnymi od parametrów fizyczno-geometrycznych (np. rozstaw i głębokość osadzenia rurek, rodzaj jastrychu i wykończenia posadzki) i eksploatacyjnych (np. natężenie przepływu, temperatura czynnika). Wysokie zastępcze stałe czasowe tych systemów utrudniają ich regulację, co jest częściowo kompensowane przez zjawisko samoregulacji - moc chłodnicza oddawana przez powierzchnię podłogi jest wprost proporcjonalna do różnicy temperatury pomiędzy temperaturą pomieszczenia, a temperaturą powierzchni podłogi [83].

#### **Wytyczne sterowania wg norm i materiałów technicznych**

Sposób sterowania pracą podłogi chłodzącej wpływa nie tylko na jej moc chłodniczą, ale także na komfort cieplny i energochłonność układu oraz na bezpieczeństwo jego eksploatacji.

Aktualne w Polsce normy dotyczące wodnych wbudowanych systemów ogrzewania i chłodzenia, *PN-EN 1264* [242] - [246] i *PN-EN ISO 11855* [237] - [241] nie podają konkretnych sposobów sterowania, ale zawierają pewne wskazówki dotyczące wymagań dla sterowania systemów radiacyjnych podłóg chłodzących, w tym konieczności sterowania systemem w funkcji temperatury punktu rosy.

Nieopublikowana przez PKN i nieopublikowana w Polsce, szósta część normy *ISO 11855* [221] traktuje o zagadnieniach sterowania wbudowanymi systemami grzewczo-chłodzącymi. Strategia sterowania takimi systemami powinna (przytoczone za [95]):

- zostać wyszczególniona w projekcie,
- umożliwiać różnicowanie mocy grzewczej lub chłodniczej i utrzymanie projektowanej temperatury powietrza lub powierzchni podłogi,
- zapewniać bezpieczeństwo budynku i jego wyposażenia przeciwko zamarzaniu lub uszkodzeniu przez wilgoć (gdy spełnienie wymagań komfortu klimatycznego nie jest wiodącym kryterium sterowania pracą systemów grzewczo-chłodzących), a także zabezpieczać przed kondensacją pary wodnej,
- uwzględniać przeznaczenie budynku i efektywne (w tym energetycznie) funkcjonowanie wbudowanych systemów grzewczo-chłodzących,

- ograniczać okresy działania systemu chłodzenia z pełną wydajnością do sytuacji, w których jest to niezbędne,
- kompensować szybkozmienne zyski ciepła (takie jak pochodzące od promieniowania słonecznego docierającego do pomieszczenia przez okna) poprzez redukcję lub zwiększenie różnicy temperatury pomiędzy powierzchnią grzewczą/chłodzącą, a pomieszczeniem, z wykorzystaniem efektu samoregulacji.

Propozycje rozwiązań sterowania pracą podłóg chłodzących przedstawiają producenci systemów [104,105,107,106,108]. Najbogatsze wytyczne znaleziono w dokumentacji firmy Uponor [108]. Producent ten przedstawia nie tylko sterowanie w funkcji zapobiegania kondensacji pary wodnej, ale także wskazuje zróżnicowane sposoby regulacji mocy systemu, w tym algorytmy sterowania ze stałym przepływem i zmienną temperaturą zasilania (regulacja jakościowa), zmiennym przepływem i stałą temperaturą zasilania (regulacja ilościowa), stałym przepływem i stałą temperaturą zasilania (regulacja on-off). Nie podaje jednak informacji na temat wpływu sposobu sterowania na efektywność energetyczną, komfort cieplny i moc chłodniczą.

Wskazówki dotyczące możliwych do implementacji strategii sterowania zawarto w wytycznych VDI 2078 [253], które proponują następujące strategie sterowania systemem:

- ze względu na dobowe cykle pracy systemu:
  1. działanie z przerwami (zaproponowano jako przykład 12h/dobę),
  2. działanie ciągłe (24h/dobę)
- ze względu na sposób sterowania i charakterystyczne dla niego parametry nastawiane i mierzone (źródło ilustracji: opracowanie własne z wykorzystaniem ilustracji z [253],

gdzie:

$P_C$  moc chłodnicza systemu, osiągana przez parametry nastawiające (np. przepływ przy regulacji ilościowej, temperatura zasilania przy regulacji jakościowej),

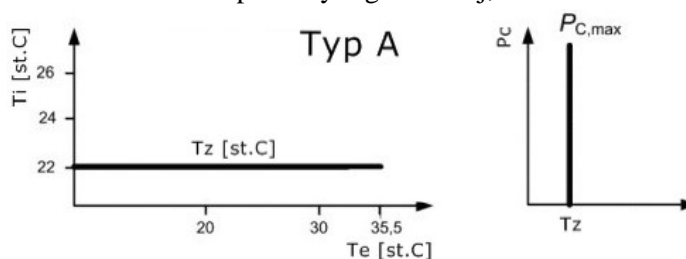
$T_i$  zakres temperatury stabilizowanej (regulowanej, np. temp. powietrza w pomieszczeniu, podłogi, operacyjna),

$T_z$  zadana temperatura stabilizowana (nastawa temperatury stabilizowanej),

$T_e$  temperatura zewnętrzna,

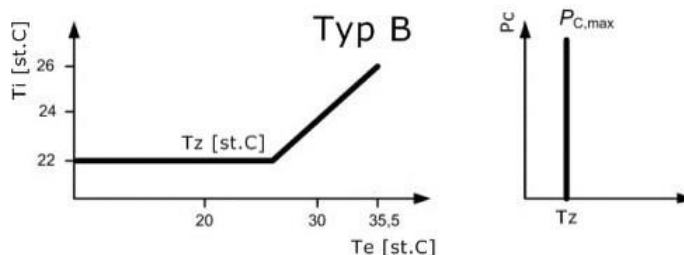
$\Delta\theta$  dopuszczalna odchyłka temperatury stabilizowanej (nie uchyb regulacji).

A. stabilizacja stałowartościowa temperatury regulowanej,



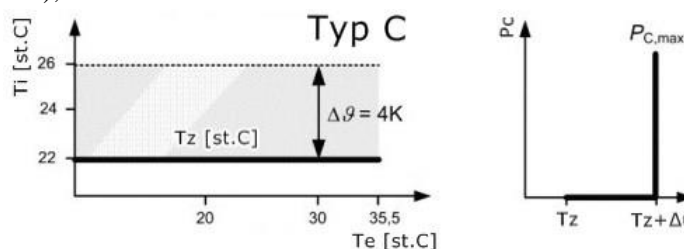
**Rys 1-4:** Typ A regulacji systemu chłodzenia płaszczyznowego wg VDI 2078.  
Źródło: opracowanie własne z wykorzystaniem ilustracji z [253].

- B. stabilizacja temperatury regulowanej, z nastawą wg krzywej regulacyjnej w funkcji temperatury zewnętrznej,



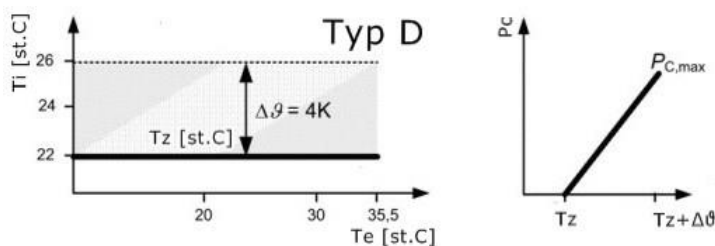
**Rys 1-5:** Typ B regulacji systemu chłodzenia płaszczyznowego wg VDI 2078.  
Źródło: opracowanie własne z wykorzystaniem ilustracji z [253].

- C. stabilizacja temperatury regulowanej w zakresie od minimalnej do maksymalnej, (system uruchamiany po przekroczeniu maksymalnej temperatury powietrza w pomieszczeniu),



**Rys 1-6:** Typ C regulacji systemu chłodzenia płaszczyznowego wg VDI 2078.  
Źródło: opracowanie własne z wykorzystaniem ilustracji z [253].

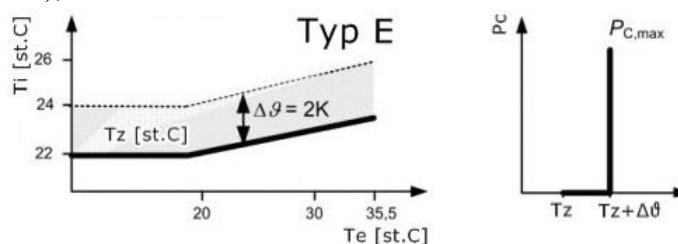
- D. stabilizacja temperatury regulowanej w zakresie od minimalnej do maksymalnej, stopniowanie mocy systemu (regulacja proporcjonalna, system uruchamiany z częściową mocą po przekroczeniu dolnej granicy preferowanej temperatury powietrza w pomieszczeniu),



**Rys 1-7:** Typ D regulacji systemu chłodzenia płaszczyznowego wg VDI 2078.  
Źródło: opracowanie własne z wykorzystaniem ilustracji z [253].



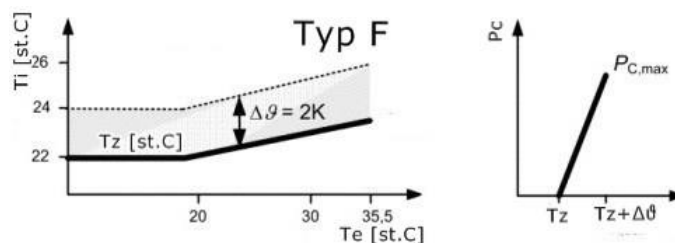
- E. stabilizacja temperatury regulowanej w zakresie od minimalnej do maksymalnej, z nastawą wg krzywej regulacyjnej w funkcji temperatury zewnętrznej (system uruchamiany po przekroczeniu stabilizowanej temperatury powietrza w pomieszczeniu),



Rys 1-8: Typ E regulacji systemu chłodzenia płaszczyznowego wg VDI 2078.

Źródło: opracowanie własne z wykorzystaniem ilustracji z [253].

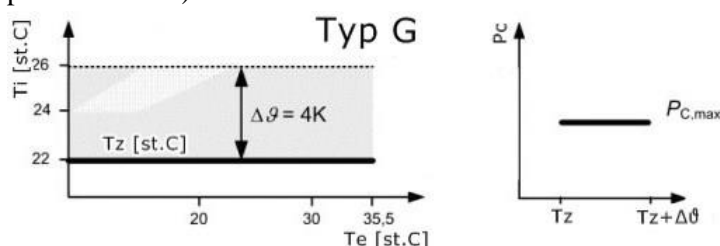
- F. stabilizacja temperatury regulowanej w zakresie od minimalnej do maksymalnej, z nastawą wg krzywej regulacyjnej, stopniowanie mocy systemu (regulacja proporcjonalna, system uruchamiany po przekroczeniu dolnej granicy preferowanej temperatury powietrza w pomieszczeniu, wzrost mocy w funkcji wzrostu temperatury powietrza w pomieszczeniu),



Rys 1-9: Typ F regulacji systemu chłodzenia płaszczyznowego wg VDI 2078.

Źródło: opracowanie własne z wykorzystaniem ilustracji z [253].

- G. stabilizacja temperatury regulowanej w zakresie od minimalnej do maksymalnej, brak stopniowania mocy systemu zwymiarowanego na jedynie częściowe pokrycie zysków ciepła (system uruchamiany po przekroczeniu dolnej granicy preferowanej temperatury powietrza w pomieszczeniu).



Rys 1-10: Typ G regulacji systemu chłodzenia płaszczyznowego wg VDI 2078.

Źródło: opracowanie własne z wykorzystaniem ilustracji z [253].

W wytycznych [253] wskazano wyraźne powiązanie strategii sterowania systemem z wymaganą maksymalną mocą chłodniczą systemu i obciążeniem chłodniczym pomieszczenia.

### Badania naukowe w zakresie sterowania

Sterowanie pracą systemów radiacyjnych podłóg chłodzących było w ostatnich latach przedmiotem zainteresowania naukowców. Lim et al. (2006) [94] porównali sterowanie chłodzeniem podłogowym w układzie stało- i zmiennoprzepływowym oraz sposoby modyfikowania temperatury zasilania w funkcji temperatury zewnętrznej i wewnętrznej ze względu na komfort cieplny

i zapobieganie kondensacji. Praca Simmondsa et al. (2006) [161] to analiza instalacji stałoprzepływowej ze zmienną temperaturą zasilania czynnika i zmiennoprzepływowej ze stałą temperaturą zasilania czynnika w przypadku występowania słonecznych zysków ciepła oddziałujących na radiacyjną podłogę chłodzącą. Wynika z niej, że zastosowanie stałego przepływu i regulacja temperatury zasilania obiegu wodnego pozwala skutecznie reagować na szybkie zmiany obciążenia chłodniczego.

Song et al. (2008) [164] opisali metodę sterowania stopniem osuszania realizowanym przez system wentylacyjny w funkcji temperatury powierzchni posadzki. Współczynnik „SCD” („*sub-cooled-degree*”), reprezentujący różnicę temperatury między czynnikiem chłodniczym zasilającym obieg hydrauliczny a punktem rosy i propozycję sterowania pracą pomp obiegowych wg jej wartości przedstawiono w artykule Yin et al. (2014) [204].

Wpływ nocnego ograniczania wydajności lub całkowitego wyłączenia wentylacji mechanicznej w budynkach z chłodzeniem płaszczyznowym na ryzyko kondensacji i energochłonność pokazano dla gorącego i wilgotnego klimatu Nowego Orleanu (USA) w artykule Stetiu et al. (1996) [170]. Dodatkową chłodnicę na nawiewie powietrza wentylacyjnego w układach bez odzysku ciepła zaproponowali Leigh et al. (2005) [92], celem umożliwienia wykorzystania istniejących systemów ogrzewania podłogowego do chłodzenia pomieszczeń. Powiązanie pracy podłogi chłodzącej z układem wentylacyjnym, wykorzystującym energię słoneczną (kolektory słoneczne) jako źródło ciepła do wtórnego podgrzewu powietrza nawiewanego po osuszeniu celem obniżenia temperatury punktu rosy dla podłogi chłodzącej i zwiększenia jej mocy chłodniczej przeanalizowali López et al. (2013) [99]. Seo et al. (2014) [153] zaproponowali algorytm sterowania dla budynku z podłogą chłodzącą i wydajnym systemem wentylacyjnym, w którym układ automatyki przełącza chłodzenie pomiędzy system płaszczyznowy i powietrzny w zależności od warunków.

W systemach płaszczyznowych, wykorzystujących pojemność cieplną przegród budynku, charakteryzujących się przy tym znacznie większą (w porównaniu do systemów powietrznych) bezwładnością (znacznie większe stałe czasowe), popularność zyskują algorytmy sterowania predykcyjne („*MPC*” – *Model Predictive Control*), polegające na uwzględnianiu przewidywanych przyszłych stanów cieplnych otoczenia zewnętrznego, (w tym np. temperatury powietrza zewnętrznego, stopnia zachmurzenia wpływającego na natężenie promieniowania słonecznego) w zadawanych systemom grzewczo-chłodniczym parametrom pracy. Jest to strategia sterowania znacznie odbiegająca od układów nadążnych, w których systemy reagują na zaistniałe już warunki. Przegląd metod przedstawił w dysertacji doktorskiej Ma (2012) [100]. Przykładowy model predykcyjnego sterowania systemem ogrzewania i chłodzenia podłogowego (*TABS*) przebadali w istniejącym budynku Joe i Karava (2019) [74] potwierdzając, że predykcyjne sterowanie systemem płaszczyznowym prowadzi do zmniejszenia szczytowej jego mocy i kosztów eksploatacji o około 30% w sezonie chłodniczym.

### ***Sterowanie - podsumowanie***

Przedstawione informacje potwierdzają mnogość dostępnych metod sterowania systemami radiacyjnych podłóg chłodzących. Przeanalizowane badania naukowe potwierdzają, że wybór konkretnego systemu sterowania ma wpływ na charakterystyki użytkowe radiacyjnych podłóg chłodzących, w tym w szczególności ich moc i przebieg obciążenia chłodniczego. Analizowanie charakterystyk użytkowych systemów radiacyjnych podłóg chłodzących powinno więc być realizowane z uwzględnieniem strategii ich sterowania.

## 1.5. Podsumowanie i sprecyzowanie problemu badawczego

Coraz bardziej skomplikowana geometria i rosnące wymagania aranżacyjne nowoczesnych budynków narzucają stosowanie coraz bardziej zintegrowanych z budynkiem systemów utrzymania komfortu klimatycznego. Dodatkowo, ze względu na rosnący udział zużycia energii na potrzeby chłodzenia nowoczesnych budynków w ich całkowitych bilansach energetycznych, wybór i konfiguracja systemu chłodzenia pomieszczeń jest jedną z krytycznych decyzji podejmowanych na relatywnie wczesnym etapie projektowania, która wpływa na ich późniejszą energochłonność i komfort użytkowania. Wybrane we wczesnych fazach projektu rozwiązania są trudne do zmiany w miarę postępowania stopnia zaawansowania projektu, a w trakcie realizacji i eksploatacji budynku bardzo trudne lub nawet niemożliwe do korekty.

Dynamika procesów powstawania zysków ciepła w pomieszczeniach i interakcji pojemności cieplnej budynku z tymi zyskami, a także uwzględnienie wpływu rodzaju zysków ciepła na obciążenie chłodnicze jest powszechnie znanym problemem inżynierskim, zazwyczaj uwzględnianym, choć w różnym stopniu szczegółowości, w procesie projektowym instalacji chłodzenia komfortu. Rzadziej natomiast uwzględnia się dynamikę zachodzących w pomieszczeniu procesów cieplnych na potrzeby wymiarowania samych systemów chłodzących, w szczególności określania ich rzeczywistych charakterystyk użytkowych, zależnych od tych nieuniknionych, dynamicznych oddziaływań ze środowiskiem, w którym są zainstalowane.

Znane są narzędzia do przeprowadzania symulacji energetycznych uwzględniających nieustalone warunki przepływu ciepła w pomieszczeniach, a także wpływ pojemności cieplnej budynków na obciążenie chłodnicze. W zależności od rodzaju zastosowanej metody obliczeniowej, możliwe jest uwzględnienie na etapie projektowania m. in. relacji pomiędzy szczytowym obciążeniem chłodniczym i zastosowaną strategią sterowania pracą systemu chłodzenia podłogowego, a jego wymaganą szczytową mocą chłodniczą.

W przypadku radiacyjnych podłóg chłodzących zachodzi ich specyficzne oddziaływanie z promieniowaniem słonecznym, którego składowa bezpośrednia dociera przez okna bezpośrednio do powierzchni podłogi. Temperatura powierzchni podłogi, w porównaniu z temperaturą pozostałych przegród, ma ponadto w wielu przypadkach największy wpływ na komfort cieplny użytkowników pomieszczenia, m.in. ze względu na stały, bezpośredni kontakt użytkowników z powierzchnią podłogi, najwyższy spośród przegród ograniczających pomieszczenie współczynnik konfiguracji radiacyjnej wymiany ciepła z użytkownikiem i relatywnie duży udział w całkowitej powierzchni wewnętrznej przegród budowlanych pomieszczenia.

Chłodzenie podłogowe jest także najbardziej wymagającym systemem chłodzenia płaszczyznowego w kontekście zabezpieczenia przed wykropleniem pary wodnej na zimnych powierzchniach.

Wykorzystanie uproszczonych technik projektowych i ignorowanie dynamicznych oddziaływań systemów radiacyjnych podłóg chłodzących na etapie ich doboru może prowadzić do znacznego błędu w określeniu charakterystyk użytkowych tych systemów, ich niepoprawnego zwymiarowania, wykroczenia poza warunki komfortowej lub bezpiecznej ze względu na wykraplanie pary wodnej pracy. W skrajnych przypadkach opieranie się w procesie projektowym o charakterystyki statyczne może prowadzić do niesłusznej decyzji o stosowaniu lub niestosowaniu radiacyjnych podłóg chłodzących w danej aplikacji.

Interesującym problemem naukowym jest badanie zależności charakterystyk użytkowych radiacyjnych podłóg chłodzących od ich dynamicznych oddziaływań cieplnych w pomieszczeniu,

w tym w szczególności z promieniowaniem słonecznym. Niezbędne są dalsze badania zależności projektowej mocy chłodniczej systemów radiacyjnych podłóg chłodzących od ich parametrów konstrukcyjnych i eksploatacyjnych w nawiązaniu do zmiennych w czasie i przestrzeni zysków ciepła oraz strategii sterowania układem w taki sposób, aby zapewnić warunki komfortu cieplnego w chłodzonych pomieszczeniach.

## 2. Cel i tezy rozprawy

### 2.1. Cel badawczy

Głównym celem niniejszej pracy jest zbadanie dynamicznych oddziaływań cieplnych, zachodzących pomiędzy systemem radiacyjnej podłogi chłodzącej a niejednorodnym, szybkozmiennym środowiskiem jakim jest pomieszczenie i jego otoczenie, a następnie ocena wpływu tych oddziaływań na charakterystykę użytkową tego typu systemu chłodzenia w sposób umożliwiający sformułowanie praktycznych wniosków, możliwych do wykorzystania w procesie projektowym.

Główny cel badawczy tej pracy zostanie osiągnięty przez realizację następujących zadań częściowych:

- scharakteryzowanie procesu złożonej wymiany ciepła w pomieszczeniu z wbudowanym systemem radiacyjnej podłogi chłodzącej i w jego otoczeniu oraz identyfikacja głównych parametrów projektowych tego typu systemu wpływających na jego charakterystykę, a także metod ich wyznaczania (projektowania),
- stworzenie narzędzia obliczeniowego, pozwalającego na analizę złożonej wymiany ciepła w pomieszczeniu z systemem radiacyjnej podłogi chłodzącej w ujęciu dynamicznym, z wykorzystaniem metod symulacji komputerowych
- przeprowadzenie badań doświadczalnych i uzyskanie danych pozwalających na walidację opracowanego narzędzia obliczeniowego,
- zbadanie oddziaływania pomiędzy radiacyjną podłogą chłodzącą a środowiskiem, w którym jest zainstalowana oraz identyfikacja czynników dynamizujących to oddziaływanie i wpływających na charakterystykę użytkową systemu, wraz z kwantyfikacją tego wpływu,
- uogólnienie wniosków i zdefiniowanie wskazówek projektowych i eksploatacyjnych dla tego typu systemów.

### 2.2. Tezy rozprawy

W pracy sformułowano następujące tezy:

1. Rzeczywiste charakterystyki użytkowe systemów radiacyjnych podłóg chłodzących, ze względu na specyficzne, dynamiczne oddziaływania cieplne, mogą znacząco odbiegać od założeń projektowych bazujących na teoretycznych charakterystykach, właściwych dla niewystępujących w rzeczywistości warunków statycznej wymiany ciepła.
2. Przewidywanie dynamicznych oddziaływań systemów radiacyjnych podłóg chłodzących na etapie ich projektowania pozwala na lepszy (w porównaniu z metodami opierającymi się na charakterystykach statycznych) wybór ich parametrów konstrukcyjnych i operacyjnych, a także dobór właściwego algorytmu sterowania ich pracą.
3. Promieniowanie słoneczne jest istotnym czynnikiem dynamizującym wymianę ciepła w pomieszczeniu z radiacyjną podłogą chłodzącą i generującym znaczne zróżnicowanie ich charakterystyk w obszarach nasłonecznionych i nienasłonecznionych.
4. Radiacyjne podłogi chłodzące wspomagane systemem wentylacyjnym mogą być skutecznym systemem chłodzenia pomieszczeń o znacznym obciążeniu chłodniczym.

### 3. Analiza przepływu energii w pomieszczeniu z podłogą chłodzącą

#### 3.1. Zdefiniowanie i usystematyzowanie problemu wymiany ciepła

Wymiana ciepła w pomieszczeniu wyposażonym we wbudowany system chłodzenia z rurkami hydraulicznymi zatopionymi w posadzce zachodzi na trzy sposoby [195]:

- przewodzenie ciepła – pomiędzy stykającymi się elementami o różnej temperaturze lub w obrębie jednego ośrodka, w którym występuje gradient temperatury,
- konwekcję – polegającą na przekazywaniu ciepła pomiędzy ciałem stałym a płynem, gdy na granicy tych dwóch ośrodków występuje gradient temperatury, a płyn jest w ruchu,
- promieniowanie cieplne – obejmujące przekształcenie energii wewnętrznej ciała na energię fal elektromagnetycznych, które emitowane z jego powierzchni w ośrodku przepuszczalnym docierają do innego ciała, gdzie są absorbowane i zamieniane na energię wewnętrzną tego ciała.

Poza powyższymi, w pomieszczeniach zachodzi też wymiana ciepła i masy powietrza wentylacyjnego, która może być kontrolowana (wentylacja mechaniczna), częściowo kontrolowana (wentylacja grawitacyjna) lub niekontrolowana (infiltracja).

Powyższe usystematyzowanie problemu wymiany ciepła w pomieszczeniu z podłogą chłodzącą potwierdza złożoność zagadnienia. Przepływ ciepła w pomieszczeniach ma dynamiczny charakter, w którym czynniki go wywołujące ulegają szybkim, często niekontrolowanym zmianom (np. zmiany warunków pogodowych, zmiany chwilowego sposobu wykorzystania pomieszczenia). Do analiz procesów wymiany ciepła w budynkach należy więc stosować narzędzia uwzględniające przepływ ciepła w warunkach nieustalonych.

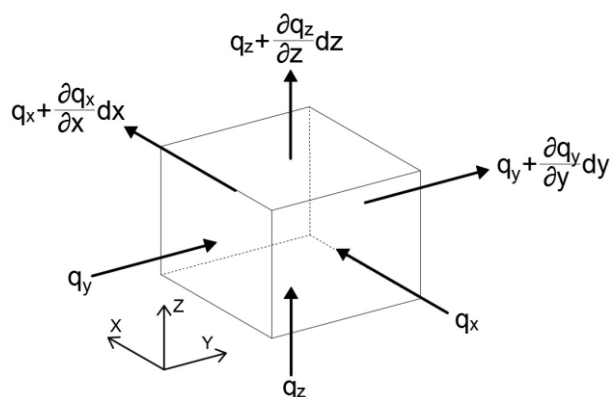
Do popularnych metod rozwiązywania zagadnień nieustalonego przepływu ciepła należą metody analityczne i numeryczne. Ze względu na złożoność problemu, rozwiązania analityczne są trudne w praktycznej aplikacji, a konieczne do poczynienia założenia upraszczające umożliwiające ich implementację znacznie ograniczają zakres zastosowań, zmniejszają dokładność wyników i uniemożliwiają analizę parametrów zmiennych w czasie [196,33]. W związku z tym w praktyce inżynierskiej i w badaniach naukowych popularność zyskały metody numeryczne, które pozwalają analizować złożone układy fizyczne z uproszczeniem polegającym na dyskretyzacji zmiennych przestrzennych i czasu [173].

W kolejnych podrozdziałach przedstawiono analizę podstawowych praw dotyczących problemów przepływu ciepła w pomieszczeniach z podłogami chłodzącymi oraz wybranych metod rozwiązywania tych problemów stosowanych w badaniach naukowych o zbliżonej tematyce.

##### 3.1.1. Przewodzenie ciepła

Przewodzenie ciepła obejmuje wymianę ciepła między stykającymi się bezpośrednio częściami pojedynczego lub kilku ciał stałych o różnej temperaturze. Wymiana ciepła przez przewodzenie polega na przekazywaniu energii kinetycznej sąsiednich cząstek podlegających mikroskopowym ruchom i zachodzi wtedy, gdy cząsteczki nie podlegają przesunięciom makroskopowym (nie zmieniają wzajemnego położenia) [122,196,195]. Wymiana ciepła wyłącznie przez przewodzenie może zachodzić w ciałach stałych nieprzenikliwych dla promieniowania cieplnego lub w płynach (w pewnych warunkach, gdy nie występują makroskopowe ruchy cząsteczek, na przykład przy ogrzewaniu płynu od góry [122,196]).

Jeśli przedmiotem zainteresowania jest nieustalona wymiana ciepła w ciele stałym, która prowadzi do zmieniającego się w jednostce czasu „ $d\tau$ ” pola temperatury w tym ciele, to zagadnienie można analizować w kontekście elementarnej objętości ciała stałego w trójwymiarowym układzie współrzędnych kartezjańskich, zgodnie z poniższym rysunkiem:



**Rys 3-1:** Przepływ ciepła na drodze przewodzenia przez objętość elementarną ciała stałego.  
Źródło: opracowanie własne na podstawie [196].

Energia wewnętrzna elementarnej objętości ciała stałego o gęstości „ $\rho$ ” i cieple właściwym „ $C_p$ ” zmienia się przez doprowadzenie ciepła z zewnątrz (na drodze przewodzenia cieplnego) lub przez doprowadzenie ciepła od wewnątrz (gdy istnieją wewnętrzne źródła ciepła) w czasie „ $d\tau$ ”. Zmianę energii wewnętrznej „ $dQ$ ” elementarnej objętości „ $dV$ ” ciała stałego związanej ze zmianą jego temperatury „ $t$ ” w czasie „ $d\tau$ ” można w warunkach izobarycznych wyznaczyć jako [196]:

$$dQ = \rho C_p \frac{\partial t}{\partial \tau} dx dy dz d\tau = \rho C_p \frac{\partial t}{\partial \tau} dV d\tau \quad (3.1)$$

Gęstość strumienia ciepła przepływającego w kierunku „ $n$ ” na sposób przewodzenia można opisać na podstawie prawa Fouriera, które dla ciała o przewodności cieplnej „ $\lambda$ ” ma postać [196]:

$$\dot{q} = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n} \quad (3.2)$$

Przy założeniu izotropowości materiału przewodzącego ciepło, równanie bilansu entalpii ciała stałego z energią doprowadzaną z zewnątrz i z wewnętrznymi (objętościowymi) źródłami ciepła „ $\dot{q}_v$ ” można określić w trójwymiarowym układzie współrzędnych kartezjańskich „ $x, y, z$ ” jako [196]:

$$\rho C_p \frac{\partial t}{\partial \tau} dV d\tau = \left[ \frac{\partial}{\partial x} \left( \lambda \frac{\partial t}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \lambda \frac{\partial t}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \lambda \frac{\partial t}{\partial z} \right) \right] dV d\tau + \dot{q}_v dV d\tau \quad (3.3)$$

Na tej podstawie można wyznaczyć równanie różniczkowe nieustalonego przewodzenia ciepła w izotropowym ciele stałym, które przy założeniu niezależności przewodnictwa cieplnego „ $\lambda$ ” od temperatury ma postać [196]:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\lambda}{\rho C_p} \left( \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) + \frac{\dot{q}_v}{\rho C_p} \quad (3.4)$$

gdzie (symbole nie wyjaśnione wcześniej):

$$\frac{\lambda}{\rho C_p} = a \quad \text{współczynnik wyrównania temperatury (dyfuzyjności cieplnej),}$$

$$\left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2}\right) = \nabla^2 t \quad \text{Laplasjan temperatury dla prostokątnego układu współrzędnych,}$$

$$\dot{q}_v = \frac{d^2 Q_w}{dV dt} \quad \text{wydajność wewnętrznego, objętościowego źródła ciepła.}$$

W pomieszczeniach z radiacyjnymi podłogami chłodzącymi problem przewodzenia ciepła dotyczy:

- podłóg z zatopionymi rurkami wodnymi, w których przewodzenie ciepłe występuje w:
  - warstwach podłogi, przylegającej z jednej strony do rozpatrywanego pomieszczenia (powietrza lub elementów wyposażenia), a z drugiej do pomieszczenia na kondygnacji niżej, gruntu lub środowiska zewnętrznego,
  - ściankach rur instalacji wodnej, które są w kontakcie z czynnikiem obiegowym w rurkach i warstwą podłogi, w której zostały zainstalowane,
- pozostałych przegród budowlanych, składających się na pomieszczenie z wbudowanym systemem radiacyjnej podłogi chłodzącej - w tym ściany i sufit, które z jednej strony przylegają do rozpatrywanego pomieszczenia, a z drugiej strony do pomieszczenia sąsiadującego lub środowiska zewnętrznego,
- okien, w których przewodzenie następuje w każdej warstwie szybowej i które przylegają do rozpatrywanego pomieszczenia, międzyszybowych przestrzeni gazowych lub środowiska zewnętrznego,
- obiektów składających się na wyposażenie pomieszczenia, np. mebli.

### 3.1.2. Promieniowanie temperaturowe (cieplne)

Promieniowanie ciepłe zachodzi w przypadku ciał stałych, ciekłych i niektórych gazów. Polega na konwersji ich energii wewnętrznej na energię fal elektromagnetycznych, które są wypromieniowywane z ich powierzchni. Emisja fal elektromagnetycznych różnej długości zachodzi w każdym ciele o temperaturze wyższej od zera bezwzględnego i zależy od temperatury i rodzaju powierzchni ciała [195,122]. Energia może być przekazywana poprzez emisję fal elektromagnetycznych o różnej długości, przy czym największa jest gęstość emitowanego strumienia ciepła dla fal o długości w zakresie około 0,4 – 1000µm. Promieniowanie o takim zakresie długości fali określa się promieniowaniem cieplnym lub temperaturowym [196,85].

**Tabela 3-1:** Podział widma promieniowania cieplnego. Źródło: [85].

Obszar widma	Długość fali λ [µm]
Nadfiolet (bliski)	0,1 ÷ 0,38
Widzialny (światło)	0,38 ÷ 0,78
Podczerwień (bliska)	0,78 ÷ 2,5
Podczerwień (średnia)	2,5 ÷ 50
Podczerwień (daleka)	50 ÷ 1000

Promieniowanie padające na powierzchnię ciała może zostać przez to ciało pochłonięte (absorpcja, „α”), przepuszczone (transmisja, „τ”) lub odbite (refleksja, „ρ”), przy czym spełnione jest równanie [196]:

$$\tau + \alpha + \rho = 1,0 \quad (3.5)$$

Ciała, które pochłaniają całe padające na nie promieniowanie (τ=0; α=1,0; ρ=0) nazywane są ciałami doskonale czarnymi. Ciała, których powierzchnie odbijają jednakowe części energii promieniowania bez względu na długość fali padającego promieniowania to ciała doskonale szare [196].



Stosunek gęstości strumienia promieniowania emitowanego „ $\dot{e}$ ” i stopnia pochłaniania promieniowania „ $a$ ” przez powierzchnię ciała jest zależny tylko od temperatury bezwzględnej „ $T$ ” tego ciała, jednakowy dla wszystkich powierzchni doskonale szarych i równy gęstości emisji strumienia promieniowania emitowanego przez powierzchnię ciała doskonale czarnego „ $e_c$ ” [85]. To prawo, sformułowane przez Kirchoffa można wyrazić dla układu dwóch ciał doskonale szarych równaniem:

$$\frac{\dot{e}_1}{a_1} = \frac{\dot{e}_2}{a_2} = \frac{\dot{e}_c}{1} = f(T) \quad (3.6)$$

Zgodnie z powyższym, gęstość strumienia emisji powierzchni doskonale szarych może być wyrażana z wykorzystaniem gęstości emisji strumienia promieniowania emitowanego przez powierzchnię ciała doskonale czarnego „ $\dot{e}_c$ ” i współczynnika emisyjności względnej dla ciała doskonale szarego „ $\varepsilon$ ”, która jest równa jego stopniowi pochłaniania „ $a$ ”, zgodnie ze wzorem [196]:

$$\dot{e} = \varepsilon \cdot \dot{e}_c \quad (3.7)$$

Emisyjność względna rzeczywistych ciał (nie doskonale czarnych i nie doskonale szarych) jest zależna, poza ich temperaturą „ $T$ ” także od długości fali promieniowania „ $\lambda$ ” oraz kierunku emisji „ $\beta$ ” [85]:

$$\varepsilon = f(\lambda, T, \beta) \quad (3.8)$$

Gęstość emisji własnej ciała doskonale czarnego rozkłada się zgodnie z prawem Plancka [195] na fale o różnej długości, przy czym dla każdej długości fali występuje maksimum natężenia tego promieniowania, które rośnie wraz ze wzrostem temperatury ciała promieniującego i przesuwa się w stronę fal krótszych. Praktycznym skutkiem tego zjawiska jest wzrost gęstości strumienia ciepła wypromieniowywanego i emitowanie coraz krótszych fal elektromagnetycznych wraz ze wzrostem temperatury ciała doskonale czarnego.

Gęstość strumienia emisji „ $\dot{e}_c$ ” dla ciał doskonale szarych o temperaturze bezwzględnej „ $T$ ” można wyznaczyć na podstawie prawa Stefana-Boltzmannia:

$$\dot{e}_c = \varepsilon C_0 \left( \frac{T}{100} \right)^4 \quad (3.9)$$

Powierzchnia płaska emituje promieniowanie w kierunkach zawartych wewnątrz kąta przestrzennego  $2\pi$ . Dla ciał doskonale czarnych, zgodnie z prawem Lamberta [196], intensywność tego promieniowania maleje proporcjonalnie do kąta odchylenia od normalnej dla powierzchni emitującej. Prawo to jest wykorzystywane do wyznaczania współczynników konfiguracji (kątowych, „view factors”) pomiędzy dwoma powierzchniami wymieniającymi ciepło na drodze promieniowania [67], zarówno dla emisji własnej tych ciał, jak i dla promieniowania odbitego [173]. Dla ciał rzeczywistych prawo Lamberta nie zawsze jest spełnione, szczególnie dla dużych ( $>60^\circ$ ) kątów odchylenia od normalnej do powierzchni promieniującej [196].

Wymiana ciepła przez promieniowanie pomiędzy ciałami doskonale szarymi następuje gdy strumień energii emitowanej i pochłanianej przez poszczególne ciała nie są sobie równe. Strumień ciepła wymienianego na drodze promieniowania pomiędzy powierzchniami ciał stałych zależy, poza ich temperaturami i rodzajem powierzchni, od ich kształtów i wzajemnej orientacji w przestrzeni „ $F_{r,A-i}$ ”. Gęstość wypadkowego radiacyjnego strumienia ciepła „ $\dot{q}_r$ ” pomiędzy dowolnym ciałem „ $A$ ” o temperaturze bezwzględnej „ $T_A$ ” i emisyjności „ $\varepsilon_A$ ”, a pozostałymi ciałami „ $i$ ” znajdującymi się

w jego otoczeniu można wyrazić jako różnicę energii wypromieniowywanej z powierzchni ciała „A” i energii przez tą powierzchnię absorbowanej, zgodnie z zależnością:

$$\dot{q}_r = \varepsilon_A C_0 \left( \frac{T_A}{100} \right)^4 - \sum_{i=1}^N \left( \varepsilon_i C_0 \left( \frac{T_i}{100} \right)^4 F_{r,A-i} \right) \left[ \frac{W}{m^2} \right] \quad (3.10)$$

Wymiana ciepła na sposób promieniowania w pomieszczeniach z podłogami chłodzącymi obejmuje:

- promieniowanie ciepłe wewnątrz pomieszczenia, pochodzące od przegród budowlanych,
- promieniowanie ciepłe od obiektów składających się na wyposażenie pomieszczenia i jego użytkowników,
- promieniowanie na zewnątrz pomieszczenia, pomiędzy powierzchniami zewnętrznymi przegród budowlanych pomieszczenia a otoczeniem, w tym z innymi pomieszczeniami, obiektami w środowisku zewnętrznym, gruntem, nieboskłonem,
- promieniowanie słoneczne docierające do powierzchni zewnętrznych przegród budowlanych pomieszczenia i dostające się do pomieszczenia przez przegrody przezroczyste.

W przypadku promieniowania cieplnego przegród pomieszczenia oraz obiektów w pomieszczeniu i jego otoczeniu większość energii jest przenoszona przez fale elektromagnetyczne o długości odpowiadającej falam podczerwonym („long-wave radiation”, „RLW”). W bilansie energetycznym promieniowania słonecznego większy jest udział fal o mniejszej długości („short-wave radiation”, „RSW”).

### 3.1.3. Konwekcja

Konwekcja (przejmowanie ciepła) zachodzi między powierzchnią ciała stałego, a omywającym ją płynem [196,195]. Gęstość konwekcyjnego strumienia ciepła „ $\dot{q}_c$ ” między powierzchnią „S” ciała „A”, a płynem „l” określa się z wykorzystaniem współczynnika konwekcyjnego przejmowania ciepła  $h_c$  [W/m<sup>2</sup>/K], zgodnie z równaniem:

$$\dot{q}_c = h_c (T_{S,A} - T_l) \left[ \frac{W}{m^2} \right] \quad (3.11)$$

Trudność ilościowej analizy konwekcyjnego przepływu ciepła jest związana z określaniem współczynników konwekcyjnej wymiany ciepła „ $h_c$ ”, które są zależne od wielu zmiennych i osiągają w warunkach eksploatacji budynków wartości rzędu od 0 do kilkudziesięciu W/(m<sup>2</sup>K) [173,33]. W ujęciu ogólnym współczynnik konwekcyjnego przejmowania ciepła zależy przede wszystkim od [196]:

- termofizycznych właściwości powietrza takich jak gęstość, ciepło właściwe, lepkość, przewodność cieplna (zależna od temperatury i ciśnienia płynu),
- wielkości związanych z ruchem płynu (prędkość i charakter przepływu płynu),
- właściwości ciała stałego (ukształtowanie powierzchni, orientacja względem przepływającego płynu).

Ruch płynu przy powierzchni ciała stałego wywołujący przejmowanie ciepła może zachodzić w sposób naturalny, tj. w związku z ciężarem cząsteczek płynu lub w sposób wymuszony, tj. wywołany poprzez siły niezwiązane z ich ciężarem (np. działanie wentylatora, pompy) [196].

W pomieszczeniach z podłogami chłodzącymi konwekcyjne przejmowanie ciepła występuje:

- pomiędzy powietrzem w pomieszczeniu a omywanymi przez nie powierzchniami wewnętrznymi przegród budowlanych,
- pomiędzy powietrzem w pomieszczeniu a omywanymi przez nie obiektami składającymi się na wyposażenie pomieszczenia i jego użytkownikami,
- pomiędzy powietrzem zewnętrznym a powierzchniami zewnętrznymi przegród ograniczających pomieszczenie, zarówno dla przegród sąsiadujących z innymi pomieszczeniami, jak i środowiskiem zewnętrznym,
- w rurkach wodnych, poprzez omywanie wewnętrznych ścianek rurek przez czynnik obiegowy,

W przypadku konwekcyjnej wymiany ciepła w pomieszczeniach, kluczowe jest prawidłowe ustalenie wartości współczynników konwekcyjnej wymiany ciepła, które zależą od [12]:

- kształtu pomieszczenia,
- szorstkości powierzchni przegród budowlanych,
- rozkładu temperatury powierzchni przegród budowlanych,
- występowania wymuszonego ruchu powietrza, spowodowanego działaniem systemów wentylacyjnych, grzewczych i chłodniczych, aktywnością użytkowników pomieszczenia, nieszczelnościami w osłonie budynku (infiltracją).

W praktyce, dla powierzchni wewnętrznych przegród pomieszczenia, współczynniki konwekcyjnego przejmowania ciepła są silnie zależne od sposobu wentylacji i rozwiązania technicznego systemu dystrybucji powietrza. W przypadku powierzchni zewnętrznych przegród budowlanych, współczynniki konwekcyjnego przejmowania ciepła zależą w dużej mierze od oddziaływania wiatru. W rurkach wodnych konwekcyjne przejmowanie ciepła zachodzące pomiędzy czynnikiem obiegowym a wewnętrznymi ściankami rur jest zależne od charakteru (turbulentności) przepływu [195].

### **3.2. Przegląd literatury i analiza metod rozwiązania problemu wymiany ciepła w pomieszczeniach**

Przeprowadzony przegląd literatury dotyczącej radiacyjnych podłóg chłodzących oraz usystematyzowanie problemu przepływu ciepła w pomieszczeniach z radiacyjnymi podłogami chłodzącymi pozwala wyspecyfikować te problemy związane z przepływem ciepła, które mają szczególne znaczenie w symulacjach pracy tego typu systemów:

- przewodzenie ciepła w przegrodach budowlanych ograniczających pomieszczenie
- promieniowanie cieplne w pomieszczeniu i otoczeniu budynku,
- promieniowanie słoneczne,
- konwekcja na powierzchniach przegród budowlanych,
- złożony przepływ ciepła przez przegrodę przezroczystą,
- złożony przepływ ciepła w podłodze chłodzącej (wymiana ciepła pomiędzy czynnikiem obiegowym a powierzchnią posadzki),
- złożona wymiana ciepła zewnętrznych powierzchni przegród pomieszczenia z otoczeniem,
- przepływ powietrza w pomieszczeniu.

### 3.2.1. Przewodzenie ciepła w przegrodach budowlanych ograniczających pomieszczenie

Wybór metody rozwiązania problemu przewodzenia ciepła ma znaczący wpływ na funkcjonalność modeli obliczeniowych przepływu ciepła w pomieszczeniach z podłogami chłodzącymi.

Konieczność uwzględnienia dynamiki przepływu ciepła i interakcji pojemności cieplnej budynku z zyskami ciepła jest podkreślona w normach europejskich i amerykańskich (np. [238], [249], [216]). Bardzo dużą popularność zyskały metody numeryczne [173,20]. Metody te są powszechnie stosowane w symulacjach energetycznych budynków [180,102,33,64], zarówno w narzędziach komercyjnych (np. „EnergyPlus” [258] „TRNSYS” [267] i inne powszechnie uznane przez środowisko naukowe, których porównania dokonała Magni et al. 2021 [101]), jak i w autorskich modelach symulacyjnych opracowywanych na potrzeby konkretnych badań (np. [125,191,38,171,172]).

W autorskich modelach numerycznych pomieszczeń wyposażonych w systemy radiacyjne z zatopionymi w przegrodach rurkami wodnymi, na potrzeby symulacji przewodzenia ciepła w warunkach nieustalonych, badacze stosują dla przegród aktywowanych termicznie rozwiązania przestrzennie jednowymiarowe (np. Laouadi 2004 [88]), przestrzennie dwuwymiarowe (np. Birdeau 2014 [22], Jin et al. 2010 [72]) lub przestrzennie trójwymiarowe (np. Antonopoulos i Tzivanidis 1997 [4]). Wielowymiarowość przestrzenna tego typu modeli pozwala na lepsze obliczanie wielokierunkowego przepływu ciepła, jakie ma miejsce w przypadku systemów grzewczo-chłodzących z rurkami wodnymi zatopionymi w przekroju przegrody.

Prezentowane w literaturze modele numeryczne do symulacji przepływu ciepła w pomieszczeniach z radiacyjnymi podłogami chłodzącymi skupiają się na dokładnych obliczeniach w obrębie podłogi. Dla pozostałych, nieaktywowanych cieplnie przegród (ściany, sufit) stwierdzono powszechnie przyjmowane przez badaczy założenie jednowymiarowego przepływu ciepła (np. Odyjas i Górka 2013 [125], De Carli et al. 2012 [38]). Należy zauważyć, że to założenie jest właściwe dla przegród, dla których gęstość strumienia ciepła w kierunku równoległym do powierzchni jest niewielka, tj. w przypadku braku wewnętrznych źródeł ciepła i niewielkiej różnicy temperatury na powierzchniach przegród niechłodzonych.

W kierunku równoległym do powierzchni przegród nieaktywowanych termicznie prezentowane modele są jednowęzłowe (np. [125]) lub wielowęzłowe (np. [38]), co wpływa, poza przewodzeniem, także na wymianę ciepła na drodze promieniowania (np. przez współczynniki konfiguracji wyznaczone dla całych powierzchni przegród, uniemożliwiająca analizę nierównomiernego promieniowania cieplnego) oraz konwekcję (uśrednienie temperatury na powierzchni przegrody i niemożliwa analiza niejednorodnych warunków przejmowania ciepła).

W kierunku prostopadłym do powierzchni przegrody modele mogą być jednowęzłowe lub wielowęzłowe (dyskretyzacja przegrody w głąb). Należy podkreślić, że dyskretyzacja przegród w głąb zwiększa dokładność symulacji przewodzenia ciepła, w szczególności dla przegród wielowarstwowych, umożliwia też wprowadzanie parametrów fizycznych i cieplnych poszczególnych warstw „wprost” i lepszą analizę dynamicznej wymiany ciepła w przegrodzie. Wielowęzłowa dyskretyzacja przegród budowlanych w symulacjach energetycznych jest zaproponowana w opublikowanej w Polsce normie *PN-EN ISO 52016-1:2017* [249].

Podsumowując: funkcjonalność modelu przewodzenia ciepła powinna w przypadku przegród niechłodzonych umożliwiać co najmniej właściwe uwzględnienie rozkładu przestrzennego ich pojemności cieplnej, co w przypadku przegród wielowarstwowych można zrealizować poprzez odpowiednią dyskretyzację przestrzenną przegród w kierunku prostopadłym do ich powierzchni

(w głąb). Odpowiednia dyskretyzacja przestrzenna w kierunku równoległym do powierzchni przegród ma z kolei niebagatelne znacznie w kontekście zwiększenia dokładności obliczeń wymiany ciepła na drodze promieniowania i konwekcji wewnątrz pomieszczenia.

### 3.2.2. Promieniowanie długofalowe

W literaturze dotyczącej przepływu ciepła w pomieszczeniach, strumienie ciepła wymieniane na drodze promieniowania cieplnego pomiędzy przegrodami i innymi obiektami są obliczane przy kilku podstawowych założeniach [150,85,33,157,180]:

- obiekty biorące udział w radiacyjnej wymianie ciepła to ciała szare, emitujące i odbijające promieniowanie długofalowe w sposób dyfuzyjny przy spełnieniu prawa Lamberta,
- pomijalny jest udział powietrza w radiacyjnej wymianie ciepła (założenie powietrza jako ośrodka diatermicznego, nie absorbującego i nie emitującego promieniowania cieplnego),
- powierzchnie przezroczyste dla promieniowania widzialnego (przeszkłone) są całkowicie nieprzepuszczalne dla promieniowania cieplnego (długofalowego),
- właściwości emisyjne obiektów są jednakowe na całej ich powierzchni i stałe w całym przedziale temperatur odpowiadających promieniowaniu długofalowemu, emisyjność jest uśredniona dla całego zakresu widmowego promieniowania cieplnego długofalowego,
- gęstość strumienia ciepła emitowanego z całej powierzchni emitora jest jednakowa. Analogicznie gęstość strumienia ciepła docierającego na drodze promieniowania jest jednorodna na całej powierzchni.

Przy powyższych założeniach do określenia gęstości strumienia ciepła wymienianego na drodze promieniowania pomiędzy dwoma obiektami mają zastosowanie współczynniki konfiguracji („kątowe”, „view factor”), które mogą być wyznaczone analitycznie dla prostych układów lub numerycznie dla układów złożonych [178]. Bogate zestawienie możliwych do łatwej implementacji wzorów obliczeniowych dla współczynników konfiguracji w funkcji rozmiarów, kształtu i wzajemnej orientacji w trójwymiarowej przestrzeni obiektów promieniujących przedstawił Howell (2010) [67].

Dyskretyzacji przestrzennej powierzchni przegród w pomieszczeniu i przyjęcia uproszczenia polegającego na pominięciu wielkości powierzchni promieniującej, znacznie upraszczającego procedurę wyznaczania współczynników konfiguracji dokonali De Carli et al. (2012) [38] w autorskim modelu numerycznym do symulacji pomieszczeń z wbudowanymi systemami radiacyjnymi. Należy zauważyć, że dokładność tak wyznaczonych współczynników konfiguracji maleje wraz ze wzrostem wielkości węzłów różnicowych powierzchni przegród modelowanego pomieszczenia.

Metodę Gebharta (bilansu promieniowania), polegającą na rozwiązaniu układu równań liniowych reprezentujących równanie promieniowania pomiędzy parami powierzchni zastosowali Voeltzel et al. (2001) [183] w modelu numerycznym do analiz energetycznych pomieszczeń mocno przeszklonych. Metodę bilansu promieniowania [157] zastosowali także Zhao et al. (2015) [210] w badaniach mocy chłodniczej podłogi w budynku lotniska przeprowadzonych metodą obliczeń numerycznych.

Vorre et al. (2015) [184] ocenili wpływ uproszczeń w obliczaniu radiacyjnej wymiany ciepła pomiędzy człowiekiem a przegrodami pomieszczenia oraz pomiędzy samymi przegrodami, stosowanych w symulacjach energetycznych budynków. Przeanalizowali wpływ różnych sposobów modelowania człowieka i stopnia dyskretyzacji przegród na dokładność i czas obliczeń radiacyjnej wymiany ciepła.

Analizę modelu obliczeniowego dla radiacyjnej wymiany ciepła przegród zewnętrznych budynku z otoczeniem, stosowanego w popularnym oprogramowaniu do symulacji energetycznych budynków „EnergyPlus” [258] przedstawili Evins et al. (2014) [48]. Zauważyli, że w skrajnych przypadkach budynków zlokalizowanych w gęstej zabudowie i wyposażonych w zewnętrzne elementy zacieniające, stosowane uproszczenia prowadzą do niedoszacowania obciążenia chłodniczego nawet o 19%. Przeglądu metod wyznaczania emisyjności i temperatury promieniowania nieboskłonu w modelach energetycznych budynków dokonali Evangelisti et al. (2019) [46], którzy zwrócili uwagę na wpływ lokalizacji geograficznych, w których przeprowadzono pomiary na ograniczenia stosowalności określonych empirycznych równań obliczeniowych.

Podsumowując: ze względu na duży udział radiacji w wymianie ciepła podłogi chłodzącej, funkcjonalność modelu matematycznego opisującego promieniowanie ciepłne powinna uwzględniać precyzyjne wyznaczenie współczynników konfiguracji pomiędzy obiektami promieniującymi, a zastosowana metoda obliczenia strumieni ciepła wymienianych na drodze promieniowania powinna umożliwiać analizę niejednorodnego radiacyjnie środowiska w pomieszczeniu (różne materiały wykończenia powierzchni i ich właściwości radiacyjne) i poza nim (w tym promieniowanie nieboskłonu i obiektów w otoczeniu).

### **3.2.3. Promieniowanie słoneczne**

Energetyczne właściwości promieniowania Słońca są rozpoznane w literaturze o zasięgu krajowym (np. [163,120]) i międzynarodowym (np. [157,44,32,34]).

De Carli et al. (2011) [39] porównali wpływ sposobu modelowania matematycznego nieustalanej wymiany ciepła uwzględniającego promieniowanie słoneczne na bilans energetyczny pomieszczenia z podłogą chłodzącą. Analizie poddane zostały modele uproszczone, zakładające że energia od Słońca zostaje przekazana do pomieszczenia jedynie poprzez promieniowanie rozproszone padające równomiernie na wszystkie przegrody oraz modele bardziej złożone, uwzględniające kierunkowość bezpośredniego promieniowania słonecznego. Zauważono, że moc chłodnicza podłogi zależy bardziej od grubości warstw posadzkowych i ich przewodności cieplnej niż właściwości optycznych materiałów wykończeniowych. Według autorów, szczegółowe analizy komfortu cieplnego wymagają zastosowania modeli złożonych, natomiast na potrzeby oszacowania mocy chłodniczej podłogi wystarcza użycie modeli uproszczonych.

Podobne wnioski wysnuli Athienitis i Chen (2000) [9], którzy badali wpływ bezpośredniego promieniowania słonecznego na różnicę temperatur oświetlonych i nieoświetlonych fragmentów podłogi grzewczej. Według ich analiz różnica ta wynosi do 8°C lub nawet do 15°C w przypadku częściowego pokrycia posadzki dywanem i jest istotna ze względu na wybór optymalnego systemu sterowania, ale na potrzeby symulacji energetycznych można w modelu pominąć kierunkowość bezpośredniego promieniowania słonecznego.

Chatziangelidis i Bouris (2009) [29] porównali uproszczenie w uwzględnianiu kierunkowych właściwości promieniowania słonecznego docierającego do pomieszczenia zastosowane w powszechnie uznanym programie komputerowym do symulacji energetycznych budynków: TRNSYS [267]. Zgodnie z ich badaniami, metoda przyporządkowująca energię promieniowania słonecznego do powierzchni poszczególnych przegród w funkcji ich absorpcyjności nie generuje znaczących różnic w porównaniu z metodą uwzględniającą współczynniki konfiguracji okno-przegroda.

Wall (1995) [185], (1997) [186], która badała pomieszczenia o dużym stopniu przeszklenia stwierdziła, że matematyczny model do bilansowania energetycznego pomieszczeń mocno przeszklonych powinien uwzględniać retransmisję promieniowania słonecznego na zewnątrz budynku,

m.in. poprzez refleksy od powierzchni wewnętrznych. Potrzebę uwzględniania kierunkowości promieniowania słonecznego w modelowaniu energetycznym pomieszczeń podkreślali w swoich badaniach Mottard i Fissore (2007) [114], Voeltzel et al. (2001) [183], Trombe et al. (1999) [178], którzy stosowali modele umożliwiające precyzyjne określanie kierunku padania promieniowania słonecznego i jego dystrybucji w pomieszczeniu. Konieczność uwzględnienia kierunkowych właściwości rozproszonego promieniowania słonecznego docierającego do przegród przezroczystych podkreślili Kuhn et al. (2011) [86].

W swoich badaniach Wen i Smith (2002) [192] analizowali nie tylko podział promieniowania słonecznego docierającego do pomieszczenia na bezpośrednie i rozproszone, ale także zbadali wagę gęstości siatki dyskretyzacyjnej powierzchni przegród – wg przedstawionych wyników badana siatka prostokątnych węzłów o rozmiarach poniżej 30x30cm jest wystarczająca, a dalsze zmniejszanie węzłów nie wpływa na poprawę dokładności symulacji.

Zdecydowana większość modeli matematycznych opisujących właściwości energetyczne promieniowania słonecznego w pomieszczeniu znalezionych w literaturze dotyczy pustych pomieszczeń o regularnych kształtach, ale Trombe et al. (1999) [178] dokonali analizy dystrybucji promieniowania słonecznego w bardziej złożonym geometrycznie pomieszczeniu, np. ze znajdującym się wewnątrz człowiekiem lub meblami. Zauważono, że nie tylko kierunkowe bezpośrednie promieniowanie słoneczne, ale także promieniowanie dyfuzyjnie odbite może mieć znaczący wpływ na komfort cieplny.

La Gennusa et al. (2006) [87] opracowali analityczne rozwiązanie do wyznaczenia stopnia oświetlenia wewnętrznych powierzchni przegród pomieszczenia bezpośrednim promieniowaniem słonecznym wpadającym przez okno. Podobny koncept, bazujący na podziale powierzchni wewnętrznych przegród pomieszczenia na elementy dyskretne i analityczne wyznaczanie węzłów oświetlonych bezpośrednim promieniowaniem słonecznym i absorbujących energię przenoszoną przez to promieniowanie przedstawił Messadi (1998) [111] oraz Odyjas i Górka (2013) [125].

Pomiary w pomieszczeniu laboratoryjnym z oknem zewnętrznym eksponowanym na promieniowanie słoneczne przeprowadzili Loutzenhiser et al. (2009) [98], którzy porównali zmierzone wielkości zysków ciepła z wynikami symulacji popularnymi programami komercyjnymi. Zauważyli, że różnice pomiędzy pomiarami a symulacjami były niewielkie poza okresami oddziaływania bezpośredniego promieniowania słonecznego na okno.

Model promieniowania słonecznego uwzględniający jego właściwości geometryczne i energetyczne, możliwy do implementacji w symulacjach dynamicznego przepływu ciepła w budynkach przedstawił Pawlak i Górka (2019) [139].

Podsumowując: funkcjonalność modelu matematycznego promieniowania słonecznego zastosowanego do symulacji pomieszczeń z podłogami chłodzącymi powinna obejmować kierunkową naturę promieniowania docierającego od Słońca do pomieszczenia. Szczególnie istotne wydaje się być uwzględnienie zmiennego w czasie i przestrzeni oddziaływania promieniowania słonecznego na powierzchnie wewnętrzne przegród budowlanych w pomieszczeniu, w szczególności na podłogę chłodzącą.

### 3.2.4. Konwekcja na powierzchniach przegród w pomieszczeniu

Około 20-25% całkowitego strumienia ciepła przepływa między pomieszczeniem a podłogą chłodzącą na sposób konwekcji [127,161].

Obliczenie strumienia ciepła wymienianego na drodze konwekcji jest – mimo prostoty równania go opisującego - relatywnie trudne, ze względu na złożoność procesu i liczbę czynników wpływających na intensywność przejmowania ciepła i determinujących współczynnik konwekcyjnej wymiany ciepła  $h_c$ . W literaturze występuje wiele metod wyznaczania współczynników konwekcyjnej wymiany ciepła na powierzchniach przegród budowlanych, które nie są uniwersalne i zależą silnie od warunków, w których zachodzi konwekcja. Można je podzielić na korelacje właściwe dla konwekcji:

naturalnej (formuły oparte na założeniu podobieństwa i empiryczne, np. [25,31,12]),

wymuszonej (formuły oparte na założeniu podobieństwa i empiryczne, np. [165]),

- mieszanej (formuły empiryczne lub uzyskane poprzez połączenie formuł dla konwekcji naturalnej i wymuszonej, np. [16,11]).

Praktyczna trudność w ilościowej ocenie konwekcyjnej wymiany ciepła metodami obliczeniowymi polega na wyborze wartości współczynnika konwekcyjnego przejmowania ciepła odpowiedniego do warunków, w których konwekcja zachodzi. Prezentowane w literaturze wartości współczynników konwekcyjnego przejmowania ciepła są wyznaczane na różne sposoby:

- doświadczalnie, przy założeniu podobieństwa konwekcji na powierzchni przegrody do konwekcji na powierzchni płaskiej płyty i zakładających brak wpływu pozostałych przegród (np. [81]),
- doświadczalnie w komorach klimatycznych pełnowymiarowych lub mniejszych niż rzeczywiste pomieszczenia (np. [25,31,119,187]),
- poprzez obliczenia, w tym symulacje numeryczne (np. [76,57,10]).

Często cytowaną w literaturze o zbliżonej tematyce jest praca Awbiego i Hattona (1999) [12], której autorzy zauważają, że wartości współczynników przejmowania ciepła dla konwekcji naturalnej uzyskanych przez różnych naukowców dzięki doświadczeniom na niewymiarowych stanowiskach badawczych znacznie odbiegają od siebie (w zakresie 1-6 W/(m<sup>2</sup>K)) i proponują nowe równanie dla powierzchni ogrzewanych. Równie często pojawia się w literaturze odwołanie do pracy Awbiego i Hattona (2000) [11], gdzie podkreślono wpływ turbulentnego charakteru przepływu powietrza w pobliżu przegród pomieszczenia na intensywność konwekcyjnej wymiany ciepła. Turbulencja ta, spowodowana zastosowaniem wentylacji mieszającej intensyfikuje konwekcyjną wymianę ciepła. W związku z tym autorzy wyznaczyli doświadczalnie niezależne formuły do obliczania współczynników konwekcyjnej wymiany ciepła dla przypadków wentylacji naturalnej (konwekcja naturalna, [12]) i mechanicznej, mieszającej (konwekcja wymuszona, [11]).

Konieczność zindywidualizowania obliczeń współczynników konwekcyjnego przejmowania ciepła dla powierzchni różniących się lokalnie lokalizacją, orientacją, wielkością, różnicą temperatury względem powietrza je omywającego i warunkami przepływu tego powietrza potwierdził Wallenten (2001) [187] w serii eksperymentów doświadczalnych w pełnowymiarowym pomieszczeniu z oknem i zyskami ciepła konwekcyjnymi oraz radiacyjnymi (słonecznymi). Potwierdził, że współczynniki konwekcyjnego przejmowania ciepła mogą lokalnie zmieniać wartość nawet dziesięciokrotnie, w zależności od chwilowych warunków wymiany ciepła.

De Carli et al. (2012) [38] stwierdzili, że stosowanie zmiennych w czasie i przestrzeni wartości współczynników konwekcyjnej wymiany ciepła nie wpływa znacząco na obliczone temperatury



operacyjne w pomieszczeniu z radiacyjnymi systemami chłodzącymi. Zauważyli, że w pomieszczeniach chłodzonych płaszczyznowo temperatury powietrza i przegród są do siebie zbliżone, przez co udział konwekcyjnej wymiany ciepła jest niewielki i stosowanie stałych w czasie, ogólnych wartości współczynników konwekcyjnej wymiany ciepła jest wystarczające w zastosowaniach inżynierskich.

Analizę wpływu przyjętej metody obliczania konwekcyjnej wymiany ciepła w pomieszczeniach na dokładność wyników symulacji energetycznych budynków przeprowadzili Beausoleil-Morrison i Strachan (1997) [18]. Tę problematykę podnosił też Beausoleil-Morrison (2001) [16], (2002) [17]. Beausoleil-Morrison (2001) [16] opracował równania do wyznaczania współczynników konwekcyjnego przejmowania ciepła dla wentylacji mieszającej z nawiewnikami sufitowymi z uwzględnieniem orientacji przegrody i lokalnego charakteru przepływu powietrza. Ten sam autor (Beausoleil-Morrison, 2002 [17]) zaproponował stosowanie w modelach symulacyjnych algorytmu dostosowującego odpowiednie korelacje ze względu na lokalny charakter przepływu powietrza oraz zestawiał główne przyczyny występowania lokalnych różnic w przepływie powietrza w pomieszczeniu. Rozwiązanie uwzględniające lokalne warunki przepływu powietrza przy powierzchniach wewnętrznych przegród jest stosowane w rozbudowanym, komercyjnym oprogramowaniu do symulacji energetycznych budynku, „EnergyPlus” [258].

W odniesieniu do podłóg grzewczo-chłodzących, doświadczalne badania współczynników konwekcyjnej wymiany ciepła przeprowadzili Cholewa et al. (2013) [31], którzy nie tylko stwierdzili rozbieżności między ich wartościami proponowanymi przez innych naukowców, ale także przeszacowanie w przypadku chłodzenia (większość badań dostępnych w literaturze przeprowadzono dla przypadku ogrzewania).

Przeglądu występujących w literaturze formuł do wyznaczania współczynników konwekcyjnej wymiany ciepła w pomieszczeniach dokonali Peeters et al. (2011) [141]. Przedstawili także warunki ich stosowania oraz parametry występujące w formułach do ich obliczenia, takie jak temperatury referencyjne, wymiary charakterystyczne) i wpływ ich poprawnego określenia na obliczone wartości współczynników konwekcyjnej wymiany ciepła. Podobnego przeglądu dokonali Shinoda et al. (2019) [156], koncentrując się na powierzchniach systemów płaszczyznowego ogrzewania i chłodzenia, przytaczając także stosowane przez naukowców metody pomiaru tego współczynnika. Zgodnie z analizą [141] i [156], strumień ciepła oddawany na drodze konwekcji w przypadku radiacyjnych podłóg chłodzących mieści się w przedziale wielkości od 1,0 do 1,5 W/m<sup>2</sup>/K, jednak w literaturze spotykane są także zmierzone wartości rzędu 0,1 W/m<sup>2</sup>/K (Cholewa 2013 [31]). Zazwyczaj współczynniki te są w literaturze wyznaczane w odniesieniu do średniej temperatury powietrza w pomieszczeniu lub temperatury operacyjnej.

Konwekcyjna wymiana ciepła zachodzi także na zewnętrznych powierzchniach przegród budowlanych, często jako funkcja temperatury powierzchni przegrody, temperatury powietrza, prędkości wiatru. Evangelisti et al. (2017) [47] metodą badań eksperymentalnych w rzeczywistych budynkach wyznaczyli wartości współczynników  $h_c$ , porównując je z wartościami literaturowymi stwierdzając, że powszechne w praktyce inżynierskiej stosowanie stałych wartości (np. wg *PN-EN ISO 6946* [251]) może prowadzić do znacznego przeszacowania konwekcyjnej wymiany ciepła powierzchniach zewnętrznych przegród – szczególnie w strefach osłoniętych od wiatru.

Podsumowując: w zakresie przejmowania ciepła na powierzchniach, model matematyczny powinien wykorzystywać metody obliczeniowe współczynników  $h_c$  nieograniczające jego aplikacyjności. Ze względu na praktyczną konieczność stosowania w pomieszczeniach z podłogami chłodzącymi systemów wymuszonej wentylacji mechanicznej pełniącej funkcję osuszania, właściwe wydają się wartości współczynników konwekcyjnej wymiany ciepła dla mieszanego charakteru

przepływu płynu wzdłuż powierzchni, z jednoczesnym uwzględnieniem wpływu wzajemnej orientacji i różnicy temperatur pomiędzy powierzchnią przegrody a omywającym ją płynem. Szczególną uwagę należy zwrócić na wielkości fizyczne w funkcji których wyznaczane są wartości współczynników konwekcyjnego przejmowania ciepła.

### 3.2.5. Przepływ powietrza w pomieszczeniu

Powietrze, mimo swej niewielkiej pojemności cieplnej, bierze zasadniczy udział w przepływie ciepła w pomieszczeniu chłodzonym poprzez:

- konwekcyjne przejmowanie ciepła z powierzchni wewnętrznych przegród i innych obiektów w pomieszczeniu,
- odprowadzanie z pomieszczenia ciepła jawnego (poprzez system wentylacyjny lub powietrzny system chłodzący, nawiewający do pomieszczenia powietrze o obniżonej temperaturze),
- usuwanie z pomieszczenia zysków wilgoci (ciepła utajonego).

Powietrze odgrywa istotną rolę w kontekście komfortu cieplnego, którego zapewnienie jest celem stosowania systemów grzewczo-chłodzących komfortu. Dostępnych jest wiele metod dystrybucji powietrza wentylacyjnego w pomieszczeniu, cechujących się zróżnicowanymi charakterystykami użytkowymi o znacznym wpływie na warunki temperaturowe i zapewnienie komfortu cieplnego w pomieszczeniach. Zwięzłego przeglądu stosowanych powszechnie systemów dystrybucji powietrza w budynkach dokonali Yang et al. (2019) [203], którzy ocenili główne cechy poszczególnych systemów oraz wskazali warunki przepływu powietrza w kubaturze pomieszczenia w zależności od rozwiązania wentylacji. Bogaty przegląd metod przewidywania działania wentylacji w pomieszczeniach przedstawił także Chen (2009) [30].

Parametry powietrza w pomieszczeniu takie jak temperatura, wilgotność, rodzaj, kierunek i prędkość przepływu wpływają istotnie na konwekcyjną wymianę ciepła zachodzącą na powierzchniach przegród, w tym promiennikowych systemów chłodzących. W literaturze występują badania interakcji konkretnych systemów wentylacyjnych i rozwiązań chłodzenia płaszczyznowego, np. dla podłóg chłodzących i wentylacji waporowej (np. Ren et al., 2006 [147]), dla sufitów chłodzących i wentylacji mieszającej (np. Jeong i Mumma, 2003 [71]). Wyniki tego typu badań potwierdzają, że wartości współczynników konwekcyjnego przejmowania ciepła są mocno zależne od charakteru przepływu powietrza wentylacyjnego w pomieszczeniu.

Chen (2009) [30] przedstawił przegląd stosowanych metod obliczeniowych do wyznaczania charakterystyki układów wentylacyjnych, w tym modeli analitycznych, empirycznych bazujących na doświadczeniach przeprowadzonych w niewielkiej skali lub w pełnowymiarowych pomieszczeniach, modele węzłowe, strefowe, metody „*CFD - Computational Fluid Dynamics*”.

Poza szczegółowymi analizami instalacji wentylacyjnych, które wymagają złożonych metod obliczeniowych, popularne są metody uproszczone. Problematyka uproszczonego modelowania matematycznego ruchu powietrza była poruszana między innymi w rozprawach doktorskich Xu (1998) [202] i Srebric (2000) [168].

W przypadku modeli dynamicznych, realizujących obliczenia w warunkach nieustalonych, najprostsze i najstarsze historycznie są modele jednowęzłowe (skupiające masę powietrza w pomieszczeniu w jednym węźle obliczeniowym), których podstawowym założeniem jest dokładne wymieszanie powietrza w kubaturze pomieszczenia i ujednoczenie jego parametrów (temperatura, zawartość wilgoci, ciśnienie, stężenie zanieczyszczeń itd.). Modele jednowęzłowe umożliwiają jedynie uproszczone analizy wymiany ciepła powietrza w pomieszczeniu, wykorzystując często pół empiryczne

równania do określania chwilowej intensywności wymiany powietrza w pomieszczeniu (np. strumień objętości powietrza infiltrującego przez przegrody zewnętrzne jako funkcja jedynie powierzchni przegrody zewnętrznej i aktualnej prędkości wiatru [64]). Choć analiza zróżnicowanego charakteru przepływu powietrza w pomieszczeniu, niejednorodnej temperatury i wilgotności powietrza w kubaturze pomieszczenia oraz wielkości i zwrotów wektorów prędkości powietrza jest przy zastosowaniu tych metod niemożliwa, to wciąż mają one zastosowanie w praktyce inżynierskiej [6].

Najdokładniejsze, ale też najbardziej złożone obliczeniowo są obecnie metody *CFD*, które polegają na podziale kubatury na wiele (setki, tysiące i więcej) węzłów obliczeniowych i rozwiązywanie metodami numerycznymi układu równań różniczkowych obejmujących równania zachowania masy, pędu i stężenia odpowiednich cząstek [64].

Kompromisem pomiędzy wymagającymi największej mocy obliczeniowej i czasochłonności obliczeń modelami *CFD* a najbardziej podstawowymi modelami jednowęzłowymi są modele wielowęzłowe, których podstawowym założeniem jest podział przestrzenny kubatury na węzły obliczeniowe i iteracyjne rozwiązywanie równań zachowania masy, energii, stężenia interesujących cząstek pomiędzy tymi węzłami. Modele wielowęzłowe w podstawowej formie pomijają pęd strug powietrza w obrębie pojedynczych węzłów (zakładana jest całkowita dyssypacja pędu w węzle obliczeniowym [118]).

Modele wielowęzłowe mogą obejmować podział przestrzenny kubatury budynku na jednowęzłowe kubatury poszczególnych pomieszczeń, co umożliwia analizę wymiany masy powietrza wentylacyjnego pomiędzy pomieszczeniami wywołanej różnicą ciśnień powietrza i generowaną np. przez różnicę temperatury, parcie wiatru na budynek, działanie wentylacji (np. Feustel 1999 [55]).

Możliwy jest także podział kubatury pojedynczego pomieszczenia na wiele węzłów obliczeniowych i obliczanie wymiany masy powietrza pomiędzy nimi (modele strefowe), np. z wykorzystaniem zasady zachowania energii (np. Haghighat i Megri 2001 [62]). Obecnie modele strefowe są w stanie rozróżnić lokalny charakter przepływu w danej komórce i uwzględnić między innymi strugi powietrza nawiewanego z nawiewników, intensywną konwekcję nad źródłami ciepła lub wpływ warstwy przyściennej. Dokonuje się tego przez odpowiedni podział kubatury na komórki (np. gęstsza siatka komórek w okolicach nawiewników, konwekcyjnych źródeł ciepła, w warstwach przyściennych) oraz wykorzystywanie zarówno praw zachowania masy, jak i energii, odpowiednich dla występującej w danej komórce głównej siły determinującej ruch powietrza (np. Inard et al. 1996 [69], Musy et al. 2002 [115], Abadie et al. 2012 [1]).

Dużym ograniczeniem powyższych modeli jest konieczność ustalenia przewidywanej głównej siły determinującej pęd powietrza w obrębie poszczególnych komórek i wykorzystanie w modelu odpowiednich równań matematycznych opisujących przepływ strugi powietrza w zależności od jej rodzaju (Daoud i Galanis 2008 [36]), co czyni modele tego typu niedokładnymi w przypadku zmiany właściwości strugi w obrębie węzła (np. w związku ze zmianą wydajności wentylacji, ustaniem źródeł konwekcyjnych zysków ciepła itd.). W literaturze odnaleziono próbę uniezależnienia modeli strefowych od charakteru przepływu w obrębie poszczególnych komórek bilansowych podjętą przez Norrefeldta et al. 2012 [118].

Przegląd rozwoju modeli strefowych wraz z ich podstawowymi założeniami przedstawili Megri i Haghighat (2007) [110].

Podsumowując: model matematyczny opisujący przepływ powietrza w pomieszczeniu z podłogą chłodzącą powinien uwzględniać udział powietrza wentylacyjnego w wymianie ciepła

i zapewnić kompatybilność z modelem konwekcji (tj. umożliwić obliczanie współczynników konwekcyjnego przyjmowania ciepła na powierzchniach przegród w pomieszczeniu z uwzględnieniem wyznaczenia wymaganych parametrów powietrza zgodnie z przyjętą metodą).

### 3.2.6. Przepływ ciepła w przegrodzie przezroczystej

Przegrody przezroczyste (okna) są elementami budowlanymi, do których dociera promieniowanie słoneczne przed przedostaniem się do pomieszczenia i które mają znaczny wpływ na właściwości geometryczne i energetyczne tego promieniowania wewnątrz pomieszczenia. W przegrodach przezroczystych zachodzi ponadto częściowa konwersja energii promieniowania słonecznego, a ich wielowarstwowa struktura (szyby, powłoki funkcyjne, gazy przestrzeni międzyszybowych) wpływa na złożoną wymianę ciepła na drodze promieniowania i konwekcji w samych przegrodach przezroczystych oraz pomiędzy tymi przegrodami a otoczeniem wewnętrznym i zewnętrznym.

Podstawowymi parametrami energetycznymi okien są:

- współczynnik przenikania ciepła „ $U$ ” [ $\text{W}/\text{m}^2/\text{K}$ ],
- współczynnik całkowitej przepuszczalności energii promieniowania słonecznego „ $g$ ” [-],
- współczynniki energetyczno-optyczne, określające udział w całkowitym promieniowaniu słonecznym docierającym do okna energii przez to okno przepuszczonej „ $\tau$ ”, odbitej „ $\rho$ ” i zaabsorbowanej „ $\alpha$ ”.

Przepływ ciepła w oknie jest bardziej złożony niż w pozostałych, nieprzezroczystych przegrodach budowlanych. Stosowanie szczegółowych modeli obliczeniowych na etapie projektowania budynków jest w praktyce inżynierskiej utrudnione. Do precyzyjnego modelowania energetycznego przegród przezroczystych wymagany jest szereg specyficznych parametrów (np. energetyczno-optycznych dla pakietów szybowych, z uwzględnieniem zróżnicowanych powłok funkcyjnych oraz właściwości fizycznych gazów w przestrzeniach międzyszybowych).

Norma *PN-EN 410:2011* [234] przedstawia metodę wyznaczania współczynnika przepuszczalności energii promieniowania słonecznego „ $g$ ”. Znormalizowane warunki brzegowe, obejmujące prostopadły kierunek padania promieniowania słonecznego na okno i określone współczynniki przyjmowania ciepła oraz temperatury po obu stronach okna występują w rzeczywistych warunkach eksploatacji nadzwyczaj rzadko. W praktyce kierunek promieniowania słonecznego na przegrodę przezroczystą  $\theta_{sol,o}$  [°] jest zmienny i przez zdecydowaną większość w czasie mniejszy niż 90°, co wpływa zazwyczaj na zmniejszenie rzeczywistego współczynnika całkowitej przepuszczalności energii promieniowania słonecznego okna w stosunku do znormalizowanego współczynnika  $g$  [-] [139]. W zakresie metod bilansowania energetycznego okien powszechnie stosowana jest także międzynarodowa norma ISO 15099:2003 [223]. W Polsce obowiązuje także dwuczęściowa norma *PN-EN ISO 10077-1:2017* [235] i *PN-EN ISO 10077-2:2017* [236], która przedstawia metody obliczeń współczynnika przenikania ciepła „ $U$ ” okien z uwzględnieniem złożonych warunków geometrycznych części szybowych i ramowych okien.

Szczegółowe obliczanie cieplnych i optycznych właściwości przegród przezroczystych na potrzeby symulacji energetycznych budynków jest możliwe np. z wykorzystaniem ogólnodostępnego oprogramowania „*LBNL WINDOW*” [263], którego procedury obliczeniowe uwzględniają złożoną wymianę ciepła w częściach ramowych i szybowych okien.

Tematyka uproszczonych metod wyznaczania parametrów energetyczno-optycznych okien, w szczególności możliwych do implementacji w symulacjach komputerowych dynamicznego

przepływu ciepła na potrzeby wyznaczania obciążeń chłodniczych i doboru systemów chłodzących w budynkach, była podejmowana przez naukowców w ostatnich latach. Modele obliczeniowe uwzględniające zmienność kątową transmisyjności i refleksyjności dla promieniowania słonecznego zaproponowali Rubin et al. (1999) [149]. Karlsson i Ross (2000) [78] zaproponowali metody analitycznego wyznaczenia zmienności kątowej współczynnika „g” dla wieloszybowych pakietów okiennych. Zależność kątową współczynników optyczno-energetycznych dla okien z powłokami funkcyjnymi badali metodami symulacyjnymi i doświadczalnymi Roos et al. (2000) [148]

Thalfeldt et al. (2016) [176] zauważyli, że w symulacjach energetycznych przyjmowanie stałej wartości współczynnika przenikania ciepła okna może powodować niedoszacowanie gęstości strumienia ciepła przenikającego przez okno przy różnicy temperatury wewnątrz – zewnątrz większej niż znormalizowane 20°C. Zaproponowali i porównali dwa modele energetyczne okien o różnym stopniu złożoności, w tym model z częścią szybową uproszczoną do jednowarstwowego, zastępczego materiału i model realizujący obliczenia z zachowaniem właściwej liczby szyb i międzyszybowych przestrzeni gazowych.

Wpływ właściwości energetycznych-optycznych pakietu szybowego, w tym transmisyjności dla długofalowego promieniowania cieplnego na wymianę ciepła przez przegrodę przezroczystą przeanalizowali Wang i Wang (2016) [188], zauważając znaczący udział promieniowania długofalowego w całkowitym bilansie energetycznym okien w sezonie letnim.

Arasteh et al. (2009) [5] opracowali metodę wyznaczania współczynników energetycznych-optycznych zróżnicowanych pakietów szybowych oraz ich zmienności kątowej na bazie znajomości jedynie podstawowych współczynników energetycznych okien („U” i „g”). Wykorzystanie tej metody do modelowania dynamicznego oddziaływania promieniowania słonecznego na przegrodę przezroczystą przeanalizowali Pawlak i Górka (2019) [138].

Podsumowując: gęstość strumień ciepła od promieniowania słonecznego wprowadzony do pomieszczenia jest mocno zależna od właściwości okien (współczynniki energetyczne-optyczne). Model obliczeniowy powinien uwzględniać wpływ kierunkowości promieniowania słonecznego na właściwości energetyczne przegród przezroczystych. Ze względu na zróżnicowane pakiety szybowe stosowane w budownictwie, model powinien umożliwiać szczegółowe definiowanie parametrów energetycznych-optycznych lub ich szacowanie na bazie podstawowych założeń projektowych, w przypadku gdy na etapie modelowania energetycznego budynku i wyznaczania jego obciążenia chłodniczego szczegółowe parametry stolarki okiennej są nieznanne.

### **3.2.7. Przepływ ciepła w podłodze chłodzącej**

Przepływ ciepła w podłodze chłodzącej jest złożonym zagadnieniem, w którym należy uwzględnić konwekcyjne przejmowanie ciepła zachodzące pomiędzy czynnikiem obiegowym a ścianką rurki, przewodzenie ciepłe w ściance rurki i warstwach posadzkowych, konwekcyjne przejmowanie ciepła na powierzchniach przegrody oraz radiacyjną wymianę ciepła tych powierzchni z otoczeniem.

Artykuły o charakterze naukowym obejmują różne metody matematycznego modelowania przepływu ciepła w podłogach z zatopionymi rurami hydraulicznymi, zarówno analityczne i półanalityczne (np. [82,89,88,84,93,179,96,206]), jak i numeryczne (np. [72,205,66,73,65,151,193]).

Modele numeryczne umożliwiają dokładną analizę przepływu ciepła w przekroju podłogi chłodzącej, ale ze względu na wielowęzłowe siatki dyskretyzacyjne często badania są prowadzone na modelach ograniczonych przestrzennie do dwuwymiarowych wycinków - reprezentatywnych przekrojów podłogi z jedną lub kilkoma rurkami (np. Jin et al. 2010 [72] i 2010 [73], Laouadi 2004 [88]).

Analogiczne uproszczenie jest też stosowane w przypadku modeli analitycznych (np. Wu et al. 2015 [199], Wang et al. 2021 [189]). Tego typu analizy są obliczeniowo znacznie mniej złożone niż analizy radiacyjnych podłóg w całości (np. Odyjas i Górka 2013 [125]), ale znacznie ograniczają możliwości oceny złożonych oddziaływań radiacyjnych podłóg chłodzących, w szczególności zróżnicowanych warunków wymiany ciepła na powierzchniach całych podłóg.

Przeglądu literatury w zakresie modeli obliczeniowych dla struktur przegród budowlanych z zatopionymi rurami dokonali Xinhua et al. (2010) [201].

Holopainen et al. (2007) [66] sprawdzili wpływ zastosowania nierównomiernej siatki dyskretyzacyjnej z coraz większymi węzłami różnicowymi w miarę oddalania się od rur grzewczych na czasochłonność obliczeń rozkładu temperatury posadzki i mocy grzewczej w metodzie różnic skończonych. Potwierdzili, że stosując nierównomierną siatkę można znacznie skrócić czas obliczeń (dla badanego przypadku z prawie 2 godzin do 2 minut, przy względnym błędzie na poziomie zaledwie 1.3-1.6%). Wpływ gęstości siatki dyskretyzacyjnej na obliczoną numerycznie temperaturę powierzchni podłogi grzewczej przy popularnej wśród badań naukowych (np. Sinacka, 2021 [162]) metodzie „zig-zag”, polegającej na uproszczeniu walcowej geometrii rurek w kartezjańskich układach współrzędnych do prostopadłościennych elementów o niewielkim wymiarze badali także Shin et al. (2015) [155].

Jin et al. (2010) [72] zauważyli, że do wyznaczenia średniej temperatury na powierzchni posadzki i wymienianego z pomieszczeniem strumienia ciepła można podzielić podłogę na 2 warstwy: dolną, w której zatopione są rury i górną, znajdującą się nad nimi, a następnie określić zastępczą przewodność cieplną dolnej, niejednorodnej warstwy. Uwzględniając, że zastępcza przewodność cieplna warstwy z rurami zależy od średnicy, rozstawu, przewodności cieplej rur, właściwości cieplnych otaczającej je warstwy posadzkowej i natężenia przepływu czynnika, metodą numeryczną wyznaczono równania do określania zastępczej przewodności cieplnej dolnej warstwy podłogi. Należy zauważyć, że tego typu metoda pozwala na określenie średniej temperatury posadzki, ale uniemożliwia identyfikację ekstremów temperaturowych, co może mieć znaczenie np. ze względu na zagadnienia komfortu cieplnego i temperaturę punktu rosy.

Zhang et al. 2012 [206] przedstawili uproszczoną metodę obliczania minimalnej oraz średniej temperatury powierzchni podłogi i określania na jej podstawie mocy grzewczej oraz chłodzącej. Porównanie z wynikami eksperymentalnymi, uzyskanymi przez innych naukowców, wskazało na różnice w temperaturze średniej powierzchni podłogi na poziomie 0,5°C, co należy uznać za relatywnie dużą dokładność, biorąc pod uwagę wpływ temperatury posadzki na moc chłodniczą oraz niebezpieczeństwo kondensacji. Porównanie obliczonej mocy chłodniczej wykazało rozbieżności z wynikami innych badań o 8%.

Z dwuwymiarowego przestrzennie modelu skorzystał Laouadi (2004) [88], który stworzył półanalityczne rozwiązanie, umożliwiające implementację dwuwymiarowego, analitycznego modelu w oprogramowaniu komputerowym wykorzystującym jednowymiarowe, numeryczne metody. Autor zwraca uwagę, że stosowanie rozwiązania przestrzennie dwuwymiarowego pozwala m.in. na precyzyjniejsze w porównaniu z metodami przestrzennie jednowymiarowymi określenie rozkładu temperatury powierzchni posadzki. Z modelu przestrzennie dwuwymiarowego skorzystały także Larsen et al. (2010) [89], które przedstawiły rozwiązanie analityczne, umożliwiające analizę niustalonego przepływu ciepła w podłodze grzewczo-chłodzącej.

Wpływ oporu cieplnego materiału rur i natężenia przepływu wody na moc podłogi chłodzącej zbadali Jin et al. (2010) [73]. Wg ich badań opartych o zweryfikowany model numeryczny, prędkość przepływu wody w rurach ma niewielki wpływ na temperaturę posadzki, która podczas badań pozostała

stała przy wzroście prędkości przepływu wody od 0,3 do 0,9 m/s. Wykazano także wyraźny wpływ przewodności cieplnej rur na moc chłodniczą podłogi.

Metodę weryfikacji modeli numerycznych do symulacji wymiany ciepła wodnych systemów podłóg chłodzących typu A1 w warunkach ustalonego przepływu ciepła przedstawia norma *PN-EN ISO 11855-2* [238].

Podsumowując: model matematyczny przepływu ciepła w warstwach posadzkowych zastosowany do badania podłóg chłodzących powinien umożliwiać określenie pola temperatury na powierzchni posadzki. Aby metodami numerycznymi realizować badania charakterystyk użytkowych całych podłóg chłodzących, konieczne jest zastosowanie modelu obejmującego przestrzennie całą powierzchnię podłogi chłodzącej, co narzuca zastosowanie modelu przestrzennie co najmniej dwuwymiarowego. Model obliczeniowy powinien uwzględniać parametry konstrukcyjne podłogi: układ warstw i właściwości cieplne materiałów wbudowanych w posadzkę oraz jej wykończenie, rodzaj, rozstaw i lokalizacja rur wodnych, a także parametry operacyjne: temperatura zasilania i przepływ czynnika w rurach.

## 4. Autorski model numeryczny do analiz wymiany ciepła w pomieszczeniu z podłogą chłodzącą

Do badań wpływu dynamicznych oddziaływań radiacyjnych podłóg chłodzących na ich charakterystyki użytkowe wybrano metodę symulacji komputerowych, która, pod warunkiem zastosowania modelu obliczeniowego adekwatnego dla badanego zagadnienia, pozwala zarówno na analizowanie wpływu wyizolowanych wymuszeń na dynamiczne odpowiedzi układów [181], jak i na badanie charakterystyk użytkowych tych układów w warunkach odpowiadających rzeczywistej ich eksploatacji (poprzez kontrolę warunków brzegowych symulacji związanych z pogodą i profilami użytkownika pomieszczenia z podłogą chłodzącą).

### 4.1. Metoda rozwiązania problemu matematycznego

Do rozwiązania problemu badawczego wybrano metody numeryczne (przybliżone), odrzucając metody analityczne (dokładne) jako nieadekwatne ze względu na czynniki utrudniające wyprowadzenie równań analitycznych opisujących ten problem, w tym w szczególności:

- złożony charakter przepływu ciepła w pomieszczeniu z podłogą chłodzącą,
- szybkozmienne warunki brzegowe wymiany ciepła (nieustalona wymiana ciepła).

Przeprowadzona w poprzedzających rozdziałach tej dysertacji analiza literatury przedmiotu i prezentowanych w niej metod badawczych stosowanych dla podobnych problemów potwierdza skuteczność metod numerycznych w takich zastosowaniach (np. [125,162]).

Metody numeryczne pozwalają na rozwiązywanie problemów matematycznych przez podział ciągłych układów fizycznych na układy dyskretne przestrzennie i czasowo. Spośród metod numerycznych [173,180,112,59]:

- różnic skończonych *MRS* (*finite difference method*),
- elementów skończonych *MES* (*finite element method*),
- elementów brzegowych *MEB* (*boundary element method*),
- objętości skończonych *MOS* (*finite volume method*)
- bezsiatkowych (*gridless method*),

do budowy autorskiego modelu obliczeniowego przepływu ciepła w pomieszczeniu z podłogą chłodzącą wybrano metodę różnic skończonych [173], której zaletą jest łatwość implementacji dla prostych przestrzennie modeli zorientowanych w układzie współrzędnych kartezjańskich [112]. Spośród schematów rozwiązania (jawny, niejawny, Crank-Nicholson [180]), do rozwiązania problemu wybrano schemat jawny (otwarty, „*explicit*”), w którym wartość funkcji w kolejnym kroku czasowym określana jest na podstawie wartości z kroku czasowego poprzedzającego (metoda jednokrokowa, wykorzystująca wartości funkcji jedynie z jednego kroku czasowego wstecz). Zaletą tego schematu jest łatwość jego realizacji dla nieustalonego przewodzenia ciepła i szybkość obliczeń, z możliwością realizacji obliczeń równoległe (wielowątkowo) przez program komputerowy (rozwiązane są niezależne równania, a nie układ równań [59]). Za wadę należy uznać warunkową stabilność (w odróżnieniu od schematu niejawnego) i konieczność jej kontroli przed rozpoczęciem (w zależności od dyskretyzacji czasowo-przestrzennej modelu i warunków brzegowych) oraz w trakcie symulacji (w zależności od warunków brzegowych).



Do realizacji obliczeń z wykorzystaniem tej metody wymagana jest dyskretyzacja czasu (podział na dyskretne kroki czasowe  $\Delta\tau$ ) oraz przestrzeni (podział ciągłej przestrzeni na dyskretne węzły różnicowe  $dx, dy, dz$ ).

Podstawowym założeniem wybranej metody jest zastąpienie pochodnych cząstkowych równań różniczkowych opisujących problem matematyczny ich przybliżonymi wartościami dyskretnymi (różnicowymi), zgodnie z poniższymi równaniami (przykład dla układu jednowymiarowego przestrzennie i punktu  $n_i$  w czasie  $\tau_j$  [180,59]):

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} \approx \frac{t_i^{j+1} - t_i^j}{\Delta\tau} \quad (4.1)$$

$$\frac{\partial^2 t}{\partial n^2} \approx \frac{t_{n+1}^j - t_n^j + t_{n-1}^j}{\Delta n^2} \quad (4.2)$$

Do rozwiązania zagadnienia nieustalonego przepływu ciepła na drodze przewodzenia sformułowanego za pomocą równań różniczkowych metodą różnic skończonych, poza zdefiniowaniem właściwości fizycznych i geometrycznych modelu, dyskretyzacji (przestrzennej) modelu fizycznego, dyskretyzacji czasu, przypisaniem odpowiednich równań dyskretnych (różnicowych) poszczególnym węzłom bilansowym modelu, wymagane jest także ustalenie warunków początkowych (rozkładu temperatury na początku obliczeń) oraz warunków brzegowych występujących na granicach przestrzennych modelu (na powierzchniach ciała przewodzącego ciepło) i gwarantujących jednoznaczność rozwiązania [173,112]. W przypadku zagadnień nieustalonego przepływu ciepła, najczęściej na granicach modelu obliczeniowego występują 2 rodzaje warunków brzegowych [112]:

- I rodzaju („Dirichleta”), w którym znana jest wartość zmiennej zależnej (temperatury na powierzchni),
- II rodzaju („Neumanna”), w którym znany jest strumień ciepła wymienianego przez powierzchnię z obszarem poza modelem,
- III rodzaju („Fouriera”), w którym znana jest temperatura w otoczeniu węzłów powierzchniowych i współczynniki przejmowania ciepła na tych powierzchniach.

W autorskim modelu numerycznym, moduły obliczeniowe opisujące przewodzenie ciepła w poszczególnych przegrodach budowlanych są głównymi modułami obliczeniowymi, do których wprowadzane są, jako warunki brzegowe, wyniki obliczeń realizowane przez odrębne moduły obliczeniowe, opisujące:

- zewnętrzne strumienie ciepła wymieniane na powierzchniach ograniczających model przewodzenia (promieniowanie, konwekcja),
- wewnętrzne źródła ciepła w węzłach przestrzennych modelu przewodzenia (zatopione rurki hydrauliczne).

## 4.2. Założona funkcjonalność modelu obliczeniowego i wybór narzędzia programowania

Na bazie przeglądu literatury i przed przystąpieniem do opisu modelu matematycznego i jego numerycznego rozwiązania, sprecyzowano podstawowe wymagania dotyczące tego modelu. Założono, że autorski model numeryczny powinien zapewniać następującą funkcjonalność użytkową:

- umożliwienie analiz dla prostopadłościennego pomieszczenia o definiowalnych przez użytkownika wymiarach, dowolnej lokalizacji geograficznej i dowolnej orientacji względem kierunków świata,
- dowolna dyskretyzacja przestrzenna przegród budowlanych pomieszczenia (wielkość kroków przestrzennych dla poszczególnych przegród),
- modyfikowalne właściwości przegród budowlanych (liczba i grubości warstw budowlanych, parametry cieplne materiałów, rodzaj środowiska po zewnętrznej stronie tych przegród – wewnętrznych lub zewnętrznych), w tym okien (liczba, lokalizacja w przegrodach, parametry energetyczne),
- modyfikowalne parametry konstrukcyjne i eksploatacyjne układu radiacyjnej podłogi chłodzącej (w tym liczba obiegów hydraulicznych i ich geometria),
- dowolny zakres czasowy symulacji i definiowalny krok czasowy,
- sparametryzowane i możliwe do modyfikacji profile użytkowania pomieszczenia ze względu na występujące w nim wewnętrzne zyski ciepła (wielkość, czas występowania i lokalizacja w cyklach dobowych i tygodniowych),
- kompatybilność z typowymi danymi meteorologicznymi w układzie godzinowym, obejmującymi temperaturę powietrza zewnętrznego i natężenie bezpośredniego i rozproszonego promieniowania słonecznego na powierzchnię horyzontalną, umożliwienie wykorzystania dodatkowych danych meteorologicznych (np. stopień zachmurzenia, temperatura promieniowania niebosłonu, prędkość wiatru),
- możliwość kontroli kluczowych parametrów symulacji w każdym kroku czasowym, w tym wszelkich parametrów pośrednich i możliwość ich eksportu z dowolnym interwałem czasowym do zewnętrznych plików tekstowych,
- stosowanie metod obliczeniowych bazujących na łatwo dostępnych i definiowalnych danych wejściowych, umożliwiających wykorzystanie opracowanego modelu w praktycznych zastosowaniach inżynierskich (np. strumienie ciepła wymieniane przez powierzchniowe węzły bilansowe na drodze konwekcji i promieniowania, chwilowe wartości współczynników konwekcyjnego przejmowania ciepła itd.),
- interakcja użytkownika z modelem niewymagająca wiedzy programistycznej (wprowadzanie danych wejściowych: warunków początkowych, brzegowych, geometrycznych, fizycznych) bez konieczności ingerencji w kod źródłowy – np. z poziomu plików tekstowych.

Jako narzędzie do budowy autorskiego modelu numerycznego zaimplementowanego w formie programu komputerowego wybrano język programowania C++ [60]. Charakteryzuje się on przede wszystkim:

- wszechstronnością i dużą popularnością, która przekłada się na:
  - wiele narzędzi programistycznych (dostępnych kompilatorów),
  - dostępność literatury opisującej zaawansowane właściwości (w tym wielowątkowość),
  - dostępność otwartych bibliotek, w tym zweryfikowanych, zawierających zasoby do realizacji złożonych działań matematycznych (np. algebry liniowej, geometrii analitycznej, operacji na macierzach),

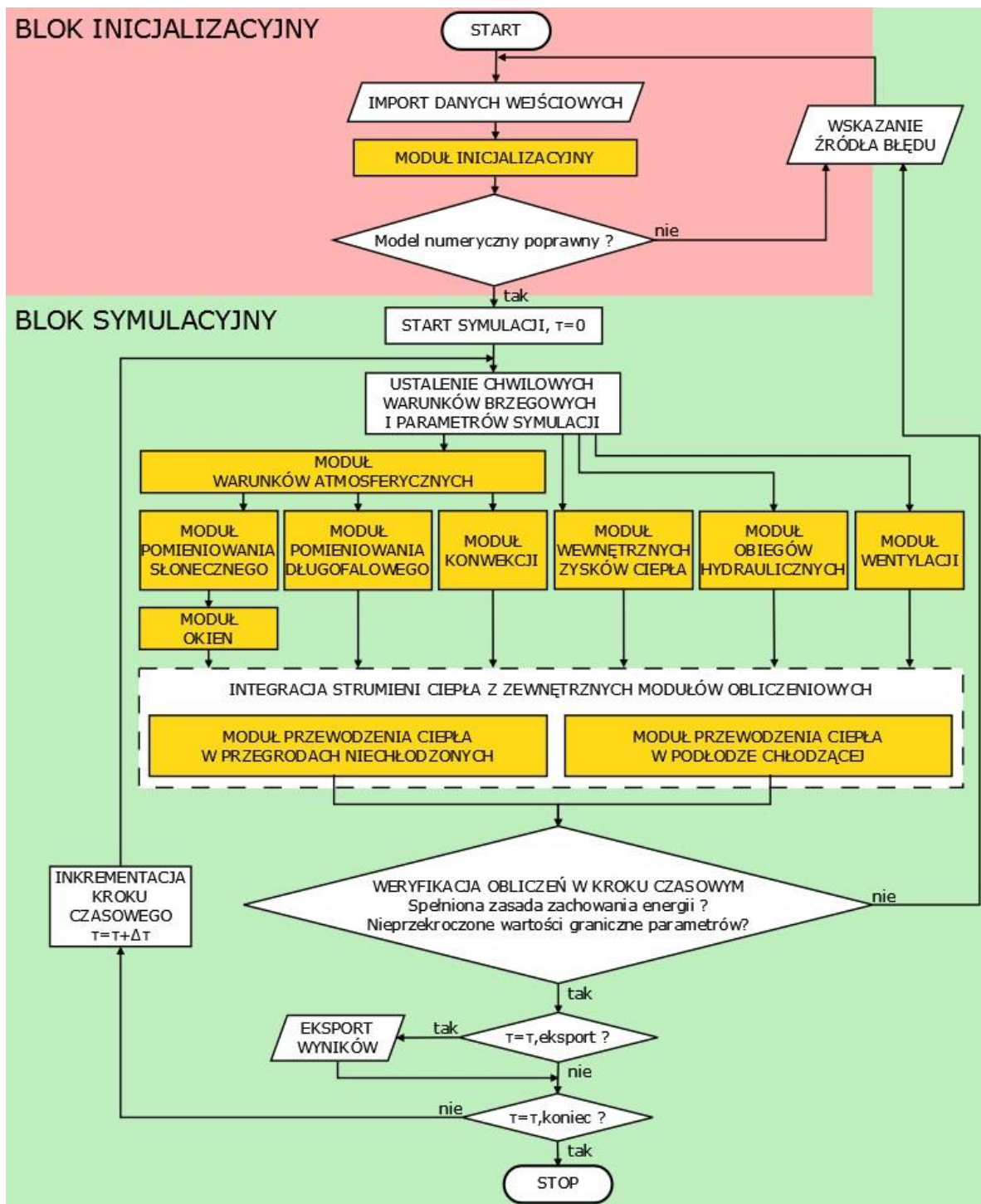
- umożliwieniem programowania obiektowego, polegającego na reprezentacji modelu przez obiekty łączące atrybuty (dane) i ich zachowanie (procedury), ułatwiające budowę złożonych programów i wyodrębnianie pojedynczych modułów obliczeniowych (np. do ich weryfikacji),
- zapewnieniem dostępu do pełnych zasobów sprzętowych (pamięć RAM, procesor), ułatwiającym programowanie współbieżne (wielowątkowe) i wykorzystanie pełnej mocy obliczeniowej komputera.

### 4.3. Strukturyzacja modelu i algorytm obliczeń

Model numeryczny zrealizowano z podziałem na moduły funkcjonalne, pogrupowane w 2 bloki przedstawione na rysunku 4-1, realizujące symulację zgodnie z poniższą specyfikacją:

- blok inicjalizacyjny, realizowany jednorazowo i spełniający następujące funkcje:
  - import danych wejściowych (w tym np. dotyczących cech pomieszczenia, przegród budowlanych, systemu podłogi chłodzącej, warunków meteorologicznych, okresu symulacji, eksportowanych do plików parametrów symulacji),
  - automatyczna budowa modelu numerycznego i ustrukturyzowanie danych (w tym np. dyskretyzacja modelu, tworzenie obiektów i zajęcie pamięci RAM komputera do przechowywania zmiennych),
  - sprawdzenie poprawności wygenerowanego modelu numerycznego (w tym np. spójności przestrzennej siatki dyskretyzacyjnej, sum współczynników konfiguracji radiacyjnej wymiany ciepła dla zadanych warunków geometrycznych, warunków zbieżności symulacji przewodzenia dla zadanych warunków fizycznych),
  - wyznaczenie stanu początkowego modelu (zadanie warunku początkowego jednoznaczności rozwiązania poprzez obliczenie analityczne [83] pola temperatury w przekroju przegród budowlanych dla ustalonego przepływu ciepła, z warunkami brzegowymi możliwymi do sprecyzowania w danych wejściowych symulacji),
- blok symulacyjny, uruchamiany iteracyjnie dla każdego kroku czasowego, spełniający następujące funkcje:
  - ustalenie chwilowych warunków brzegowych i parametrów symulacji w każdym kroku czasowym,
  - wyznaczenie strumieni ciepła przepływających w pomieszczeniu i w jego otoczeniu – poprzez wyodrębnione moduły obliczeniowe modelu,
  - weryfikacja obliczeń poszczególnych modułów (np. poprzez sprawdzenie zasady zachowania energii osobno dla strumieni ciepła transferowanych na drodze promieniowania i konwekcji, sprawdzenie nieprzekroczenia zadanych zakresów dla poszczególnych parametrów, takich jak współczynniki konwekcyjnego przyjmowania ciepła),
  - integracja wyznaczonych strumieni ciepła do modułów nieustalonego przewodzenia ciepła (jako zewnętrzne strumienie ciepła, współczynniki przyjmowania ciepła lub jako wewnętrzne źródła ciepła),
  - obliczenie chwilowego pola temperatury dla przegród pomieszczenia – symulacja przewodzenia ciepła w podłodze chłodzącej i pozostałych, niechłodzonych przegrodach budowlanych,
  - eksport wyników symulacji do plików zewnętrznych (np. dla poszczególnych węzłów różnicowych i wybranych interwałów czasowych eksport wartości temperatury, gęstości strumieni ciepła wymienianych na poszczególne sposoby, współczynników przyjmowania ciepła, stopnia oświetlenia promieniowaniem słonecznym itd.).

Schemat blokowy algorytmu przedstawiający podział na fazę inicjalizacyjną i symulacyjną, zaprezentowano na poniższym rysunku. Wyszczególniono na nim główne moduły obliczeniowe modelu, dla których w kolejnych rozdziałach tej dysertacji przedstawiono szczegółowo stosowane metody obliczeniowe.



Rys 4-1: Schemat blokowy realizowanego algorytmu obliczeń. Źródło: opracowanie własne.

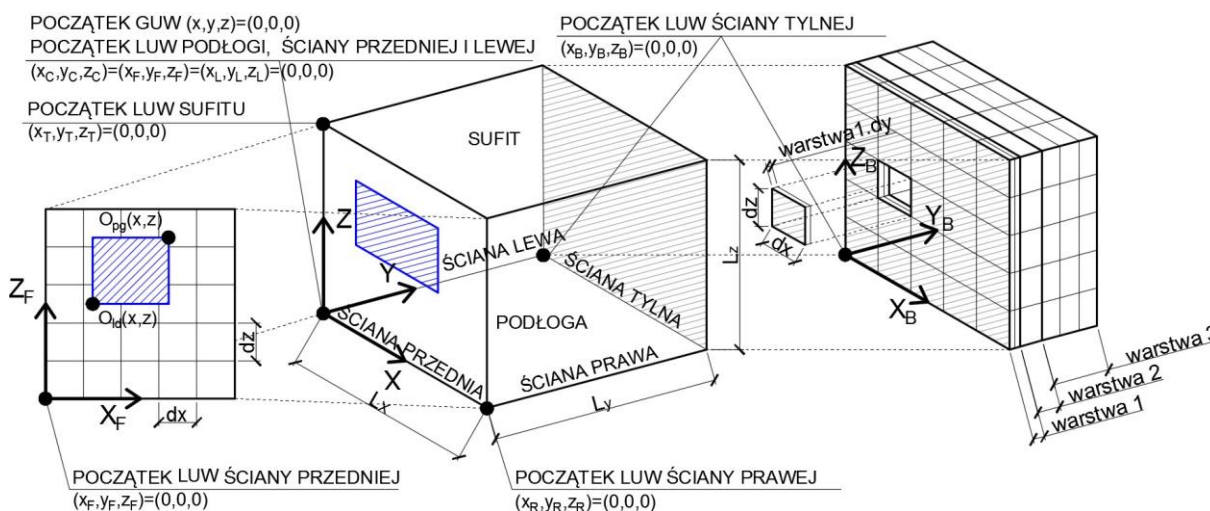
## 4.4. Obliczenia wymiany ciepła w pomieszczeniu z podłogą chłodzącą – opis i weryfikacja głównych modułów obliczeniowych

### 4.4.1. Moduł inicjalizacyjny

Procedury modułu inicjalizacyjnego są realizowane jednorazowo, na początku symulacji. Najistotniejsze procedury realizowane przez ten moduł przedstawiono poniżej.

**Dyskretyzacja przestrzenna pomieszczenia i jego przegród** polega na podziale przegród budowlanych pomieszczenia na węzły obliczeniowe. Model numeryczny jest przystosowany do symulacji prostopadłościennych pomieszczeń składających się z przegród budowlanych dowolnych ze względu na ich właściwości geometryczne i cieplne. Podobnie dowolna jest liczba i rozmiar okien, które mogą być lokalizowane w ścianach.

Pomieszczenie jest lokalizowane w globalnym, trójwymiarowym układzie współrzędnych kartezjańskich ( $GUV$ ). Dla każdej z przegród generowany jest lokalny układ współrzędnych kartezjańskich ( $LUV$ ) o spójnych kierunkach, wzdłuż których układy są opisane, ale indywidualnych początkach układów. Schemat przestrzenny modelu przedstawiono na poniższym rysunku:



Rys 4-2: Schemat przestrzenny modelu pomieszczenia. Źródło: opracowanie własne.

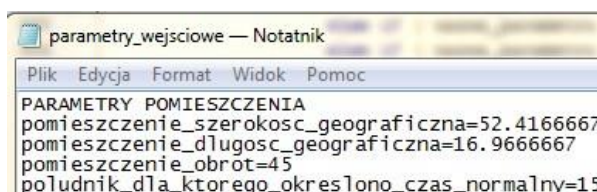
Dyskretyzacja przestrzenna pomieszczenia i przegród jest realizowana na podstawie następujących danych geometrycznych, podawanych przez użytkownika jako wejściowe do modelu:

- Wymiary pomieszczenia w świetle (wewnętrzne) wzdłuż osi  $X$ ,  $Y$ ,  $Z$  ( $GUV$ ) wraz z rozmiarem węzłów dyskretyzacyjnych w kierunku równoległym do powierzchni przegrody (np. dla pokazanej na Rys.4-2 dyskretyzacji ściany przedniej i tylnej odpowiednio  $dx$  i  $dz$ ).

```
parametry_wejsciove — Notatnik
Plik Edycja Format Widok Pomoc
PARAMETRY GEOMETRYCZNE POMIESZCZENIA
rozmiar_pomieszczenia_Lx=5000
rozmiar_pomieszczenia_Ly=4000
rozmiar_pomieszczenia_Lz=3000
rozmiar_wezla_niechlodzone_dx_dy=500
rozmiar_wezla_podloga_dx_dy=25
rozmiar_wezla_powierzchni_podlogi_dx_dy=250
```

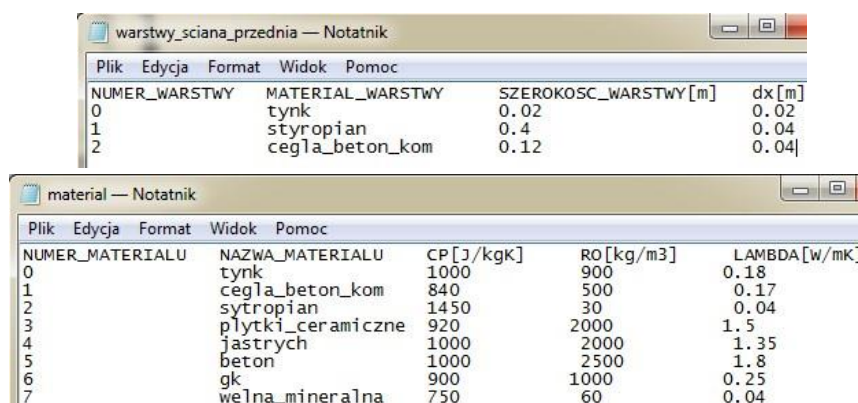
Rys 4-3: Przykład danych wejściowych dotyczących wymiarów pomieszczenia i dyskretyzacji przestrzennej modelu. Źródło: opracowanie własne.

- Lokalizacja budynku, obejmująca jego współrzędne geograficzne i obrót względem stron świata.



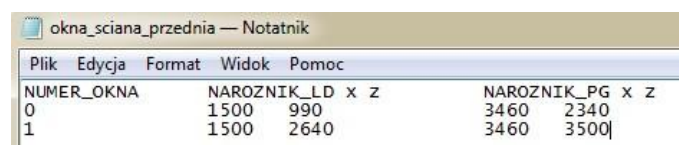
Rys 4-4: Przykład danych wejściowych dotyczących lokalizacji pomieszczenia. Źródło: opracowanie własne.

- Materiały i układ warstw w głąb poszczególnych przegród budowlanych wraz z krokiem siatki dyskretyzacyjnej poszczególnych warstw w kierunku prostopadłym do powierzchni przegrody (np. dla pokazanej na Rys.4-2 ściany tylnej odpowiednie warstwy i wielkości ich węzłów różnicowych, np. *warstwa1.dy* ).



Rys 4-5: Przykład danych wejściowych dotyczących materiałów i warstw w przekroju przegrody i ich dyskretyzacji. Źródło: opracowanie własne.

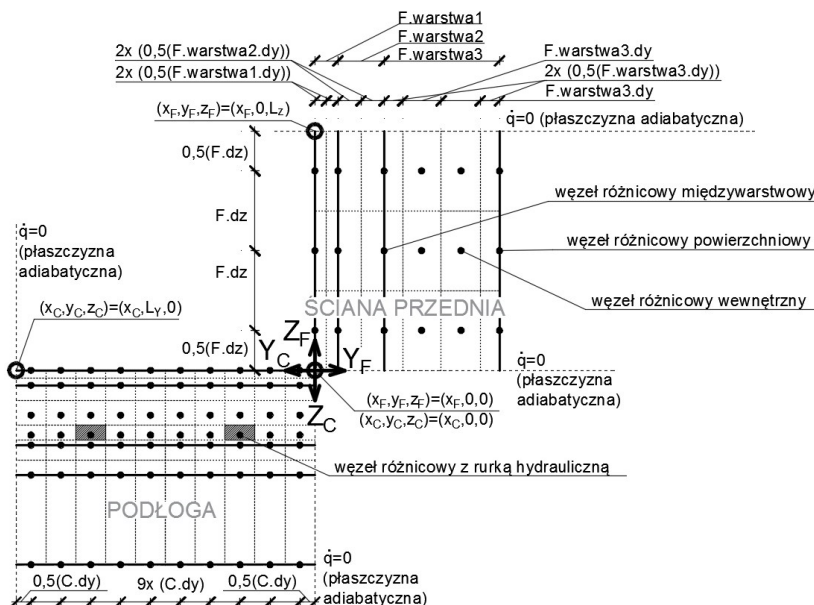
- Współrzędne narożników okien w poszczególnych przegrodach w *LUW* oraz elementów zacieniających pionowych lub poziomych (np. dla pokazanej na Rys.4-2 ściany przedniej współrzędne okna  $O_{ld}(x,z)$  i  $O_{pg}(x,z)$ ).



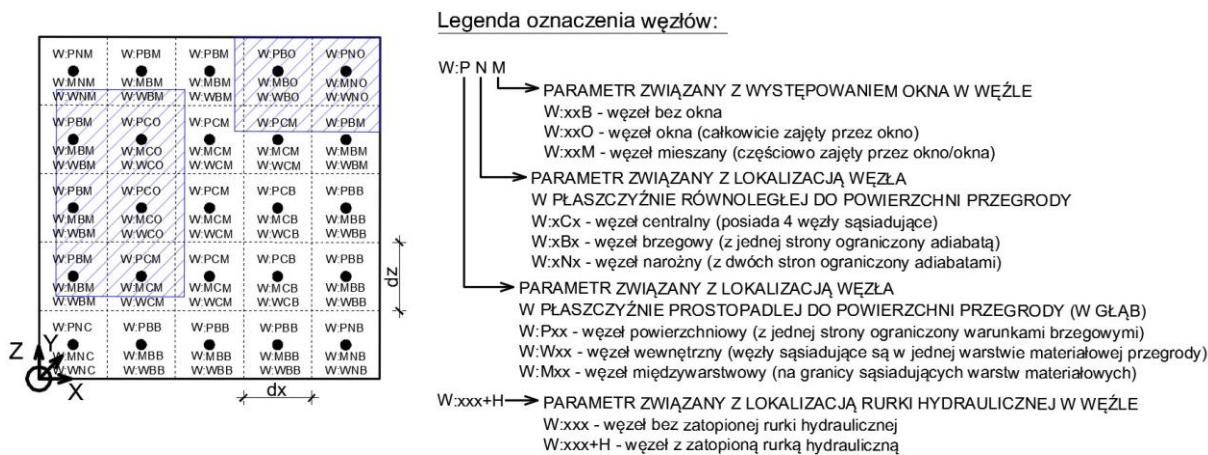
Rys 4-6: Przykład danych wejściowych dotyczących lokalizacji okien w przegrodzie. Źródło: opracowanie własne.

Model nakłada siatkę węzłów różnicowych o jednakowych wymiarach w kierunkach równoległych do powierzchni przegrody (np. dla ściany tylnej pokazanej na Rys.4-2  $dx=dz$ ). Wielkość węzła w kierunku równoległym do powierzchni przegrody może być definiowana osobno dla przegród budowlanych niechłodzonych (ściany, sufit) i osobno dla podłogi, co umożliwia zagęszczenie siatki podłogi chłodzącej względem pozostałych przegród. Wielkość węzła w kierunku prostopadłym do powierzchni przegrody jest definiowalna niezależnie dla poszczególnych przegród i ich warstw. Rysunek 4-7 obrazuje przykład siatki węzłów różnicowych nałożonych na model fizyczny podłogi oraz ściany (z układem warstw zgodnym z Rys. 4-5) oraz wzajemne powiązanie lokalnych układów współrzędnych (*LUW*) tych przegród.

**Kwalifikacja węzłów różnicowych i przyporządkowanie im odpowiednich równań różnicowych** jest realizowana po nałożeniu siatki węzłów różnicowych. Model obliczeniowy kwalifikuje poszczególne węzły różnicowe do kategorii, wg których przypisane zostają do nich odpowiednie równania różnicowe. Systematykę węzłów bilansowych występujących w modelu numerycznym, która determinuje przyporządkowane im równania oraz warunki brzegowe pokazano na Rys.4-7 (nomenklatura dla kolejnych węzłów w głąb przegrody) i Rys. 4-8 (nomenklatura dla kolejnych węzłów w kierunku równoległym do powierzchni przegrody).



Rys 4-7: Schemat nakładania siatki dyskretyzacyjnej na przegrody budowlane. Oznaczenia rodzajów węzłów bilansowych. Źródło: opracowanie własne.



Rys 4-8: Legenda oznaczenia węzłów różnicowych przegrody budowlanej (kolorem niebieskim zaznaczono przykładowe okna w przegrodzie). Źródło: opracowanie własne.

Szczegółowy opis układu równań różnicowych w poszczególnych węzłach bilansowych przedstawiono dalej, w opisie odpowiednich modułów obliczeniowych przewodzenia ciepła w przegrodach niechłodzonych i podłodze chłodzącej.

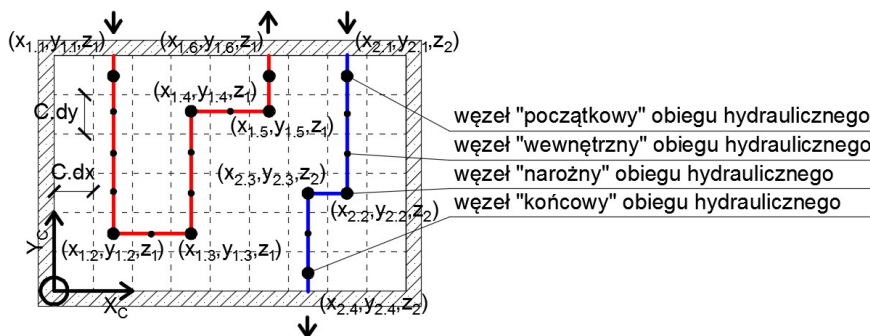
**Dyskretyzacja układu hydraulicznego** obejmuje przyporządkowanie kolejnych węzłów obiegów hydraulicznych podłogi chłodzącej do odpowiednich węzłów różnicowych podłogi. Model obliczeniowy umożliwia integrację z podłogą chłodzącą dowolnej liczby niezależnych obiegów hydraulicznych, w definiowalnej konfiguracji. Obiegi hydrauliczne są określane w danych wejściowych

do modelu z wykorzystaniem współrzędnych (numerów węzłów wg *LUW* przegrody podłogi) węzła „początkowego”, kolejnych „narożnych” i „końcowego”, zgodnie z poniższym rysunkiem:

NUMER_OBIEGU	NR_WEZLA_WGLAB_PRZEGRODY(Z)	WSP_NAROZNIKA(X1, Y1; X2, Y2; ... Xn, Yn)
0	6	224,196; 0,196; 0,191; 224,191; 224,186; 0,186; 0,181; 224,181; 224,176; 2
1	6	224,131; 0,131; 0,126; 224,126; 224,121; 0,121; 0,116; 224,116; 224,111; 0
2	6	224,66; 0,66; 0,61; 224,61; 224,56; 0,56; 0,51; 224,51; 224,46; 0,46; 0,41;

Rys 4-9: Przykład danych wejściowych dotyczących obiegów hydraulicznych. Źródło: opracowanie własne.

Węzły dyskretyzacyjne „wewnętrzne” są przez model dodawane automatycznie. Nomenklaturę i schemat przyporządkowania węzłów obiegów hydraulicznych do siatki przestrzennej podłogi pokazano na poniższym rysunku:



Rys 4-10: Schemat przyporządkowania węzłów obiegów hydraulicznych do siatki przestrzennej podłogi chłodzącej. Źródło: opracowanie własne.

Szczegółowy opis rozwiązania matematycznego problemu wymiany ciepła w rurkach wodnych i pomiędzy obiegiem hydraulicznym a warstwami podłogi, w tym przyporządkowanie odpowiednich równań różnicowych dla poszczególnych węzłów podłogi z zatopionymi rurkami, przedstawiono dalej, w opisie modułu obliczeniowego wymiany ciepła w podłodze chłodzącej z zatopionymi rurkami wodnymi.

Po zakończeniu procedury dyskretyzacji modelu fizycznego a przed rozpoczęciem symulacji numerycznej nieustalonego przepływu ciepła w pomieszczeniu, realizowane jest sprawdzenie warunku stabilności (zbieżności) modelu numerycznego dla zadanych warunków fizycznych, dyskretyzacji przestrzeni i czasu [180,112]. Przy ustalonych warunkach fizycznych i geometrycznych, sprawdzenie warunku stabilności numerycznej polega na wyznaczeniu maksymalnego kroku czasowego  $\Delta\tau$ , gwarantującego stabilność modelu numerycznego [59] i porównanie go z krokiem czasowym wybranym w modelu. Maksymalny krok czasowy gwarantujący stabilność numeryczną jest najmniejszą spośród wartości wyznaczonych dla poszczególnych węzłów bilansowych. Maksymalne kroki czasowe dla poszczególnych węzłów bilansowych są różne ze względu na zróżnicowane warunki fizyczne, brzegowe, wielkości elementów różnicowych, stosowane równania obliczeniowe oraz wymiarowości przestrzenne modeli poszczególnych przegród budowlanych (1D - jednowymiarowy przestrzennie dla przegród niechłodzonych, 3D - trójwymiarowy przestrzennie dla podłogi chłodzącej) [28]. W równaniach dotyczących modelu trójwymiarowego przestrzennie uwzględniono równoległość osi  $x$  i  $y$  i prostokątowość osi  $z$  do płaszczyzny przegrody oraz jednakową gęstość siatki dyskretyzacyjnej w kierunku  $x$  i  $y$  ( $\Delta x = \Delta y$ ). Dla stabilności modelu wymagane jest spełnienie warunków opisanych poniższymi wzorami (maksymalne wielkości kroku czasowego dla poszczególnych węzłów bilansowych) [180,112]:



$$\Delta\tau_{ts} \leq \frac{c \cdot \rho \cdot (\Delta z)^2}{2\lambda} \text{ [s]} \text{ (1D, węzeł wewnętrzny)} \quad (4.3)$$

$$\Delta\tau_{ts} \leq \frac{c \cdot \rho \cdot (\Delta z)^2}{2(\lambda + h_t \Delta z)} \text{ [s]} \text{ (1D, węzeł powierzchniowy)} \quad (4.4)$$

$$\Delta\tau_{ts} \leq \frac{1}{2 \left[ \frac{\lambda_A}{\Delta z_A (\rho_A c_A \Delta z_A + \rho_B c_B \Delta z_B)} + \frac{\lambda_B}{\Delta z_B (\rho_A c_A \Delta z_A + \rho_B c_B \Delta z_B)} \right]} \text{ [s]} \quad (4.5)$$

(1D, węzeł na granicy dwóch warstw materiałowych)

$$\Delta\tau_{ts} \leq \frac{1}{2 \frac{\lambda}{c \cdot \rho} \left( \frac{2}{(\Delta x)^2} + \frac{1}{(\Delta z)^2} \right)} \text{ [s]} \text{ (3D, węzeł wewnętrzny)} \quad (4.6)$$

$$\Delta\tau_{ts} \leq \frac{1}{2 \frac{\lambda}{c \cdot \rho} \left( \frac{2}{(\Delta x)^2} + \frac{1}{(\Delta z)^2} + \frac{h_t}{\lambda \cdot \Delta z} \right)} \text{ [s]} \text{ (3D, węzeł powierzchniowy)} \quad (4.7)$$

$$\Delta\tau_{ts} \leq \frac{1}{2 \left[ \frac{\lambda_A}{\Delta z_A (\Delta z_A \rho_A c_A + \Delta z_B \rho_B c_B)} + \frac{\lambda_B}{\Delta z_B (\Delta z_A \rho_A c_A + \Delta z_B \rho_B c_B)} + \frac{\lambda_A \Delta z_A}{(\Delta x)^2 (\Delta z_A \rho_A c_A + \Delta z_B \rho_B c_B)} + \frac{\lambda_B \Delta z_B}{(\Delta x)^2 (\Delta z_A \rho_A c_A + \Delta z_B \rho_B c_B)} \right]} \text{ [s]} \quad (4.8)$$

(3D, węzeł na granicy dwóch warstw materiałowych)

Spełnienie warunku stabilności przez węzły powierzchniowe, dla których sformułowano warunek brzegowy II rodzaju zależy od powierzchniowego konwekcyjnego współczynnika przejmowania ciepła  $h_c$  [W/m<sup>2</sup>/K], który jest zmienny w trakcie symulacji. Z tego względu do inicjalizacyjnej kontroli warunku stabilności przyjęto wartość tego współczynnika, która nie powinna zostać przekroczona w trakcie symulacji, zgodnie z przyjętą metodą obliczeń i opisanymi dalej założeniami dotyczącymi modułu konwekcyjnej wymiany ciepła, a także zgodnie z typowymi wartościami tego współczynnika występującymi w pomieszczeniach o założonym rodzaju, sposobie użytkowania i rozwiązaniu systemu wentylacji:

$$h_{t,initialization} = 20 \left[ \frac{W}{m^2 K} \right] \quad (4.9)$$

Przed rozpoczęciem symulacji realizowane jest **ustalenie warunków początkowych** modelu, czyli pola temperatury we wszystkich przegrodach na początku symulacji. Zastosowana jest metoda analityczna z następującymi założeniami:

- jednowymiarowy przepływ ciepła (w kierunku prostopadłym do płaszczyzn przegród budowlanych) w warunkach ustalonych,
- otoczenie budynku traktowane jako jednorodne (z pominięciem indywidualnego obliczania konwekcyjnej i radiacyjnej wymiany ciepła, promieniowania słonecznego, obiektów i gruntu w otoczeniu, nieboskłonu) – przejmowanie ciepła na powierzchniach zewnętrznych przegród opisane z wykorzystaniem całkowitych współczynników przejmowania ciepła,
- jednakowa temperatura wewnętrzna w pomieszczeniu symulowanym i pomieszczeniach sąsiadujących,
- temperatura środowiska zewnętrznego zgodna z podaną w danych meteorologicznych dla dnia i godziny początku symulacji.

Początkowe pole temperatury jest obliczane dla każdego węzła „w” o wymiarze w kierunku prostopadłym do przegrody „Δx” i przewodności cieplnej materiału warstwy przegrody pomiędzy węzłem „w” a „w-1” równą „λ<sub>w</sub>”, wg poniższych równań [83]:

$$\dot{q} = U(t_{i,air} - t_{e,air}) = \left( R_{si} + \sum_w \frac{\Delta x}{\lambda_w} + R_{se} \right) (t_{i,air} - t_{e,air}) \left[ \frac{W}{m^2} \right] \quad (4.10)$$

$$R_{se} = 0,04 \left[ \frac{m^2 K}{W} \right] \quad (4.11)$$

$$R_{si} = 0,10 \vee R_{si} = 0,13 \vee R_{si} = 0,17 \left[ \frac{m^2 K}{W} \right] \quad (4.12)$$

(w zależności od kierunku przepływu ciepła)

$$t_0 = t_{i,surf} = t_{i,air} - \dot{q} \cdot R_{si} [^{\circ}C] \quad (4.13)$$

$$t_w = t_{w-1} = -\frac{\dot{q} \cdot \Delta x}{\lambda_w} R_{si} [^{\circ}C] \text{ dla } x > 0 \quad (4.14)$$

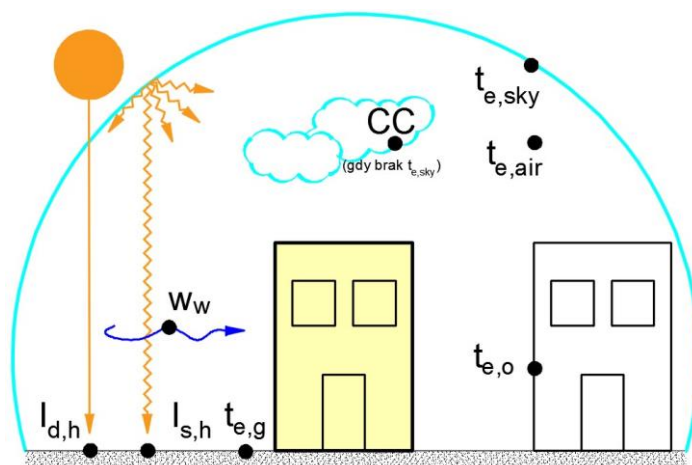
Ze względu na modyfikowalne parametry wejściowe do modelu (okres symulacji i jej warunki brzegowe związane z parametrami środowiska zewnętrznego i wewnętrznego), możliwa jest realizacja dowolnych strategii ustalania warunków początkowych, w tym symulacji „wstępnych” i „rozruchowych” [253] poprzez odpowiednie wydłużenie okresu symulacji i modyfikację jej parametrów dotyczących m.in. opisanych dalej warunków atmosferycznych. Przeprowadzenie obliczeń analitycznych pozwala w niektórych przypadkach na skrócenie okresów symulacji wstępnych.

#### 4.4.2. Moduł warunków atmosferycznych

##### Opis modułu obliczeniowego

Większość procedur tego modułu obliczeniowego jest realizowana na początku każdego kroku czasowego „ts” i odpowiada za wyznaczenie chwilowego stanu termicznego otoczenia – jego parametrów wpływających na wymianę ciepła w modelowanym pomieszczeniu z podłogą chłodzącą.

Schematycznie parametry klimatu zewnętrznego wykorzystane w symulacji przedstawiono na poniższym rysunku (legenda oznaczeń w tekście):



Rys 4-11: Parametry klimatu zewnętrznego wykorzystywane w symulacji. Źródło: opracowanie własne.

Podstawą do obliczeń chwilowych warunków atmosferycznych są dane klimatyczne w układzie godzinowym (z godzinowymi krokami czasowymi), zapisane w formacie zgodnym z danymi meteorologicznymi do obliczeń energetycznych budynków, publikowanych przez *Ministerstwo Inwestycji i Rozwoju RP* [254], zgodnie z przykładowym fragmentem rejestru typowego roku meteorologicznego dla miasta Poznań, pokazanym na poniższym rysunku:

File	Edycja	Format	Widok	Pomoc								
hso	123300	PL	Poznań	52.4166667 N 16.9666667 E 84 1 365 4								
N	M	D	H	DBT	RH	HR	WS	WD	ITH	IDH	ISH	TSKY
1	1	1	0	-3.4	93	2.699	1.0	22	0.0	0.0	0.0	-19.85
2	1	1	1	-2.8	92	2.795	1.0	22	0.0	0.0	0.0	-16.74
3	1	1	2	-2.3	91	2.871	1.0	22	0.0	0.0	0.0	-14.13
4	1	1	3	-1.7	91	3.004	2.0	22	0.0	0.0	0.0	-10.79
5	1	1	4	-1.4	89	3.005	2.0	22	0.0	0.0	0.0	-10.43
6	1	1	5	-1.1	87	3.004	2.0	22	0.0	0.0	0.0	-10.07
7	1	1	6	-0.8	86	3.037	2.0	22	0.0	0.0	0.0	-9.71
8	1	1	7	-0.7	86	3.062	2.0	23	0.0	0.0	0.0	-9.58
9	1	1	8	-0.6	86	3.087	3.0	23	20.9	0.0	20.9	-7.22
10	1	1	9	-0.5	87	3.148	4.0	24	43.0	0.0	43.0	-7.10
11	1	1	10	-0.1	86	3.207	4.0	24	59.3	0.0	59.3	-6.62

Rys 4-12: Format danych klimatycznych, które mogą być danymi wejściowymi do modelu numerycznego. Źródło: [254].

Z danych klimatycznych pobierane są następujące rekordy dotyczące podstawowych parametrów stanu cieplnego środowiska zewnętrznego dla miesiąca „M”, dnia „D”, godziny „H”:

- *DBT* – temperatura powietrza zewnętrznego  $t_{e,air}$  [°C],
- *ITH* – całkowite natężenie promieniowania słonecznego na powierzchnię poziomą  $I_{t,h}$  [W/m<sup>2</sup>],
- *IDH* – natężenie bezpośredniego promieniowania słonecznego na powierzchnię poziomą  $I_{d,h}$  [W/m<sup>2</sup>],
- *ISH* – natężenie rozproszonego promieniowania słonecznego na powierzchnię poziomą  $I_{s,h}$  [W/m<sup>2</sup>],
- *TSKY* – temperatura promieniowania nieboskłonu  $t_{e,sky}$  [°C].

Wartości chwilowe powyższych parametrów klimatu zewnętrznego pomiędzy pełnymi godzinami są przez model numeryczny interpolowane przy założeniu ich liniowej zmienności, według poniższego równania:

$$PK_{h,ts} = PK_h + (PK_h - PK_{h+1}) \cdot \frac{3600}{\Delta\tau_{ts}} \cdot ts \quad (4.15)$$

gdzie (symbole nie wyjaśnione wcześniej):

- $PK_{h,ts}$  – chwilowa wartość parametru klimatu zewnętrznego w kroku czasowym „ts” w aktualnej godzinie symulacji „h” (interpolowana),
- $PK_h$  – chwilowa wartość parametru klimatu zewnętrznego w aktualnej godzinie symulacji „h” (wg danych meteorologicznych),
- $PK_{h+1}$  – chwilowa wartość parametru klimatu zewnętrznego w kolejnej godzinie symulacji „h+1” (wg danych meteorologicznych),
- $\Delta\tau_{ts}$  [s] – wielkość kroku czasowego symulacji,
- $ts$  – aktualny numer kroku czasowego (w aktualnej godzinie symulacji).

Poza powyższymi parametrami środowiska zewnętrznego pobieranymi bezpośrednio z danych meteorologicznych, w zależności od wariantu symulacji wykorzystywane są także dodatkowe parametry środowiska zewnętrznego obliczane przez model numeryczny (opisane dalej, np. temperatura obiektów – innych budynków i gruntu w otoczeniu modelowanego budynku itd.).

**Temperatura powietrza w otoczeniu,  $t_{e,air}$  [°C]**, wykorzystywana w symulacji przez opisane dalej moduły promieniowania długofalowego i konwekcji, określana indywidualnie dla każdej z przegród modelowanego pomieszczenia i zależna od rodzaju tej przegrody zdefiniowanej w danych wejściowych modelu. Dla przegród zewnętrznych jest wyznaczana na podstawie temperatury powietrza

w otoczeniu budynku w danym kroku czasowym  $DBT_{ts}$  z danych klimatycznych, a dla przegród wewnętrznych jest definiowana jako równa temperaturze powietrza w modelowanym pomieszczeniu w danym kroku czasowym  $t_{i,air}$  (założenie, że sąsiadujące pomieszczenie jest podobne do modelowanego).

$$\text{przegroda zewnętrzna} \Rightarrow t_{e,air} = DBT_{ts} [^{\circ}C] \quad (4.16)$$

$$\text{przegroda wewnętrzna} \Rightarrow t_{e,air} = t_{i,air} [^{\circ}C] \quad (4.17)$$

**Temperatura obiektów w otoczeniu,  $t_{e,o}$  [ $^{\circ}C$ ]**, wykorzystywana w symulacji przez opisany dalej moduł promieniowania długofalowego, określana indywidualnie dla każdej z przegród zewnętrznych modelowanego pomieszczenia. Model umożliwia wybór jednej z dwóch metod obliczania temperatury obiektów w otoczeniu:

- *metoda uproszczona* – temperatura obiektów w otoczeniu wszystkich przegród zewnętrznych równa temperaturze powietrza zewnętrznego,
- *metoda złożona* – temperatura obiektów w otoczeniu poszczególnych przegród budynku obliczana indywidualnie dla każdej przegrody. Model umożliwia wprowadzenie formuł obliczeniowych dostosowanych do konkretnego przypadku (wymagana ingerencja w kod źródłowy programu) lub zastosowanie zaimplementowanego równania wyznaczającego temperaturę obiektów w otoczeniu jako średnią temperatury węzłów powierzchni zewnętrznych wszystkich przegród zewnętrznych modelowanego pomieszczenia [33].

Równania dla obu metod obliczeniowych przedstawiono poniżej:

$$\text{metoda uproszczona} \Rightarrow t_{e,o} = t_{e,air} [^{\circ}C] \quad (4.18)$$

$$\text{metoda złożona} \Rightarrow t_{e,o} = \frac{\sum_{w,se} t_{w,se}}{n_{w,se}} [^{\circ}C] \quad (4.19)$$

gdzie (symbole nie wyjaśnione wcześniej):

- $t_{w,se}$  [ $^{\circ}C$ ] temperatura węzła „w” powierzchni zewnętrznej przegrody zewnętrznej,  
 $n_{w,se}$  [–] liczba „n” wszystkich węzłów „w” powierzchni zewnętrznych przegród zewnętrznych.

Wybór metody uproszczonej symulacji temperatury obiektów w otoczeniu w praktyce oznacza pominięcie wpływu niejednorodnego ze względu na promieniowanie ciepłe otoczenia, w tym w szczególności wpływu nagrzewania przez promieniowanie słoneczne budynków sąsiadujących z analizowanym, prowadzącego do intensyfikacji wymiany ciepła na drodze promieniowania - szczególnie w sezonie letnim. Metoda złożona pozwala na uwzględnienie tego zjawiska. Zaimplementowane przykładowe równanie jest właściwe w przypadku, gdy pomieszczenia i budynki sąsiadujące z modelowanym są do niego podobne (podobny bilans cieplny przegród, w tym związany z absorpcyjnością promieniowania słonecznego). Zaimplementowane przykładowe równanie dla metody złożonej nie uwzględnia zróżnicowanej temperatury obiektów w otoczeniu wynikającej z ich nierównomiernego nagrzewania się ze względu na orientację względem stron świata. W przypadku symulacji budynków zlokalizowanych w otoczeniu, w którym radiacyjna wymiana ciepła z obiektami sąsiadującymi może mieć szczególne znaczenie (np. mocno przeszklone budynki biurowe w gęstej zabudowie niewykluczającej oddziaływania bezpośredniego promieniowania słonecznego na elewacje), możliwe jest zastosowanie innej metody obliczeniowej, np. wprowadzenie funkcji obliczającej temperaturę obiektów w otoczeniu ściany zewnętrznej jako średnią temperaturę węzłów powierzchniowych przeciwległej ściany zewnętrznej.

**Temperatura gruntu w otoczeniu,  $t_{e,g}$  [°C]**, wykorzystywana w symulacji przez opisany dalej moduł promieniowania długofalowego, określana indywidualnie dla każdej z przegród zewnętrznych modelowanego pomieszczenia. Parametr ten pozwala uwzględnić zróżnicowany stan cieplny gruntu wokół budynku niezależnie dla każdej z przegród zewnętrznych (podłoga, ściany, dach). Model umożliwia wybór jednej z dwóch metod obliczenia temperatury gruntu w otoczeniu:

- *metoda uproszczona* – temperatura gruntu w otoczeniu wszystkich przegród zewnętrznych równa temperaturze powietrza zewnętrznego,
- *metoda złożona* – temperatura gruntu w otoczeniu poszczególnych przegród budynku obliczana indywidualnie dla każdej przegrody. Model umożliwia wprowadzenie formuł obliczeniowych dostosowanych do konkretnego przypadku (wymagana ingerencja w kod źródłowy programu) lub zastosowanie zaimplementowanego przykładowego równania wyznaczającego temperaturę gruntu z uwzględnieniem jego bilansu cieplnego [33].

Równania dla obu metod obliczeniowych przedstawiono poniżej:

$$\text{metoda uproszczona} \Rightarrow t_{e,g} = t_{e,air} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (4.20)$$

$$\text{metoda złożona} \Rightarrow t_{e,g} = t_{e,air} + \frac{\alpha_g I_{t,h} - \dot{q}_{g,rlw}}{R_{g,t}} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (4.21)$$

$$\text{gdzie: } \dot{q}_{g,rlw} = \varepsilon \sigma \left\{ \left[ F_{g,o} \left( (t_{e,g} + 273,15)^4 - (t_{e,o} + 273,15)^4 \right) \right] + \left[ F_{g,sky} \left( (t_{e,g} + 273,15)^4 - (t_{e,sky} + 273,15)^4 \right) \right] \right\} \quad (4.22)$$

gdzie (symbole nie wyjaśnione wcześniej):

$\alpha_g$ [–]	absorpcyjność gruntu przy danej przegrodzie zewnętrznej dla promieniowania słonecznego,
$n_{w,se}$ [–]	liczba „n” wszystkich węzłów „w” powierzchni wewnętrznych przegród zewnętrznych,
$\dot{q}_{g,rlw}$ $\left[ \frac{W}{m^2} \right]$	gęstość strumienia ciepła wymienianego przez grunt na drodze promieniowania długofalowego,
$R_{g,t}$ $\left[ \frac{m^2 K}{W} \right]$	całkowity opór przyjmowania ciepła na powierzchni gruntu,
$F_{g,\dots}$ [–]	współczynnik konfiguracji dla radiacyjnej wymiany ciepła gruntu odpowiednio z otoczeniem (o) i nieboskłonem (sky)

Wybór metody uproszczonej symulacji temperatury gruntu w otoczeniu w praktyce oznacza pominięcie wpływu nagrzewania przez promieniowanie słoneczne powierzchni gruntu wokół budynku – pomija zjawisko absorbowania energii promieniowania słonecznego przez grunt. Metoda złożona pozwala na uwzględnienie tego zjawiska, które może powodować wahania temperatury powierzchni gruntu rzędu kilkunastu °C w zależności od właściwości cieplnych i bilansu energii warstwy wierzchniej gruntu, co badali np. Popiel et al. 2001 [144].

Metoda złożona pozwala na uwzględnienie zróżnicowanej temperatury gruntu wokół budynku, indywidualnie dla każdej z przegród zewnętrznych. W literaturze występują specyficzne metody obliczeniowe odpowiednie dla konkretnych przypadków, np. półempiryczne formuły Popiela i Wojtkowiaka (2013) [143]. Zaimplementowana w opracowanym modelu numerycznym metoda złożona, oparta o bilans cieplny gruntu [33] jest stosowana w literaturze (np. Gwadera et al., 2017 [61]), ale wymaga ustalenia absorpcyjności gruntu dla promieniowania słonecznego, a także jego całkowitego oporu przyjmowania ciepła (dla konwekcji i promieniowania długofalowego). Należy zauważyć, że zaproponowane w autorskim modelu numerycznym równanie metody złożonej, ze względu na występowanie w nim temperatury obiektów w otoczeniu budynku ma ograniczenia związane z metodą jej obliczenia.

**Temperatura promieniowania nieboskłonu,  $t_{e,sky}$  [°C]**, wykorzystywana w symulacji przez opisany dalej moduł promieniowania długofalowego, jednakowa dla wszystkich przegród budynku. Powinna być ustalona jako parametr wejściowy do symulacji, na podstawie danych klimatycznych. W przypadku niewystępowania tego parametru w danych klimatycznych może być wyznaczana metodami obliczeniowymi.

Metody obliczeniowe do wyznaczania temperatury promieniowania nieboskłonu, w przypadku gdy nie są zawarte w danych klimatycznych, można odnaleźć w literaturze - często jako funkcje temperatury powietrza i stopnia zachmurzenia nieboskłonu. Przeglądu przykładowych metod wyznaczania temperatury promieniowania nieboskłonu dokonał Cekon (2015) [27] oraz Evengelisti et al. (2019) [46].

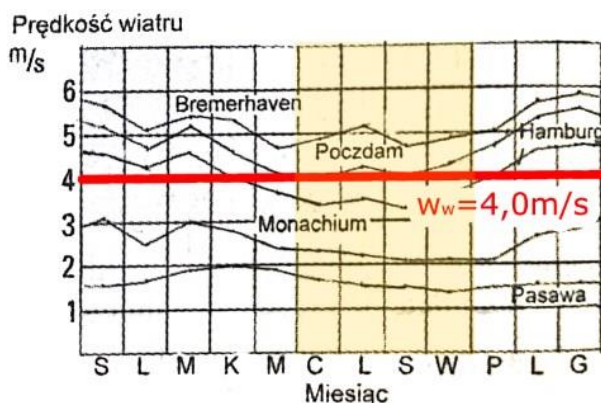
Model umożliwia wprowadzenie formuł obliczeniowych dostosowanych do konkretnego przypadku (wymagana ingerencja w kod źródłowy programu) lub zastosowanie przykładowej, uproszczonej metody - zaimplementowano metodę obliczania zastępczej temperatury promieniowania nieboskłonu zgodnie z *PN-EN ISO 13790* [247], gdzie dla obszarów pośrednich (nie subpolarnych i nie tropikalnych) jest przybliżana równaniem:

$$t_{e,sky} = t_{e,air} - 11 \text{ [} ^\circ\text{C]} \quad (4.23)$$

**Prędkość wiatru,  $w_w$  [m/s]**, wykorzystywana w module konwekcyjnej wymiany ciepła jako parametr, od którego zależą wartości współczynnika konwekcyjnego przejmowania ciepła na powierzchniach zewnętrznych. Model numeryczny przyjmuje jednakową wartość prędkości wiatru dla wszystkich przegród zewnętrznych, bez uwzględnienia kierunkowych właściwości wiatru [180], zgodnie z *PN-EN ISO 6946* [251]:

$$w_w = 4,0 \left[ \frac{m}{s} \right] \quad (4.24)$$

Należy zauważyć, że przyjęta stała wartość prędkości wiatru jest zbliżona do średniorocznej prędkości wiatru w klimacie podobnym do polskiego, szczególnie dla najcieplejszych miesięcy roku (czerwiec-wrzesień), co pokazano na poniższym rysunku na przykładzie pomiarów w niemieckich miastach ([146] za: *DIN 4710:2001-01*):



**Rys 4-13:** Prędkość wiatru przyjęta w modelu numerycznym a średniomiesięczne wartości w miastach Niemiec.  
Źródło: opracowanie własne z wykorzystaniem ilustracji z [146].

W przypadku symulacji energetycznych budynków, w których obciążenie chłodnicze od przenikania przez przegrody zewnętrzne jest istotne (np. budynki o słabej izolacyjności termicznej i niewielkiej pojemności cieplnej przegród zewnętrznych), możliwe jest zastosowanie innych, stosownych metod obliczeniowych (np. Evangelisti et al. 2017 [47]), w tym metod wykorzystujących prędkość i kierunek wiatru (np. proponowana w [180] Yazdani i Klemsa 1994), jeśli są dostępne w wybranych danych klimatycznych.

### ***Weryfikacja modułu obliczeniowego***

Moduł obliczeniowy warunków atmosferycznych został przed implementacją do modelu numerycznego zweryfikowany zgodnie z poniższą procedurą.

#### Weryfikowane mechanizmy obliczeniowe

- import parametrów klimatu zewnętrznego z plików tekstowych,
- wyznaczenie parametrów klimatu zewnętrznego w poszczególnych krokach czasowych,
- eksport parametrów klimatu zewnętrznego do plików tekstowych.

#### Metoda weryfikacji, parametry weryfikacyjne i kryteria akceptacji

Weryfikacji modułu obliczeniowego dokonano poprzez przeprowadzenie symulacji z wejściowymi przykładowymi danymi klimatycznymi w układzie godzinowym, wyeksportowanie wyników obliczeń do plików zewnętrznych i porównanie ich z danymi wejściowymi oraz sprawdzenie liniowości ich zmienności obliczonej przez program z wykorzystaniem współczynnika determinacji  $R^2$ , a także potwierdzenie powtarzalności wyników z kilku symulacji z wykorzystaniem rozstępu  $R$  (jako potwierdzenie poprawności alokacji zmiennych w pamięci komputera oraz braku błędów numerycznych).

Za kryteria akceptacji uznano:

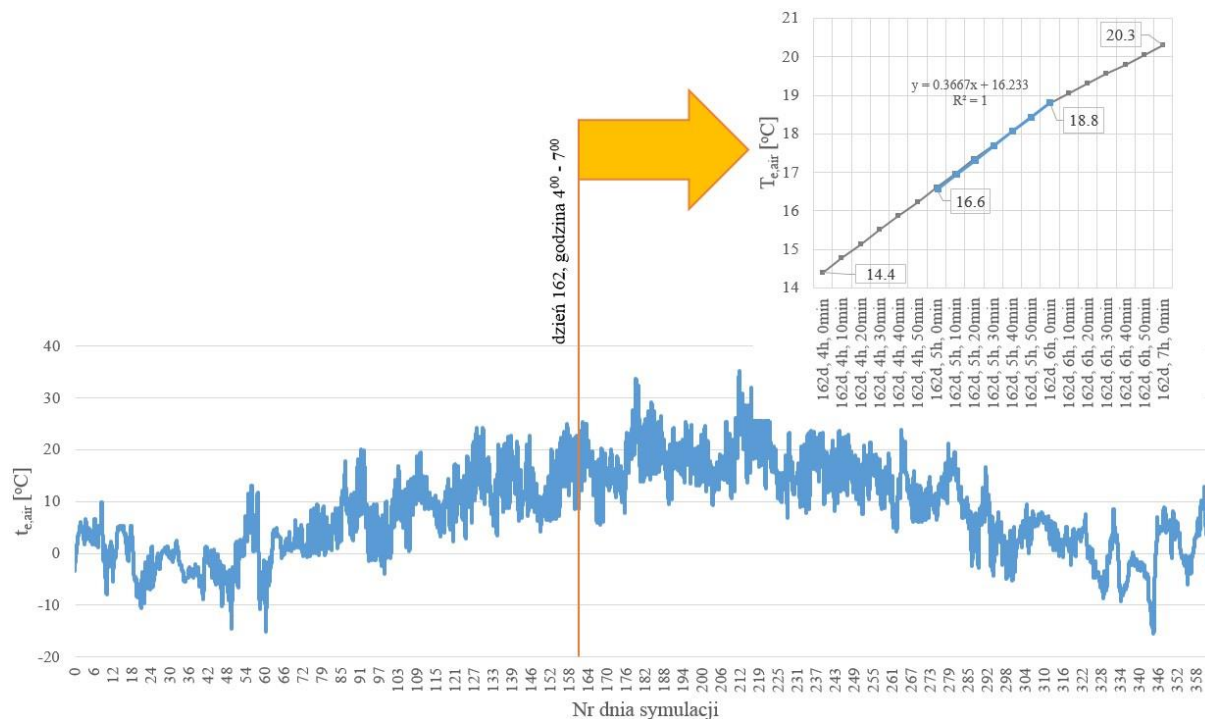
- dla powtarzalności wyników symulacji:  $R < 0,001$ ,
- dla dokładności interpolacji:  $R^2 > 0,999$ .

#### Warunki początkowe i brzegowe, główne parametry symulacji

- wykorzystano dane klimatyczne *MIIR* do obliczeń energetycznych [254] jako wejściowe do modelu,
- przeprowadzono 2 serie symulacji, z krokiem czasowym odpowiednio  $\Delta\tau_{ts}=1s$  i  $\Delta\tau_{ts}=600s$ , z symulowanym okresem 1 roku.

## Wyniki symulacji i podsumowanie weryfikacji

Przykładowe wyniki symulacji zmienności parametru temperatury powietrza w otoczeniu,  $t_{e,air}$  w cyklu rocznym, wraz z analizą liniowości zmian dla wybranej godziny symulacji (162 dzień, 6 godzina symulacji,  $\Delta\tau_{is}=600s$ ) pokazano na poniższym rysunku.



**Rys 4-14:** Weryfikacja modelu numerycznego w zakresie interpolacji parametrów klimatu zewnętrznego.

Źródło: opracowanie własne.

Przeprowadzone symulacje potwierdziły poprawność działania programu w zakresie importu i interpolacji parametrów klimatu zewnętrznego: Wyniki obliczeń są powtarzalne – rozstęp wyników parametrów wyznaczonych w poszczególnych symulacjach  $R < 0,00001$  (w modelu zastosowano typ zmiennych liczbowych o precyzji co najmniej 6 cyfr po przecinku [60]). Zweryfikowano też skuteczność interpolacji liniowej parametrów – ze współczynnikiem determinacji  $R^2=1,0000$  dla każdej godziny symulacji.

Zgodnie z powyższym, kryteria akceptacji dla wybranych parametrów weryfikacyjnych są spełnione – weryfikacja wskazanych mechanizmów obliczeniowych jest zakończona wynikiem pozytywnym.

### 4.4.3. Moduł promieniowania długofalowego

Ten moduł obliczeniowy wyznacza na początku symulacji współczynniki konfiguracji (kątowe, kształtu [150])  $F_r$  [-] pomiędzy powierzchniami wewnętrznymi przegród pomieszczenia oraz oblicza w każdym kroku czasowym strumienie ciepła wymieniane na drodze promieniowania cieplnego pomiędzy powierzchniami wewnętrznymi w pomieszczeniu oraz pomiędzy powierzchniami zewnętrznymi przegród pomieszczenia a otoczeniem modelowanego budynku.

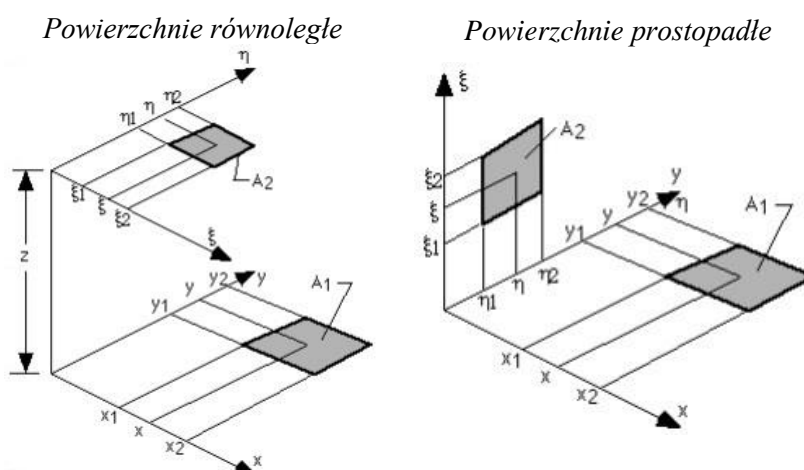
#### *Opis modułu obliczającego współczynniki konfiguracji wewnątrz pomieszczenia*

W modelu numerycznym, przy założeniu emisji promieniowania cieplnego zgodnie z prawem Lamberta [196], zastosowano *średnie współczynniki kształtu* [150], które uwzględniają wielkości, kształty i orientacje przestrzenne skończonych powierzchni wymieniających ciepło na drodze



promieniowania. Metoda ta jest bardziej skomplikowana ze względu geometryczno-matematycznego od stosowanej w podobnych modelach obliczeniowych dostępnych w literaturze (np. De Carli et al. 2012 [38]) metody *elementarnych współczynników kształtu* [150], ale lepiej odzwierciedla współczynniki konfiguracji dla dużych rozmiarów węzłów różnicowych.

Dla prostopadłościennego pomieszczenia w trójwymiarowym układzie współrzędnych kartezjańskich z jednakowymi, kwadratowymi powierzchniami węzłów różnicowych sufitu i ścian oraz niezależną, kwadratową powierzchnią węzła różnicowego podłogi, zastosowano równania proponowane przez Howella (2010) [67], dotyczące dwóch powierzchni prostokątnych zlokalizowanych na płaszczyznach równoległych lub prostokątnych, zgodnie z poniższymi rysunkami i równaniami:



**Rys 4-15:** Wyznaczanie współczynników konfiguracji dla radiacyjnej wymiany ciepła – podstawowe warianty. Źródło ilustracji: [67].

$$F_r = \frac{1}{(x_2 - x_1)(y_2 - y_1)} \sum_{l=1}^2 \sum_{k=1}^2 \sum_{j=1}^2 \sum_{i=1}^2 [(-1)^{(i+j+k+l)} G(x_i, y_j, \eta_k, \xi_l)] \quad [-] \quad (4.25)$$

gdzie:

- dla powierzchni równoległych:

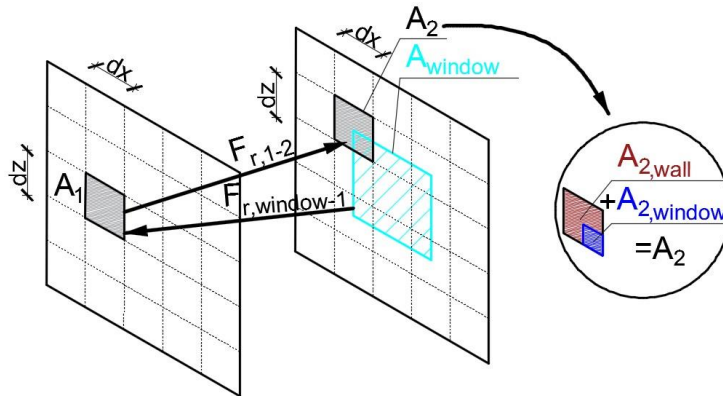
$$G = \frac{1}{2\pi} \left\{ (\gamma - \eta) [(x - \xi)^2 + z^2]^{0,5} \tan^{-1} \left[ \frac{\gamma - \eta}{((x - \xi)^2 + z^2)^{0,5}} \right] + (x - \xi) [(\gamma - \eta)^2 + z^2]^{0,5} \tan^{-1} \left[ \frac{x - \xi}{((\gamma - \eta)^2 + z^2)^{0,5}} \right] + - \frac{z^2}{2} \ln[(x - \xi)^2 + (\gamma - \eta)^2 + z^2] \right\} \quad (4.26)$$

- dla powierzchni prostopadłych:

$$G = \frac{1}{2\pi} \left\{ (\gamma - \eta)(x^2 + \xi^2)^{0,5} \tan^{-1} \left( \frac{\gamma - \eta}{(x^2 + \xi^2)^{0,5}} \right) + \right. \\ \left. - \frac{1}{4} \left[ (x^2 + \xi^2) \ln \left( 1 + \left( \frac{\gamma - \eta}{(x^2 + \xi^2)^{0,5}} \right)^2 \right) - (\gamma - \eta)^2 \ln \left( 1 + \frac{1}{\left( \frac{\gamma - \eta}{(x^2 + \xi^2)^{0,5}} \right)^2} \right) \right] \right\} \quad (4.27)$$

Do wyznaczania współczynników konfiguracji pomiędzy węzłami różnicowymi powierzchni przegród pomieszczenia zdefiniowanymi dla danej symulacji wykorzystano algebrę współczynników konfiguracji [157] i symetrię modelowanego pomieszczenia, wyznaczając kilkanaście możliwych przypadków (równań obliczeniowych, zależnych od wzajemnej orientacji i rozmiaru pary węzłów bilansowych). W obliczeniach pominięto ewentualne wyposażenie pomieszczenia (obliczenia realizowano dla pustego pomieszczenia).

Współczynniki konfiguracji z węzłami powierzchniowymi przegród wewnętrznych pomieszczenia częściowo zajętych przez okna wyznaczone są osobno dla części węzłów zajętych przez okna,  $F_{r,1-2,window}$ , i części węzłów niezajętych przez okna  $F_{r,1-2,wall}$ , jako odpowiednia część współczynnika konfiguracji wyznaczonego dla całego węzła z oknem,  $F_{r,1-2}$ . Schemat oraz równania do wyznaczania współczynników konfiguracji dla węzłów powierzchniowych pokazano poniżej:



**Rys 4-16:** Schemat współczynnika konfiguracji dla węzłów bilansowych z oknami. Źródło: opracowanie własne.

$$F_{r,1-2,wall} = F_{r,1-2} \frac{A_{2,wall}}{A_{2,wall} + A_{2,window}} = F_{r,1-2} \frac{A_{2,wall}}{dx \cdot dz} [-] \quad (4.28)$$

$$F_{r,1-2,window} = F_{r,1-2} \frac{A_{2,window}}{A_{2,wall} + A_{2,window}} = F_{r,1-2} \frac{A_{2,window}}{dx \cdot dz} [-] \quad (4.29)$$

$$F_{r,2,wall-1} = F_{r,1-2,wall} \cdot \frac{A_1}{A_{2,wall}} [-] \quad (4.30)$$

$$F_{r,2,window-1} = F_{r,1-2,window} \cdot \frac{A_1}{A_{2,window}} [-] \quad (4.31)$$

### **Opis modułu obliczającego radiacyjną wymianę ciepła w pomieszczeniu**

Do obliczeń wymiany ciepła na drodze promieniowania cieplnego wewnątrz zamkniętej przestrzeni pomieszczenia, ograniczonej węzłami powierzchniowymi przegród budowlanych, wykorzystano opisaną przez Siegela i Howella [157] metodę „net-radiation”, którą zastosowano przy następujących założeniach [180,157]:

- powietrze w pomieszczeniu jest ośrodkiem diatermicznym (nie bierze udziału w radiacyjnej wymianie ciepła – nie emitując i nie absorbując promieniowania cieplnego [85]),
- powierzchnie przegród to ciała doskonale szare, a ich emisja własna i odbicia promieniowania mają charakter dyfuzyjny,
- powierzchnie przeszklone są nieprzepuszczalne dla promieniowania długofalowego w pełnym zakresie spektralnym, ale częściowo przepuszczalne dla promieniowania słonecznego,
- parametry emisyjne powierzchni są inne dla promieniowania długofalowego i słonecznego, ale stałe (niezależne od temperatury),
- strumienie energii emitowane z powierzchni (emisja własna), odbijane od niej i docierające do niej od innych powierzchni promieniujących (opromieniowanie) mają stałą gęstość na całej powierzchni,
- elementy biorące udział w radiacyjnej wymianie ciepła nie są wklęsłe (nie promieniają same na siebie, tj. dla elementu promieniującego „o”:  $F_{r,o-o} = 0$ ).

Wybrana metoda obliczeniowa polega na realizacji następujących obliczeń:

Określenie dla każdego węzła promieniującego „o” równania bilansu ciepła [157]:

$$\dot{Q}_{o,rlw} = \dot{q}_{o,rlw} \cdot A_o = (\dot{q}_{o,rlw,out} - \dot{q}_{o,rlw,in}) \cdot A_o [W] \quad (4.32)$$

gdzie (symbole nie wyjaśnione wcześniej):

$\dot{Q}_{o,rlw}$ [W]	strumień ciepła wymianianego przez powierzchnię „o” na drodze promieniowania
$\dot{q}_{o,\lambda,c}$ [W/m <sup>2</sup> ]	gęstość strumienia j/w,
$A_o$ [W/m <sup>2</sup> ]	pole powierzchni promieniującej,
$\dot{q}_{o,rlw,out}$ [W/m <sup>2</sup> ]	strumień ciepła wypromieniowywanego z powierzchni „o” (jasność promieniowania),
$\dot{q}_{o,rlw,in}$ [W/m <sup>2</sup> ]	strumień ciepła dostarczonego do powierzchni „o” na drodze promieniowania cieplnego.

Składowe powyższego bilansu ciepła wyznacza się zgodnie z poniższymi równaniami [157]:

$$\begin{aligned} \dot{q}_{o,rlw,out} &= \varepsilon_{o,rlw} \sigma T_o^4 + \rho_{o,rlw} \dot{q}_{o,rlw,in} = \\ &= \varepsilon_{o,rlw} \sigma T_o^4 + (1 - \varepsilon_{o,rlw}) \dot{q}_{o,rlw,in} \left[ \frac{W}{m^2} \right] \end{aligned} \quad (4.33)$$

$$A_o \dot{q}_{o,rlw,in} = \sum_{j=1}^N A_j \dot{q}_{j,rlw,out} F_{o-j} [W] \quad (4.34)$$

gdzie (symbole nie wyjaśnione wcześniej):

$\varepsilon_{o,rlw}$ [-]	emisyjność powierzchni „o” dla promieniowania cieplnego,
$\sigma$ [W/m <sup>2</sup> /K <sup>4</sup> ]	stała Stefana-Boltzmann, $\sigma=5,670374419E-08$ ,
$T_o^4$ [K]	temperatura bezwzględna powierzchni promieniującej „o”,
$A_o$ [m <sup>2</sup> ]	wielkość powierzchni promieniującej „o”,
$F_{o-j}$ [-]	współczynnik konfiguracji powierzchni promieniującej „o” względem powierzchni „j”,
$N$	liczba elementów „j” biorących udział w radiacyjnej wymianie ciepła z elementem „o”.

Po uwzględnieniu, że suma współczynników konfiguracji dla węzła „o” wynosi 1, wyprowadzeniu równania na strumień ciepła dostarczanego do tej powierzchni z równania na jej jasność promieniowania i po podstawieniu powyższych do równania bilansu ciepła, uzyskuje się równanie bilansu promieniowania cieplnego dla węzła „o” w wielowęzłowym układzie [157]:

$$\sum_{j=1}^N \left( \frac{\delta_{o,j}}{\varepsilon_{j,rlw}} - F_{o-j} \frac{1 - \varepsilon_{j,rlw}}{\varepsilon_{j,rlw}} \right) \dot{q}_{j,rlw} = \sum_{j=1}^N (\delta_{o,j} - F_{o-j}) \sigma T_j^4 = \sum_{j=1}^N F_{o-j} \sigma (T_o^4 - T_j^4) \left[ \frac{W}{m^2} \right] \quad (4.35)$$

gdzie (symbole nie wyjaśnione wcześniej):

$\delta_{o,j}[-]$  delta Kroneckera, wyznaczana wg poniższego równania:

$$\delta_{o,j} = \begin{cases} 1 & \text{dla } o = j \\ 0 & \text{dla } o \neq j \end{cases} \quad (4.36)$$

Opisany na podstawie powyższego równania układ  $N$  równań, opisujący radiacyjną wymianę ciepła  $N$  powierzchni promieniujących, można zapisać w formie macierzowej:

$$A \cdot Q = C \left[ \frac{W}{m^2} \right] \quad (4.37)$$

$$\begin{bmatrix} a_{1,1} & a_{1,j} & a_{1,N} \\ a_{j,1} & a_{j,j} & a_{j,N} \\ a_{N,1} & a_{N,j} & a_{N,N} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{q}_{1,rlw} \\ \dot{q}_{j,rlw} \\ \dot{q}_{N,rlw} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} c_1 \\ c_j \\ c_N \end{bmatrix} \left[ \frac{W}{m^2} \right] \quad (4.38)$$

$$a_{o,j} = \frac{\delta_{o,j}}{\varepsilon_{j,rlw}} - F_{o-j} \frac{1 - \varepsilon_{j,rlw}}{\varepsilon_{j,rlw}} \quad [-] \quad (4.39)$$

$$c_o = \sum_{j=1}^N F_{o-j} \sigma (T_o^4 - T_j^4) \left[ \frac{W}{m^2} \right] \quad (4.40)$$

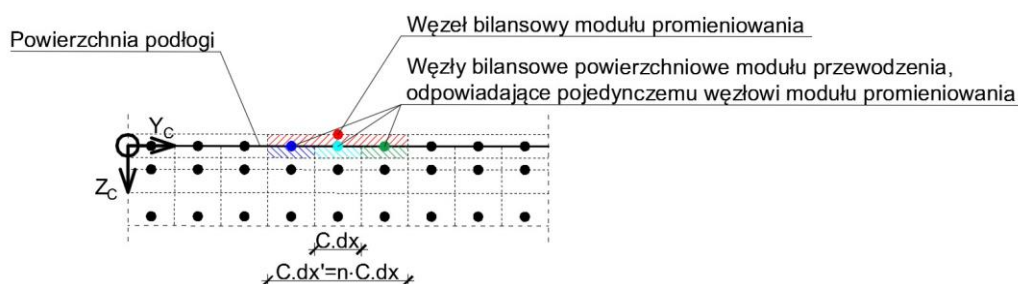
gdzie (symbole nie wyjaśnione wcześniej):

- $A [-]$  macierz dwuwymiarowa parametrów „a” związanych ze wzajemną konfiguracją powierzchni promieniujących i ich właściwościami emisyjnymi (wartości stałe w czasie, obliczane jeden raz, na początku symulacji),
- $Q [W/m^2]$  macierz jednowymiarowa strumieni ciepła „ $\dot{q}_{j,rlw}$ ” wymienianych na drodze promieniowania przez poszczególne powierzchnie promieniujące „j” (wartości zmienne w czasie, obliczane w każdym kroku czasowym),
- $C [W/m^2]$  macierz jednowymiarowa parametrów „c” związanych ze strumieniem ciepła oddawanym na drodze promieniowania przez poszczególne powierzchnie (wartości zmienne w czasie).

Układ równań liniowych  $A \cdot Q = C$  jest rozwiązywany z wykorzystaniem metody dekompozycji LU, polegającej na rozłożeniu macierzy kwadratowej  $A$  na iloczyn dwóch macierzy trójkątnych, dolnej  $L$ , o wyrazach przekątnej głównej równych 1 oraz górnej  $U$ , przez co  $L \cdot U \cdot Q = C$ , a następnie rozwiązanie dwóch układów równań z macierzami trójkątnymi,  $L \cdot Z = C$  i  $U \cdot Q = Z$ . Do rozwiązania układu równań tą metodą wykorzystano dostępną na licencji open-source kolekcję bibliotek programistycznych „Eigen” [257], rozwiązującą problemu algebry liniowej - wykorzystano metodę „FullPivLU”, będącą

gotowym do implementacji w programowaniu w języku C++ numerycznym algorytmem rozwiązywania układów równań liniowych metodą rozkładu *LU* z pełnym pivotowaniem [257].

Ze względu na dużą złożoność obliczeniową radiacyjnej wymiany ciepła (duże układy równań, wymagające rozwiązywania w każdym kroku czasowym symulacji w przypadku wielu węzłów różnicowych przegród – szczególnie dla podłogi i niewielkiego wymiaru jej węzłów różnicowych w kierunku równoległym do powierzchni), model numeryczny umożliwia realizację obliczeń radiacyjnej wymiany ciepła z gęstością siatki inną niż zdefiniowana dla obliczeń przewodzenia ciepła. Uproszczenie polega na zmniejszeniu liczby węzłów różnicowych modułu promieniowania ciepłego  $C \cdot dx'$  przy jednoczesnym zachowaniu wielkości węzłów różnicowych modułu przewodzenia ciepła i konwekcji  $C \cdot dx$ , z uśrednieniem temperatury i gęstości strumienia ciepła wymienianych pomiędzy  $n$  węzłami powierzchniowymi modelu przewodzenia ciepła i pojedynczym węzłem promieniowania ciepłego, zgodnie z poniższym rysunkiem:



**Rys 4-17:** Powiązanie przestrzenne modelu promieniowania ciepłego w pomieszczeniu i przewodzenia ciepła.  
Źródło: opracowanie własne.

Model numeryczny buduje i rozwiązuje układ równań z uwzględnieniem wszystkich elementów różnicowych powierzchni wewnętrznych przegród pomieszczenia, w tym okien wstawionych w przegrodach budowlanych, zajmujących poszczególne węzły powierzchniowe tych przegród częściowo lub w całości.

Algorytm obliczeń radiacyjnej wymiany ciepła w pomieszczeniu polega na:

- wygenerowaniu macierzy  $A$ ,  $Q$  i  $C$  w nawiązaniu do zadanych przez użytkownika warunków geometrycznych modelowanego pomieszczenia i podziału dyskretyzacyjnego powierzchni przegród – realizowane raz, na początku symulacji,
- wypełnieniu macierzy  $A$  w nawiązaniu do zadanych przez użytkownika właściwości emisyjnych powierzchni przegród i obliczonych przez model współczynników konfiguracji – realizowane raz, na początku symulacji,
- wypełnieniu macierzy  $C$  w nawiązaniu do temperatury węzłów powierzchniowych w ostatnim kroku czasowym – realizowane w każdym kroku czasowym symulacji,
- rozwiązanie układu równań  $A \cdot Q = C$  – realizowane w każdym kroku czasowym symulacji,
- przekazanie strumieni ciepła wymienianego na drodze promieniowania ciepłego z innymi przegrodami budowlanymi,  $\dot{q}_{j,rlw}$  [ $W/m^2$ ] jako warunek brzegowy do odpowiednich węzłów powierzchniowych modułów przewodzenia ciepła.

### Opis modułu obliczającego radiacyjną wymianę ciepła w otoczeniu pomieszczenia

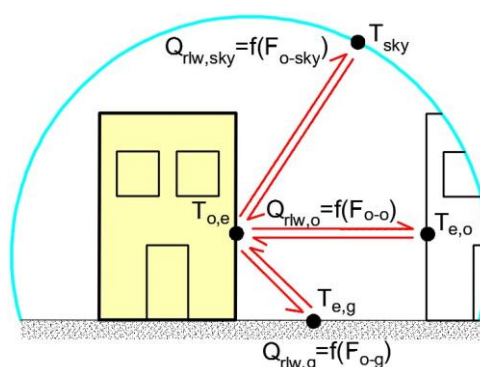
Obliczenia wymiany ciepła zewnętrznych powierzchni modelowanego budynku (pomieszczenia) na drodze promieniowania cieplnego są realizowane w każdym kroku czasowym, indywidualnie dla każdej z przegród zewnętrznych, z uwzględnieniem promieniowania nieboskłonu, gruntu i obiektów w otoczeniu [33], zgodnie ze wzorem:

$$\begin{aligned} \dot{q}_{rlw,o} = & \\ = \varepsilon_{o,rlw} \cdot \sigma [F_{o-sky}(T_{sky}^4 - T_{o,e}^4) + F_{o-g}(T_{e,g}^4 - T_{o,e}^4) + F_{o-o}(T_{e,o}^4 - T_{o,e}^4)] \left[ \frac{W}{m^2} \right] \end{aligned} \quad (4.41)$$

gdzie (symbole nie wyjaśnione wcześniej):

$\dot{q}_{rlw,o}$ [W/m <sup>2</sup> ]	gęstość strumienia ciepła wymianianego na drodze promieniowania długofalowego przez powierzchnię zewnętrzną modelowanego pomieszczenia z otoczeniem,
$F_{o-sky}, F_{o-g}, F_{o-o}$ [-]	współczynniki konfiguracji ściany zewnętrznej z otoczeniem – odpowiednio z nieboskłonem, gruntem, innymi obiektami,
$T_{o,e}, T_{sky}, T_{e,g}, T_{e,o}$ [K]	temperatura bezwzględna powierzchni biorących udział w radiacyjnej wymianie ciepła – odpowiednio powierzchni zewnętrznej modelowanego budynku, nieboskłonu, gruntu, obiektów w otoczeniu.

Schemat radiacyjnej wymiany ciepła budynku z otoczeniem zewnętrznym przedstawiono na poniższym rysunku:



**Rys 4-18:** Schemat radiacyjnej wymiany ciepła budynku z otoczeniem. Źródło: opracowanie własne.

Model obliczeniowy zakłada jednakową gęstość strumienia ciepła wymianianego na drodze promieniowania cieplnego przez powierzchnię zewnętrzną całej przegrody (wszystkie jej węzły obliczeniowe) poprzez przyjmowanie temperatury powierzchni zewnętrznej budynku jako średniej z temperatury węzłów powierzchni zewnętrznych danej przegrody.

W przypadku, gdy przegroda modelowanego pomieszczenia jest przegrodą wewnętrzną, tj. graniczy z innym pomieszczeniem a nie środowiskiem zewnętrznym, powyższe obliczenia nie są realizowane. Wymiana ciepła powierzchni zewnętrznej takiej przegrody jest symulowana z wykorzystaniem stałego, całkowitego współczynnika przejmowania ciepła (na drodze promieniowania i konwekcji), zależnego od rodzaju przegrody i kierunku przepływu ciepła, zgodnie z PN-EN ISO 6946:2017 [251]. Gęstość strumienia ciepła jest wtedy wyznaczana zgodnie z równaniem:

$$\dot{q}_{rlw,o} + \dot{q}_{c,o} = h_t(t_e - t_{o,e}) \left[ \frac{W}{m^2} \right] \quad (4.42)$$

gdzie (symbole nie wyjaśnione wcześniej):

$\dot{q}_{rlw,o} + \dot{q}_{c,o}$ [W/m <sup>2</sup> ]	gęstość całkowitego strumienia ciepła wymianianego przez powierzchnię zewnętrzną przegrody na drodze promieniowania i konwekcji z pomieszczeniem sąsiadującym,
---	--

---

$h_t$ [W/m <sup>2</sup> K]	współczynnik całkowitego przejmowania ciepła (na drodze promieniowania i konwekcji) na powierzchni,
$t_e$ [°C]	temperatura odniesienia w pomieszczeniu sąsiadującym.

W modelu obliczeniowym przyjęto, że pomieszczenie sąsiadujące jest podobne do modelowanego, a jego temperatura odniesienia jest równa temperaturze operacyjnej w pomieszczeniu modelowanym. W przypadku symulowania pomieszczeń sąsiadujących znacznie różniących się od modelowanego (np. niechłodzonych, o innej ekspozycji lub funkcji), należy zastosować stosowne procedury obliczeniowe dla parametru temperatury odniesienia (wymagana ingerencja w kod źródłowy programu).

### ***Weryfikacja modułu obliczeniowego***

Moduł promieniowania długofalowego został przed implementacją do modelu numerycznego zweryfikowany zgodnie z opisaną poniżej procedurą. Procedurę weryfikacyjną wprowadzono także do opracowanego programu i jest realizowana w trakcie realizowanych za jego pomocą symulacji.

#### Weryfikowane mechanizmy obliczeniowe:

- obliczanie współczynników konfiguracji,
- obliczanie strumieni ciepła wymienianych na drodze promieniowania wewnątrz pomieszczenia (numeryczne rozwiązywanie opisanego układu równań).

#### Metoda weryfikacji, parametry weryfikacyjne i kryteria akceptacji

Obliczenia współczynników konfiguracji są weryfikowane na początku każdej symulacji, po ich wyznaczeniu przez model, dla wszystkich węzłów powierzchni wewnętrznych przegród. Parametrem weryfikacyjnym jest suma tych współczynników dla pojedynczego węzła powierzchni wewnętrznej, która powinna wynosić 1,0. Uwzględniając błąd numerycznego wyznaczenia tych współczynników [67] i przyjęty typ zmiennych do ich przechowywania w pamięci komputera [60], jako kryterium akceptacji wybrano błąd bezwzględny sumy współczynników konfiguracji pojedynczego węzła  $\Delta F_r$  [-], spełniający warunek:

$$\Delta F_r \leq 0,00001[-] \quad (4.43)$$

Obliczenia strumieni ciepła wymienianych wewnątrz pomieszczenia na drodze promieniowania temperaturowego (podczerwonego) są weryfikowane po każdym kroku czasowym symulacji. Parametrem weryfikacyjnym jest suma strumieni ciepła wymienianych na drodze promieniowania cieplnego w pomieszczeniu (bilans promieniowania cieplnego w pomieszczeniu), która powinna spełniać zasadę zachowania energii i wynosić 0. Uwzględniając błąd numerycznego rozwiązania układu równań opisującego promieniowanie cieplne w pomieszczeniu i przyjęty typ zmiennych do ich przechowywania w pamięci komputera, jako kryterium akceptacji wybrano błąd bezwzględny bilansu energii wymienionej w pomieszczeniu na drodze promieniowania długofalowego  $\Delta \Sigma Q_{rlw}$  [W], spełniający warunek:

$$|\Sigma Q_{rlw}| \leq 0,1[W] \quad (4.44)$$

#### Podsumowanie weryfikacji

Procedura weryfikacyjna jest realizowana w każdym kroku symulacji realizowanej przez model numeryczny. W przypadku niespełnienia wybranych kryteriów akceptacji w trakcie trwania symulacji, jest ona przerywana. Zgodnie z powyższym, kryteria akceptacji muszą być spełniane niezależnie od parametrów symulacji.

#### 4.4.4. Moduł promieniowania słonecznego

Ten moduł obliczeniowy określa w każdym kroku czasowym symulacji konfigurację przestrzenną Słońca względem budynku oraz geometryczne właściwości promieniowania słonecznego docierającego do powierzchni zewnętrznych i wewnętrznych przegród modelowanego pomieszczenia, a także oblicza parametry energetyczne tego promieniowania. Moduł obliczeniowy został skonstruowany z założeniem wprowadzania jako wejściowych do symulacji jedynie podstawowych danych dotyczących promieniowania słonecznego dostępnych w typowych danych klimatycznych (np. *MIR* [254], Pelech 2008 [142]), zgodnie z opisem w rozdziale dotyczącym modułu warunków atmosferycznych.

##### *Opis modułu lokalizującego Słońce na nieboskłonie*

Większość procedur tego modułu obliczeniowego jest realizowana w każdym kroku czasowym  $ts$ . Podstawową funkcjonalność modelu matematycznego określającego właściwości geometryczne i energetyczne promieniowania słonecznego zaimplementowanego w module obliczeniowym przedstawili Pawlak i Górka (2019) [138].

Do właściwości geometrycznych promieniowania słonecznego należą parametry związane z lokalizacją Słońca względem budynku w dowolnej chwili [163,120,32], które są niezbędne do określenia kierunkowych właściwości promieniowania słonecznego, wykorzystywanych w module obliczeniowym dotyczącym promieniowania słonecznego i okien. Parametry geometryczne promieniowania słonecznego, wykorzystywane w opracowanym modelu obliczeniowym, przedstawiono poniżej.

**Deklinacja Słońca,  $\delta_{sol}$  [°]**, opisująca sezonowe zmiany położenia Ziemi względem Słońca i definiowana jako kąt padania promieniowania słonecznego na płaszczyznę równika w południe słoneczne, z wartościami w zakresie od  $-23,45^\circ$  (22 grudnia) do  $+23,45^\circ$  (22 lipca) [32]. Deklinacja Słońca jest parametrem, który można wyznaczyć dla każdej chwili, przy czym do zastosowań inżynierskich literatura podaje różne formuły jej wyznaczania jako wartości stałej dla poszczególnych dni roku  $N_d$ , ze względu na niewielką maksymalną dzienną zmianę jej wartości:  $\max(\Delta\delta_{sol,day})=0,4^\circ$  [44].

Model wyznacza  $\delta_{sol}$  jako stałą wartość dla każdego dnia roku, zgodnie z poniższym równaniem (Szokolay 1984 [120]):

$$\begin{aligned} \delta_{sol} = & \\ & = 0,33281 - 22,984\cos(N'_d) + 3,7872\sin(N'_d) - 0,3499\cos(2N'_d) + \\ & + 0,03205\sin(2N'_d) - 0,1398\cos(3N'_d) + 0,07187\sin(3N'_d) \text{ [}^\circ\text{]} \end{aligned} \quad (4.45)$$

gdzie:

$$N'_d = \frac{360}{365} N_d \text{ [-]} \quad (4.46)$$

gdzie (symbole nie wyjaśnione wcześniej):

$N_d$  [-] numer kolejnego dnia w roku,  $N_d \in \langle 1;365 \rangle$ .



**Kąt godzinny**,  $\omega_{sol}$  [°], opisujący chwilowe odchylenie kątowe Słońca od lokalnego południka  $\lambda_o$  [°] (długości geograficznej, na jakiej zlokalizowany jest obserwator) [32] i **czas słoneczny**,  $\tau_{sol}$  [h], w którym południe następuje w chwili, gdy Słońce na nieboskłonie znajduje się w linii z lokalnym południkiem [163], przez co jest przesunięty względem czasu zegarowego  $\tau_{clock}$  [h], obowiązującego w danej lokalizacji zależnie od odległości lokalnego południka od południka, dla którego wyznaczono czas zegarowy obowiązujący w danej lokalizacji  $\lambda_{standard}$  [°]. Obie wielkości są związane z ruchem obrotowym Ziemi wokół własnej osi i szybkością pozornej „drogi Słońca po nieboskłonie” wynoszącej 1° na 4 minuty, czyli 15° na godzinę.

Model wyznacza w każdym kroku czasowym czas słoneczny wg równania uwzględniającego poprawkę  $E$  [min] na wpływ zaburzeń prędkości obrotowej Ziemi wg formuły Spencera 1971 (cytowana w [44]) oraz chwilowy kąt godzinny zgodnie z równaniami:

$$\begin{aligned} \tau_{sol} &= \tau_{clock} + 15(\lambda_{standard} - \lambda_o) + \frac{E}{60} = \\ &= \tau_{clock} + 15(\lambda_{standard} - \lambda_o) + \\ &+ 229,2 \left[ 0,000075 + 0,001868 \cos \left( (N_d - 1) \frac{360}{365} \right) + \right. \\ &- 0,032077 \sin \left( (N_d - 1) \frac{360}{365} \right) + \end{aligned} \quad (4.47)$$

$$\begin{aligned} &- 0,014615 \cos \left( 2 \left( (N_d - 1) \frac{360}{365} \right) \right) + \\ &\left. - 0,04089 \sin \left( 2 \left( (N_d - 1) \frac{360}{365} \right) \right) \right] / 60 [h] \end{aligned}$$

$$\omega_{sol} = 15\tau_{sol} - 180 [^\circ] \quad (4.48)$$

Dla obszaru Polski, ze względu na obowiązujące zmiany czasu zegarowego, wyznaczając czas słoneczny w okresie obowiązywania zegarowego czasu letniego należy dodatkowo odjąć 60 minut od czasu zegarowego [163].

W czasie słonecznym można wyrazić **kąt godzinny wschodu**,  $\omega_{sol,sr}$  [°] i **zachodu**,  $\omega_{sol,ss}$  [°] **Słońca**. Parametry te są wyliczane dla każdego dnia roku zgodnie z równaniami [44]:

$$\omega_{sol,sr} = -\arccos \frac{\sin \phi_o \cdot \sin \delta_{sol}}{\cos \phi_o \cdot \cos \delta_{sol}} [^\circ] \quad (4.49)$$

$$\omega_{sol,ss} = -\omega_{sol,sr} [^\circ] \quad (4.50)$$

gdzie (symbole nie wyjaśnione wcześniej):

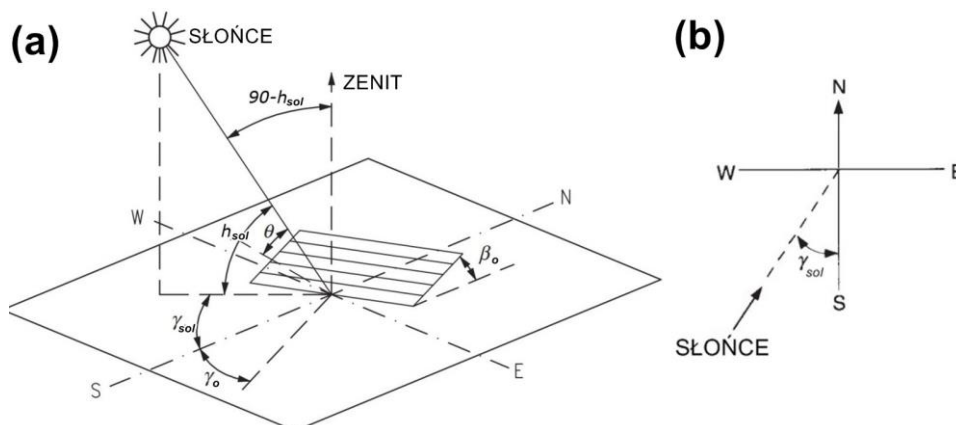
$\phi_o$  [°] szerokość geograficzna obserwatora (obiektu na kuli ziemskiej).

Dodatkowo model wyznacza dla każdego dnia **czas słoneczny wschodu**,  $\tau_{sol,sr}$  [h] i **zachodu**,  $\tau_{sol,ss}$  [h] **Słońca** [32], zgodnie z równaniami :

$$\tau_{sol,sr} = \frac{\omega_{sol,sr} + 180}{15} [h] \quad (4.51)$$

$$\tau_{sol,ss} = \frac{\omega_{sol,ss} + 180}{15} [h] \quad (4.52)$$

Chwilową lokalizację Słońca względem dowolnej płaszczyzny znajdującej się na kuli ziemskiej można wyrazić w układzie współrzędnych, którego środkiem jest ta płaszczyzna, z horyzontem jako płaszczyzną odniesienia, przez wielkości kątowe zgodnie z poniższym rysunkiem:



**Rys 4-19:** Parametry lokalizacyjne Słońca na nieboskłonie względem płaszczyzny nachylonej. (a) Kąty definiujące lokalizację Słońca względem płaszczyzny nachylonej. (b) Azymut słoneczny na płaszczyźnie horyzontu obserwatora.

Źródło: opracowanie własne z wykorzystaniem ilustracji z [32].

gdzie:

$N, S, W, E$ [-]	główne kierunki geograficzne, odpowiednio północ, południe, zachód, wschód,
$h_{sol}$ [°]	wysokość Słońca,
$\gamma_{sol}$ [°]	azymut słoneczny,
$\gamma_o$ [°]	azymut płaszczyzny,
$\beta_o$ [°]	nachylenie płaszczyzny,
$\theta$ [°]	kąt padania bezpośredniej składowej promieniowania słonecznego na płaszczyznę.

Powyższe wielkości model oblicza w każdym kroku czasowym.

**Wysokość Słońca,  $h_{sol}$  [°]** jest wyznaczana dla każdego kroku czasowego symulacji wg zasad trygonometrii sferycznej zgodnie z równaniem [120]:

$$h_{sol} = a \sin(\sin\phi_o \cdot \sin\delta_{sol} + \cos\phi_o \cdot \cos\delta_{sol} \cdot \cos\omega_{sol}) \text{ [°]} \quad (4.53)$$

**Azymut Słońca,  $\gamma_{sol}$  [°]** jest obliczany dla każdego kroku czasowego symulacji z wykorzystaniem formuły Brauna i Michela 1983 (cytowana w [32]) zgodnie z równaniem:

$$\gamma_{sol} = C_1 C_2 \gamma'_s + C_3 \left( \frac{1 - C_1 C_2}{2} \right) 180 \text{ [°]} \quad (4.54)$$

w którym:

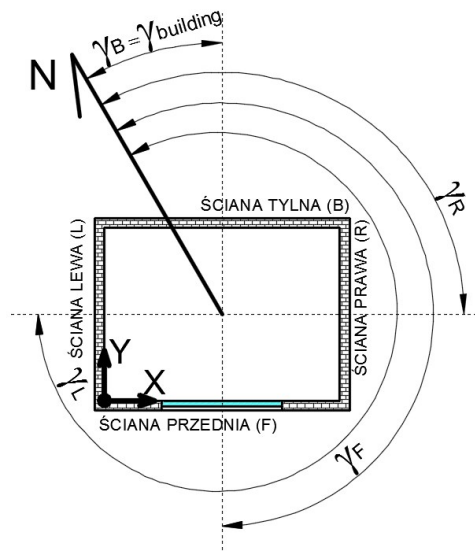
$$\gamma'_{sol} = a \sin \left( \frac{\sin\omega_{sol} \cdot \cos\delta_{sol}}{\sin(90 - h_{sol})} \right) \text{ [°]} \quad (4.55)$$

$$C_1 = \begin{cases} +1 \text{ dla } |\omega_{sol}| < \omega_{sol,ss} \\ -1 \text{ dla } |\omega_{sol}| \geq \omega_{sol,ss} \end{cases} \quad (4.56)$$

$$C_2 = \begin{cases} +1 \text{ dla } \phi_o(\phi_o - \delta_{sol}) \geq 0 \\ -1 \text{ dla } \phi_o(\phi_o - \delta_{sol}) < 0 \end{cases} \quad (4.57)$$

$$C_3 = \begin{cases} +1 \text{ dla } \omega_{sol} \geq 0 \\ -1 \text{ dla } \omega_{sol} < 0 \end{cases} \quad (4.58)$$

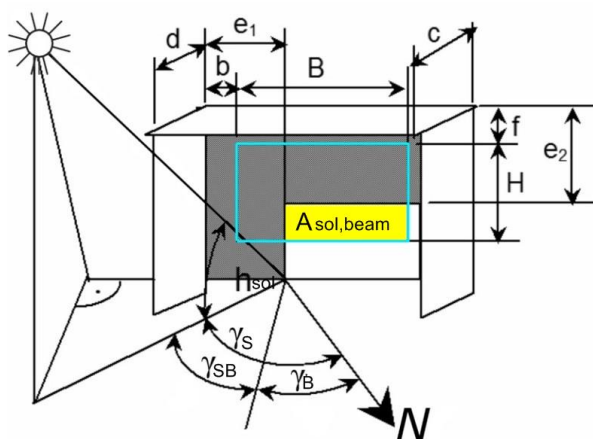
Model umożliwia symulację budynków o dowolnej orientacji względem kierunków geograficznych – poprzez definiowalny parametr azymutu budynku (pomieszczenia) i jego prostopadłych ścian w stosunku do kartezjańskiego, trójwymiarowego, prostokątnego układu współrzędnych przyjętego w modelu numerycznym *GUV*, zgodnie z oznaczeniami na poniższym rysunku:



Rys 4-20: Azymut budynku i ścian i układ współrzędnych modelu numerycznego. Źródło: opracowanie własne.

#### **Opis modułu określającego parametry geometryczne promieniowania słonecznego**

Na podstawie azymutu Słońca i azymutów poszczególnych przegród zewnętrznych, w każdym kroku czasowym model ustala powierzchnie zewnętrzne oświetlone bezpośrednim promieniowaniem słonecznym. W przypadku oświetlonych bezpośrednio przegród z oknami, dla każdego okna metodą analityczną wyznaczane są „krawędzie zacieniające” i obszar zacienienia okna w związku z jego montażem w głębi przegrody, zgodnie z metodą opisaną przez Pelecha (2008) [142]. Model umożliwia zdefiniowanie dodatkowych występow nad oknem i po obu jego bokach, wyznaczając współrzędne narożników tych krawędzi w układzie współrzędnych *GUV*. Charakterystyczne wymiary krawędzi zacieniających możliwych do zaimplementowania w modelu przedstawiono na poniższym rysunku:



Rys 4-21: Zacienienie otworu okiennego. Źródło: opracowanie własne na podstawie [142].

gdzie:

$$A_{sol,beam} = [B - (e_1 - b)][H - (e_2 - f)] [m^2] \quad (4.59)$$

$$e_1 = s_1 d = tg(\gamma_{sol} - \gamma_B) d [m] \quad (4.60)$$

$$e_2 = s_2 c = \frac{tg h_{sol}}{\cos(\gamma_{sol} - \gamma_B)} c [m] \quad (4.61)$$

Opisane powyżej właściwości geometryczne promieniowania słonecznego, które w literaturze wyrażane zazwyczaj układzie współrzędnych sferycznych jako funkcja  $\delta_{sol}$ ,  $\omega_{sol}$ ,  $\gamma_o$ ,  $\phi_o$ , [163,32,120] przeniesiono w modelu numerycznym do kartezjańskiego, trójwymiarowego układu współrzędnych budynku *GUV* zgodnie z metodą wykorzystującą zagadnienia geometrii analitycznej [45]. Wyznaczane wielkości opisano poniżej.

**Wektor kierunkowy bezpośredniego promieniowania słonecznego**  $\vec{v}_{sol,beam}[x, y, z]$ , jako interpretacja kierunku padania bezpośredniego promieniowania słonecznego w trójwymiarowym kartezjańskim układzie współrzędnych budynku *GUV* jest wyznaczany dla każdego kroku czasowego symulacji z wykorzystaniem jego składowych (rzutów na osie układu współrzędnych) zgodnie z poniższymi równaniami:

$$\vec{v}_{sol,beam}[x, y, z] = [x_{v_{sol,beam}}, y_{v_{sol,beam}}, z_{v_{sol,beam}}] \quad (4.62)$$

$$x_{v_{sol,beam}} = \cosh_{sol} \cdot \sin(\gamma_{sol} - \gamma_{building}) \quad (4.63)$$

$$y_{v_{sol,beam}} = \cosh_{sol} \cdot \cos(\gamma_{sol} - \gamma_{building} - 180) \quad (4.64)$$

$$z_{v_{sol,beam}} = -\sinh_{sol} \quad (4.65)$$

gdzie (symbole nie wyjaśnione wcześniej):

$x_{v_{sol,beam}}, y_{v_{sol,beam}}, z_{v_{sol,beam}}$  składowe wektora kierunkowego bezpośredniego promieniowania słonecznego dla osi X, Y, Z kartezjańskiego układu współrzędnych.

Warunki geometryczne modelowanego budynku (pomieszczenia) opisano jako przecinające się w przestrzeni płaszczyzny leżące na powierzchniach wewnętrznych i zewnętrznych przegród budowlanych oraz odległości charakterystyczne dla „krawędzi zacinających”. Każda płaszczyzna jest opisana z wykorzystaniem równania ogólnego, jako przechodząca przez punkt  $P_o(x_o, y_o, z_o)$  (leżący na tej płaszczyźnie) i prostopadła do wektora  $\vec{v}_{o,normal}[A', B', C']$ , zgodnie z równaniem:

$$A(x - x_o) + B(y - y_o) + C(z - z_o) = 0 \quad (4.66)$$

Dla każdej z płaszczyzn wyznaczane są dwa nie współliniowe wektory ze wspólnym początkiem, rozpinające tę płaszczyznę,  $\vec{v}_{o,1}[x, y, z]$  i  $\vec{v}_{o,2}[x, y, z]$ :

$$\vec{v}_{o,1} = \overrightarrow{P_1 P_2} = [(x_{P_2} - x_{P_1}), (y_{P_2} - y_{P_1}), (z_{P_2} - z_{P_1})] \quad (4.67)$$

$$\vec{v}_{o,2} = \overrightarrow{P_1 P_3} = [(x_{P_3} - x_{P_1}), (y_{P_3} - y_{P_1}), (z_{P_3} - z_{P_1})] \quad (4.68)$$

Wynik ich iloczynu wektorowego jest wektorem normalnym rozpatrywanej płaszczyzny,  $\vec{v}_{o,normal}[A',B',C']$ , który po podstawieniu do ogólnego równania płaszczyzny pozwala na wyznaczenie równań płaszczyzn wszystkich powierzchni wewnętrznych i zewnętrznych przegród budowlanych ograniczających pomieszczenie wg równania:

$$\begin{aligned} & [(y_{P2} - y_{P1}) \cdot (z_{P3} - z_{P1})] - [(y_{P3} - y_{P1}) \cdot (z_{P2} - z_{P1})]x + \\ & + [(x_{P2} - x_{P1}) \cdot (z_{P3} - z_{P1})] - [(x_{P3} - x_{P1}) \cdot (z_{P2} - z_{P1})]y + \\ & + [(x_{P2} - x_{P1}) \cdot (y_{P3} - y_{P1})] - [(x_{P3} - x_{P1}) \cdot (y_{P2} - y_{P1})]z = 0 \end{aligned} \quad (4.69)$$

Powyższe wielkości pozwalają na określenie w każdym kroku czasowym, dla każdej płaszczyzny definiującej powierzchnie wewnętrzne i zewnętrzne przegród budowlanych, **chwilowego kąta padania bezpośredniej składowej promieniowania słonecznego**,  $\theta_{sol,beam,o}$  [°] jako funkcji kąta pomiędzy wektorem bezpośredniego promieniowania słonecznego  $\vec{v}_{sol,beam}[x, y, z]$ , a wektorem leżącym na danej płaszczyźnie  $\vec{v}_o[x', y', z']$ , zgodnie z równaniem [163]:

$$\begin{aligned} \theta_{sol,beam,o} &= 90 - \alpha(\vec{v}_{sol}, \vec{v}_o) = 90 - \arccos\left(\frac{\vec{v}_{sol,beam} \circ \vec{v}_o}{|\vec{v}_{sol}| |\vec{v}_o|}\right) = \\ &= 90 - \arccos\left(\frac{x \cdot x' + y \cdot y' + z \cdot z'}{\sqrt{x^2 + y^2 + z^2} \cdot \sqrt{x'^2 + y'^2 + z'^2}}\right) [°] \end{aligned} \quad (4.70)$$

Po zdefiniowaniu przegród budowlanych i ewentualnych elementów zacieniających w układzie współrzędnych  $GUV$ , w każdym kroku czasowym wyznaczane są **powierzchnie zewnętrzne przegród oświetlone bezpośrednim promieniowaniem słonecznym** jako funkcja  $\omega_{sol}, \omega_{sol,sr}, \omega_{sol,ss}, \gamma_{sol}, \gamma_F, \gamma_B, \gamma_L, \gamma_R$ . Model numeryczny nie uwzględnia zewnętrznych przeszkód dla bezpośredniego promieniowania słonecznego ograniczających oświetlenie danej powierzchni zewnętrznej i jej częściowego zasłonięcia przed tym promieniowaniem – poszczególne powierzchnie zewnętrzne są oświetlane bezpośrednim promieniowaniem słonecznym w całości poza oknami zainstalowanymi w głębi ścian, dla których może występować zacienianie związane z montażem okna we wnęce okiennej i wystęgami w ścianie zewnętrznej.

W przypadku występowania okien w oświetlonych bezpośrednio przegrodach, obliczone wcześniej „długości cienia” [142] na płaszczyźnie okna w przegrodzie pozwalają na wyznaczenie w układzie współrzędnych  $GUV$  narożników oświetlonej bezpośrednio powierzchni okna (punkty  $P_{LD}(x_{LD}, y_{LD}, z_{LD}), P_{LG}, P_{PD}, P_{PG}$ ). Na ich podstawie wyznaczane są równania parametryczne prostych  $l_{beam,LD}, l_{beam,LG}, l_{beam,PD}, l_{beam,PG}$  przechodzących przez te punkty i równoległe do wektora kierunkowego bezpośredniego promieniowania słonecznego  $\vec{v}_{sol,beam}[x, y, z]$ . Przykładowe równania dla jednego z narożników pola oddziaływania bezpośredniego promieniowania słonecznego na powierzchnię okna przedstawiono poniżej (analogiczne obliczenia dla pozostałych narożników).

$$l_{beam,LD} : \begin{cases} x_{l_{beam,LD}} = x_{LD} + (x_{v_{sol,beam}} - x_{LD}) \cdot t_{l_{beam,LD}}, \\ y_{l_{beam,LD}} = y_{LD} + (y_{v_{sol,beam}} - y_{LD}) \cdot t_{l_{beam,LD}}, \\ z_{l_{beam,LD}} = z_{LD} + (z_{v_{sol,beam}} - z_{LD}) \cdot t_{l_{beam,LD}}, \end{cases} \quad (4.71)$$

gdzie (symbole nie wyjaśnione wcześniej):

$t_{l_{beam,LD}}$  parametr prostej  $l_{beam,LD}$ .

Podstawienie równań parametrycznych prostych do równania ogólnego płaszczyzn reprezentujących powierzchnie wewnętrzne poszczególnych przegród pozwala wyznaczyć wartości

parametrów  $t_{beam}$ , określających dla każdej z płaszczyzn odległości narożników oświetlonej powierzchni okna od narożników będących projekcją oświetlonej powierzchni okna na płaszczyźnie danej przegrody (jej powierzchni wewnętrznej). Parametry  $t_{beam}$  podstawione dalej do równań parametrycznych prostych pozwalają wyznaczyć współrzędne punktów przecięcia prostych opisujących kierunek bezpośredniego promieniowania słonecznego i wyprowadzonych z płaszczyzn ograniczających z płaszczyzną opisującą powierzchnię wewnętrzną danej przegrody (dla każdej płaszczyzny występują 4 takie punkty:  $P_{LD,beam,o}$ ,  $P_{LG,beam,o}$ ,  $P_{PG,beam,o}$ ,  $P_{PD,beam,o}$ ):

$$t_{beam,o} = \frac{-Ax_{l_{beam,LD}} - By_{l_{beam,LD}} - Cz_{l_{beam,LD}} - D}{Ax_{v_{sol,beam}} + By_{v_{sol,beam}} + Cz_{v_{sol,beam}}} \quad (4.72)$$

$$P_{LD,beam,o} = (x_{LD} + x_{v_{sol,beam}} \cdot t_{l_{beam,LD}}, \quad (4.73)$$

$$y_{LD} + y_{v_{sol,beam}} \cdot t_{l_{beam,LD}}, z_{LD} + x_{v_{sol,beam}} \cdot t_{l_{beam,LD}})$$

Powyższe obliczenia umożliwiają analityczne wyznaczenie **narożników oświetlonych bezpośrednim promieniowaniem słonecznym powierzchni** wszystkich przegród.

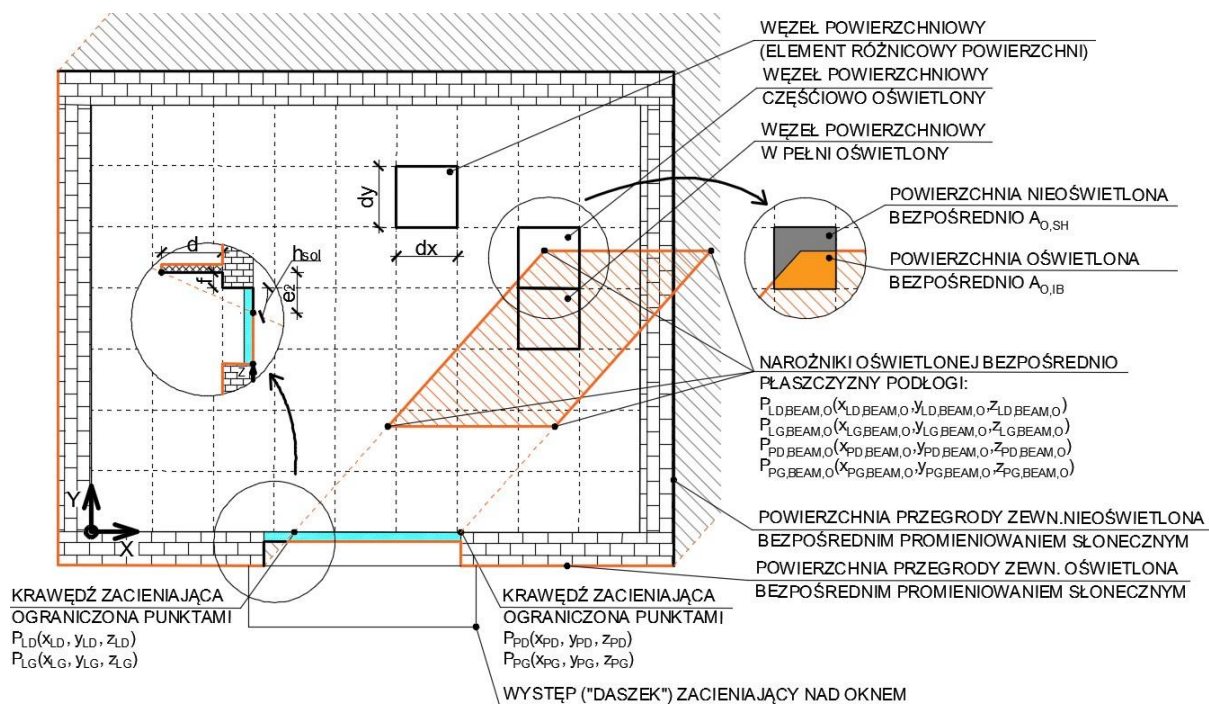
Zastosowana metoda pozwala wyznaczyć w każdym kroku czasowym **poła bezpośredniego oddziaływania promieniowania słonecznego na wewnętrzne powierzchnie przegród** ograniczających modelowane pomieszczenie, związane z bezpośrednim promieniowaniem słonecznym wpadającym do pomieszczenia przez przegrody przezroczyste.

Następnie dla węzłów obliczeniowych każdej z tych powierzchni wykonywana jest procedura wyznaczenia **stopnia oświetlenia węzła powierzchniowego bezpośrednim promieniowaniem słonecznym**  $a_{o,IB}$  [-]. Zastosowano dostępną na licencji open-source kolekcję bibliotek programistycznych „Boost::geometry” [255] i występującą tam metodę „Intersection”, będącą gotowym do implementacji w programowaniu w języku C++ numerycznym algorytmem całkującym, wykorzystującym metodę trapezów [132] do wyznaczenia wspólnej powierzchni dwóch dowolnych wielokątów [132,133]. Metoda ta jest rekomendowana przez „Open Geospatial Consortium, OGC” (międzynarodową organizację standaryzującą systemy informacji geograficznej GIS) [260] do zastosowań geodezyjnych związanych z wyznaczaniem odległości i powierzchni wielokątów rzutowanych na powierzchnie elipsoidy (Ziemi), ale jest też skuteczna w przypadku iloczynu powierzchni wielokątów płaskich w trójwymiarowym układzie współrzędnych kartezjańskich. W autorskim modelu obliczeniowym taki iloczyn powierzchni wielokątów (pierwszego, reprezentującego węzeł różnicowy powierzchni przegrody i drugiego, reprezentującego oświetloną powierzchnię płaszczyzny przegrody) stanowi wielkość oświetlonej bezpośrednim promieniowaniem słonecznym powierzchni pojedynczego węzła dyskretyzacyjnego,  $A_{o,IB}$  [m<sup>2</sup>]. Różnica pomiędzy wielokątem opisującym węzeł różnicowy a wielokątem opisującym zasięg bezpośredniego promieniowania słonecznego padającego na powierzchnię przegrody jest wielkością nieoświetloną bezpośrednim promieniowaniem słonecznym powierzchni tego węzła,  $A_{o,SH}$  [m<sup>2</sup>]. Dla każdego węzła powierzchni wewnętrznych wyznaczany jest stopień oświetlenia bezpośrednim promieniowaniem słonecznym  $a_{o,IB}$  [-], zgodnie z poniższymi równaniami:

$$A_{o,IB} + A_{o,SH} = dx \cdot dy = A_o [m^2] \quad (4.74)$$

$$a_{o,IB} = \frac{A_{o,IB}}{A_{o,IS} + A_{o,IB}} [-] \quad (4.75)$$

Schemat charakterystycznych wielkości dla powyższych obliczeń przedstawiono na poniższym rysunku, na przykładzie bezpośredniego promieniowania słonecznego padającego na powierzchnię wewnętrzną podłogi (analogiczne obliczenia są realizowane dla pozostałych przegród budowlanych) oraz powierzchni zewnętrznych ścian:



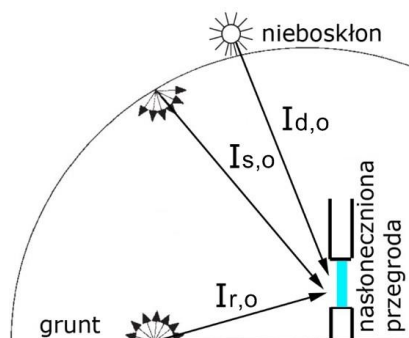
**Rys 4-22:** Oświetlenie węzłów różnicowych powierzchni wewnętrznej podłogi oraz powierzchni zewnętrznych ścian bezpośrednim promieniowaniem słonecznym. Źródło: opracowanie własne.

Opracowana i opisana powyżej metoda obliczeń właściwości geometrycznych promieniowania słonecznego pozwala określać te właściwości niezależnie od dyskretyzacji przestrzennej modelu numerycznego.

### **Opis modułu określającego parametry energetyczne promieniowania słonecznego**

W modelu numerycznym zastosowano koncept Liu-Jordana, (1963) [44], w którym na całkowite promieniowanie słoneczne docierające do budynku składa się promieniowanie bezpośrednie, rozproszone z nieboskłonu i odbite dyfuzyjnie od gruntu. Promieniowanie rozproszone rozchodzi się równomiernie (dyfuzyjnie) we wszystkich kierunkach, a także nie wyszczególnia się promieniowania „okołosłonecznego” („circumsolar”) oraz promieniowania horyzontu („horizon”). Natężenie promieniowania rozproszonego docierającego do przegrody jest zależne od jej konfiguracji względem nieboskłonu, gruntu i obiektów w otoczeniu. Promieniowanie bezpośrednie jest definiowane z uwzględnieniem jego kierunkowości, a promieniowanie rozproszone jako rozchodzące się jednakowo we wszystkich kierunkach (izotropowość promieniowania dyfuzyjnego).

Schemat modelu promieniowania słonecznego Liu-Jordana pokazano na poniższym rysunku [139]:



**Rys 4-23:** Model promieniowania słonecznego Liu-Jordana.  
Źródło: opracowanie własne z wykorzystaniem ilustracji z [139].

Podstawową cechą modelu izotropowego jest zachowanie właściwości kierunkowych przez promieniowanie bezpośrednie i ich utrata przez promieniowanie rozproszone oraz odbite. W związku z tym składowa bezpośrednia promieniowania słonecznego może oświetlać fragment przegrody zewnętrznej (w modelu dotyczy jedynie okna zainstalowanego we wnęce okiennej) lub wewnętrznej, a składowe rozproszone oświetlają równomiernie całą przegrodę.

**Chwilowe natężenie bezpośredniego promieniowania słonecznego padającego na powierzchnię zewnętrzną i wewnętrzną przegrody,  $I_{d,o}$  [ $W/m^2$ ]** jest obliczane dla każdej przegrody w kolejnych krokach czasowych jako funkcja tego natężenia na powierzchni horyzontalną  $I_{d,h}$  [ $W/m^2$ ], kąta padania promieniowania na powierzchnię zewnętrzną i wewnętrzną (gdy promieniowanie bezpośrednie przez przegrody przezroczyste przedostaje się do wnętrza pomieszczenia) poszczególnych przegród,  $\theta_{sol,beam,o}$  [ $^\circ$ ] i wysokości Słońca  $h_{sol}$  [ $^\circ$ ], zgodnie z poniższym równaniem [44,32]:

$$I_{d,o} = I_{d,h} \frac{\theta_{sol,beam,o}}{90-h_{sol}} [W/m^2] \quad (4.76)$$

**Chwilowe natężenie rozproszonego promieniowania słonecznego padającego na powierzchnię zewnętrzną przegrody,  $I_{s,o}$  [ $W/m^2$ ]** zależy w modelu izotropowym od współczynnika konfiguracji przegrody względem nieboskłonu,  $F_{o-sky}$  [-], który jest stały [44,32]:

$$I_{s,o} = I_{s,h} \cdot F_{o-sky} [W/m^2] \quad (4.77)$$

Podobnie można wyznaczyć **chwilowe natężenie promieniowania słonecznego odbitego od gruntu (dyfuzyjnie) i padającego na powierzchnię zewnętrzną przegrody,  $I_{r,o}$  [ $W/m^2$ ]**, które jest funkcją stałego współczynnika konfiguracji przegrody względem gruntu,  $F_{o-g}$  [-] oraz współczynnika refleksyjności powierzchni gruntu dla promieniowania słonecznego,  $\rho_{g,sol}$  [-, zgodnie ze wzorem [33]:

$$I_{r,o} = (I_{s,h} + I_{d,h}) \cdot \rho_{g,sol} \cdot F_{o-g} [W/m^2] \quad (4.78)$$

Należy zauważyć, że zastosowany model obliczeniowy uwzględnia bezpośrednie i rozproszone promieniowanie słoneczne docierające do powierzchni zewnętrznej przegrody po odbiciu (dyfuzyjnym) od gruntu, a pomija odbicie tego promieniowania od obiektów (np. innych budynków) w otoczeniu zewnętrznym modelowanego budynku [33,32].



Powyższe składowe tworzą **całkowite natężenie promieniowania słonecznego padającego na powierzchnię zewnętrzną przegrody,  $I_{t,o}$  [ $W/m^2$ ]**, zgodnie ze wzorem:

$$I_{t,o} = I_{d,o} + I_{s,o} + I_{r,o} = \left( I_{d,h} \frac{\theta_{sol,beam,o}}{90-h_{sol}} \right) + (I_{s,h} \cdot F_{o-sky}) + \left( (I_{s,h} + I_{d,h}) \cdot \rho_{g,sol} \cdot F_{o-g} \right) [W/m^2] \quad (4.79)$$

Współczynniki konfiguracji poszczególnych przegród budynku względem nieboskłonu,  $F_{o-sky}$ , gruntu,  $F_{o-g}$  i obiektów w otoczeniu,  $F_{o-o}$  zależą od rodzaju zabudowy w otoczeniu danej przegrody modelowanego budynku. Przykładowe wartości podaje Clarke [33]:

**Tabela 4-1:** Referencyjne współczynniki konfiguracji budynku względem otoczenia. Źródło: [33].

Przegroda	Rodzaj zabudowy	$F_{o-sky}$ [-]	$F_{o-g}$ [-]	$F_{o-o}$ [-]
ściana	centra miast, budynki w sąsiedztwie o podobnej wysokości	0,36	0,36	0,28
ściana	centra miast, budynki w sąsiedztwie wyższe	0,15	0,33	0,52
ściana	tereny miejskie	0,41	0,41	0,18
ściana	tereny wiejskie	0,45	0,45	0,10
dach skośny	centra miast	0,50	0,20	0,30
dach skośny	tereny miejskie	0,50	0,30	0,20
ściana, dach	tereny wiejskie bez sąsiadujących obiektów	0,50	0,50	0,00

Gęstość strumienia ciepła, docierającego do modelowanego budynku po odbiciu promieniowania od gruntu w jego otoczeniu zależy od współczynników energetycznych-optycznych gruntu związanych z promieniowaniem słonecznym, w tym refleksyjności  $\rho_{g,sol}$  [-], która zależy od rodzaju pokrycia gruntu i może przyjmować wg badań doświadczalnych Despini et al. (2016) [40] dla promieniowania słonecznego i typowych materiałów budowlanych (nawierzchni terenu, pokryć dachowych) wartości rzędu  $\rho_{g,sol} \in (0,1; 0,6)$  w terenach miejskich. Duffie i Beckman (2013) [44] podają wartości rzędu  $\rho_{g,sol} \approx 0,2$  [-] dla trawy i  $\rho_{g,sol} \approx 0,6 \div 0,7$  [-] w przypadku zalegającego śniegu. Materiały techniczne firmy Kipp&Zonen [103], producenta pyranometrów, podają albedo gruntu rzędu  $\rho_{g,sol} \approx 0,15$  [-] dla trawy,  $\rho_{g,sol} \approx 0,5$  [-] dla piasku i  $\rho_{g,sol} \approx 0,8$  [-] dla świeżego śniegu.

Wybrany w modelu numerycznym model obliczeniowy Liu-Jordana może zostać uproszczony do prostszego modelu dyfuzyjnego Hottela-Woertza (1942) [44], który pomija wymianę ciepła z gruntem ( $F_{o-g}=0$ ,  $F_{o-o}=0$ ,  $F_{o-sky}=1,0$ ).

**Gęstość strumienia ciepła od promieniowania słonecznego, absorbowanego przez węzeł różnicowy „o” powierzchni zewnętrznej przegrody budowlanej,  $q_{o,sol,in}$  [ $W/m^2$ ]** jest wyznaczana z uwzględnieniem emisyjności węzła „o” powierzchni zewnętrznej przegrody dla promieniowania słonecznego,  $\varepsilon_{o,sol}$  [-], zgodnie z poniższym równaniem:

$$\dot{q}_{o,sol,in} = I_{t,o} \cdot \varepsilon_{o,sol} [W/m^2] \quad (4.80)$$

### ***Weryfikacja modułu obliczeniowego***

Przedstawiony tu i zaimplementowany w modelu obliczeniowym moduł promieniowania słonecznego został zweryfikowany przez Pawlaka i Górkę (2019) [139] i (2019) [138]. W zakresie tej dysertacji przeprowadzono weryfikację zgodnie z poniższą procedurą.

#### Weryfikowane mechanizmy obliczeniowe

- wyznaczanie parametrów geometrycznych promieniowania słonecznego,
- wyznaczanie parametrów energetycznych promieniowania słonecznego.

#### Metoda weryfikacji, parametry weryfikacyjne i kryteria akceptacji

Weryfikacji modułu obliczeniowego dokonano poprzez przeprowadzenie symulacji z wejściowymi przykładowymi danymi klimatycznymi i porównanie wyników symulacji z danymi literaturowymi (w zakresie zagadnień układu geometrycznego Słońce – przegroda) oraz z wynikami obliczeń analitycznych (w zakresie oświetlonej powierzchni przegrody przezroczystej i powierzchni przegrod pomieszczenia).

Jako parametr weryfikacyjny dla właściwości geometrycznych związanych z lokalizacją Słońca na nieboskłonie ( $\delta_{sol}$ ,  $\tau_{sol}$ ,  $\omega_{sol}$ ,  $h_{sol}$ ,  $\gamma_{sol}$ ) oraz powierzchnią oświetloną bezpośrednim promieniowaniem słonecznym ( $P_{LD}$ ,  $P_{LG}$ ,  $P_{PD}$ ,  $P_{PG}$ ,  $P_{LD,beam,o}$ ,  $P_{LG,beam,o}$ ,  $P_{PD,beam,o}$ ,  $P_{PG,beam,o}$ ,  $A_{o,IB}$ ) wykorzystano błąd bezwzględny dla wartości tych parametrów ( $\Delta X$ ), obliczony zgodnie ze wzorem:

$$\Delta X = |X_{model} - X_{ref}| \quad [-] \quad (4.81)$$

gdzie (symbole nie wyjaśnione wcześniej):

- $X_{model}$  obliczona za pomocą symulacji modelem numerycznym wartość parametru w danym kroku czasowym,  
 $X_{ref}$  referencyjna wartość parametru w danym kroku czasowym, wyznaczona analitycznie lub określona na podstawie danych literaturowych.

Jako parametr weryfikacyjny dla właściwości energetycznych promieniowania słonecznego ( $I_{t,o}$ ) wykorzystano:

- błąd bezwzględny dla wartości tych parametrów ( $\Delta X$ ),
- błąd względny ( $\delta X$ ) dla bezwymiarowych wartości tych parametrów, obliczony zgodnie ze wzorem:

$$\delta X = \left( 1 - \frac{X_{model}}{MAX(X_{model})_{day}} / \frac{X_{ref}}{MAX(X_{ref})_{day}} \right) \cdot 100 [\%] \quad (4.82)$$

gdzie (symbole nie wyjaśnione wcześniej):

- $MAX(X_{model})_{day}$  maksymalna obliczona modelem numerycznym dzienna wartość parametru  $X$ ,  
 $MAX(X_{ref})_{day}$  maksymalna dzienna wartość parametru  $X$  wyznaczona analitycznie lub określona na podstawie danych literaturowych.

Zweryfikowano także powtarzalność symulacji poszczególnych wielkości z wykorzystaniem współczynnika rozstępu ( $R$ ) jako potwierdzenie braku błędów numerycznych.

Za kryteria akceptacji uznano:

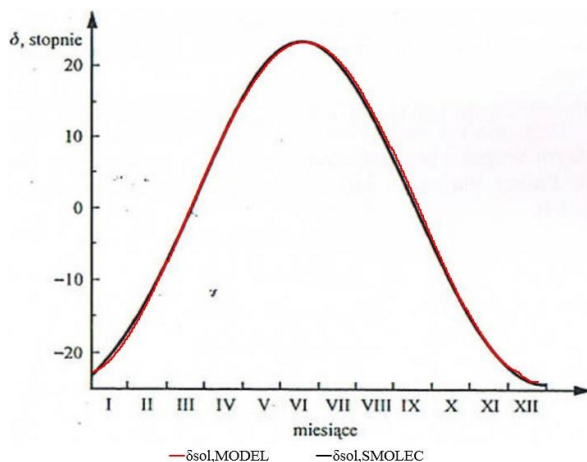
- dla parametrów  $X$ , dotyczących właściwości geometrycznych - lokalizacji Słońca na nieboskłonie ( $\delta_{sol}, \omega_{sol}, h_{sol}, \gamma_{sol}$ ):  $\Delta X < 5,0^\circ$ ,
- dla parametrów  $X$ , dotyczących właściwości energetycznych promieniowania słonecznego ( $I_{t,o}$ ):  $\Delta X < 10\text{W/m}^2$ ,  $\delta X < 5\%$ ,
- dla powtarzalności wyników symulacji:  $R < 0,001$ .

#### Warunki początkowe i brzegowe, główne parametry symulacji

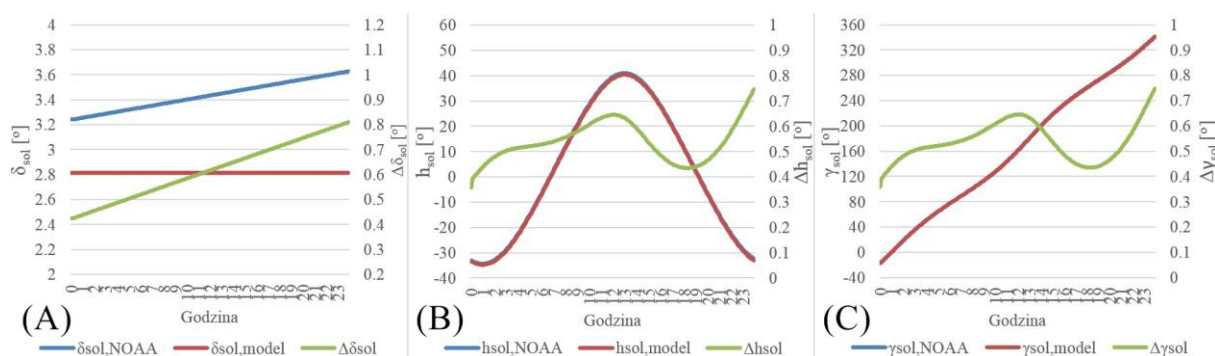
- dla parametrów geometrycznych lokalizacji Słońca na nieboskłonie jako referencyjne wykorzystano wyniki obliczeń z zastosowaniem kalkulatora udostępnionego on-line w formacie arkusza kalkulacyjnego excel przez NOAA – *National Oceanic and Atmospheric Administration, U.S. Department of Commerce* [259], bazującego na bardziej rozbudowanym algorytmie obliczeniowym Meeusa (1998) [109], uwzględniającym m.in. wpływ refrakcji promieniowania słonecznego na godziny wschodu i zachodu Słońca oraz dokładną datę wg kalendarza juliańskiego. Dla deklinacji Słońca dodatkowo porównano jej zmienność w cyklu rocznym z referencyjnym wykresem prezentowanym przez Smolca (2000) [163],
- dla parametrów energetycznych promieniowania słonecznego wykorzystano dane klimatyczne *MIIR* do obliczeń energetycznych budynków [254] jako wejściowe do modelu ( $I_{t,h}, I_{d,h}, I_{s,h}$ ),
- obliczenia parametrów geometrycznych i energetycznych dla danych *MIIR* przeprowadzono dla zwróconej na południe przegrody budynku zlokalizowanego w Poznaniu, szerokość geograficzna  $\phi_o = 52,4166667^\circ$ , długość geograficzna  $\lambda_o = 16,9666667^\circ$ , strefa czasowa UTC+1 (w okresie letnim UTC+2),
- przeprowadzono 2 identyczne serie symulacji, z krokiem czasowym  $\Delta\tau_{is} = 3600\text{s}$  i symulowanym okresem 1 roku (2018r.),
- obliczenia parametrów energetycznych prowadzono z wykorzystaniem modelu Hottela ( $F_{o,sky} = 1,0$ ,  $F_{o,g} = 0$ ,  $F_{o,o} = 0$ ) oraz modelu Liu-Jordana dla terenu wiejskiego (założono brak wpływu obiektów w otoczeniu na wartości prezentowane w danych meteorologicznych,  $F_{o,sky} = 0,5$ ,  $F_{o,g} = 0,5$ ,  $F_{o,o} = 0$ ,  $\rho_g = 0,2$ ),
- dla parametrów geometrycznych oświetlenia powierzchni okna i przegród wewnętrznych bezpośrednim promieniowaniem słonecznym, wyniki obliczeń numerycznych porównano z obliczeniami analitycznymi dla pomieszczenia z dwoma oknami zainstalowanymi w różnych ścianach, dla wybranego czasu (21 czerwca, godzina 16:00),

## Wyniki symulacji i podsumowanie weryfikacji

Przykładowe wyniki symulacji właściwości geometrycznych promieniowania słonecznego związanych z lokalizacją Słońca na nieboskłonie przedstawiono poniżej.



**Rys 4-24:** Weryfikacja modelu numerycznego w zakresie wyznaczania  $\delta_{sol}$ . Porównanie wyników symulacji z wynikami Smolca (2000) [163]. Źródło: opracowanie własne, z wykorzystaniem ilustracji z [163].



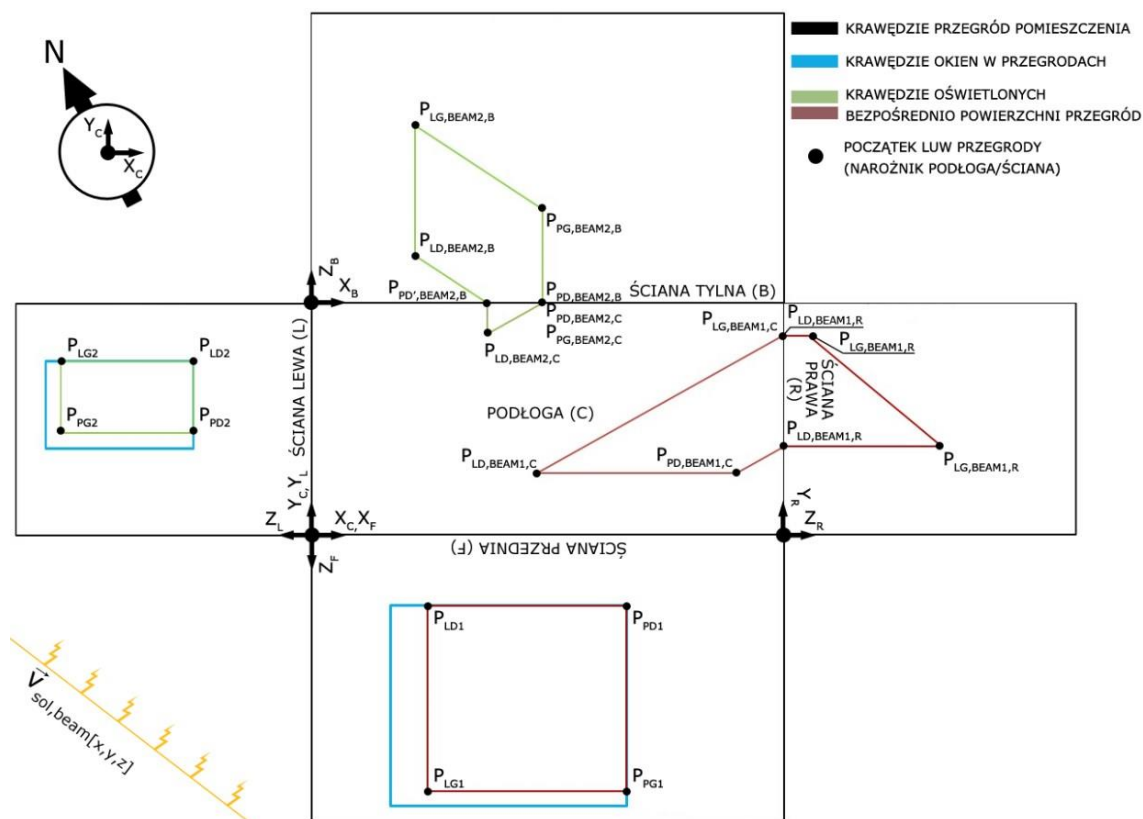
**Rys 4-25:** Weryfikacja modelu numerycznego w zakresie wyznaczania geometrycznych właściwości promieniowania słonecznego. Porównanie wyników symulacji z wynikami kalkulatora NOAA dla przykładowego dnia 29.03.2018r [259]. Źródło: opracowanie własne.

Uzyskano następujące wartości parametrów weryfikacyjnych dla właściwości geometrycznych promieniowania słonecznego:

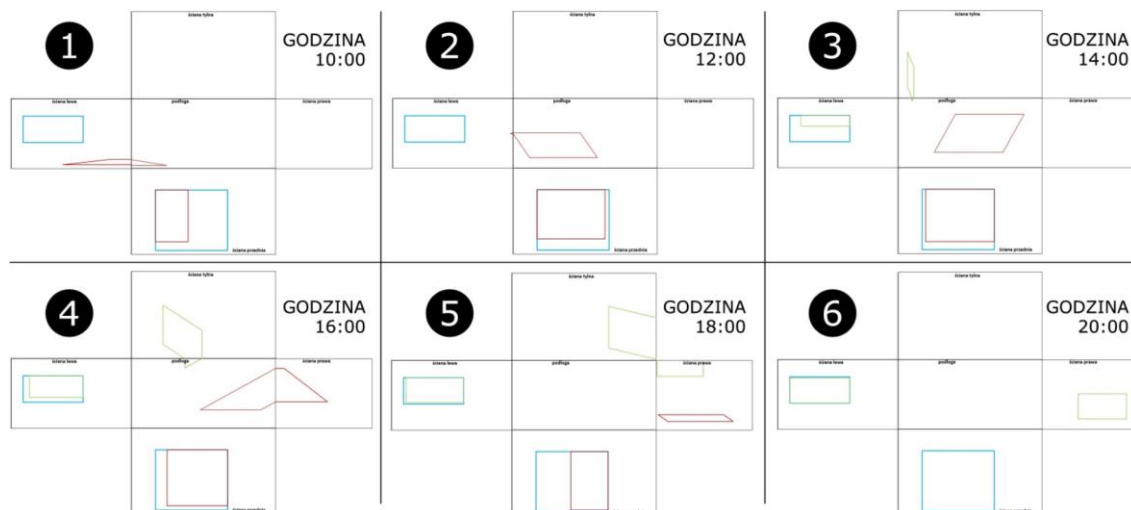
- $\Delta\delta_{sol} \in \langle -0,629; +0,810 \rangle [^\circ]$
- $\Delta\omega_{sol} \in \langle -0,217; +0,243 \rangle [^\circ] \Rightarrow \Delta\tau_{sol} \in \langle -52; +58 \rangle [s]$
- $\Delta h_{sol} \in \langle -0,625; +0,746 \rangle [^\circ]$
- $\Delta\gamma_{sol} \in \langle -0,417; +0,635 \rangle [^\circ]$

Wyniki symulacji weryfikacyjnych spełniają przyjęte kryteria weryfikacyjne. Należy zauważyć, że opracowany model numeryczny realizuje obliczenia przy założeniu stałej dla danego dnia deklinacji Słońca, podczas gdy model referencyjny [259] wyznacza wartość  $\delta_{sol}$  z krokiem czasowym 6 minut. Wykres (A) na Rys 4-25 obrazuje przykładową różnicę wartości  $\delta_{sol}$  dla wybranego dnia w roku. Jak pokazano na wykresie (B) i (C) na Rys 4-25, różnica ta nie wpływa znacznie na rozbieżność pozostałych parametrów geometrycznych promieniowania słonecznego.

Przykładowe wyniki symulacji weryfikacyjnych właściwości geometrycznych promieniowania słonecznego, związanych z oddziaływaniem bezpośredniej składowej tego promieniowania na powierzchnie przegród przedstawiono poniżej:

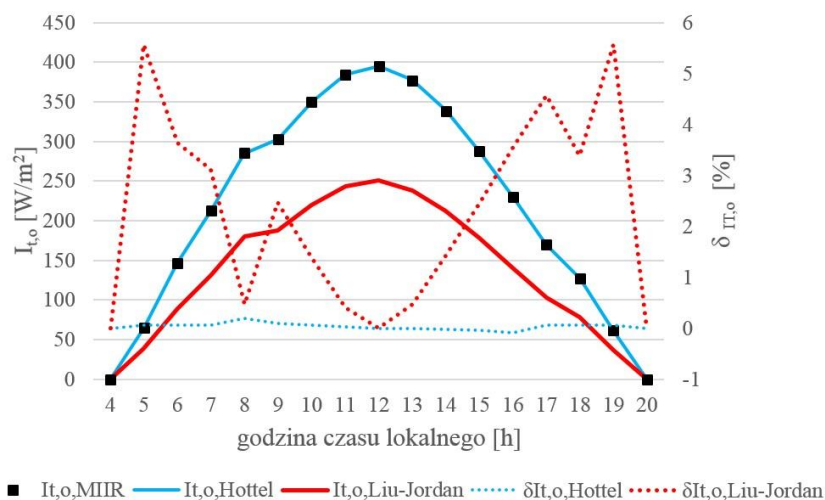


**Rys 4-26:** Weryfikacja modelu numerycznego w zakresie wyznaczania geometrycznych właściwości promieniowania słonecznego. Oddziaływanie bezpośredniego promieniowania słonecznego w pomieszczeniu w Poznaniu, 21 czerwca o godzinie 16<sup>00</sup>. Źródło: opracowanie własne.



**Rys 4-27:** Weryfikacja modelu numerycznego w zakresie wyznaczania geometrycznych właściwości promieniowania słonecznego. Przykładowa symulacja oddziaływania promieniowania słonecznego na wnętrze pomieszczenia. Źródło: opracowanie własne.

Przykładowe wyniki symulacji właściwości energetycznych promieniowania słonecznego przedstawiono poniżej:



**Rys 4-28:** Weryfikacja modelu numerycznego w zakresie wyznaczania energetycznych właściwości promieniowania słonecznego. Porównanie wyników symulacji z wynikami danych klimatycznych MIIR dla przykładowego dnia 21 czerwca [254]. Źródło: opracowanie własne.

Weryfikowano jedynie wartość całkowitego natężenia promieniowania słonecznego padającego na przegrodę,  $I_{t,o}$ , ponieważ wybrane referencyjne dane meteorologiczne *MIIR* [254] nie dostarczają wielkości poszczególnych składowych. Uzyskano następujące wartości parametrów weryfikacyjnych dla właściwości energetycznych promieniowania słonecznego obliczonych modelem Hottela dla okresu całego roku:

- $\delta I_{t,o} \in \langle -5,585; +5,478 \rangle$ ,  $\overline{\delta I_{t,o}} = 0,569$  [%]
- $\Delta I_{t,o,max} = 27,013 \left[ \frac{W}{m^2} \right]$ ,  $\overline{\Delta I_{t,o}} = 1,036 \left[ \frac{W}{m^2} \right]$

Średnie wartości błędu względnego i bezwzględnego spełniają przyjęte kryteria weryfikacyjne. Przekraczające przyjęte kryterium weryfikacyjne wartości maksymalnego błędu bezwzględnego (przekroczenie dla 35 z 8760 kroków czasowych) dotyczą okresów znacznego natężenia całkowitego promieniowania słonecznego padającego na ścianę południową w miesiącach zimowych (przy niskiej wysokości Słońca), stanowiąc średnio 1,9%, a maksymalnie 3,1% całkowitego natężenia. Przekraczające przyjęte kryterium weryfikacyjne wartości maksymalnego błędu względnego (przekroczenie dla 2 z 8760 kroków czasowych) generują średni i maksymalny błąd bezwzględny odpowiednio 5,320W/m<sup>2</sup> i 5,703W/m<sup>2</sup>.

Należy zauważyć, że referencyjne wartości  $I_{t,o}$  [W/m<sup>2</sup>] wyznaczono w źródłowych danych meteorologicznych *MIIR* [254] metodą obliczeniową, z uproszczonym modelem nieuwzględniającym oddziaływania obiektów w otoczeniu i gruntu.

Dla zrealizowanych dwukrotnie symulacji uzyskano powtarzalność wyników potwierdzoną wartością  $R < 0,0001$ .

Przeprowadzona procedura weryfikacyjna potwierdza, że opracowany model numeryczny jest skuteczny w zakresie wyznaczania parametrów geometrycznych i energetycznych promieniowania słonecznego docierającego do budynku.

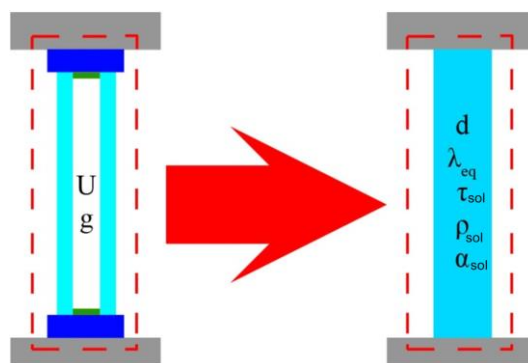
#### 4.4.5. Moduł energetyczny okien

Ten moduł obliczeniowy wyznacza na początku symulacji podstawowe, znormalizowane parametry energetyczne-optyczne przegrody przezroczystej dla promieniowania słonecznego w przypadku gdy nie są zadane jako parametry wejściowe. Ponadto oblicza w każdym kroku czasowym zależność tych parametrów od zmiennego kąta oddziaływania promieniowania słonecznego na powierzchnię przegrody przezroczystej oraz oblicza strumień ciepła wymieniany na drodze przewodzenia w przegrodzie przezroczystej.

Dla zapewnienia możliwości praktycznego wykorzystania opracowanego modelu numerycznego do zastosowań inżynierskich, do symulacji energetycznej przegród przeszklonych wybrano metodę bazującą na łatwo dostępnych parametrach technicznych okien – ich współczynniku przenikania ciepła  $U$  [ $\text{W}/\text{m}^2/\text{K}$ ] i współczynniku całkowitej przepuszczalności energii promieniowania słonecznego  $g$  [-]. Zastosowano model Arasteha, Kohlera i Griffitha (2009) [5] do którego wprowadzono autorskie modyfikacje. Zaimplementowany model obliczeniowy przedstawili Pawlak i Górka (2019) [138].

##### *Opis modułu wyznaczającego zastępcze właściwości fizyczne i podstawowe wskaźniki energetyczne-optyczne przegrody przezroczystej*

Złożona geometria przegrody przezroczystej jest w modelu reprezentowana przez zastępcze izotropowe ciało stałe (o jednorodnych, zastępczych parametrach fizycznych), przezroczyste dla promieniowania słonecznego i nieprzezroczyste dla promieniowania podczerwonego (cieplnego). Model obliczeniowy pomija część ramową okien, a część szybową modeluje z dyskretyzacją przestrzenną w kierunku prostopadłym do powierzchni okna na 2 węzły obliczeniowe (wewnętrzny i zewnętrzny). Schemat modelu fizycznego przegrody przezroczystej przedstawiono na poniższym rysunku:



**Rys 4-29:** Uproszczony model fizyczny przegrody przezroczystej. Źródło: opracowanie własne na podstawie [139].

Na podstawie podstawowych wskaźników energetycznych charakteryzujących okna, w tym współczynnika  $U$  [ $\text{W}/\text{m}^2/\text{K}$ ] i  $g$  [-], określone są stałe w czasie parametry energetyczne modelowanej przegrody przezroczystej [5]:

- zastępcza grubość,  $d$  [mm],
- zastępcza przewodność cieplna,  $\lambda_{eq}$  [ $\text{W}/\text{m}/\text{K}$ ],
- transmisyjność dla normalnego (prostopadłego) promieniowania słonecznego,  $\tau_{sol}$  [-],
- refleksyjność dla normalnego promieniowania słonecznego,  $\rho_{sol}$  [-],
- absorpcyjność dla normalnego promieniowania słonecznego,  $\alpha_{sol}$  [-].

Powyższe wielkości są wyznaczane są zgodnie z równaniami [5]:

$$U \leq 7,0 \frac{W}{m^2K} \Rightarrow d = 59,14 - \frac{7,14}{R_{l-w}} [mm] \quad (4.83)$$

$$U < 3,4 \frac{W}{m^2K} \wedge g \leq 0,15 \Rightarrow \tau_{sol} = 0,41040g [-] \quad (4.84)$$

$$U < 3,4 \frac{W}{m^2K} \wedge g > 0,15 \Rightarrow \tau_{sol} = 0,085775g^2 + 0,963954g - 0,084958 [-] \quad (4.85)$$

$$N = \frac{(R_{e-s} + 0,5R_{l-s})}{R_{e-s} + R_{l-s} + R_{i-s}} [-] \quad (4.86)$$

$$\alpha_{sol} = \frac{g - \tau_{sol}}{N} [-] \quad (4.87)$$

$$\rho_{sol} = 1 - \tau_{sol} - \alpha_{sol} [-] \quad (4.88)$$

$$R_{e-s} = \frac{1}{4,475553(g - \tau_{sol}) + 20,674424} \left[ \frac{m^2K}{W} \right] \quad (4.89)$$

$$R_{i-s} = \frac{1}{199,8208128(g - \tau_{sol})^3} - \frac{1}{90,639733(g - \tau_{sol})^2} + \frac{1}{19,737055(g - \tau_{sol})} + \frac{1}{6,766575} \left[ \frac{m^2K}{W} \right] \quad (4.90)$$

$$R_{l-s} = R_{l-w} = \frac{1}{U} - R_{e-w} - R_{i-w} \left[ \frac{m^2K}{W} \right] \quad (4.91)$$

$$R_{e-w} = \frac{1}{0,025342U + 29,163853} \left[ \frac{m^2K}{W} \right] \quad (4.92)$$

$$U < 5,85 \frac{W}{m^2K} \Rightarrow R_{i-w} = \frac{1}{0,359073 \ln(U) + 6,949915} \left[ \frac{m^2K}{W} \right] \quad (4.93)$$

$$\lambda_{eq} = \frac{d}{R_{l-s}} \left[ \frac{W}{m \cdot K} \right] \quad (4.94)$$

gdzie (symbole nie wyjaśnione wcześniej):

$N [-]$	część całkowitej energii promieniowania słonecznego zaabsorbowanej w wewnętrznym węźle przegrody przezroczystej (od strony pomieszczenia),
$R_{e-s}, R_{e-w} [m^2K/W]$	opór przejmowania ciepła na zewnętrznej powierzchni okna, odpowiednio w obliczeniowych warunkach letnich i zimowych,
$R_{i-s}, R_{i-w} [m^2K/W]$	opór przejmowania ciepła na wewnętrznej powierzchni okna, odpowiednio w obliczeniowych warunkach letnich i zimowych,
$R_{l-s}, R_{l-w} [m^2K/W]$	opór przewodzenia ciepła przez zastępczą jednorodną warstwę okna, odpowiednio w obliczeniowych warunkach letnich i zimowych,
$\lambda_{eq} [W/m/K]$	zastępcza przewodność cieplna części szybowej okna.



Źródłowy model obliczeniowy [5] pozwala na obliczanie powyższych parametrów także dla okien o  $U > 3,4 \text{ W/m}^2/\text{K}$ , które są praktycznie niestosowane w nowoczesnym budownictwie. Do algorytmu [5] wprowadzono modyfikację polegającą na umożliwieniu użytkownikowi wskazania wartości jednego lub wielu parametrów energetycznych-optycznych ( $\tau_{sol}$ ,  $\rho_{sol}$ ,  $\alpha_{sol}$ ) gdy są znane i obliczeniu jedynie pozostałych wielkości.

### **Opis modułu obliczającego zmienność kątową właściwości słonecznych przegrody przezroczystej**

Model numeryczny uwzględnia wpływ kąta padania promieniowania słonecznego na przegrodę przezroczystą  $\theta_{sol,o}$  [°] na jej właściwości energetyczno-optyczne poprzez wprowadzanie w każdym kroku czasowym symulacji współczynników poprawkowych  $k$  [-] dla podstawowych, znormalizowanych wskaźników energetycznych-optycznych  $\tau_{sol}$ ,  $\rho_{sol}$ ,  $\alpha_{sol}$  [-]. Współczynniki poprawkowe są funkcją kąta padania promieniowania i rodzaju przegrody przezroczystej. Model obliczeniowy przeprowadza obliczenia niezależnie dla składowej bezpośredniej i rozproszonej promieniowania słonecznego. Dla składowej bezpośredniej wykorzystywany jest kąt padania promieniowania na przegrodę przezroczystą w danym kroku czasowym,  $\theta_{sol,beam,o}$  [°]. Dla składowej rozproszonej (promieniowanie dyfuzyjne z nieboskłonu i odbite od gruntu) przyjęto stały, zastępczy kąt padania promieniowania dyfuzyjnego na przegrodę przezroczystą  $\theta_{sol,diff,o}$  [°] (odchylenie od normalnej do powierzchni przegrody) [121]:

$$\theta_{sol,diff,o} = 60 \text{ [}^\circ\text{]} \quad (4.95)$$

Skorygowane wskaźniki słoneczne transmisyjności,  $\tau'_{sol}$ , refleksyjności  $\rho'_{sol}$  i absorpcyjności  $\alpha'_{sol}$  promieniowania słonecznego są wyznaczone z zależności:

$$\tau'_{sol} = \tau_{sol} \cdot k_{\tau} \text{ [-]} \quad (4.96)$$

$$\rho'_{sol} = \rho_{sol} \cdot k_{\rho} \text{ [-]} \quad (4.97)$$

$$\alpha'_{sol} = 1 - \tau'_{sol} - \rho'_{sol} \text{ [-]} \quad (4.98)$$

gdzie (symbole nie wyjaśnione wcześniej):

$k_{\tau}$ ,  $k_{\rho}$  [-] współczynniki korekcyjne dla znormalizowanych wskaźników słonecznych.

Współczynniki korekcyjne są obliczane w każdym kroku czasowym wg równań [5]:

$$k_{\tau}, k_{\rho} = a \cdot \cos(\theta_{sol,o})^4 + b \cdot \cos(\theta_{sol,o})^3 + c \cdot \cos(\theta_{sol,o})^2 + d \cdot \cos(\theta_{sol,o}) + e \text{ [-]} \quad (4.99)$$

gdzie (symbole nie wyjaśnione wcześniej):

$a, b, c, d, e$  współczynniki wg poniższych tabel.

Współczynniki  $a$ ,  $b$ ,  $c$ ,  $d$ ,  $e$  są stałe i wybierane przez model na bazie zdefiniowanego rodzaju pakietu szybowego, zgodnie z poniższą tabelą:

**Tabela 4-2:** Współczynniki do wyznaczenia korekty wskaźników energetycznych-optycznych okien. Źródło: [5].

Warunki stosowania współczynników i przykładowy rodzaj okna	$a(k_\tau)$ $a(k_p)$	$b(k_\tau)$ $b(k_p)$	$c(k_\tau)$ $c(k_p)$	$d(k_\tau)$ $d(k_p)$	$e(k_\tau)$ $e(k_p)$
$U > 4,5$ , $g > 0,65$ jednoszybowe bez powłok funkcyjnych	1,470E-02 1,632E+01	1,486E+00 -5,782E+01	-3,852E+00 7,924E+01	3,355E+00 -5,008E+01	-1,474E-03 1,334E+01
$1,7 < U < 3,4$ ; $g > 0,55$ lub $U < 1,4$ ; $g > 0,45$ dwuszybowe bez powłok lub z powłoką funkcyjną o wysokiej transmisyjności	2,883E+00 -5,488E-01	-5,873E+00 -6,498E+00	2,489E+00 2,120E+01	1,510E+00 -2,097E+01	-2,577E-03 7,814E+00
$U < 1,4$ ; $g < 0,35$ dwuszybowe z powłokami funkcyjnymi lub trzyszybowe	3,744E+00 4,490E+00	-8,836E+00 -1,266E+01	6,018E+00 1,397E+01	8,407E-02 -7,501E+00	4,825E-04 2,693E+00

Model referencyjny [5] obejmuje więcej rodzajów współczynników korekcyjnych, szczególnie dla pakietów szybowych o niezgodnym z obowiązującymi w Polsce przepisami [220] współczynnikiem przenikania ciepła  $U > 1,7 \text{ W/m}^2/\text{K}$ .

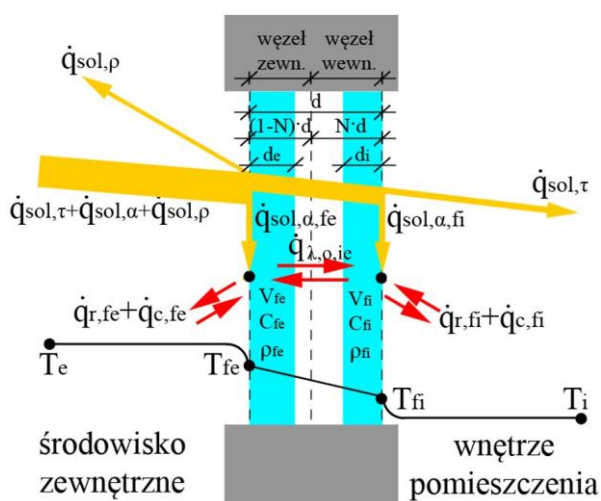
Metodę wyznaczania rzeczywistej, chwilowej wartości współczynnika całkowitej przepuszczalności energii promieniowania słonecznego z uwzględnieniem rzeczywistych współczynników energetycznych przedstawili Pawlak i Górka (2019) [139].

### Opis modułu obliczającego wymianę ciepła przegrody przezroczystej

Wymiana ciepła przegrody przezroczystej obejmuje w modelu obliczeniowym:

- energię promieniowania słonecznego docierającego do przegrody i w niej zaabsorbowanego,
- energię wymioną przez powierzchnię wewnętrzną okna z wnętrzem pomieszczenia na drodze promieniowania długofalowego i konwekcji,
- energię wymioną przez powierzchnię zewnętrzną okna z otoczeniem budynku na drodze promieniowania długofalowego i konwekcji,
- przepływ ciepła w obrębie samej przegrody przeszklonej (przewodzenie w zastępczym cieple stałym).

Schemat przepływu ciepła przez przegrodę przezroczystą przedstawiono poniżej (opis symboli w tekście):



**Rys 4-30:** Schemat modelu przepływu ciepła w przegrodzie przeszklonej, warunki letnie. Źródło: opracowanie własne z wykorzystaniem ilustracji z [138].

Model przestrzenny okna obejmuje dwa węzły różnicowe, zlokalizowane odpowiednio na powierzchni okna od strony pomieszczenia i środowiska zewnętrznego [97] (założenie przepływu ciepła jedynie w kierunku prostopadłym do okna i jednorodnej temperatury powierzchni wewnętrznej i zewnętrznej okna, związanej z niewielką pojemnością cieplną części szybowej okna). Przegroda przezroczysta ze względu na przepływ ciepła w jej obrębie jest modelowana jako jednowarstwowe zastępcze ciało stałe o ekwiwalentnej przewodności cieplnej  $\lambda_{eq}$  [W/m/K].

Problem przewodzenia ciepła przez okno rozwiązano z wykorzystaniem metody numerycznej bilansów elementarnych w układzie jawnym dla nieustalonego, jednowymiarowego przepływu ciepła [173,112]. Model numeryczny wyznacza zmianę **temperatury w zewnętrznym ( $T'_{fe}$  [°C] i wewnętrznym  $T'_{fi}$  [°C] węzle różnicowym przegrody przezroczystej**, zgodnie ze wzorami:

$$t'_{fe} = t_{fe} + \left( \frac{t_{fi} - t_{fe}}{R_{l-s}} + \dot{q}_{r,fe} + \dot{q}_{c,fe} + \dot{q}_{sol,\alpha,fe} \right) \frac{\Delta\tau_{ts}}{C_{fe} \cdot \rho_{fe} \cdot d_{fe}} \text{ [°C]} \quad (4.100)$$

$$t'_{fi} = t_{fi} + \left( \frac{t_{fe} - t_{fi}}{R_{l-s}} + \dot{q}_{r,fi} + \dot{q}_{c,fi} + \dot{q}_{sol,\alpha,fi} \right) \frac{\Delta\tau_{ts}}{C_{fi} \cdot \rho_{fi} \cdot d_{fi}} \text{ [°C]} \quad (4.101)$$

gdzie (symbole nie wyjaśnione wcześniej):

$t_{fe}, t'_{fe}, t_{fi}, t'_{fi}$ [°C]	temperatura węzła zewnętrznego ( $fe$ ) i wewnętrznego ( $fi$ ) okna przed i po kroku czasowym,
$C_{fe}, C_{fi}$ [J/kg/K]	ciepło właściwe materiału, z którego wykonano zewnętrzną ( $fe$ ) i wewnętrzną ( $fi$ ) szybę okna,
$\rho_{fe}, \rho_{fi}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	gęstość materiału, z którego wykonano zewnętrzną ( $fe$ ) i wewnętrzną ( $fi$ ) szybę okna,
$d_{fe}, d_{fi}$ [m]	grubość zewnętrznej ( $fe$ ) i wewnętrznej ( $fi$ ) szyby okiennej,
$q_{r,fe}, q_{r,fi}$ [W/m <sup>2</sup> ]	gęstość strumienia ciepła wymianianego przez okno na drodze promieniowania cieplnego z otoczeniem zewnętrznym ( $fe$ ) i wewnętrznym ( $fi$ ),
$q_{c,fe}, q_{c,fi}$ [W/m <sup>2</sup> ]	gęstość strumienia ciepła wymianianego przez okno na drodze konwekcji z otoczeniem zewnętrznym ( $fe$ ) i wewnętrznym ( $fi$ ),
$q_{sol,\alpha,fe}, q_{sol,\alpha,fi}$ [W/m <sup>2</sup> ]	gęstość strumienia ciepła absorbowanego w węzle zewnętrznym ( $fe$ ) i wewnętrznym ( $fi$ ) okna, zgodnie z opisem modułu obliczającego strumień ciepła od promieniowania słonecznego przepływający przez przegrodę przezroczystą i wymieniany w pomieszczeniu.

**Strumienie ciepła wymieniane przez przegrodę przezroczystą na drodze promieniowania cieplnego z otoczeniem zewnętrznym i wewnętrznym,  $q_{r,fe}, q_{r,fi}$  [W/m<sup>2</sup>], są wyznaczone przez moduł obliczeniowy promieniowania długofalowego.**

**Strumienie ciepła wymieniane przez przegrodę przezroczystą na drodze konwekcji z otoczeniem zewnętrznym i wewnętrznym,  $q_{c,fe}, q_{c,fi}$  [W/m<sup>2</sup>], są wyznaczone przez moduł obliczeniowy konwekcji i wentylacji.**

Zastosowany model obliczeniowy uwzględnia pojemność cieplną przegrody przezroczystej zgodnie z zaleceniami Liu et al. (2014) [97]. Uwzględniona jest pojemność cieplna skrajnych szyb (wewnętrznej i zewnętrznej). Pojemność cieplna gazu w przestrzeniach międzyszybowych i wewnętrznych szyb w pakietach wieloszybowych jest pomijana. W przypadku symulacji pakietów 3- i więcej szybowych, w których pojemność cieplna wewnętrznych szyb jest znacząca, może ona zostać uwzględniona jedynie poprzez zwiększenie pojemności cieplnej szyb skrajnych (np. zwiększenie w danych wejściowych do modelu modelu gęstości szkła).

**Opis modułu obliczającego strumień ciepła od promieniowania słonecznego przepływający przez przegrodę przezroczystą i wymieniany w pomieszczeniu**

Energia bezpośredniego, kierunkowego  $I_{d,o}$  [ $\text{W}/\text{m}^2$ ] i rozproszonego, dyfuzyjnego  $I_{s,o}+I_{r,o}$  [ $\text{W}/\text{m}^2$ ] promieniowania słonecznego docierająca do okna może zostać przez to okno:

- odbita do środowiska zewnętrznego, nie generując zysków ciepła w pomieszczeniu,  $q_{sol,pe}$  [ $\text{W}/\text{m}^2$ ],
- transmitowana (przepuszczona) do wnętrza pomieszczenia,  $q_{sol,\tau}$  [ $\text{W}/\text{m}^2$ ] oddziałując na powierzchnie wewnętrzne przegród w pomieszczeniu, i będąc przez nie:
  - zaabsorbowana,
  - odbita,
  - transmitowana z powrotem do środowiska zewnętrznego, nie generując zysków ciepła w pomieszczeniu (dotyczy przegród przezroczystych),
- zaabsorbowana, przekształcając się w strumień ciepła doprowadzony do:
  - węzła wewnętrznego okna  $q_{sol,a,fi}$  [ $\text{W}/\text{m}^2$ ]. Ten strumień ciepła może:
    - przepłynąć dalej do otoczenia wewnętrznego okna (pomieszczenia, przekształcając się w zyski ciepła) przez promieniowanie cieplne  $q_{r,fi}$  [ $\text{W}/\text{m}^2$ ] i konwekcję  $q_{c,fi}$  [ $\text{W}/\text{m}^2$ ],
    - przepłynąć na drodze przewodzenia ciepła do węzła zewnętrznego okna  $q_{\lambda,o,ie}$  [ $\text{W}/\text{m}^2$ ] (okno modelowane jako zastępcze ciało stałe [5]),
  - węzła zewnętrznego okna  $q_{sol,\alpha,fe}$  [ $\text{W}/\text{m}^2$ ]. Ten strumień ciepła może:
    - przepłynąć dalej do otoczenia zewnętrznego okna (środowiska zewnętrznego, nie generując zysków ciepła w pomieszczeniu) przez promieniowanie cieplne  $q_{r,fe}$  [ $\text{W}/\text{m}^2$ ] i konwekcję  $q_{c,fe}$  [ $\text{W}/\text{m}^2$ ],
    - przepłynąć na drodze przewodzenia ciepła do węzła wewnętrznego okna  $q_{\lambda,o,ie}$  [ $\text{W}/\text{m}^2$ ].

Bilansując energię promieniowania słonecznego, model numeryczny uwzględnia wyznaczone przez opisane wcześniej moduły właściwości geometryczne i energetyczne tego promieniowania.

Strumień ciepła od promieniowania słonecznego przepływający przez przegrodę przezroczystą, jest wprowadzany do pomieszczenia jako składowa bezpośrednia (kierunkowa) i dyfuzyjna (rozproszona, odbita) tego promieniowania, które są niezależnie dystrybuowane w pomieszczeniu pomiędzy węzłami różnicowymi modułu obliczeniowego promieniowania, z uwzględnieniem wtórnej transmisji części tego promieniowania z powrotem do środowiska zewnętrznego (po trafieniu w okno od strony pomieszczenia i transmisji na zewnątrz).

W każdym kroku czasowym, w którym bezpośrednia i/lub dyfuzyjna (rozproszona z niebosłonu lub odbita od gruntu) składowa bezpośrednia lub rozproszona promieniowania słonecznego pada na przegrodę przezroczystą, promieniowanie słoneczne jest wprowadzane do pomieszczenia, gdzie trafia w powierzchnie wewnętrzne przegród budowlanych (pierwsza iteracja), a następnie jest wielokrotnie odbijane wewnątrz tego pomieszczenia (kolejne iteracje). Iteracje, ze względu na założenie utraty właściwości kierunkowych promieniowania po kontakcie z powierzchnią, są realizowane z wykorzystaniem współczynników konfiguracji pomiędzy węzłami powierzchni i ich emisyjności dla promieniowania słonecznego.

Po wyznaczeniu strumienia ciepła od promieniowania słonecznego docierającego do powierzchni wewnętrznych w pomieszczeniu w danym kroku czasowym, model numeryczny dystrybuuje ten strumień ciepła pomiędzy węzły różnicowe modułu promieniowania, z uwzględnieniem

wtórnej transmisji części promieniowania słonecznego z powrotem do otoczenia po trafieniu w wewnętrzną powierzchnię przegrody przezroczystej (od strony pomieszczenia) [70].

Wyznaczenie bilansu ciepła od promieniowania słonecznego w pomieszczeniu oparte jest o autorski algorytm realizujący następujące kroki obliczeniowe:

- wyznaczenie strumienia ciepła od rozproszonego promieniowania słonecznego docierającego przez okna do węzłów powierzchniowych (modelu promieniowania), z uwzględnieniem współczynników konfiguracji okno-węzły,
- wyznaczenie strumienia ciepła od bezpośredniego promieniowania słonecznego docierającego przez okna do węzłów powierzchniowych, z uwzględnieniem właściwości geometrycznych tego promieniowania,
- iteracyjne wyznaczanie strumienia ciepła absorbowanego i odbijanego wewnątrz pomieszczenia oraz transmitowanego na zewnątrz pomieszczenia (w przypadku węzłów przegród przezroczystych [70]),
- zaabsorbowanie resztkowego strumienia ciepła odbijanego w pomieszczeniu promieniowania słonecznego docierającego do danego węzła różnicowego w ostatnim kroku iteracyjnym (absorpcja energii wynikającej z opromienienia [157] węzła w ostatniej iteracji).

Obliczenia są realizowane przy założeniach dotyczących radiacyjnej wymiany ciepła opisanych w module promieniowania długofalowego (założenie analogicznych uproszczeń dla promieniowania słonecznego), z dodatkowymi uwagami:

- przegrody przezroczyste przepuszczalne dla promieniowania słonecznego zgodnie z ich parametrami energetyczno-optycznymi ( $\tau_{sol}$ ,  $\rho_{sol}$ ,  $\alpha_{sol}$ ),
- parametry energetyczno-optyczne przegród przezroczystych zależne jedynie od kąta padania promieniowania, a nie kierunku (z zewnątrz, z wnętrza pomieszczenia) - symetria optyczno-energetyczna okien, która jest uproszczeniem szczególnie w przypadku okien z powłokami funkcyjnymi rozmieszczonymi w poszczególnych szybach pakietu niesymetrycznie w przekroju poprzecznym okna (np. jedynie na szybie zewnętrznej lub wewnętrznej),
- właściwości emisyjne powierzchni definiowane są niezależnie dla promieniowania słonecznego ( $\epsilon_{sol}$ ) i promieniowania cieplnego ( $\epsilon_{rw}$ ).

Strumień energii od składowej bezpośredniej i dyfuzyjnych promieniowania słonecznego padającego na zewnętrzną powierzchnię okna (od strony środowiska zewnętrznego) jest rozdzielany na składowe:

- transmitowaną przez przegrodę przezroczystą, która trafia w węzły powierzchni w pomieszczeniu,
- zaabsorbowaną, która zostaje rozdzielona pomiędzy węzeł zewnętrzny i wewnętrzny przegrody przezroczystej,
- odbitą do otoczenia, która nie wpływa na bilans cieplny pomieszczenia.

**Strumień ciepła od składowej bezpośredniej  $q_{sol,\tau,I,d,o}$  [ $W/m^2$ ] i dyfuzyjnych  $q_{sol,\tau,I,s,o}$  [ $W/m^2$ ] promieniowania słonecznego, docierającego do węzłów powierzchni wewnętrznych „o” w pomieszczeniu po transmitowaniu („przepuszczeniu”) przez okno, jest obliczana zgodnie ze wzorami:**

$$\dot{q}_{sol,\tau,I,d,o} = I_{d,o} \cdot a_{o,IB} \cdot \tau'_{sol,d} \left[ \frac{W}{m^2} \right] \quad (4.102)$$

$$\dot{q}_{sol,\tau,Is,o} = (I_{s,o} + I_{r,o}) \cdot \tau'_{sol,s} \left[ \frac{W}{m^2} \right] \quad (4.103)$$

Strumień ciepła od promieniowania słonecznego padającego na okno i w nim zaabsorbowany,  $q_{sol,\alpha}$  [W/m<sup>2</sup>], przekazywany do modułu obliczającego wymianę ciepła przegrody przezroczystej, jest obliczany zgodnie ze wzorem:

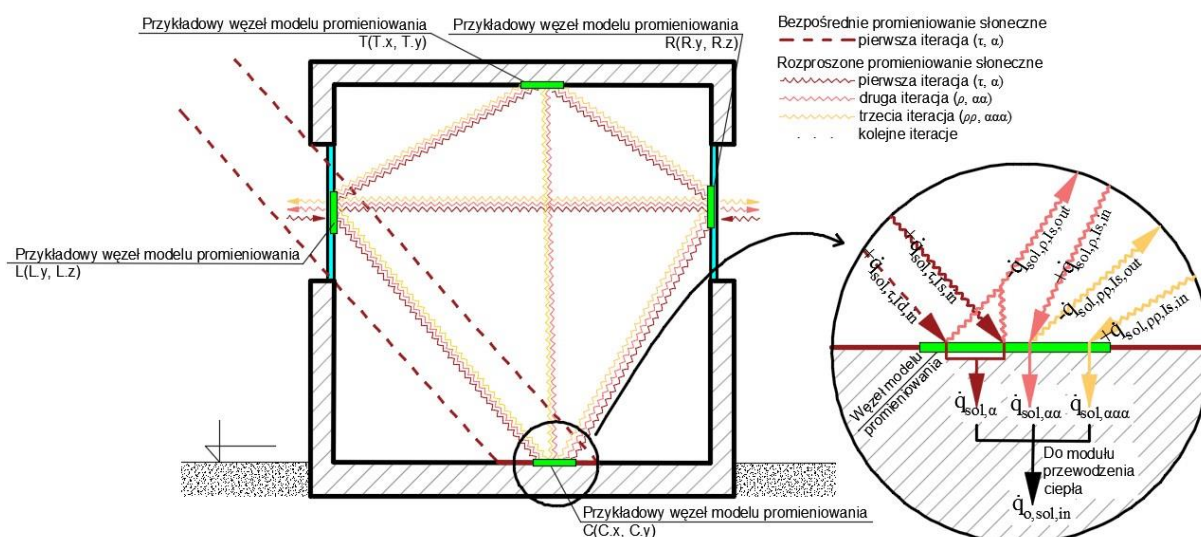
$$\dot{q}_{sol,\alpha} = \dot{q}_{sol,\alpha,fi} + \dot{q}_{sol,\alpha,fe} = I_{d,o} \cdot \alpha_{o,IB} \cdot \alpha'_{sol,d} + (I_{s,o} + I_{r,o}) \cdot \alpha'_{sol,s} \left[ \frac{W}{m^2} \right] \quad (4.104)$$

Ciepło jest absorbowane przez węzeł wewnętrzny (*fi*) i zewnętrzny (*fe*) okna zgodnie z wzorami [5]:

$$\dot{q}_{sol,\alpha,fe} = \dot{q}_{sol,\alpha} \cdot (1 - N) \left[ \frac{W}{m^2} \right] \quad (4.105)$$

$$\dot{q}_{sol,\alpha,fi} = \dot{q}_{sol,\alpha} \cdot N \left[ \frac{W}{m^2} \right] \quad (4.106)$$

Schemat przepływu ciepła od promieniowania słonecznego w pomieszczeniu przedstawiono na poniższym rysunku:



Rys 4-31: Schemat przepływu ciepła od promieniowania słonecznego w pomieszczeniu. Źródło: opracowanie własne.

Na bilans energetyczny każdego z węzłów „o” modułu promieniowania słonecznego i strumień ciepła od promieniowania słonecznego przekazany do poszczególnych węzłów modelu przewodzenia ciepła  $q_{o,sol,in}$  [W/m<sup>2</sup>] wpływają poniższe składowe:

- od bezpośredniego promieniowania słonecznego transmitowanego przez okno i docierającego do węzła „o” modelu promieniowania,  $q_{sol,\tau,Id,in}$  [W/m<sup>2</sup>],
- od rozproszonego promieniowania słonecznego transmitowanego przez okno i docierającego do węzła „o”,  $q_{sol,\tau,Is,in}$  [W/m<sup>2</sup>],
- od całkowitego promieniowania słonecznego zaabsorbowanego w węźle „o” w danym kroku iteracyjnym,  $q_{sol,\alpha}$  [W/m<sup>2</sup>],
- od całkowitego promieniowania słonecznego odbitego od innych węzłów „w” w kierunku węzła „o” w danym kroku iteracyjnym,  $q_{sol,\rho,in}$  [W/m<sup>2</sup>],

- od całkowitego promieniowania słonecznego odbitego od węzła „o” w kierunku innych węzłów „w” w danym kroku iteracyjnym,  $q_{sol,\rho,out}$  [W/m<sup>2</sup>].

Powyższe wielkości są obliczane zgodnie z równaniami:

$$\dot{q}_{sol,\tau,Id,in} = \sum_{i=1}^{liczba\ okien} \dot{q}_{sol,\tau,Id,i} \left[ \frac{W}{m^2} \right] \quad (4.107)$$

$$\dot{q}_{sol,\tau,Is,in} = \sum_{i=1}^{liczba\ okien} \left( \sum_{w=1}^{liczba\ węzłów\ okna} \dot{q}_{sol,\tau,Is,w} \cdot F_{w-o} \right) \left[ \frac{W}{m^2} \right] \quad (4.108)$$

$$\dot{q}_{sol,\alpha} = (\dot{q}_{sol,\tau,Id,in} + \dot{q}_{sol,\tau,Is,in} + \dot{q}_{sol,\rho,in}) \cdot \varepsilon_{sol} \left[ \frac{W}{m^2} \right] \quad (4.109)$$

$$\begin{aligned} \dot{q}_{sol,\rho,in} &= \\ &= \sum_{w=1}^{liczba\ węzłów\ promieniowania} [\dot{q}_{sol,\tau,Id,in,w} + \dot{q}_{sol,\tau,Is,in,w} + \dot{q}_{sol,\rho,in,w}] \cdot \\ &\cdot (1 - \varepsilon_{sol,w}) \cdot F_{w-o} \left[ \frac{W}{m^2} \right] \end{aligned} \quad (4.110)$$

$$\begin{aligned} \dot{q}_{sol,\rho,out} &= \\ &= \sum_{w=1}^{liczba\ węzłów\ promieniowania} [(\dot{q}_{sol,\tau,Id,in} + \dot{q}_{sol,\tau,Is,in} + \dot{q}_{sol,\rho,in}) \cdot (1 - \varepsilon_{sol}) \cdot \\ &\cdot F_{o-w}] \left[ \frac{W}{m^2} \right] \end{aligned} \quad (4.111)$$

$$\dot{q}_{o,sol,in} = \sum_{i=1}^{liczba\ iteracji} (\dot{q}_{sol,\alpha,i}) + \dot{q}_{sol,\rho,in} \left[ \frac{W}{m^2} \right] \quad (4.112)$$

gdzie (symbole nie wyjaśnione wcześniej):

$\dot{q}_{sol,\tau,Id,i}, \dot{q}_{sol,\tau,Is,w}$ [W/m <sup>2</sup> ]	strumienie ciepła odpowiednio od bezpośredniego i rozproszonego promieniowania słonecznego transmitowanego w danym kroku czasowym przez okno, wyznaczone w module energetycznym okien,
$F_{w-o}, F_{o-w}$ [-]	współczynnik konfiguracji odpowiednio węzła modelu promieniowania „w” z oknem względem węzła „o” oraz węzła „w” względem węzła „o”,
$\varepsilon_{sol}$ [-]	względna emisyjność węzła „o” dla promieniowania słonecznego.

### **Weryfikacja modułu obliczeniowego**

Zaimplementowany w modelu numerycznym moduł energetyczny okien został zweryfikowany przez Pawlaka i Górkę (2019) [139] i (2019) [138].

W zakresie tej dysertacji przeprowadzono weryfikację zgodnie z poniższą procedurą.

### **Weryfikowane mechanizmy obliczeniowe:**

- wyznaczanie współczynników energetycznych-optycznych związanych z przepuszczalnością energii promieniowania słonecznego przez okno, na które promieniowanie słoneczne pada

prostopadle ( $\Theta_{sol}=0^\circ$ ) na bazie podstawowych, ogólnych parametrów energetycznych ( $U$  [ $W/m^2/K$ ],  $g$  [-]),

- b) określanie zmienności kątowej współczynników związanych z przepuszczalnością energii promieniowania słonecznego przez okno, na które promieniowanie słoneczne pada pod dowolnym kątem,  $\tau_{sol}=f(\Theta_{sol})$ ,  $\rho_{sol}=f(\Theta_{sol})$ ,
- c) dystrybucja energii promieniowania słonecznego wewnątrz pomieszczenia.

### Metoda weryfikacji

Weryfikacja mechanizmu a) polega na porównaniu obliczonych z wykorzystaniem zastosowanego modelu numerycznego wartości współczynników energetycznych związanych z przepuszczalnością energii promieniowania słonecznego przez okno dla promieniowania słonecznego padającego prostopadle na tę przegrodę z wartościami referencyjnymi, pozyskanymi z kart technicznych przykładowej, dostępnej na rynku stolarki okiennej [256], gdzie współczynniki te obliczane są w sposób znormalizowany według *PN-EN 410* [234],

Weryfikacja mechanizmu b) polega na obliczeniu współczynników energetycznych związanych z przepuszczalnością energii promieniowania słonecznego przez okno dla promieniowania słonecznego padającego na tę przegrodę pod różnym kątem, w zakresie od  $\Theta_{sol}=0^\circ$  (równoległe do płaszczyzny okna) do  $\Theta_{sol}=90^\circ$  (prostopadle do płaszczyzny okna) i porównaniu ich z wynikami dostępnymi w literaturze [5,79,78], gdzie współczynniki te zostały wyznaczone metodami pomiarowymi lub obliczeniowymi.

Procedura weryfikacyjna mechanizmu c) jest zaimplementowana w model numeryczny i realizowana po każdym kroku czasowym symulacji. Parametrem weryfikacyjnym jest bilans energii cieplnej od promieniowania słonecznego wprowadzonej do wnętrza pomieszczenia przez okna i zaabsorbowanej w pomieszczeniu, który powinien spełniać zasadę zachowania energii i wynosić 0. Uwzględniając błąd obliczeń numerycznych i przyjęty typ zmiennych do ich przechowywania w pamięci komputera, jako kryterium akceptacji wybrano błąd bezwzględny bilansu energii promieniowania słonecznego w pomieszczeniu  $\Delta\Sigma Q_{sol}$  [W], spełniającą:

$$|\Sigma\dot{Q}_{sol}| \leq 0,1[W] \quad (4.113)$$

Zweryfikowano także powtarzalność symulacji poszczególnych wielkości z wykorzystaniem współczynnika rozstępu ( $R$ ) jako potwierdzenie braku błędów numerycznych.


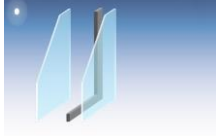

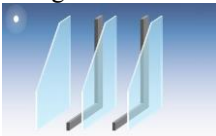
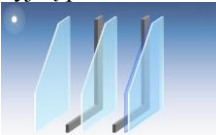
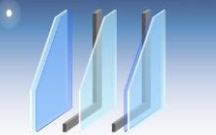
### Główne parametry symulacji:

Przeprowadzono symulacje dla różnych rodzajów pakietów szybowych. Jako referencyjne przyjęto okna wyszczególnione w poniższej tabeli, prezentującej przykładowe pakiety okienne dostępne na polskim rynku. Referencyjne pakiety szybowe zostały tak wybrane, aby uwzględnić okna jednoszybowe, dwuszybowe i trzyszybowe bez powłok oraz z powłokami funkcyjnymi. Wśród referencyjnych pakietów szybowych wybrano ponadto takie, które odpowiadają stolarce okiennej stosowanej w polskim budownictwie w ostatnich latach oraz obecnie, spełniającej wymagania krajowych przepisów dotyczących  $U_{max}$  [ $W/m^2/K$ ] dla okien w ścianach pomieszczeń o temperaturze stabilizowanej zimą na poziomie  $t_i \geq 16$  [220]:

- pakiet szybowy nr 3, zgodny z wymaganiami przepisów obowiązujących w Polsce w latach 2017 – 2020, gdy  $U_{max}=1,1$   $W/m^2/K$ ,
- pakiety szybowe 5 i 6, zgodne z wymaganiami przepisów obowiązujących w Polsce obecnie (od 2021r.), gdy  $U_{max}=0,9$   $W/m^2/K$ .



**Tabela 4-3:** Referencyjne pakiety szybowe do weryfikacji modelu wyznaczającego współczynniki energetyczne okna.  
Źródło: opracowanie własne na podstawie [256].

Nr pakietu szybowego	Symbol i opis pakietu szybowego Typ pakietu szybowego	Referencyjne wartości wskaźników energetycznych				
		$U_g$ [W/m <sup>2</sup> /K]	$g$ [-]	$\tau_{sol}$ [-]	$\rho_{sol}$ [-]	$\alpha_{sol}$ [-]
1	4 4mm szkło 	5,8	0,88	0,87	0,08	0,05
2	4 / 16Ar90% / 4 4mm szkło / 16mm Argon 90% / 4mm szkło 	2,6	0,80	0,77	0,14	0,09
3	4 / 16Ar90% / *4 4mm szkło / 16mm Argon 90% / 4mm szkło z powłoką niskoemisyjną po stronie wewnętrznej 	1,1	0,65	0,60	0,27	0,13
4	4 / 16Ar90% / 4 / 16Ar90% / 4 4mm szkło / 16mm Argon 90% / 4mm szkło / 16mm Argon 90% / 4mm szkło 	1,7	0,73	0,68	0,19	0,13
5	4 / 16Ar90% / 4 / 16Ar90% / *4 4mm szkło / 16mm Argon 90% / 4mm szkło / 16mm Argon 90% / 4mm szkło z powłoką niskoemisyjną po stronie wewnętrznej 	0,9	0,60	0,53	0,29	0,19
6	4* / 16Ar90% / 4 / 16Ar90% / *4 4mm szkło z powłoką niskoemisyjną po stronie zewnętrznej / 16mm Argon 90% / 4mm szkło / 16mm Argon 90% / 4mm szkło z powłoką niskoemisyjną po stronie wewnętrznej 	0,6	0,54	0,48	0,32	0,20

Symulacje przeprowadzono z warunkami brzegowymi:

- promieniowanie słoneczne padające na przegrodę przeszkloną z kierunku prostopadłego,  $\Theta_{sol}=0^\circ$  do wyznaczenia podstawowych wartości współczynników energetycznych możliwych do porównania z kartami technicznymi wybranych pakietów szybowych [256],
- promieniowanie słoneczne padające na przegrodę przeszkloną z różnych kierunków w zakresie od  $0^\circ$  (prostopadle) do  $90^\circ$  (równolegle) – dla wyznaczenia zmienności kątowej współczynników energetycznych do porównania z literaturą [5,79,78].

#### Parametry weryfikacyjne i kryteria akceptacji:

Za parametry weryfikacyjne w procedurze weryfikacyjnej powyższych modułów opracowanego modelu numerycznego uznano wartości następujących współczynników energetycznych charakteryzujących przegrodę przezroczystą (okno):

- transmisyjność energii promieniowania słonecznego z zewnątrz do wnętrza budynku,  $\tau_{sol}$ ,
- refleksyjność energii promieniowania słonecznego w kierunku zewnętrznym,  $\rho_{sol}$ ,
- absorpcyjność energii promieniowania słonecznego,  $\alpha_{sol}$ ,
- suma transmisyjności, refleksyjności i absorpcyjności energii promieniowania słonecznego,  $\tau_{sol} + \rho_{sol} + \alpha_{sol}$ .

Za kryterium akceptacji uznano:

- błąd bezwzględny wartości poszczególnych współczynników energetycznych w stosunku do ich wartości referencyjnych. Za akceptowalną uznano wartość błędu bezwzględnego dla analizowanych przypadków  $\Delta \leq 0,10$ , co należy interpretować jako dopuszczenie do 10% przeszacowania lub niedoszacowania przez model obliczeniowy strumienia energii promieniowania słonecznego odpowiednio transmitowanej, odbijanej i absorbowanej w przegrodzie przezroczystej,
- błąd bezwzględny sumy wartości współczynników energetycznych niezależnie od kąta padania promieniowania słonecznego na przegrodę przezroczystą. Suma współczynników energetycznych zawsze powinna spełniać równanie:

$$\tau_{sol} + \rho_{sol} + \alpha_{sol} = 1,0 \quad [-] \quad (4.114)$$

Za akceptowalną przyjęto w tym przypadku wartość błędu bezwzględnego  $\Delta \leq 0,01$ , co należy interpretować jako dopuszczenie do 1% błędu przekształcenia energii promieniowania słonecznego docierającej z zewnątrz do okna,

- Powtarzalność wyników symulacji:  $R < 0,001$ .

## Wyniki symulacji i podsumowanie weryfikacji

Porównanie wartości współczynników energetycznych okien obliczonych z wykorzystaniem opracowanego modelu numerycznego z wartościami referencyjnymi dla wybranych referencyjnych typów pakietów szybowych okien przedstawiono w tabeli:

**Tabela 4-4:** Weryfikacja procedury obliczeniowej współczynników energetycznych okna.

Nr pakietu szybowego	Parametry wejściowe modelu		Wskaźniki energetyczne i błąd bezwzględny (w nawiasach wartości referencyjne)			
	$U_g$ [W/m <sup>2</sup> /K]	$g$ [-]	$\tau_{sol}$ ( $\tau_{sol,ref}$ ) $\Delta$ ( $\tau_{sol}$ ) [-]	$\rho_{sol}$ ( $\rho_{sol,ref}$ ) $\Delta$ ( $\rho_{sol}$ ) [-]	$\alpha_{sol}$ ( $\alpha_{sol,ref}$ ) $\Delta$ ( $\alpha_{sol}$ ) [-]	$\tau_{sol} + \rho_{sol} + \alpha_{sol}$ ( $\tau_{sol,ref} + \rho_{sol,ref} + \alpha_{sol,ref}$ ) $\Delta$ ( $\tau_{sol,ref} + \rho_{sol,ref} + \alpha_{sol,ref}$ ) [-]
1	5,8	0,88	0,83 (0,87) $\Delta=0,04$	-0,03 (0,08) $\Delta=0,11$	0,20 (0,05) $\Delta=0,15$	1,0 (1,0) $\Delta=0$
2	2,6	0,80	0,74 (0,77) $\Delta=0,03$	0,11 (0,14) $\Delta=0,03$	0,15 (0,09) $\Delta=0,06$	1,0 (1,0) $\Delta=0$
3	1,1	0,65	0,58 (0,60) $\Delta=0,02$	0,26 (0,27) $\Delta=0,01$	0,16 (0,13) $\Delta=0,03$	1,0 (1,0) $\Delta=0$
4	1,7	0,73	0,66 (0,68) $\Delta=0,02$	0,18 (0,19) $\Delta=0,01$	0,15 (0,13) $\Delta=0,02$	0,99 (1,0) $\Delta=0,01$
5	0,9	0,60	0,52 (0,53) $\Delta=0,01$	0,31 (0,29) $\Delta=0,02$	0,16 (0,19) $\Delta=0,03$	0,99 (1,01) $\Delta=0,02$
6	0,6	0,54	0,46 (0,48) $\Delta=0,02$	0,37 (0,32) $\Delta=0,05$	0,17 (0,20) $\Delta=0,03$	1,0 (1,0) $\Delta=0$

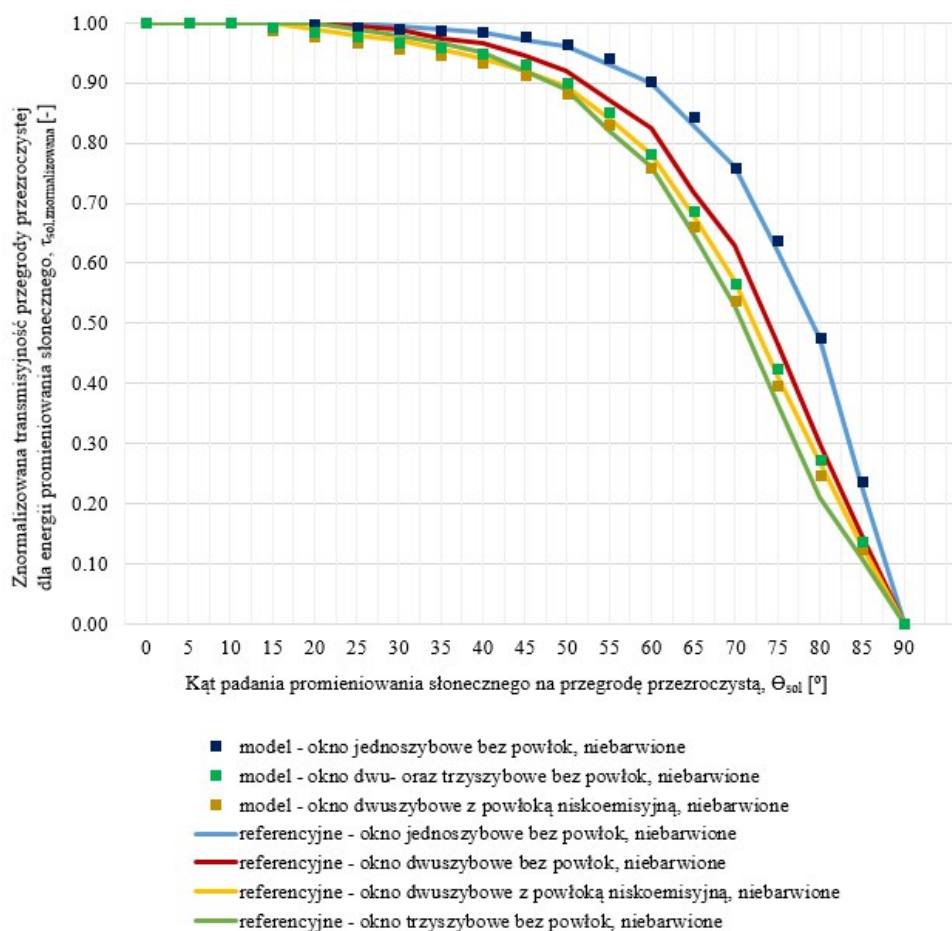
Zgodnie z powyższym:

- wyniki obliczeń poszczególnych współczynników energetycznych związanych z przepuszczalnością, refleksyjnością i absorpcyjnością wybranych przegród przeszklonych dla energii promieniowania słonecznego spełniają przyjęte kryterium akceptacji dla pakietów szybowych nr 2 – 6, dla których maksymalny błąd bezwzględny obliczeń wynosi  $\Delta_{max}=0,06$ ,
- dla pakietów szybowych nr 3 - 6, odpowiadających wybranym pakietom dwuszybowym i trzyszybowym stosowanym w polskim budownictwie w ostatnich latach, maksymalny błąd bezwzględny wyznaczenia poszczególnych współczynników energetycznych wynosi  $\Delta_{max}=0,03$ ,
- dla pakietu szybowego nr 1, który odpowiada niestosowanemu powszechnie w polskim budownictwie, niespełniającemu wymagań polskich przepisów budowlanych [220] układowi jednoszybowemu, zastosowana metoda wyznacza poprawnie wartość transmisyjności energii promieniowania słonecznego przy błędzie bezwzględnym  $\Delta(\tau_{sol})=0,04$ , ale znacznie większym błędem obarczone są obliczone wartości refleksyjności  $\Delta(\rho_{sol})=0,11$  i absorpcyjności  $\Delta(\alpha_{sol})=0,15$ , które nie spełniają przyjętego kryterium akceptacji. Szczególną uwagę należy zwrócić na nierealistyczny wynik obliczonej refleksyjności, która przyjmuje ujemną wartość:  $\rho_{sol}=-0,03$ . Stosowalność wybranej metody w przypadku okien jednoszybowych jest w związku z tym ograniczona,
- dla pakietów szybowych 1, 2, 3, 4, 6, błąd bezwzględny sumy współczynników energetycznych spełnia przyjęte kryterium akceptacji, wynosząc maksymalnie  $\Delta_{max}(\tau_{sol} + \rho_{sol} + \alpha_{sol})=0,01$ ,
- dla pakietu szybowego nr 5 błąd bezwzględny sumy współczynników energetycznych przekracza przyjęte kryterium akceptacji, wynosząc  $\Delta_{max}(\tau_{sol} + \rho_{sol} + \alpha_{sol})=0,02$ . Należy jednak zauważyć, że w tym przypadku wartość referencyjna, prezentowana w materiałach

technicznych okien [256] jest nierealistyczna, wynosząc  $\tau_{sol,ref} + \rho_{sol,ref} + \alpha_{sol,ref} = 1,01$ . Możliwą przyczyną powyższego są błędy zaokrążeń obliczeń współczynników referencyjnych realizowanych przez program doborowy stolarki okiennej [256].

Porównanie zmienności kątowej współczynnika transmisyjności energii promieniowania słonecznego  $\tau_{sol}=f(\Theta_{sol})$ , wyznaczonej z wykorzystaniem zastosowanego modelu numerycznego z wartościami referencyjnymi wg literatury [5] przedstawiono na poniższym rysunku. Wykorzystano współczynnik normalizujący transmisyjność, przyjmujący wartości w zakresie od 0 do 1,0 w zależności od kąta padania promieniowania słonecznego na przegrodę przezroczystą, opisany równaniem:

$$\tau_{sol,norm} = \frac{\tau_{sol,\theta_{sol}}}{\tau_{sol,90^{\circ}}} \quad [-] \quad (4.115)$$



**Rys 4-32:** Zmienność kątowa transmisyjności energii promieniowania słonecznego. Porównanie wyników symulacji z literaturą [5]. Źródło: opracowanie własne.

W poniższej tabeli przedstawiono wyniki obliczeń błędu bezwzględnego.

**Tabela 4-5:** Zmienność kątowa transmisyjności energii promieniowania słonecznego. Porównanie wyników symulacji z literaturą [5].

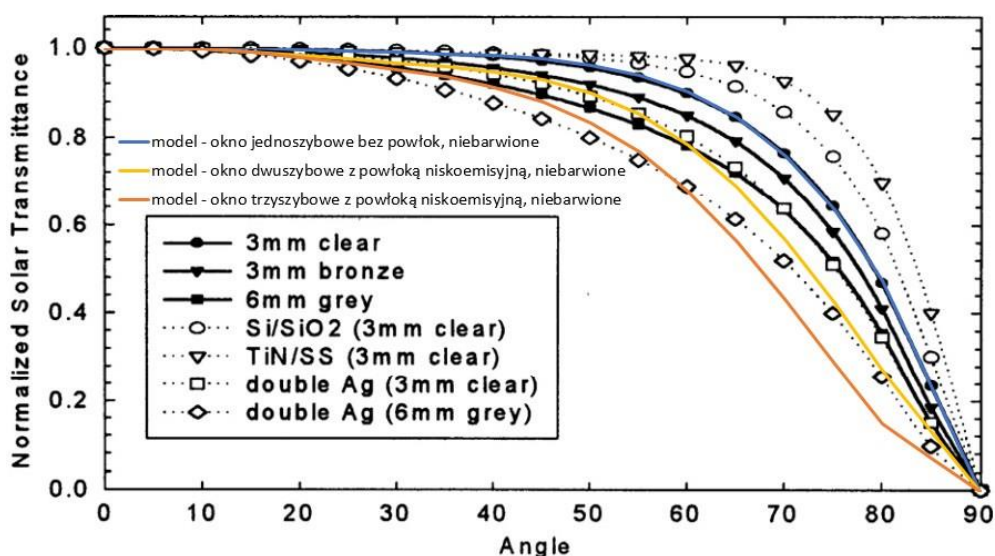
$\Theta_{sol}$	Nr pakietu szybowego:1 okno jednoszybowe bez powłok, niebarwione			Nr pakietu szybowego:2 Okno dwuszybowe bez powłok, niebarwione			Nr pakietu szybowego:3 Okno dwuszybowe z powłoką niskoemisyjną, niebarwione			Nr pakietu szybowego:4 Okno trzyszybowe bez powłok, niebarwione		
	$\tau_{sol,norm}$ [-]	$(\tau_{sol,norm,ref})$ [-]	$\Delta(\tau_{sol})$ [-]	$\tau_{sol,norm}$ [-]	$(\tau_{sol,norm,ref})$ [-]	$\Delta(\tau_{sol})$ [-]	$\tau_{sol,norm}$ [-]	$(\tau_{sol,norm,ref})$ [-]	$\Delta(\tau_{sol})$ [-]	$\tau_{sol,norm}$ [-]	$(\tau_{sol,norm,ref})$ [-]	$\Delta(\tau_{sol})$ [-]
0	1,00	1,00	0,00	1,00	1,00	0,00	1,00	1,00	0,00	1,00	1,00	0,00
5	1,00	1,00	0,00	1,00	1,00	0,00	1,00	1,00	0,00	1,00	1,00	0,00
10	1,00	1,00	0,00	1,00	1,00	0,00	1,00	1,00	0,00	1,00	1,00	0,00
15	1,00	1,00	0,00	0,99	1,00	0,01	0,99	1,00	0,01	0,99	1,00	0,01
20	1,00	1,00	0,00	0,98	1,00	0,02	0,98	0,99	0,01	0,98	1,00	0,02
25	0,99	1,00	0,00	0,98	1,00	0,02	0,98	0,98	0,00	0,98	0,99	0,01
30	0,99	1,00	0,00	0,97	0,99	0,02	0,97	0,97	0,00	0,97	0,98	0,01
35	0,99	0,99	0,00	0,96	0,98	0,01	0,96	0,96	0,01	0,96	0,97	0,00
40	0,98	0,99	0,00	0,95	0,97	0,02	0,95	0,94	0,01	0,95	0,95	0,00
45	0,98	0,97	0,01	0,93	0,95	0,01	0,93	0,92	0,01	0,93	0,92	0,01
50	0,96	0,96	0,00	0,90	0,92	0,02	0,90	0,90	0,01	0,90	0,89	0,01
55	0,94	0,94	0,01	0,85	0,87	0,02	0,85	0,84	0,01	0,85	0,82	0,03
60	0,90	0,90	0,00	0,78	0,83	0,04	0,78	0,78	0,00	0,78	0,76	0,02
65	0,84	0,85	0,00	0,69	0,72	0,03	0,69	0,68	0,01	0,69	0,65	0,04
70	0,76	0,77	0,01	0,57	0,63	0,06	0,57	0,57	0,00	0,57	0,53	0,04
75	0,64	0,64	0,00	0,43	0,47	0,04	0,43	0,41	0,02	0,43	0,37	0,06
80	0,48	0,47	0,01	0,27	0,30	0,03	0,27	0,27	0,00	0,27	0,21	0,06
85	0,24	0,24	0,00	0,14	0,15	0,01	0,14	0,13	0,01	0,14	0,11	0,03
90	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Zgodnie z powyższym, błąd bezwzględny wartości współczynnika transmisyjności energii promieniowania słonecznego dla symulacji zrealizowanej za pomocą opracowanego modelu numerycznego, uwzględniającej kąt promieniowania słonecznego na okno zmienny w zakresie od 0° do 90° ze skokiem 10°, wynosi względem wartości referencyjnych [5]:

- dla okna jednoszybowego bez powłok niskoemisyjnych, niebarwionego (pakiet szybowy nr 1):
  - średnio:  $\Delta_{sr}(\tau_{sol, pakiet 1})=0,00$ .
  - maksymalnie:  $\Delta_{max}(\tau_{sol, pakiet 1})=0,01$  dla kąta padania promieniowania słonecznego na okno  $\Theta_{sol}=45^\circ, 55^\circ, 70^\circ, 80^\circ$ .
- dla okna dwuszybowego bez powłok, niebarwionego (pakiet szybowy nr 2)::
  - średnio:  $\Delta_{sr}(\tau_{sol, pakiet 2})=0,02$ .
  - maksymalnie:  $\Delta_{max}(\tau_{sol, pakiet 2})=0,06$  dla kąta padania promieniowania słonecznego na okno  $\Theta_{sol}=70^\circ$ .
- dla okna dwuszybowego z powłoką niskoemisyjną, niebarwionego (pakiet szybowy nr 3):
  - średnio:  $\Delta_{sr}(\tau_{sol, pakiet 3})=0,01$ .
  - maksymalnie:  $\Delta_{max}(\tau_{sol, pakiet 3})=0,02$  dla kąta padania promieniowania słonecznego na okno  $\Theta_{sol}=75^\circ$ .
- dla okna trzyszybowego bez powłok, niebarwionego (pakiet szybowy nr 4):
  - średnio:  $\Delta_{sr}(\tau_{sol, pakiet 4})=0,02$ .
  - maksymalnie:  $\Delta_{max}(\tau_{sol, pakiet 4})=0,06$  dla kąta padania promieniowania słonecznego na okno  $\Theta_{sol}=75^\circ, 80^\circ$ .

Wszystkie powyższe wartości spełniają przyjęte kryterium akceptacji.

Należy zauważyć, że powyższa weryfikacja, z powodu braku danych referencyjnych, nie uwzględnia innych rodzajów pakietów szybowych, w tym w szczególności okien trzyszybowych ze specyficznymi powłokami funkcyjnymi, które w ostatnich latach stały się powszechne w krajowym budownictwie po nowelizacji przepisów budowlanych [220]. Ponieważ dodawanie kolejnych szyb i powłok niskoemisyjnych w oknach wieloszybowych powinno prowadzić do zmniejszenia transmisyjności energii promieniowania słonecznego przez okno, przeprowadzono dodatkową weryfikację, polegającą na jakościowym porównaniu wyników symulacji wykonanej przez opracowany model względem danych literaturowych, przedstawiających zależność kątową transmisyjności energii promieniowania słonecznego dla różnych rodzajów powłok lub zabarwienia szkła, przez analogię okna jednoszybowego [149]:



**Rys 4-33:** Zmienność kątowa transmisyjności energii promieniowania słonecznego dla różnych rodzajów powłok. Porównanie jakościowe wyników symulacji z danymi literaturowymi. Źródło: opracowanie własne z wykorzystaniem rysunku z [149].

Przeprowadzona procedura weryfikacyjna potwierdza, że opracowany model numeryczny jest skuteczny w wyznaczaniu współczynników energetycznych  $\tau_{sol}$ ,  $\rho_{sol}$ ,  $\alpha_{sol}$  przy znanych jedynie podstawowych parametrach energetycznych  $U$  oraz  $g$  dla wybranej grupy zróżnicowanych, referencyjnych pakietów szybowych bez i z powłokami funkcyjnymi, powszechnie stosowanych w polskim budownictwie. Potwierdzono także, że obliczana przez model numeryczny zależność wartości współczynników energetycznych okna od kąta padania promieniowania słonecznego jest dla zweryfikowanych rodzajów okien zgodna z danymi literaturowymi [5], [149].

Procedura weryfikacyjna dotycząca dystrybucji energii promieniowania słonecznego w pomieszczeniu jest zaimplementowana do opracowanego programu komputerowego i realizowana w każdym kroku czasowym symulacji. W przypadku niespełnienia wybranych kryteriów akceptacji w trakcie trwania symulacji, jest ona przerywana. Zgodnie z powyższym, kryteria akceptacji muszą być spełniane niezależnie od parametrów symulacji.

#### 4.4.6. Moduły konwekcji, wentylacji i wewnętrznych zysków ciepła

Model numeryczny uwzględnia bilans cieplny powietrza w pomieszczeniu, w tym konwekcyjną wymianę ciepła zachodzącą na powierzchniach węzłów powierzchniowych modelu fizycznego przegród modelowanego pomieszczenia. Ze względu na niezbędne w praktycznych zastosowaniach radiacyjnych podłóg chłodzących osuszanie powietrza w pomieszczeniu [164,99,153], które jest najczęściej realizowane z wykorzystaniem systemu wentylacji mechanicznej [147,71], w modelu numerycznym uwzględniono wymianę ciepła i masy powietrza wentylacyjnego z założeniem występowania na powierzchniach przegród wewnętrznych pomieszczenia mieszanej konwekcji spowodowanej wentylacją, z udziałem zarówno sił wyporu termicznego (konwekcja naturalna), jak i sił związanych z pędem powietrza, którego ruch jest wymuszony przez działanie wentylacji mechanicznej (konwekcja wymuszona) [16,11].

Model obliczeniowy umożliwia także symulację wewnętrznych zysków ciepła w pomieszczeniu, o naturze konwekcyjnej i radiacyjnej.

##### *Opis modułu obliczeniowego wentylacji i powietrza w pomieszczeniu*

Ze względu na przyjęte założenie zapewnienia maksymalnej możliwej uniwersalności modelu numerycznego, przyjęto uproszczony model powietrza w pomieszczeniu z jednym węzłem bilansowym odpowiadającym pojemności cieplnej powietrza w kubaturze pomieszczenia i uśrednioną temperaturą [180], z pominięciem wyposażenia pomieszczenia i związanej z nim dodatkowej pojemności cieplnej [145,198]. Zaimplementowany w modelu obliczeniowym moduł wentylacji i powietrza w pomieszczeniu obejmuje następujące założenia i uproszczenia:

- system wentylacyjny jest zrównoważony (strumień powietrza nawiewanego jest równy wywiewanemu),
- pomieszczenie jest szczelne (brak infiltracji),
- powietrze jest gazem doskonałym i jego stan opisuje równanie Clapeyrona [122], na podstawie którego w każdym kroku czasowym symulacji wyznaczana jest chwilowa gęstość,
- ciepło właściwe i ciśnienie powietrza są stałe.

W symulacjach możliwe jest uproszczone uwzględnienie profili użytkowania systemu wentylacyjnego, poprzez definiowanie wydajności wentylacji i temperatury powietrza nawiewanego, (w cyklach dziennych i tygodniowych, co może zostać zadane w danych wejściowych do modelu).

**Temperatura powietrza wewnętrznego w pomieszczeniu  $t_{air,room}$  [°C]** jest wyznaczana w każdym kroku czasowym na podstawie bilansu ciepła powietrza, obejmującego konwekcyjne przejmowanie ciepła z powierzchni wewnętrznych przegród i wymianę ciepła z powietrzem wentylacyjnym, zgodnie z równaniem:

$$t'_{air,room} = t_{air,room} + \left( \sum_{j=1}^N (\dot{q}_{j,c} \cdot A_j) + \dot{Q}_{vent} + \dot{Q}_{ihg,c} \right) \cdot \frac{\Delta\tau_{ts}}{V_{air,room} \cdot \rho_{air,room} \cdot C_{air}} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (4.116)$$

gdzie (symbole nie wyjaśnione wcześniej):

$t_{air,room}, t'_{air,room}$ [°C]	temperatura powietrza w pomieszczeniu w poprzedzającym i kolejnym kroku czasowym,
$\Delta\tau_{ts}$ [s]	wielkość kroku czasowego symulacji, pomiędzy krokiem czasowym „ $\tau$ ” a „ $\tau+1$ ”,
$\dot{q}_{j,c}$ [W/m <sup>2</sup> ]	gęstość strumienia ciepła wymienianego przez węzeł „j” powierzchni wewnętrznej przegrody z powietrzem w pomieszczeniu na drodze konwekcji,

$A_j$ [m <sup>2</sup> ]	powierzchnia węzła „j”,
$\dot{Q}_{vent}$ [W]	strumień ciepła wymieniany przez powietrze w pomieszczeniu z powietrzem wentylacyjnym,
$\dot{Q}_{ihg,c}$ [W]	strumień wewnętrznych, konwekcyjnych zysków ciepła w pomieszczeniu,
$V_{air,room}$ [m <sup>3</sup> ]	objętość powietrza w pomieszczeniu (kubatura pomieszczenia),
$\rho_{air,room}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	gęstość powietrza w pomieszczeniu,
$C_{air}$ [J/kg/K]	ciepło właściwe powietrza.

**Strumień ciepła wymieniony przez powietrze wentylacyjne z pomieszczeniem  $\dot{Q}_{vent}$  [W]** jest wyznaczany zgodnie z równaniem:

$$\dot{Q}_{vent} = \left( \left( \frac{\dot{V}_{vent}}{3600} \cdot \rho_{air,vent} \cdot t_{air,vent} \right) - \left( \frac{\dot{V}_{vent}}{3600} \cdot \rho_{air,room} \cdot t_{air,room} \right) \right) \cdot C_{air} [W] \quad (4.117)$$

gdzie (symbole nie wyjaśnione wcześniej):

$\dot{V}_{vent}$ [m <sup>3</sup> /h]	wydajność systemu wentylacyjnego w danym kroku czasowym,
$\rho_{air,vent}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	gęstość powietrza wentylacyjnego (nawiewanego),
$t_{air,vent}$ [°C]	temperatura powietrza wentylacyjnego (nawiewanego).

#### **Opis modułu obliczeniowego konwekcji na powierzchniach wewnętrznych**

Obliczenia konwekcyjnej wymiany ciepła na powierzchniach wewnętrznych przegród ograniczających pomieszczenie są realizowane indywidualnie dla poszczególnych węzłów „o” powierzchni wewnętrznej przegród budowlanych z wykorzystaniem odpowiednich współczynników konwekcyjnego przejmowania ciepła  $h_{o,c,fi}$  [W/m<sup>2</sup>/K], indywidualnych dla każdego z węzłów powierzchniowych, które są przekazywane jako warunki brzegowe do modułów obliczeniowych przewodzenia ciepła poszczególnych przegród pomieszczenia. Do obliczania  $h_{o,c,fi}$  wybrano metodę obliczeń zaproponowaną przez Beausoleil-Morrisona (2001) [16], która zakłada wybór równania obliczeniowego w zależności chwilowych warunków panujących przy powierzchni, w tym sił wporu termicznego i pędu strumienia powietrza wywołujących konwekcję mieszaną. Wybrana metoda pozwala na uproszczone uwzględnienie zależnego od rozwiązania wentylacji wpływu specyficznej charakterystyki systemu wentylacyjnego na konwekcyjną wymianę ciepła zachodzącą na poszczególnych powierzchniach wewnątrz pomieszczenia, opisując współczynniki konwekcyjnego przejmowania ciepła  $h_{o,c,fi}$  w funkcji [16]:

- rodzaju (orientacji) przegrody (podłoga, sufit, ściana),
- różnicy temperatury  $\Delta t_{o,fi-air,room}$  [°C] pomiędzy powierzchnią wewnętrzną przegrody  $t_{o,fi}$  [°C] a powietrzem  $t_{air,room}$  [°C] (ze średnią temperaturą powietrza w pomieszczeniu jako referencyjną),
- wydajności wentylacji (scharakteryzowanej przez krotność wymian  $n$  [1/h]),
- różnicy temperatury  $\Delta t_{o,fi-air,vent}$  [°C] pomiędzy powierzchniami poszczególnych węzłów różnicowych przegrody  $t_{o,fi}$  [°C] a powietrzem nawiewanym  $t_{air,vent}$  [°C] (ze średnią temperaturą powietrza w pomieszczeniu jako referencyjną),
- wysokości przegrody  $H$  [m] (dla ściany),
- powierzchni przegrody  $P$  [m<sup>2</sup>] (dla podłogi i sufitu).



Stosowane równania obliczeniowe zestawiono poniżej [141]:

Ściana,  $t_{o,fi} > t_{air,room}$  oraz okno,  $t_{o,fi} > t_{air,room}$  i  $I_{d,o}=0 \Rightarrow$

$$h_{o,c,fi} = \left[ \left[ \left( 1,5 \left( \frac{t_{o,fi} - t_{air,room}}{H} \right)^{0,25} \right)^6 + \left( 1,23 (t_{o,fi} - t_{air,room})^{1/3} \right)^6 \right]^{0,5} + \left[ \left( \frac{t_{o,fi} - t_{air,vent}}{t_{o,fi} - t_{air,room}} \right) (-0,199 + 0,19n^{0,8}) \right]^3 \right]^{1/3} \left[ \frac{W}{m^2K} \right] \quad (4.118)$$

Ściana,  $t_{o,fi} < t_{air,room}$  oraz okno,  $t_{o,fi} < t_{air,room}$  i  $I_{d,o}=0 \Rightarrow$

$$h_{o,c,fi} = \max \left\{ \left[ \left[ \left( 1,5 \left( \frac{t_{o,fi} - t_{air,room}}{H} \right)^{0,25} \right)^6 + \left( 1,23 (t_{o,fi} - t_{air,room})^{1/3} \right)^6 \right]^{0,5} + \left[ \left( \frac{t_{o,fi} - t_{air,vent}}{t_{o,fi} - t_{air,room}} \right) (-0,199 + 0,19n^{0,8}) \right]^3 \right]^{1/3}; \left[ \left[ \left( 1,5 \left( \frac{t_{o,fi} - t_{air,room}}{H} \right)^{0,25} \right)^6 + \left( 1,23 (t_{o,fi} - t_{air,room})^{1/3} \right)^6 \right]^{1/3} \right]; \left[ \left( \frac{t_{o,fi} - t_{air,vent}}{t_{o,fi} - t_{air,room}} \right) (-0,199 + 0,19n^{0,8}) \right]^3 \right\} \left[ \frac{W}{m^2K} \right] \quad (4.119)$$

Podłoga,  $t_{o,fi} > t_{air,room}$  oraz sufit,  $t_{o,fi} < t_{air,room} \Rightarrow$

$$h_{o,c,fi} = \left[ \left[ \left( 1,4 \left( \frac{t_{o,fi} - t_{air,room}}{P} \right)^{0,25} \right)^6 + \left( 1,63 (t_{o,fi} - t_{air,room})^{1/3} \right)^6 \right]^{0,5} + \left[ \left( \frac{t_{o,fi} - t_{air,vent}}{t_{o,fi} - t_{air,room}} \right) (-0,159 + 0,116n^{0,8}) \right]^3 \right]^{1/3} \left[ \frac{W}{m^2K} \right] \quad (4.120)$$

Podłoga,  $t_{o,fi} < t_{air,room}$  oraz sufit,  $t_{o,fi} > t_{air,room} \Rightarrow$

$$h_{o,c,fi} = \left[ \left( 0,6 \left( \frac{t_{o,fi} - t_{air,room}}{P^2} \right)^{1/5} \right)^3 + \left[ \left( \frac{t_{o,fi} - t_{air,vent}}{t_{o,fi} - t_{air,room}} \right) (-0,159 + 0,116n^{0,8}) \right]^3 \right]^{1/3} \left[ \frac{W}{m^2K} \right] \quad (4.121)$$

Powyższą metodę obliczeń zastosowano dla powierzchni wewnętrznych:

- podłogi chłodzonej (z zatopionymi rurkami hydraulicznymi chłodzącymi przegrodę) lub nieaktywowanej cieplnie (bez chłodzenia),
- sufitu nieaktywowanego cieplnie,
- ścian nieaktywowanych cieplnie,
- okien bez znacznego ogrzewania (bez oddziaływania bezpośredniego promieniowania słonecznego).

W przegrodach budowlanych pomieszczeń wykonanych w technologii ciężkiej/mokrej (murowane lub betowe przegrody budowlane, charakteryzujące się dużą pojemnością cieplną), pojemność cieplna okien jest znacząco mniejsza od pozostałych przegród. Metoda obliczeń  $h_{c,fi}$  Beausoleil-Morrisona (2001) [16] została wyznaczona dla pełnych przegród o znacznej pojemności cieplnej, przez co jej skuteczność może być ograniczona dla przegród przezroczystych, których temperatura powierzchni od strony pomieszczenia,  $t_o$  [°C] może być znacząco wyższa od temperatury pozostałych przegród wewnątrz pomieszczenia w związku z absorpcją znacznej gęstości strumienia ciepła od promieniowania słonecznego (w szczególności od jego składowej bezpośredniej). Z tego względu dla okien, na które oddziałuje bezpośrednie promieniowanie słoneczne  $I_{d,o}$  [W/m<sup>2</sup>] zastosowano równanie Acikgoza (2015) [2], właściwe dla powierzchni ogrzewanych przegród pionowych. Współczynnik  $h_{c,fi}$  wyznacza się tu zgodnie ze wzorem:

Okno,  $t_o > t_{air,room}$  i  $I_{d,o} > 0 \Rightarrow$

$$h_{o,c,fi} = 1,5 \left( \frac{H}{L} \right)^{0,09} \cdot (t_{o,fi} - t_{air,room})^{0,47} \left[ \frac{W}{m^2 K} \right] \quad (4.122)$$

gdzie (symbole nie wyjaśnione wcześniej):

$L$  [m]      długość przegrody (okna).

Gęstość strumienia ciepła wymienianego przez pojedynczy węzeł powierzchni wewnętrznej „o” przegrody budowlanej pomieszczenia z powietrzem w pomieszczeniu,  $\dot{q}_{o,c,fi}$  [W/m<sup>2</sup>] jest wyznaczana zgodnie z równaniem wykorzystującym obliczone lokalne (indywidualne dla poszczególnych węzłów bilansowych) współczynniki konwekcyjnego przejmowania ciepła:

$$\dot{q}_{o,c,fi} = h_{o,c,fi} (t_{air,room} - t_{o,fi}) \left[ \frac{W}{m^2} \right] \quad (4.123)$$

### **Opis modułu obliczeniowego konwekcji na powierzchniach zewnętrznych**

Obliczenia konwekcyjnej wymiany ciepła na powierzchniach zewnętrznych przegród ograniczających pomieszczenie są realizowane przez zadanie jako warunku brzegowego do modułów przewodzenia ciepła tych przegród odpowiednich współczynników konwekcyjnego przejmowania ciepła  $h_{c,fe}$  [W/m<sup>2</sup>/K]. Obliczenia są realizowane w sposób uproszczony, z założeniem jednakowych dla wszystkich węzłów powierzchni zewnętrznej danej przegrody wartości  $h_{c,fe}$ , określonych w zależności od rodzaju przegrody (wewnętrzna, zewnętrzna), zgodnie z *PN-EN ISO 6946:2017-10* [251].

Dla przegród zewnętrznych  $h_{c,fe}$  jest zależne jedynie od prędkości wiatru  $w$  [m/s] [251]:

$$h_{c,fe} = 4 + 4w \left[ \frac{W}{m^2 K} \right] \quad (4.124)$$

Dla przegród wewnętrznych, przy założeniu dobrze wentylowanej warstwy powietrza po obu stronach przegrody,  $h_{c,fe}$  jest zależne od kierunku przepływu ciepła, determinowanego różnicą temperatury pomiędzy powierzchnią zewnętrzną przegrody  $t_{o,fe}$  [°C], a temperaturą powietrza przy przegrodzie  $t_{e,air}$  [°C] [251]:

kierunek przepływu ciepła poziomy (ściana)

$$\Rightarrow h_{c,fe} = 2,5 \left[ \frac{W}{m^2 K} \right] \quad (4.125)$$

kierunek przepływu ciepła w górę (podłoga  $t_{o,fe} < t_{e,air}$ , sufit  $t_{o,fe} > t_{e,air}$ )

$$\Rightarrow h_{c,fe} = 5,0 \left[ \frac{W}{m^2 K} \right] \quad (4.126)$$

kierunek przepływu ciepła w dół (podłoga  $t_{o,fe} > t_{e,air}$ , sufit  $t_{o,fe} < t_{e,air}$ )

$$\Rightarrow h_{c,fe} = 0,7 \left[ \frac{W}{m^2 K} \right] \quad (4.127)$$

Gęstość strumienia ciepła wymienianego przez pojedynczy węzeł powierzchni zewnętrznej „o” przegrody budowlanej pomieszczenia z powietrzem w pomieszczeniu,  $\dot{q}_{o,c,fe}$  [W/m<sup>2</sup>] jest wyznaczana analogicznie jak dla powierzchni wewnętrznych, zgodnie z równaniem:

$$\dot{q}_{o,c,fe} = h_{c,fe} (t_{e,air} - t_{o,fe}) \left[ \frac{W}{m^2} \right] \quad (4.128)$$

### **Opis modułu obliczeniowego wewnętrznych zysków ciepła w pomieszczeniu**

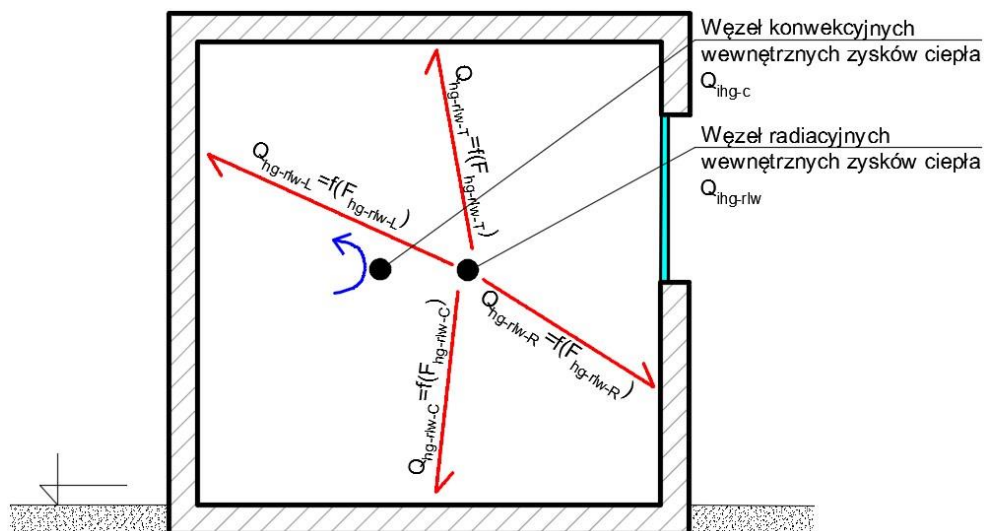
Model obliczeniowy umożliwia symulację strumienia wewnętrznych zysków ciepła o charakterze konwekcyjnym  $Q_{ihg,c}$  [W] i radiacyjnym (promieniowanie cieplne)  $Q_{ihg,rhw}$  [W], które są generowane w pomieszczeniu.

Konwekcyjne zyski ciepła są modelowane jako skupione źródło, wprowadzane do węzła powietrza w pomieszczeniu.

Radiacyjne zyski ciepła są modelowane jako skupione źródło, dystrybuowane pomiędzy węzły różnicowe modułu promieniowania z uwzględnieniem współczynników konfiguracji pomiędzy źródłem tych zysków, a poszczególnymi przegrodami, z uproszczeniami obejmującymi następujące założenia:

- wewnętrzne, radiacyjne zyski ciepła mają charakter promieniowania długofalowego i spełniają założenia wyszczególnione wcześniej dla zastosowanego modelu tego promieniowania,
- równomierne dystrybuowanie wewnętrznych, radiacyjnych zysków ciepła w obrębie pojedynczej przegrody budowlanej (współczynniki konfiguracji odnoszą się do całych powierzchni wewnętrznych przegród, a nie poszczególnych węzłów modelu promieniowania),
- powierzchnie wewnętrzne w pomieszczeniu zachowują się dla docierających do nich radiacyjnych wewnętrznych zysków ciepła jak ciała doskonale czarne, absorbując je w całości.

Schemat modułu wewnętrznych zysków ciepła przedstawiono na poniższym rysunku:



Rys 4-34: Model wewnętrznych zysków ciepła o naturze konwekcyjnej i radiacyjnej. Źródło: opracowanie własne.

Gęstość strumienia ciepła wymianianego przez pojedynczy węzeł powierzchni wewnętrznej „o” przegrody budowlanej pomieszczenia ze źródłem wewnętrznych radiacyjnych zysków ciepła w pomieszczeniu,  $\dot{q}_{o,hg,rlw}$  [W/m<sup>2</sup>] jest wyznaczana zgodnie z równaniem:

$$\dot{q}_{o,hg,rlw} = \dot{Q}_{ihg,rlw} \cdot F_{hg-o} \frac{A_o}{\sum_{j=1}^N (A_j)} \left[ \frac{W}{m^2} \right] \quad (4.129)$$

gdzie (symbole nie wyjaśnione wcześniej):

- $F_{hg-o}$  [-] współczynnik konfiguracji wewnętrznych, radiacyjnych zysków ciepła w pomieszczeniu względem przegrody budowlanej zawierającej węzeł powierzchniowy „o”,
- $A_o$  [m<sup>2</sup>] powierzchnia pojedynczego węzła różnicowego modelu przewodzenia ciepła przegrody budowlanej, obejmującej  $N$  węzłów powierzchniowych (od strony pomieszczenia).

#### 4.4.7. Moduł obiegów hydraulicznych

##### Opis sterowania pracą systemu

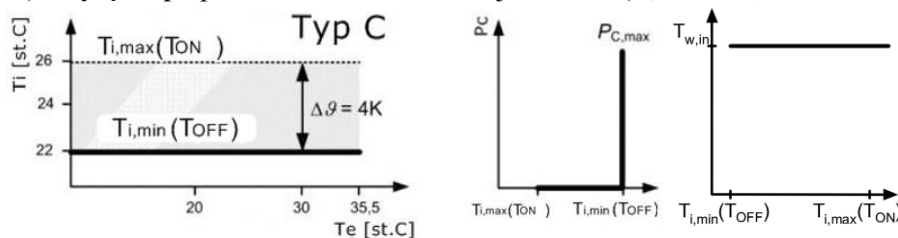
Moduł realizuje w każdym kroku czasowym symulacji obliczenia polegające na:

- ustaleniu wymaganego trybu pracy radiacyjnej podłogi chłodzącej, na podstawie porównania wartości mierzonego parametru komfortu z wartością zadaną,
- ustaleniu wartości parametrów regulowanych w zależności od wybranej strategii sterowania - włączenie/wyłączenie przepływu (regulacja ilościowa), ustabilizowanie temperatury zasilania (regulacja jakościowa).

Model numeryczny umożliwia realizację dwóch algorytmów sterowania podłogą chłodzącą, zdefiniowanych na bazie propozycji VDI 2078 [253]:

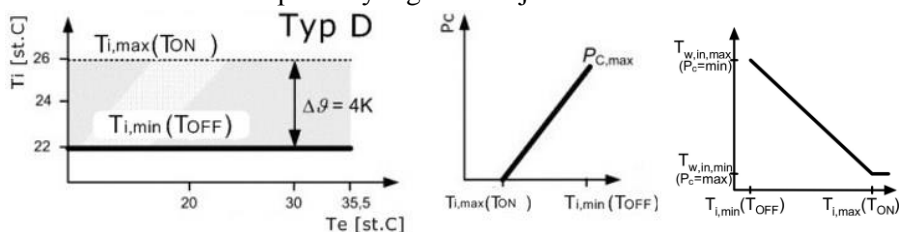
- algorytm sterowania „on-off” (na bazie „Typu C” wg [253]), w którym wartością regulowaną jest temperatura powietrza lub operacyjna  $T_i$ , a radiacyjna podłoga chłodząca działa w trybach ON-OFF ze stałymi parametrami eksploatacyjnymi, w tym przepływem przyjmującym 2 stany – występuje ze stałą wydajnością lub nie występuje oraz stałą temperaturą zasilania obiegu hydraulicznego  $T_{water,in}$ . Jest to prosty przypadek regulacji ilościowej (przepływu).

Układ uruchamia się po przekroczeniu maksymalnej wartości parametru regulowanego ( $T_{i,max}=T_{ON}$ ) i wyłącza po przekroczeniu minimalnej wartości ( $T_{i,min}=T_{OFF}$ )



**Rys 4-35:** Algorytm bazowy dla modelowanej startegii „on-off” sterowania radiacyjną podłogą chłodzącą. Źródło: opracowanie własne z wykorzystaniem ilustracji z [253].

- algorytm „płynnego” sterowania (na bazie „Typu D” wg [253]), w którym wartością regulowaną jest temperatura powietrza lub operacyjna  $T_i$ , a radiacyjna podłoga chłodząca działa w trybie płynnej regulacji parametrów eksploatacyjnych (regulacja jakościowa ze stałym nastęženiem przepływu, ale zmienną temperaturą zasilania  $T_{water,in}$  jako wielkością nastawiającą). Układ dostosowuje temperaturę zasilania według krzywej chłodzenia - jest liniowo zależna od temperatury regulowanej



**Rys 4-36:** Algorytm bazowy dla modelowanego „płynnego” sterowania radiacyjną podłogą chłodzącą. Źródło: opracowanie własne z wykorzystaniem ilustracji z [253].

Zaimplementowany algorytm sterowania „płynnego” sterowania jest modyfikacją powyższego „Typu D” wg [253], polegającym na wykorzystaniu projektowanych ekstremów temperatury regulowanej do wyznaczenia nachylenia krzywej regulacyjnej dla temperatury zasilania (wielkości nastawiającej), której liniowa zależność od temperatury regulowanej wykracza także poza przyjęte jej projektowane ekstrema (przy wzroście temperatury regulowanej powyżej  $T_{i,max}$  następuje dalszy liniowy spadek temperatury zasilania poniżej zadanej  $T_{w,in,min}$ ).

Model obliczeniowy obejmuje następujące założenia dotyczące poddanego regulacji procesu i charakterystyki układu regulacyjnego:

- pominięta bezwładność instalacji hydraulicznej doprowadzającej czynnik chłodniczy do modelowanej podłogi chłodzącej (układ doprowadzający czynnik chłodniczy do węzłów początkowych obiegów hydraulicznych jest modelowany jako statyczny, bezinercyjny (przepływ i temperatura czynnika zasilającego obiegi hydrauliczne w ich węzłach początkowych osiągają docelowe wartości natychmiast po wystąpieniu wymuszenia),
- zerowy uchyb regulacji systemu regulacyjnego (wielkości nastawiające – przepływ, i temperatura zasilania osiągają dokładnie zadane wartości, nie występują zakłócenia).

Model obliczeniowy realizuje algorytm sterowania pracą systemu w oparciu o jeden z dwóch parametrów regulowanych:

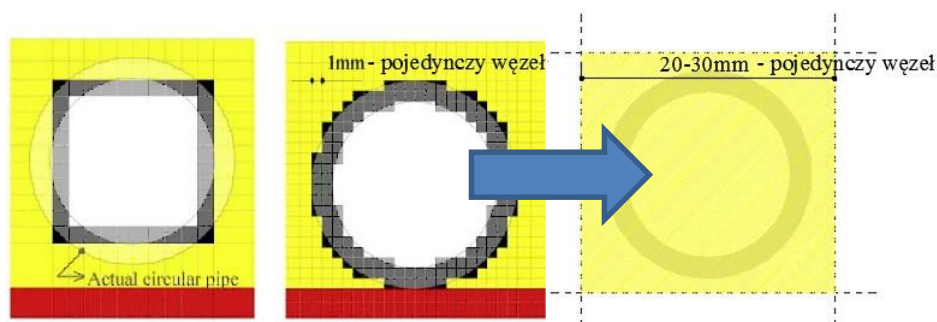
- temperatury powietrza  $t_{air}$  [°C] (jednorodnej w modelu ze względu na zastosowany jednowęzłowy model powietrza w pomieszczeniu),
- temperatury operacyjnej  $t_{op}$  [°C], która dla centrum pomieszczenia i niewielkiej różnicy pomiędzy temperaturą powietrza, a powierzchni może być przybliżona jako średnia

z temperatury powietrza w pomieszczeniu,  $t_{air}$  [°C] i temperatury  $t_n$  [°C] węzłów „n” wewnętrznych przegród w pomieszczeniu, których powierzchnia wynosi  $A_n$  [m<sup>2</sup>]:

$$t_{op} = 0,5 \left[ t_{air} + \frac{\sum_n (t_n \cdot A_n)}{\sum_n (A_n)} \right] [^\circ C] \quad (4.130)$$

### Opis modułu obliczającego wymianę ciepła w rurce hydraulicznej

Wymiana ciepła pomiędzy czynnikiem obiegowym w rurce hydraulicznej a podłogą, w której jest zatopiona następuje w kierunkach równoległych do przekroju rurki i prostopadłych do przepływu czynnika. W literaturze występują badania naukowe, w których rurki hydrauliczne o okrągłym przekroju są modelowane z uproszczeniem okrągłego przekroju rurek do zbioru kwadratów (np. Shin et al. 2015 [155], Sinacka 2021 [162]), co wymaga przyporządkowania do pojedynczego przekroju rurki wielu węzłów różnicowych modelu przestrzennego przegrody. W autorskim modelu rurki hydrauliczne zamodelowano jako wewnętrzne źródła ciepła w obrębie odpowiednich węzłów przestrzennych podłogi, co pozwala na rezygnację z wielowęzłowej dyskretyzacji przekroju poprzecznego rurek i znaczne ograniczenie wielkości modelu (liczby węzłów bilansowych), zgodnie z ideą przedstawioną na poniższym rysunku:



**Rys 4-37:** Przerzedzenie siatki dyskretyzacyjnej podłogi – uproszczenie modelu rurek hydraulicznych.  
Źródło: opracowanie własne z wykorzystaniem ilustracji (dotyczy przykładów po lewej stronie strzałki) z [155].

W modelu obliczeniowym zaimplementowano rozwiązania poprawiające dokładność obliczeń strumienia ciepła przejmowanego przez wewnętrzną ściankę rurki i przewodzonego przez tę ściankę, które opisano poniżej. Dodatkowe metody poprawiające dokładność obliczeń przewodzenia ciepła pomiędzy węzłem różnicowym podłogi z rurką a węzłami sąsiadującymi przedstawiono w rozdziale dotyczącym modułu przewodzenia ciepła.

Rurki hydrauliczne stanowią w opracowanym modelu obliczeniowym wewnętrzne źródło ciepła dla węzłów różnicowych podłogi, w których są zatopione. Intensywność wymiany ciepła pomiędzy czynnikiem obiegowym w rurce a węzłem podłogi jest odwrotnie proporcjonalna do **całkowitego oporu cieplnego pomiędzy czynnikiem chłodniczym w rurce wodnej, a węzłem „w” przegrody, w której rurka została zatopiona,  $R_{water-w}$  [m<sup>2</sup>K/W], zgodnie równaniem:**

$$R_{water-w} = R_{pipe,c,i} + R_{pipe,\lambda} \left[ \frac{m^2 K}{W} \right] \quad (4.131)$$

Poszczególne wielkości występujące w powyższym równaniu wyjaśniono poniżej.

**Opór przyjmowania ciepła pomiędzy przepływającym czynnikiem hydraulicznym, a wewnętrzną ścianką rurki,  $R_{pipe-c,i}$  [ $m^2K/W$ ]** zależy od rodzaju przepływu i właściwości cieplnych czynnika obiegowego, które można scharakteryzować odpowiednio liczbami kryterialnymi Reynoldsa,  $Re$  i Prandtla,  $Pr$  [196]. Ze względu na występowanie w typowych układach podłóg chłodzących przepływu o zróżnicowanym charakterze od laminarnego do turbulentnego, co wpływa na zmienność współczynników przyjmowania ciepła na powierzchni wewnętrznej rurki,  $R_{pipe-c,i}$  jest obliczane w każdym kroku czasowym symulacji z uwzględnieniem chwilowych warunków przepływu, zgodnie ze wzorami [73]:

$$2200 \leq Re < 10000 \Rightarrow$$

$$R_{pipe,c,i} = \frac{1}{0,116(Re^{2/3} - 125)Pr^{1/3} \left[ 1 + \left( \frac{d_{pipe,i}}{L} \right)^{2/3} \right] \frac{\lambda_{pipe}}{d_{pipe,i}}} \left[ \frac{m^2 K}{W} \right] \quad (4.132)$$

$$Re < 2200 \Rightarrow$$

$$R_{pipe,c,i} = \frac{1}{1,86 \left( RePr \frac{d_{pipe,i}}{L} \right)^{1/3} \frac{\lambda_{pipe}}{d_{pipe,i}}} \left[ \frac{m^2 K}{W} \right] \quad (4.133)$$

gdzie (symbole nie wyjaśnione wcześniej):

$L$ [m]	długość obiegu hydraulicznego, przy założeniu łagodnych zmian kierunku przepływu,
$\lambda_{pipe}$ [W/m/K]	współczynnik przewodności cieplnej materiału, z którego wykonano rurki wodne, przy założeniu izotropowości materiału i niezależności właściwości cieplnych od temperatury (w przypadku rurek wielowarstwowych - wartość ekwiwalentna),
$d_{pipe,i}$ [m]	wymiar charakterystyczny – średnica wewnętrzna rurociągu.

Przy założeniu, że czynnikiem obiegowym jest woda, która może być uproszczona do jednofazowego, jednorodnego chemicznie płynu o niewielkiej różnicy temperatury pomiędzy zasilaniem a powrotem i lepkości dynamicznej  $\mu_{water}$  zależnej w typowych warunkach eksploatacji jedynie od jej średniej temperatury  $t_{water,mean}$  oraz przy założeniu niezmienności jej parametrów cieplnych i fizycznych zakresie niewielkich odchyłek ciśnień i zakresu temperatury pracy (rzędu wielkości 13-20°C w przypadku chłodzenia, 25-45°C w przypadku ogrzewania), przyjęto stałe właściwości wody:

- ciepło właściwe,  $C_{water} = 4190$  J/kg/K,
- gęstość,  $\rho_{water} = 995$  kg/m<sup>3</sup> (za [195], jako średnia dla temperatury 10 i 50°C na liniach nasycenia),
- przewodność cieplna,  $\lambda_{water} = 0,6$  W/m/K (za [134]).

Wartości  $Re$  i  $Pr$  [196] oraz  $\mu_{water}$  [134] charakteryzujące przepływ w rurkach są wyznaczone zgodnie z równaniami:

$$Re = \frac{w_{water} \cdot \rho_{water} \cdot d_{pipe,i}}{\mu_{water}} [-] \quad (4.134)$$

$$Pr = \frac{C_{water} \cdot \mu_{water}}{\lambda_{water}} [-] \quad (4.135)$$

$$\mu_{water} = \frac{0,001789}{1 + 0,0337 \cdot t_{water,mean} + 0,00022 \cdot (t_{water,mean})^2} \left[ \frac{kg}{m \cdot s} \right] \quad (4.136)$$

**Opór przewodzenia ciepła przez ściankę rurki hydraulicznej,  $R_{pipe-\lambda}$  [ $m^2K/W$ ]** ma szczególne znaczenie w przypadku stosowanych powszechnie w nowoczesnym budownictwie rurociągów z tworzyw sztucznych, charakteryzujących się niewielką przewodnością cieplną [73]. Dla cylindrycznych ścianek rurki o małej grubości w stosunku do średnicy (niedużym ilorazie średnicy zewnętrznej  $d_{pipe,o}$  i wewnętrznej  $d_{pipe,i}$ ), opór przewodzenia ciepła w cylindrycznej ściance można przybliżyć równaniem właściwym dla ścianki płaskiej (co wygeneruje błąd wyznaczenia strumienia ciepła przewodzonego przez tę ściankę rzędu do 4% wg [196]):

$$d_{pipe,o}/d_{pipe,i} < 2 \Rightarrow$$

$$R_{pipe,\lambda} = \frac{0,5 \cdot (d_{pipe,o} - d_{pipe,i})}{\lambda_{pipe}} \left[ \frac{m^2 K}{W} \right] \quad (4.137)$$

**Strumień ciepła wymieniany przez węzeł różnicowy „n” modelu układu hydraulicznego z węzłem różnicowym „w” podłogi,  $\dot{q}_{water,n-w}$  [W]**, przy pominięciu pojemności cieplnej ścianek rurki [191] oblicza się zgodnie ze wzorem:

$$\dot{q}_{water,n-w} = \frac{(t_w - t_{water,n}) \cdot A_{pipe,o}}{R_{water-w}} [W] \quad (4.138)$$

gdzie (symbole nie wyjaśnione wcześniej):

- $t_{water,n}$  [°C] lokalna temperatura czynnika obiegowego w węźle różnicowym „n” modelu układu hydraulicznego, zlokalizowanym w węźle różnicowym „w” podłogi,
- $A_{pipe,o}$  [m<sup>2</sup>] powierzchnia zewnętrzna rurki (boczna walca) w obrębie węzła dyskretyzacyjnego podłogi.

Opracowana metoda obliczeń wymiany ciepła pomiędzy czynnikiem obiegowym w rurce hydraulicznej a podłogą bazuje na założeniach Wardziaka i Jaworskiego (2017) [191] z wprowadzonymi autorskimi modyfikacjami. Rozróżniane są dwa stany układu hydraulicznego, które determinują metodę obliczeń wymiany ciepła pomiędzy przepływającym w rurekach czynnikiem chłodniczym a podłogą.

- z przepływem - temperatura czynnika obiegowego w pierwszym (początkowym) węźle różnicowym modelu układu hydraulicznego jest równa zadanej temperaturze zasilania, a temperatura czynnika w kolejnych węzłach hydraulicznych „n+1” wynika z wymiany ciepła węzłów poprzedzających „n” z węzłami podłogi „w”, strumienia masowego przepływu w rurekach,  $\dot{m}_{water}$  [kg/s] i pojemności cieplnej czynnika obiegowego  $C_{water}$  [J/kg/K]:

$$\dot{m}_{water} > 0 \Rightarrow t_{water,n+1} = t_{water,n} + \frac{\dot{q}_{water,n-w}}{\dot{m}_{water} \cdot C_{water}} [^{\circ}C] \quad (4.139)$$

- bez przepływu - temperatura czynnika obiegowego w węzłach różnicowych „n” modelu układu hydraulicznego zależy jedynie od tej temperatury w poprzednim kroku czasowym i wymiany ciepła „stojącej” w poszczególnych węzłach różnicowych rurek hydraulicznych wody z węzłami różnicowymi podłogi „w”, w których rurki są zatopione, zgodnie z równaniem:

$$\dot{m}_{water} = 0 \Rightarrow t_{water,n}^{\tau+\Delta\tau} = t_{water,n}^{\tau} + \frac{\dot{q}_{water,n-w} \cdot \Delta\tau_{ts}}{m_{water,n} \cdot C_{water} + m_{floor,w} \cdot C_{floor}} = [^{\circ}C] \quad (4.140)$$

gdzie (symbole nie wyjaśnione wcześniej):



$m_{water,n}$ [kg]	masa wody w węźle różnicowym hydrauliki,
$m_{floor,w}$ [kg]	masa materiału w węźle różnicowym „w” podłogi w którym zlokalizowano węzeł różnicowy „n” układu hydraulicznego, z uwzględnieniem pomniejszenia o część węzła zajęta przez rurkę hydrauliczną.

Model obliczeniowy uwzględnia czas wymagany aby czynnik obiegowy dopłynął do danego węzła hydraulicznego, co ma znaczenie w okresach rozruchu długich obiegów hydraulicznych (przykładowo w obiegu hydraulicznym o długości 100m, przy prędkości przepływu rzędu 0,3m/s, „zimny” czynnik obiegowy dopłynie do końca obiegu po ponad 5min 30s od uruchomienia przepływu).

### ***Weryfikacja modułu obliczeniowego***

Moduł obiegów hydraulicznych zatopionych w warstwach posadzkowych został przed implementacją do modelu obliczeniowego zweryfikowany wraz z modułem przewodzenia ciepła w podłodze, zgodnie z procedurą przedstawioną dalej, w rozdziale dotyczącym modułu przewodzenia ciepła.

Do modelu numerycznego wprowadzono dodatkową procedurę weryfikacyjną realizowaną w trakcie symulacji:

#### Weryfikowane mechanizmy obliczeniowe:

- obliczanie strumieni ciepła wymienianych pomiędzy układami hydraulicznymi a podłogą.

#### Metoda weryfikacji, parametry weryfikacyjne i kryteria akceptacji

Obliczenia strumieni ciepła wymienianych pomiędzy układami hydraulicznymi a podłogą są weryfikowane po każdym kroku czasowym symulacji. Parametrem weryfikacyjnym jest suma:

- strumieni ciepła wymienianych przez poszczególne węzły modelowanych układów hydraulicznych (oraz równoważny im całkowity strumień ciepła wymieniany przez przepływający w pomieszczeniu czynnik - mierzony pomiędzy zasilaniem a powrotem obiegu),
- strumieni ciepła przekazywanych jako wewnętrzne źródła ciepła do modelu przewodzenia ciepła podłogi.

Suma powyższych (bilans energii wymienianej przez poszczególne węzły układu hydraulicznego) powinna spełniać zasadę zachowania energii i wynosić 0. Uwzględniając błąd obliczeń numerycznych i przyjęty typ zmiennych do przechowywania wyników w pamięci komputera, jako kryterium akceptacji wybrano błąd bezwzględny bilansu energii  $\Delta\Sigma Q_{water,n-w}$  [W], spełniający nierówność:

$$|\Sigma Q_{water,n-w}| \leq 0,1[W] \quad (4.141)$$

#### Podsumowanie weryfikacji

Procedura weryfikacyjna jest realizowana w każdym kroku symulacji realizowanej przez model numeryczny. W przypadku niespełnienia wskazanych kryteriów akceptacji w trakcie trwania symulacji, jest ona przerywana. Zgodnie z powyższym, kryteria akceptacji muszą być spełniane niezależnie od parametrów symulacji.

#### 4.4.8. Moduły przewodzenia ciepła w przegrodach budowlanych

##### Opis modułów obliczeniowych

Obliczenia temperatury w węzłach różnicowych niechłodzonych przegród budowlanych (ściany, podłoga, sufit) oraz przegrody chłodzonej (podłoga) są realizowane przez dedykowane moduły modelu numerycznego, realizowane oddzielnie dla każdej z przegród budowlanych. Stosowana w tym rozdziale nomenklatura dotycząca parametrów przestrzennych modelu jest zgodna z przyjętą w opisie modułu inicjalizacyjnego modelu numerycznego.

Przewodnictwo cieplne w przegrodach niechłodzonych jest modelowane przy założeniu nieustalonego, jednowymiarowego przepływu ciepła ( $\lambda 1D$ ), zachodzącego jedynie w kierunku prostopadłym do powierzchni przegrody niechłodzonej, mimo jej dyskretyzacji przestrzennej także w kierunku równoległym do powierzchni - analogicznie do rozwiązania de Carli et al. (2012) [38]. Podłoga chłodząca jest modelowana bardziej szczegółowo - przy założeniu nieustalonego, trójwymiarowego przewodzenia ciepła ( $\lambda 3D$ ). Przewodzenie ciepła jest modelowane przy założeniu stałych właściwości fizycznych i cieplnych materiałów, z których wykonano przegrody budowlane - izotropowości tych materiałów, pozwalającej na powszechne w literaturze modelowanie poszczególnych warstw przegród budowlanych jako zastępczych, jednorodnych ciał stałych charakteryzujących się stałą przewodnością cieplną ( $\lambda = const$ ), gęstością ( $\rho = const$ ) i ciepłem właściwym ( $C = const$ ).

Temperatura w poszczególnych węzłach obliczeniowych jest wyznaczana z wykorzystaniem odpowiednich równań wg metody różnic skończonych w schemacie jawnym, w zależności od rodzaju węzła [102,180,33,28].

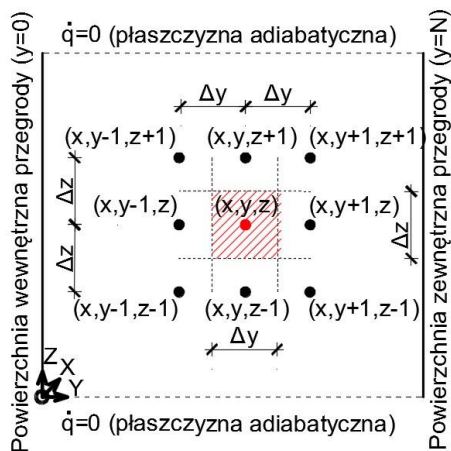
Równania bilansowe dla węzłów różnicowych przegród niechłodzonych przedstawiono poniżej. Poniższe równania  $\lambda 1D$  są opisane w *LUW* właściwym dla ściany „przedniej” ( $F$ ) z  $N$  węzłami w kierunku  $Y$  prostopadłym do powierzchni przegrody (powierzchnia ściany przedniej jest równoległa do osi  $X, Z$  *GUW*).

Symbole wykorzystane na prezentowanych dalej rysunkach i w równaniach bilansowych:

$t_{(x,y,z)}, t'_{(x,y,z)}$ [°C]	temperatura węzła $x,y,z$ w poprzedzającym i kolejnym kroku czasowym symulacji,
$\Delta\tau_{ts}$ [s]	wielkość kroku czasowego symulacji, pomiędzy krokiem czasowym „ $\tau$ ” a „ $\tau+1$ ”,
$\Delta x, \Delta y, \Delta z$ , [m]	wielkości elementów różnicowych w kierunku $X,Y,Z$ , zgodnie z dyskretyzacją przestrzenną modelu,
$\lambda$ [W/m/K]	przewodność cieplna materiału budowlanego,
$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	gęstość materiału budowlanego,
$C$ [J/kg/K]	ciepło właściwe materiału budowlanego,
$h_{(x,y,z),c}$ [W/m <sup>2</sup> /K]	współczynnik konwekcyjnego przejmowania ciepła węzła $x,y,z$ powierzchni wewnętrznej ( $fi$ ) lub zewnętrznej ( $fe$ ) przegrody budowlanej, wyznaczany przez moduł konwekcji w pomieszczeniu,
$\dot{q}_{(x,y,z),sol,in}$ [W/m <sup>2</sup> ]	gęstość strumienia ciepła od promieniowania słonecznego absorbowanego przez węzeł $x,y,z$ powierzchni wewnętrznej ( $fi$ ) lub zewnętrznej ( $fe$ ) przegrody budowlanej, wyznaczana przez moduł promieniowania słonecznego,
$\dot{q}_{(x,y,z),rtw}$ [W/m <sup>2</sup> ]	gęstość strumienia ciepła wymianianego przez węzeł $x,y,z$ powierzchni przegrody budowlanej z pozostałymi węzłami powierzchniowymi w pomieszczeniu (dla węzła powierzchni wewnętrznej $fi$ ) lub z obiektami w otoczeniu przegrody budowlanej (dla węzła powierzchni zewnętrznej $fe$ ), wyznaczana przez moduł promieniowania długofalowego,
$\dot{q}_{(x,y,z),ihg,c}$ [W/m <sup>2</sup> ]	gęstość strumienia ciepła od wewnętrznych, radiacyjnych zysków ciepła zaabsorbowanych przez węzeł $x,y,z$ powierzchni wewnętrznej ( $fi$ ) przegrody budowlanej, wyznaczana przez moduł wewnętrznych zysków ciepła.

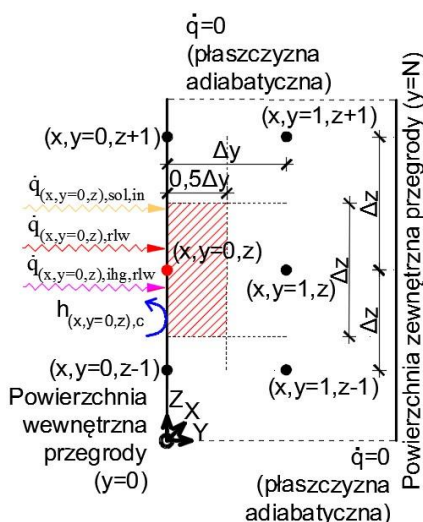
Poniższe rysunki obrazujące schematy węzłów bilansowych – opracowanie własne.

- węzeł wewnętrzny,  $\lambda ID$



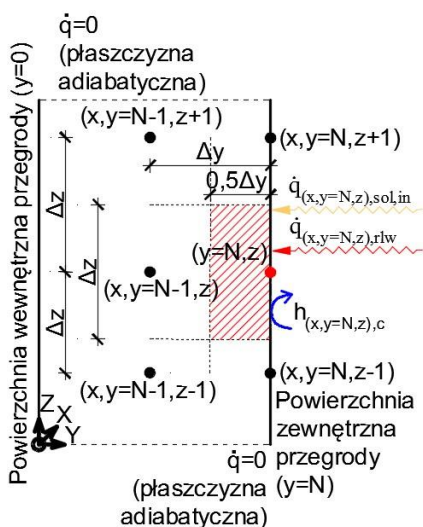
$$\begin{aligned}
 t'(x,y,z) &= \\
 &= t_{(x,y,z)} + \\
 &+ \frac{\lambda \Delta \tau_{ts}}{(\Delta y)^2 \rho C} (t_{(x,y+1,z)} + t_{(x,y-1,z)} + \\
 &- 2t_{(x,y,z)}) [^{\circ}C]
 \end{aligned}
 \tag{4.142}$$

- węzeł powierzchniowy,  $\lambda ID$



Powierzchnia wewnętrzna przegrody ( $f_i, y=0$ )  $\Rightarrow$

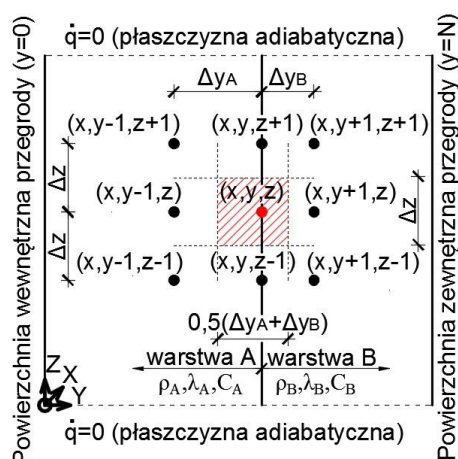
$$\begin{aligned}
 t'(x,y=0,z) &= \\
 &= t_{(x,y=0,z)} + \\
 &+ \frac{2 \cdot \Delta \tau_{ts}}{\rho C \Delta y} \left[ \frac{\lambda}{\Delta y} (t_{(x,y=1,z)} - t_{(x,y=0,z)}) + \right. \\
 &+ h_{(x,y=0,z),c,f,i} (t_{air,room} - t_{(x,y=0,z)}) + \\
 &+ \dot{q}_{(x,y=0,z),sol,in} + \dot{q}_{(x,y=0,z),rlw} + \\
 &\left. + \dot{q}_{(x,y=0,z),ihg,rlw} \right] [^{\circ}C]
 \end{aligned}
 \tag{4.143}$$



Powierzchnia zewnętrzna przegrody ( $f_e, y=N$ )  $\Rightarrow$

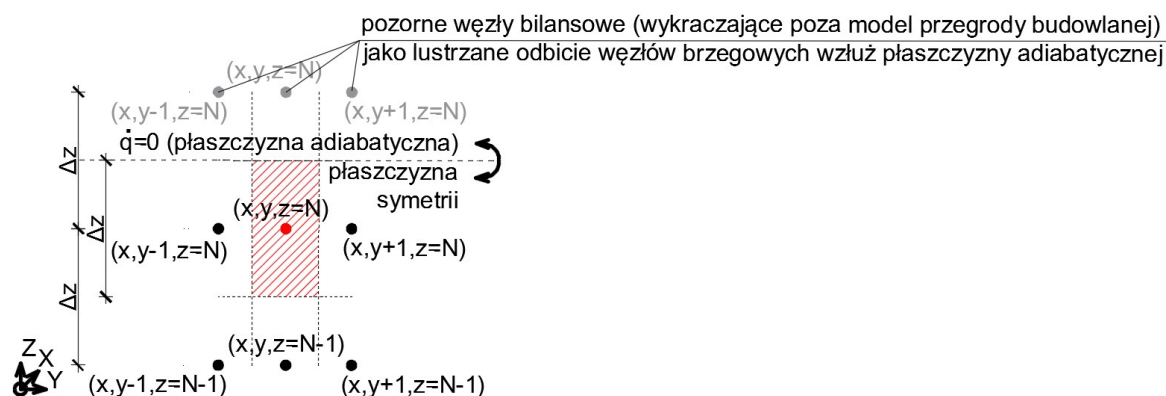
$$\begin{aligned}
 t'(x,y=N,z) &= \\
 &= t_{(x,y=N,z)} + \\
 &+ \frac{2 \cdot \Delta \tau_{ts}}{\rho C \Delta y} \left[ \frac{\lambda}{\Delta y} (t_{(x,y=N-1,z)} - t_{(x,y=N,z)}) + \right. \\
 &+ h_{(x,y=N,z),c,f,e} (t_{e,air} - t_{(x,y=N,z)}) + \\
 &\left. + \dot{q}_{(x,y=N,z),sol,in} + \dot{q}_{(x,y=N,z),rlw} \right] [^{\circ}C]
 \end{aligned}
 \tag{4.144}$$

- węzeł międzywarstwowy,  $\lambda ID$



$$\begin{aligned}
 t'_{(x,y,z)} &= \\
 &= t_{(x,y,z)} + \\
 &+ \frac{2 \cdot \Delta\tau_{ts}}{\rho_A C_A \Delta y_A + \rho_B C_B \Delta y_B} \left[ \frac{\lambda_A}{\Delta y_A} (t_{(x,y-1,z)} + \right. \quad (4.145) \\
 &- t_{(x,y,z)}) + \frac{\lambda_B}{\Delta y_B} (t_{(x,y+1,z)} - t_{(x,y,z)}) \left. \right] [^{\circ}C]
 \end{aligned}$$

Zastosowana metoda rozwiązania problemu przewodzenia ciepła w przegrodach budowlanych pomija wpływ geometrycznych mostków cieplnych wzdłuż połączeń przegród budowlanych. Krawędzie przegród są modelowane jako płaszczyzny adiabatyczne, dlatego dla węzłów brzegowych lub narożnych, przylegających do płaszczyzn adiabatycznych i nieposiadających węzłów sąsiadujących w kierunku tych płaszczyzn, obliczenia są realizowane z wykorzystaniem równań opisanych powyżej, ale z założeniem symetrii pola temperatury wzdłuż płaszczyzny adiabatycznej, z pozornymi węzłami sąsiadującymi z węzłami brzegowymi lub narożnymi, zgodnie z poniższym rysunkiem (przykład dla brzegowego węzła ściany przedniej):



Rys 4-38: Pozorne węzły różnicowe sąsiadujące z węzłami brzegowymi modelu przegrody budowlanej.  
Źródło: opracowanie własne.

W przypadku występowania w węźle dyskretnym modelu podłogi  $x,y,z$  rurki hydraulicznej, nie tylko doprowadzany jest do niego dodatkowy strumień ciepła od czynnika obiegowego w rurce (wewnętrzne zyski ciepła w węźle,  $\dot{q}_{water,n-(x,y,z)}$  [W]), ale także przez „zajęcie” części węzła różnicowego podłogi przez rurkę wodną, zmianie ulegają:

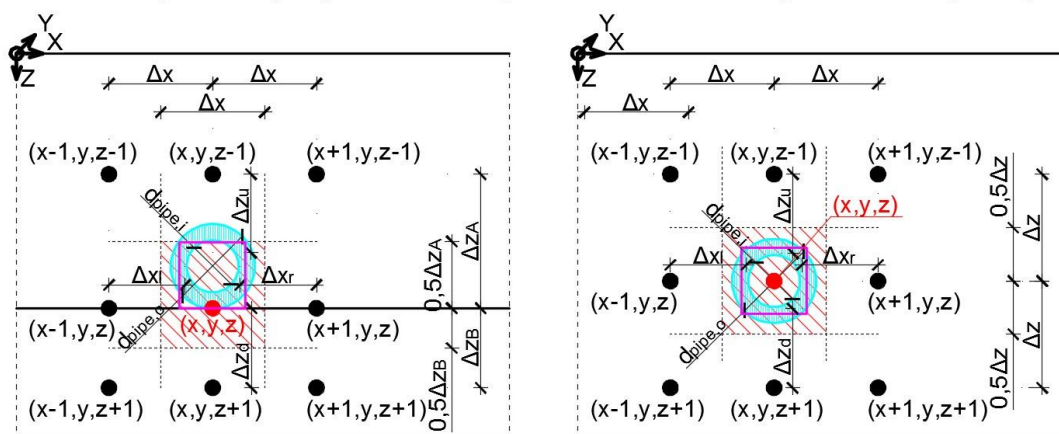
- opór przewodzenia ciepła pomiędzy tym węzłem a węzłami sąsiadującymi,
- powierzchnia przepływu ciepła pomiędzy sąsiadującymi węzłami podłogi (gdy rurka „przecina” wspólną powierzchnię bilansową sąsiadujących węzłów),
- pojemność cieplna węzła różnicowego podłogi (zastąpienie części objętości materiału budowlanego węzła objętością rurki wodnej).

Metoda obliczeń uwzględnia powiązania geometryczne rurki z modelem różnicowym podłogi - rurka hydrauliczna może być wstawiona do dwóch rodzajów węzłów dyskretnych podłogi:

- wewnętrznego, gdzie jest orientowana centralnie względem tego węzła,
- międzywarstwowego, gdzie jest wstawiana w taki sposób, że płaszczyzna równoległa do osi  $X, Y$ , wyprowadzona z węzła, do którego przypisano rurkę, jest najniższą położoną względem osi  $Z$  styczną do powierzchni zewnętrznej tej rurki (odległość od zewnętrznej powierzchni rurki do węzła podłogi, do którego przypisano rurkę wynosi 0).

Schemat powiązania parametrów geometrycznych rurki hydraulicznej z węzłem różnicowym podłogi przedstawiono na poniższym rysunku:

### Rurka w węźle międzywarstwowym      Rurka w węźle wewnętrznym



#### Legenda (kolory):

Zastępcza powierzchnia zewnętrzna rurki hydraulicznej (kwadrat o obwodzie równoważnym rurce)

Rzeczywisty przekrój rurki hydraulicznej

Węzeł przestrzenny podłogi  $C(x, y, z)$  z rurką hydrauliczną

**Rys 4-39:** Schemat powiązania parametrów geometrycznych rurki hydraulicznej z węzłem różnicowym podłogi.  
Źródło: opracowanie własne.

Dla węzłów różnicowych podłogi z zatopionymi rurkami wodnymi oraz dla węzłów im sąsiadujących, zastosowano równania bilansowe uwzględniające korektę objętości węzłów, powierzchni przepływu ciepła na drodze przewodzenia i odległości pomiędzy węzłem z rurką, a węzłami sąsiadującymi (odległości ekwiwalentne do węzłów sąsiadujących odpowiednio od góry ( $\Delta z_u$ ), od dołu ( $\Delta z_d$ ) i od boku ( $\Delta z_l$ ,  $\Delta z_r$ ). Korekty odległości następują z uproszczeniem okrągłego przekroju rurki o średnicy zewnętrznej  $d_{pipe,o}$  do kwadratowego o boku  $a_{pipe,o}$ , o identycznym obwodzie, zgodnie z równaniami:

$$\Pi \cdot d_{pipe,o} = 4 \cdot a_{pipe,o} \Rightarrow a_{pipe,o} = \frac{\Pi \cdot d_{pipe,o}}{4} [m] \quad (4.146)$$

Dla rurki w węźle międzywarstwowym:

$$\text{węzeł sąsiadujący od góry z rurką} \Rightarrow \Delta z_u = \Delta z_A - a_{pipe,o} [m] \quad (4.147)$$

$$\text{węzeł sąsiadujący od dołu z rurką} \Rightarrow \Delta z_d = \Delta z_B [m] \quad (4.148)$$

$$\text{węzły sąsiadujące od boku z rurką} \Rightarrow \Delta x_l = \Delta x_r = \Delta x - 0,5 \cdot a_{pipe,o} \quad (4.149)$$

Dla rurki w węźle wewnętrznym:

$$\text{węzeł sąsiadujący od góry z rurką} \Rightarrow \Delta z_u = \Delta z - 0,5 \cdot a_{pipe,o} [m] \quad (4.150)$$

$$\text{węzeł sąsiadujący od dołu z rurką} \Rightarrow \Delta z_d = \Delta z - 0,5 \cdot a_{pipe,o} [m] \quad (4.151)$$

$$\text{węzły sąsiadujące od boku z rurką} \Rightarrow \Delta x_l = \Delta x_r = \Delta x - 0,5 \cdot a_{pipe,o} [m] \quad (4.152)$$

Równania bilansowe dla węzłów różnicowych podłogi, w których mogą występować zatopione rurki wodne, przedstawiono poniżej (równania  $\lambda 3D$  są opisane w *LUW* właściwym dla podłogi z  $N$  węzłami w kierunku  $Z$  prostopadłym do powierzchni przegrody - powierzchnia podłogi równoległa do osi  $X, Y$ ).

Symbolle wykorzystane w poniższych równaniach bilansowych:

$\dot{q}_{water,n-(x,y,z)}$ [W]	strumień ciepła wymieniany przez węzeł „ $n$ ” modelu układu hydraulicznego z węzłem $x, y, z$ podłogi,
subskrypty $u, d, l, r, f, b$	oznaczenia sąsiadujących węzłów, odpowiednio: $u(x, y, z-1)$ , $d(x, y, z+1)$ , $l(x-1, y, z)$ , $r(x+1, y, z)$ , $f(x, y-1, z)$ , $b(x, y+1, z)$ ,
$A_{subskrypt}$ [m <sup>2</sup> ]	powierzchnia przepływu ciepła pomiędzy dwoma sąsiadującymi węzłami różnicowymi jastrychu (zmniejszona o powierzchnię poprzeczną rurki w przypadku węzłów sąsiadujących w kierunku przebiegu instalacji hydraulicznej),
$\Delta x_{subskrypt}, \Delta y_{subskrypt}, \Delta z_{subskrypt}$ , $V$ [m <sup>3</sup> ]	odległości pomiędzy sąsiadującymi węzłami różnicowymi, objętość węzła różnicowego (zmniejszona o objętość zajęta przez rurkę hydrauliczną).

- węzeł powierzchniowy,  $\lambda 3D$  (w modelu nie może zawierać rurki hydraulicznej ani sąsiadować z takim węzłem)

$$\begin{aligned} \text{Powierzchnia wewnętrzna przegrody (fi, z=0)} \Rightarrow t'_{(x,y,z=0)} = t_{(x,y,z=0)} + \\ \frac{\lambda \Delta \tau_{ts}}{\rho c} \left\{ \frac{2}{(\Delta z)^2} (t_{(x,y,z=1)} - t_{(x,y,z=0)}) + \frac{1}{(\Delta x)^2} (t_{(x-1,y,z=0)} + t_{(x+1,y,z=0)} - 2 \cdot \right. \\ \left. t_{(x,y,z=0)}) + \frac{1}{(\Delta y)^2} (t_{(x,y-1,z=0)} + t_{(x,y+1,z=0)} - 2 \cdot t_{(x,y,z=0)}) + \right. \\ \left. \frac{2}{\lambda \Delta z} [h_{(x,y,z=0),c,fi} (t_{air,room} - t_{(x,y,z=0)}) + \dot{q}_{(x,y,z=0),sol,in} + \dot{q}_{(x,y,z=0),rlw} + \right. \\ \left. \dot{q}_{(x,y,z=0),ihg,rlw}] \right\} [^{\circ}C] \end{aligned} \quad (4.153)$$

$$\begin{aligned} \text{Powierzchnia zewnętrzna przegrody (fe, z=N)} \Rightarrow t'_{(x,y,z=N)} = t_{(x,y,z=N)} + \\ \frac{\lambda \Delta \tau_{ts}}{\rho c} \left\{ \frac{2}{(\Delta z)^2} (t_{(x,y,z=N-1)} - t_{(x,y,z=N)}) + \frac{1}{(\Delta x)^2} (t_{(x-1,y,z=N)} + t_{(x+1,y,z=N)} - 2 \cdot \right. \\ \left. t_{(x,y,z=N)}) + \frac{1}{(\Delta y)^2} (t_{(x,y-1,z=N)} + t_{(x,y+1,z=N)} - 2 \cdot t_{(x,y,z=N)}) + \right. \\ \left. \frac{2}{\lambda \Delta z} [h_{(x,y,z=N),c,fi} (t_{e,air} - t_{(x,y,z=N)}) + \dot{q}_{(x,y,z=N),sol,in} + \dot{q}_{(x,y,z=N),rlw}] \right\} [^{\circ}C] \end{aligned} \quad (4.154)$$

- węzeł wewnętrzny,  $\lambda 3D$  (może zawierać rurkę hydrauliczną lub sąsiadować z takim węzłem)

$$\begin{aligned}
 t'(x,y,z) = & \\
 = & t_{(x,y,z)} + \\
 & + \frac{\Delta\tau_{ts}}{\rho CV} \left[ \frac{\lambda A_l}{\Delta x_l} (t_{(x-1,y,z)} - t_{(x,y,z)}) + \frac{\lambda A_r}{\Delta x_r} (t_{(x+1,y,z)} - t_{(x,y,z)}) + \right. \\
 & + \frac{\lambda A_f}{\Delta x_f} (t_{(x,y-1,z)} - t_{(x,y,z)}) + \frac{\lambda A_b}{\Delta x_b} (t_{(x,y+1,z)} - t_{(x,y,z)}) + \\
 & + \frac{\lambda A_u}{\Delta x_u} (t_{(x,y,z-1)} - t_{(x,y,z)}) + \frac{\lambda A_d}{\Delta x_d} (t_{(x,y,z+1)} - t_{(x,y,z)}) + \\
 & \left. + \dot{q}_{water,n-(x,y,z)} \right] [^{\circ}C]
 \end{aligned} \tag{4.155}$$

- węzeł międzywarstwowy,  $\lambda 3D$  (może zawierać rurkę hydrauliczną lub sąsiadować z takim węzłem)

$$\begin{aligned}
 t'(x,y,z) = & \\
 = & t_{(x,y,z)} + \\
 & + \frac{\Delta\tau_{ts}}{\rho_A C_A V_A + \rho_B C_B V_B} \left[ \frac{\lambda_A A_u}{\Delta z_u} (t_{(1,y,z-1)} - t_{(x,y,z)}) + \right. \\
 & + \frac{\lambda_B A_d}{\Delta z_d} (t_{(1,y,z+1)} - t_{(x,y,z)}) + \left( \frac{\lambda_A A_{l,A}}{\Delta x_l} + \frac{\lambda_B A_{l,B}}{\Delta x_l} \right) (t_{(x-1,y,z)} - t_{(x,y,z)}) + \\
 & + \left( \frac{\lambda_A A_{r,A}}{\Delta x_r} + \frac{\lambda_B A_{r,B}}{\Delta x_r} \right) (t_{(x+1,y,z)} - t_{(x,y,z)}) + \\
 & + \left( \frac{\lambda_A A_{f,A}}{\Delta y_f} + \frac{\lambda_B A_{f,B}}{\Delta x_f} \right) (t_{(x,y-1,z)} - t_{(x,y,z)}) + \\
 & \left. + \left( \frac{\lambda_A A_{b,A}}{\Delta x_b} + \frac{\lambda_B A_{b,B}}{\Delta x_b} \right) (t_{(x,y+1,z)} - t_{(x,y,z)}) + \dot{q}_{water,n-(x,y,z)} \right] [^{\circ}C]
 \end{aligned} \tag{4.156}$$

Rozwiązanie w każdym kroku czasowym symulacji układu równań dla wszystkich węzłów różnicowych przegród niechłodzonych (sufit, ściany) oraz chłodzonej (podłoga) pozwala na ustalenie chwilowych (w danym kroku czasowym) pól temperatury w tych przegródach.

### ***Weryfikacja modułu obliczeniowego przewodzenia ciepła w przegrodach budowlanych niechłodzonych***

Moduł przewodzenia ciepła w przegrodach budowlanych niechłodzonych, realizujący obliczenia nieustalonego, jednowymiarowego przewodzenia ciepła, poddano weryfikacji przed implementacją do modelu numerycznego wg poniższej procedury.

#### Weryfikowane mechanizmy obliczeniowe

- dyskretyzacja przestrzenna (nałożenie siatki węzłów bilansowych na model fizyczny przegrody budowlanej),
- jednowymiarowe, nieustalone przewodzenie ciepła w przegrodzie budowlanej,
- przejmowanie ciepła na powierzchniach przegrody budowlanej: wewnętrznej (wymiana ciepła powierzchni przegrody budowlanej z powietrzem od strony pomieszczenia) i zewnętrznej (wymiana ciepła powierzchni przegrody budowlanej z powietrzem od strony środowiska zewnętrznego lub pomieszczenia sąsiedniego).

### Metoda weryfikacji

Przeprowadzenie symulacji numerycznej przepływu ciepła w przegrodzie wielowarstwowej, dla której przy ustalonych warunkach początkowych wprowadzono skokową zmianę warunku brzegowego III rodzaju [197] (zmieniono temperaturę powietrza otaczającego powierzchnię zewnętrzną przegrody,  $t_e$ ). Symulację prowadzono do osiągnięcia przez układ stanu ustalonego przepływu ciepła i ustabilizowania się rozkładu temperatury w przekroju przegrody. Pole temperatury obliczone przez model numeryczny porównano do wyników obliczeń analitycznych, przeprowadzonych dla ustalonego, jednowymiarowego przepływu ciepła i pozwalających na wyznaczenie temperatury w dowolnym miejscu przekroju przegrody zgodnie z równaniem [83]:

$$t_n = t_i - U(t_i - t_e) \left( \frac{1}{h_i} + \sum_{j=1}^n \frac{d_j}{\lambda_j} \right) \quad [^{\circ}C] \quad (4.157)$$

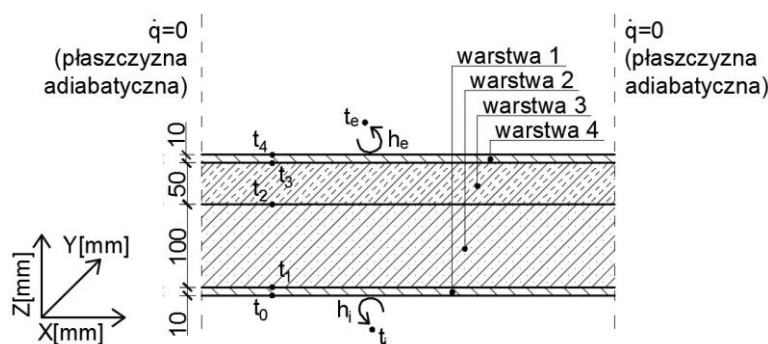
gdzie:

$\sum_{j=1}^n \frac{d_j}{\lambda_j}$  suma oporów przewodzenia ciepła warstw materiałowych od powierzchni wewnętrznej do warstwy n-tej włącznie.

Pozostałe symbole objaśniono w tekście.

### Warunki początkowe i brzegowe

- jednorodna początkowa temperatura przegród budowlanych i powietrza wewnętrznego i zewnętrznego (warunek początkowy):  $t_i = t_e = 20^{\circ}C$ ,
- jednorodna temperatura powietrza wewnętrznego (warunek brzegowy III rodzaju), stała przez cały okres symulacji:  $t_{i,\tau+1} = t_{i,\tau} = 20^{\circ}C$ ,
- jednorodna temperatura powietrza zewnętrznego (warunek brzegowy III rodzaju) w stanie początkowym i do momentu skokowej zmiany (1 etap symulacji):  $t_{e,0} = 20^{\circ}C$ ,
- skokowa zmiana temperatury powietrza zewnętrznego po czasie  $\tau=1h$  od początku symulacji (wymuszenie skokowe inicjalizujące 2 etap symulacji), dalej jednorodna temperatura powietrza zewnętrznego  $t_{e,\tau} = -20^{\circ}C$ ,
- stałe współczynniki całkowitego przejmowania ciepła na powierzchni wewnętrznej ( $i$ ) i zewnętrznej ( $e$ ), wg *PN-EN ISO 6946:2017* [251]:
  - $h_i = 7,69 \text{ W/m}^2/\text{K}$ ,
  - $h_e = 25 \text{ W/m}^2/\text{K}$ ,
- warunki geometryczne przegrody zgodne z poniższym rysunkiem:



**Rys 4-40:** Wycinek przegrody budowlanej do weryfikacji modelu numerycznego przewodzenia ciepła 1d (warunki geometryczne). Źródło: opracowanie własne.



- warunki fizyczne materiałów, z których składają się warstwy przegrody zgodne z poniższą tabelą [226], [221]:

**Tabela 4-6:** Właściwości fizyczne materiałów przegrody budowlanej do weryfikacji modelu numerycznego przewodzenia ciepła 1d (warunki fizyczne).

Nr warstwy	Materiał warstwy	Przewodność cieplna materiału $\lambda$ [W/mK]	Gęstość materiału $\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	Ciepło właściwe materiału $C_p$ [J/kgK]
1, 4	Tynk cementowy	1,00	2000	840
2	Styropian	0,04	40	1460
3	Żelbet	1,70	2500	840

### Główne parametry symulacji

- gęstość strumienia ciepła przejmowanego przez powierzchnie przegrody symulowana z wykorzystaniem współczynników całkowitego przejmowania ciepła na powierzchni wewnętrznej,  $h_i$  i zewnętrznej,  $h_e$ , przy zdezaktywowanym module radiacyjnej wymiany ciepła przegrody budowlanej ( $\epsilon_{flw} = \epsilon_{sol} = 0,0$  W/m<sup>2</sup>/K),
- symulacje przeprowadzone dla dwóch wariantów warunków geometrycznych, dotyczących podziału różnicowego przestrzeni w kierunku osi Z (w głąb przegrody) na węzły obliczeniowe (różne wielkości elementów różnicowych poszczególnych warstw przegrody,  $\Delta Z_{nr}$  warstwy) oraz dla dwóch wariantów wielkości kroków czasowych ( $\Delta \tau_{kc}$ ). Warianty symulacji zestawiono w poniższej tabeli:

**Tabela 4-7:** Warianty symulacji weryfikacyjnych modelu numerycznego przewodzenia ciepła 1d.

Wariant symulacji	Podział różnicowy przegrody (wielkości węzłów bilansowych wzdłuż poszczególnych osi trójwymiarowego układu współrzędnych)	Podział różnicowy czasu (długość kroku czasowego)
A	$\Delta X = \Delta Y = 500\text{mm}$ ,	$\Delta \tau_{kc} = 1\text{s}$
B	$\Delta Z_1 = 10\text{mm}$ , $\Delta Z_2 = 100\text{mm}$ , $\Delta Z_3 = 50\text{mm}$ , $\Delta Z_4 = 10\text{mm}$	$\Delta \tau_{kc} = 15\text{s}$
C	$\Delta X = \Delta Y = 500\text{mm}$ ,	$\Delta \tau_{kc} = 1\text{s}$
D	$\Delta Z_1 = 5\text{mm}$ , $\Delta Z_2 = 10\text{mm}$ , $\Delta Z_3 = 10\text{mm}$ , $\Delta Z_4 = 5\text{mm}$	$\Delta \tau_{kc} = 15\text{s}$

### Parametry weryfikacyjne i kryteria akceptacji

Parametrami weryfikacyjnymi są wartości temperatury na powierzchniach i w przekroju przegrody. Za kryterium weryfikacyjne przyjęto błąd bezwzględny temperatury w przekroju przegrody po osiągnięciu przez symulowany układ stanu ustalonego:  $\Delta t_{\max} = 0,1$  °C.

**Wyniki symulacji i podsumowanie weryfikacji**

Opracowany model numeryczny, po przeprowadzeniu procedury dyskretyzacji przestrzeni i czasu, sprawdza kryterium zbieżności symulacji numerycznej w metodzie jawnej poprzez wyznaczenie dla przyjętych warunków brzegowych i fizycznych modelu maksymalnych kroków czasowych  $\Delta\tau_{max}$ , zapewniających zbieżność symulacji. Następnie  $\Delta\tau_{max}$  jest porównywane z krokiem czasowym wybranym do symulacji. Obliczone w ramach procedury weryfikacyjnej wartości  $\Delta\tau_{max}$  oraz sprawdzenie zbieżności modelu w poszczególnych wariantach symulacji przedstawiono w poniższej tabeli:

**Tabela 4-8:** Sprawdzenie warunku zbieżności dla weryfikacji modelu numerycznego przewodzenia ciepła 1d.

Opis węzła modelu numerycznego	$\Delta\tau_{max,A}$ [s]	$\Delta\tau_{max,B}$ [s]	$\Delta\tau_{max,C}$ [s]	$\Delta\tau_{max,D}$ [s]
Węzeł na powierzchni tynku wewnętrznego (węzeł powierzchniowy warstwy 1)	78		20	
Węzeł wewnętrzny tynku wewnętrznego (węzeł wewnętrzny warstwy 1)	Nie dotyczy		21	
Węzeł na połączeniu tynku wewnętrznego z żelbetem (węzeł łączący 2 warstwy przegrody o różnych właściwościach fizycznych – warstwę 1 i 2)	969		40	
Węzeł wewnętrzny żelbetu (węzeł wewnętrzny warstwy 2)	Nie dotyczy		62	
Węzeł na połączeniu żelbetu ze styropianem (węzeł łączący 2 warstwy przegrody o różnych właściwościach fizycznych – warstwę 2 i 3)	5981		62	
Węzeł wewnętrzny styropianu (węzeł wewnętrzny warstwy 3)	Nie dotyczy		73	
Węzeł na połączeniu styropianu z tynkiem zewnątrznym (węzeł łączący 2 warstwy przegrody o różnych właściwościach fizycznych – warstwę 3 i 4)	98		22	
Węzeł wewnętrzny tynku zewnętrznego (węzeł wewnętrzny warstwy 4)	Nie dotyczy		21	
Węzeł na powierzchni tynku zewnętrznego (węzeł powierzchniowy warstwy 4)	67		19	
<b>Sprawdzenie zbieżności modelu numerycznego</b>	1s < 67s Warunek zbieżności spełniony	15s < 67s Warunek zbieżności spełniony	1s < 19s Warunek zbieżności spełniony	15s < 19s Warunek zbieżności spełniony

Porównanie wyników symulacji z wynikami obliczeń analitycznych przedstawiono w poniższej tabeli. Zaprezentowane wyniki obejmują stan ustalonego przepływu ciepła, do którego został doprowadzony symulowany układ we wszystkich wariantach symulacji. Do stanu ustalonego doprowadzono poprzez zachowanie odpowiednio długiego czasu symulacji i stałych warunków brzegowych. Za moment osiągnięcia przez model stanu ustalonego przepływu ciepła przyjęto symulowany czas  $\tau$ , w którym obliczona numerycznie temperatura w przekroju przegrody nie ulega znaczącej zmianie przez kolejne 24h symulacji (kryterium osiągnięcia przez układ stanu ustalonego:  $|t_{\tau+24h} - t_{\tau}| < 0.0001$  [°C]).

Tabela 4-9: Wyniki weryfikacji modelu numerycznego przewodzenia ciepła 1d.

Nr węzła	Opis węzła	Temperatura referencyjna wg obliczeń analitycznych	Temperatura wg symulacji (błąd bezwzględny temperatury względem referencyjnej)			
		$t_{ref}$ [°C]	$t_A$ ( $\Delta t_A$ ) [°C]	$t_B$ ( $\Delta t_B$ ) [°C]	$t_C$ ( $\Delta t_C$ ) [°C]	$t_D$ ( $\Delta t_D$ ) [°C]
i	Otoczenie przegrody (wnętrze pomieszczenia)	20,0000	20,0000	20,0000	20,0000	20,0000
0	Powierzchnia wewnętrzna przegrody	16,5306	16,5492 (0,0186)	16,5310 (0,0004)	16,5448 (0,0142)	16,5310 (0,0004)
1	Połączenie żelbetu z tynkiem wewnętrznym	16,2637	16,2838 (0,0201)	16,2643 (0,0006)	16,2791 (0,0154)	16,2642 (0,0005)
2	Połączenie styropianu z żelbetem	14,6944	14,7160 (0,0216)	14,6946 (0,0002)	14,7114 (0,0170)	14,6946 (0,0002)
3	Połączenie tynku zewnętrznego ze styropianem	-18,6656	-18,6640 (0,0016)	-18,6655 (0,0001)	-18,6642 (0,0014)	-18,6656 (0,0000)
4	Powierzchnia zewnętrzna przegrody	-18,9325	-18,9311 (0,0014)	-18,9324 (0,0001)	-18,9313 (0,0012)	-18,9324 (0,0001)
e	Otoczenie przegrody (środowisko zewnętrzne)	-20,0000	-20,0000	-20,0000	-20,0000	-20,0000

Błąd bezwzględny obliczonej numerycznie względem temperatury obliczonej analitycznie temperatury w przekroju symulowanej przegrody nie przekracza 0,03°C dla żadnego z analizowanych wariantów – spełnia więc przyjęte kryteria akceptacji.

Zgodnie z powyższym, kryteria akceptacji dla wybranych parametrów weryfikacyjnych są spełnione – weryfikacja wskazanych mechanizmów obliczeniowych jest zakończona wynikiem pozytywnym dla wszystkich wariantów symulacji. Należy zauważyć, że przyjęta procedura weryfikacji jest właściwa dla przepływu ciepła w warunkach ustalonych. Metoda ta pozwala na zidentyfikowanie błędów numerycznych, ale nie wyczerpuje problemu weryfikacji modelu przepływu ciepła w przegrodzie budowlanej w warunkach nieustalonych. Stosowne procedury uwzględniające pojemność cieplną przegród i wymianę ciepła w warunkach nieustalonych dla całego pomieszczenia, przedstawiono w dalszej części tej dysertacji (badanie doświadczalne całego pomieszczenia z podłogą chłodzącą).

### ***Weryfikacja modułu obliczeniowego przewodzenia ciepła w podłodze z zatopionymi rurkami chłodzącymi***

Moduł trójwymiarowego przewodzenia ciepła, realizujący obliczenia przepływu ciepła w podłodze z zatopionymi rurkami wodnymi zweryfikowano z wykorzystaniem metody opisanej w *PN-EN ISO 11855-2:2015* [238].

#### Weryfikowane mechanizmy obliczeniowe:

- dyskretyzacja przestrzenna podłogi (nałożenie siatki węzłów bilansowych na model fizyczny podłogi z zatopionymi rurkami wodnymi).
- trójwymiarowe, nieustalone przewodzenie ciepła w podłodze z zatopionymi rurkami wodnymi,
- przejmowanie ciepła na powierzchniach przegrody budowlanej: wewnętrznej (wymiana ciepła powierzchni przegrody budowlanej z powietrzem od strony pomieszczenia) i zewnętrznej (wymiana ciepła powierzchni przegrody budowlanej z powietrzem od strony otoczenia),
- przejmowanie ciepła pomiędzy czynnikiem obiegowym w rurce hydraulicznej a podłogą, w której rurka jest zatopiona.

#### Metoda weryfikacji

Przeprowadzenie symulacji numerycznej przepływu ciepła w przegrodzie wielowarstwowej, dla której przy ustalonych warunkach początkowych wprowadzono skokową zmianę warunku brzegowego III rodzaju [197] (zmieniono temperaturę wody w rurkach hydraulicznych, ustalając warunki początkowe i brzegowe zgodne z *PN-EN ISO 11855-2:2015* [238]). Pole temperatury obliczone przez model numeryczny jest porównane do wyników referencyjnych prezentowanych w *PN-EN ISO 11855-2:2015* [238].

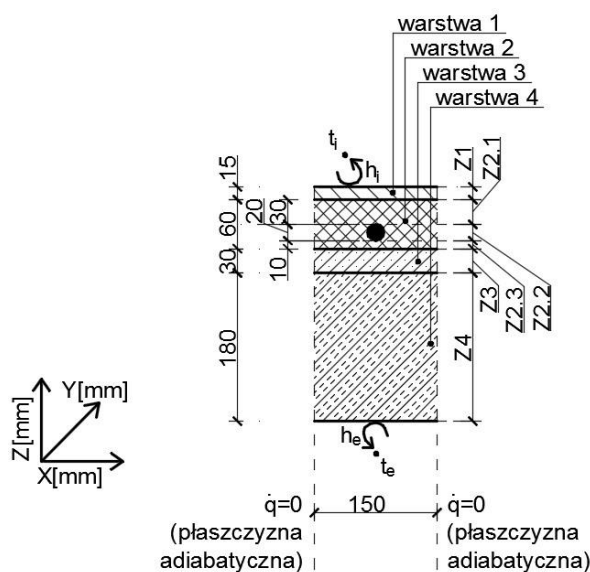
#### Warunki początkowe i brzegowe

Warunki początkowe i brzegowe ustalono zgodnie z procedurą weryfikacyjną wg *PN-EN ISO 11855-2:2015* [238]):

- jednorodna początkowa temperatura przegród budowlanych, powietrza wewnętrznego, zewnętrznego i wody w rurkach (warunek początkowy):  $t_{\infty} = 26 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ,
- jednorodna temperatura powietrza wewnętrznego i zewnętrznego (warunek brzegowy III rodzaju):  $t_e = t_i = 26 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ,
- skokowa zmiana temperatury wody w rurkach wodnych (zmiana warunku brzegowego III rodzaju) po czasie  $\tau=1\text{h}$  od początku symulacji (wymuszenie skokowe inicjalizujące 2 etap symulacji), dalej jednorodna temperatura czynnika w obiegu hydraulicznym:  $t_{\text{water}} = 18 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ,
- masowy strumień przepływu czynnika  $m_{\text{water}} = \infty \text{ kg/s}$ , skutkujący stałą temperaturą czynnika obiegowego na drodze przepływu mimo zachodzącej wymiany ciepła pomiędzy czynnikiem obiegowym a ściankami rurki),
- stałe ciepło właściwe czynnika  $C_{\text{water}} = 4190 \text{ kJ/kg/K}$ ,
- stałe współczynniki całkowitego przejmowania ciepła na powierzchni wewnętrznej (i) i zewnętrznej (e):
  - $h_i = 7 \text{ W/m}^2\text{/K}$ ,
  - $h_e = 11 \text{ W/m}^2\text{/K}$ ,
- przewodność cieplna materiału rurki wodnej:  $\lambda_{\text{pipe}} = 0,35 \text{ W/m/K}$  (rurka PE-X wg tabeli E.1 [238], nie podana wprost w opisie procedury weryfikacyjnej),
- okrągły przekrój rurki wodnej o zewnętrznej średnicy hydraulicznej  $d_z = 20 \text{ mm}$  i grubości ścianki  $r = 2,3 \text{ mm}$  symulowany jako przekrój kwadratowy o wewnętrznej średnicy

hydraulicznej równoważnej rurce okrągłej (odstępstwo od [238], gdzie wskazano symulację okrągłego przekroju rurek),

- warunki geometryczne przegrody zgodne z poniższym rysunkiem:



**Rys 4-41:** Wycinek podłogi z zatopioną rurką wodną do weryfikacji modelu numerycznego przewodzenia ciepła 3d (warunki geometryczne). Źródło: opracowanie własne.

- warunki fizyczne warstw podłogi zgodne z poniższą tabelą [226], [238], [221]:

**Tabela 4-10:** Właściwości fizyczne materiałów podłogi do weryfikacji modelu numerycznego przewodzenia ciepła 3d (warunki fizyczne).

Nr warstwy	Materiał warstwy	Przewodność cieplna materiału $\lambda$ [W/mK]	Gęstość materiału* $\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	Ciepło właściwe materiału* $C_p$ [J/kgK]
1	Warstwa wykończeniowa posadzki (drewno dębowe w poprzek włókien)	0,23	800	2510
2	Jastrych z zatopionymi rurkami wodnymi	1,20	1900	840
3	Izolacja cieplna	0,04	15	1460
4	Żelbet	2,10	2400	1000

\* gęstości i ciepło właściwe materiałów nie podane w *PN-EN ISO 11855-2:2015* [238] przyjęto wg *PN-EN ISO 12524:2003* [226] i *PN-91/B-02020* [225]

Główne parametry symulacji:

- gęstość strumienia ciepła przejmowanego przez powierzchnie przegrody symulowana z wykorzystaniem współczynników całkowitego przejmowania ciepła na powierzchni wewnętrznej  $h_i$  i zewnętrznej  $h_e$  przy zdezaktywowanym module radiacyjnej wymiany ciepła przegrody budowlanej ( $\epsilon_{rtw} = \epsilon_{sol} = 0,0 \text{ W/m}^2/\text{K}$ ),
- symulacje przeprowadzone dla dwóch wariantów podziału różnicowego przestrzeni w kierunkach osi  $X, Y, Z$  na węzły obliczeniowe (różne wielkości elementów różnicowych poszczególnych warstw przegrody,  $\Delta X, \Delta Y$  oraz  $\Delta Z_{nr \text{ warstwy}}$ ) oraz dla dwóch wielkości kroków czasowych ( $\Delta \tau_{kc}$ ). Wszystkie warianty symulacji weryfikacyjnych zestawiono w poniższej tabeli:

**Tabela 4-11:** Warianty symulacji weryfikacyjnych modelu numerycznego przewodzenia ciepła 3d.

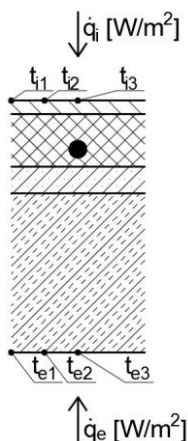
Wariant symulacji	Podział różnicowy przegrody (wielkości węzłów bilansowych wzdłuż poszczególnych osi trójwymiarowego układu współrzędnych)	Podział różnicowy czasu (długość kroku czasowego)
A	$X = 150\text{mm}, Y = 900\text{mm}, Z = 285\text{mm},$ $\Delta X = \Delta Y = 30\text{mm},$	$\Delta \tau_{kc} = 1\text{s}$
B	$\Delta Z_{1.1} = 15\text{mm}, \Delta Z_{2.1} = 30\text{mm}, \Delta Z_{2.2} = 20\text{mm},$ $\Delta Z_{2.3} = 10\text{mm}, \Delta Z_3 = 30\text{mm}, \Delta Z_4 = 180\text{mm}$	$\Delta \tau_{kc} = 15\text{s}$
C	$X = 150\text{mm}, Y = 900\text{mm}, Z = 285\text{mm},$ $\Delta X = \Delta Y = 30\text{mm},$	$\Delta \tau_{kc} = 1\text{s}$
D	$\Delta Z_1 = 5\text{mm}, \Delta Z_{2.1} = 5\text{mm}, \Delta Z_{2.2} = 20\text{mm},$ $\Delta Z_{2.3} = 5\text{mm}, \Delta Z_3 = 10\text{mm}, \Delta Z_4 = 10\text{mm}$	$\Delta \tau_{kc} = 15\text{s}$

Parametry weryfikacyjne i kryteria akceptacji:

Zgodnie z *PN-EN ISO 11855-2:2015* [238], parametrami weryfikacyjnymi są wartości temperatury na powierzchniach wewnętrznej i zewnętrznej podłogi oraz gęstości strumieni ciepła wymieniane przez wewnętrzną i zewnętrzną powierzchnię podłogi z przyległym powietrzem, które w badanym modelu nie powinny odbiegać od wartości referencyjnych [238] bardziej niż:

- $\Delta t_{max} = 0,3 \text{ }^\circ\text{C}$  – błąd bezwzględny wartości temperatury na powierzchni wewnętrznej ( $t_i$ ) i zewnętrznej ( $t_e$ ) podłogi,
- $\delta q_{max} = 3 \text{ \%}$  - błąd względny gęstości strumieni ciepła wymienianych przez powierzchnię zewnętrzną ( $q_e [\text{W/m}^2]$ ) i powierzchnię wewnętrzną ( $q_i [\text{W/m}^2]$ ) podłogi z otoczeniem.

Parametry weryfikacyjne pokazano na poniższym rysunku:



**Rys 4-42:** Parametry weryfikacyjne do weryfikacji modelu numerycznego przewodzenia ciepła 3d.  
Źródło: opracowanie własne.

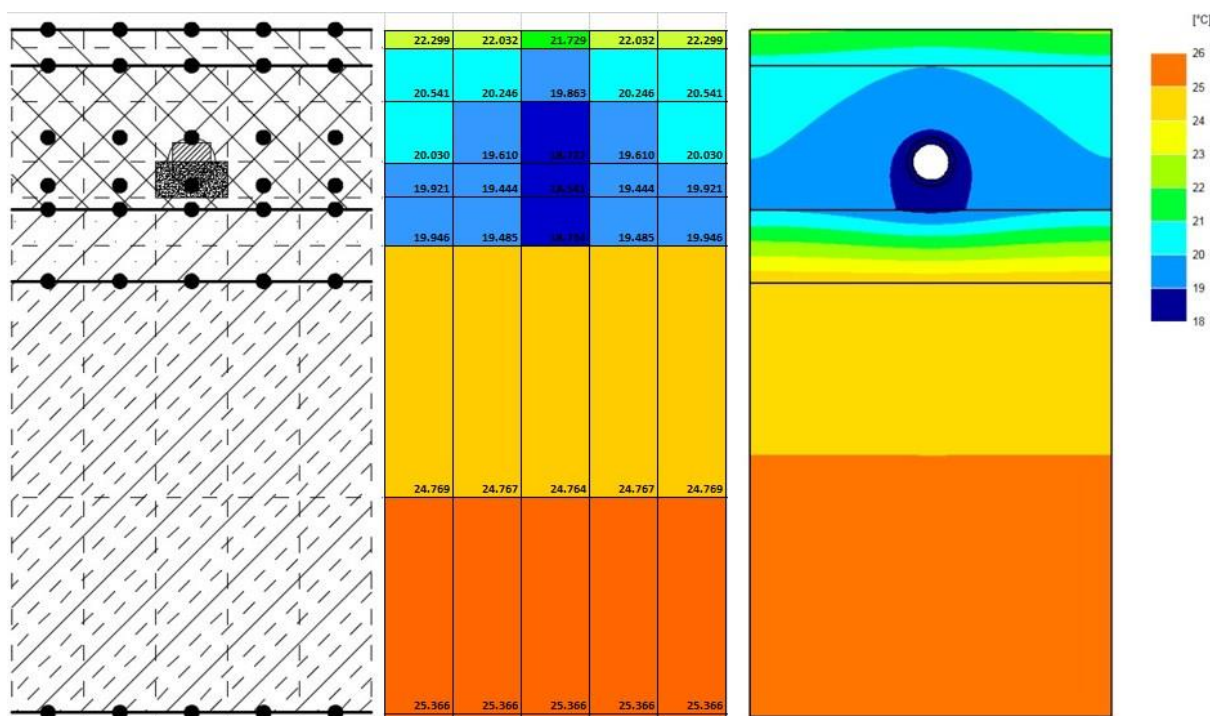
### Wyniki symulacji i podsumowanie weryfikacji

Model numeryczny po przeprowadzeniu procedury dyskretyzacji przestrzeni i czasu sprawdza kryterium zbieżności symulacji numerycznej przewodzenia trójwymiarowego w metodzie jawnej, poprzez wyznaczenie dla przyjętych warunków brzegowych maksymalnych kroków czasowych  $\Delta\tau_{max}$  zapewniających zbieżność symulacji. Następnie  $\Delta\tau_{max}$  jest porównywane z krokiem czasowym przyjętym w modelu. Obliczone wartości  $\Delta\tau_{max}$  oraz sprawdzenie zbieżności modelu w poszczególnych wariantach symulacji przedstawiono w poniższej tabeli:

**Tabela 4-12:** Sprawdzenie warunku zbieżności symulacji dla weryfikacji modelu numerycznego przewodzenia ciepła 3d.

Węzeł przestrzenny modelu numerycznego	Maksymalny krok czasowy spełniający warunek zbieżności modelu numerycznego dla poszczególnych wariantów symulacji ( $\Delta\tau_{max}$ [s])			
	A	B	C	D
Węzeł na powierzchni posadzki (węzeł powierzchniowy warstwy 1)	491		89	
Węzeł w warstwie wykończeniowej posadzki (wewnątrz warstwy 1)	Nie dotyczy		103	
Węzeł na połączeniu warstwy wykończeniowej posadzki z jastrychem (węzeł łączący 2 warstwy przegrody o różnych właściwościach fizycznych – warstwy 1 i 2)	393		31	
Węzły w jastrychu (wewnątrz warstwy 2)	239, 109		16, 60	
Węzeł na połączeniu jastrychu ze styropianem (węzeł łączący 2 warstwy przegrody o różnych właściwościach fizycznych – warstwy 2 i 3)	61		16	
Węzeł w styropianie (wewnątrz warstwy 3)	Nie dotyczy		22	
Węzeł na połączeniu styropianu ze stropem żelbetowym (węzeł łączący 2 warstwy przegrody o różnych właściwościach fizycznych – warstwy 3 i 4)	436		45	
Węzeł w stropie żelbetowym (wewnątrz warstwy 4)	Nie dotyczy		41	
Węzeł na powierzchni stropu żelbetowego (węzeł powierzchniowy warstwy 4)	217		37	
<b>Sprawdzenie zbieżności modelu numerycznego</b>	1s < 61s Warunek zbieżności spełniony	15s < 61s Warunek zbieżności spełniony	1s < 16s Warunek zbieżności spełniony	15s < 16s Warunek zbieżności spełniony

Przykładowe porównanie pola temperatury w przekroju podłogi określonego poprzez symulację z wykorzystaniem autorskiego modelu numerycznego (wariant symulacji B, stan ustalonego przepływu ciepła) z wynikami referencyjnymi wg *PN-EN ISO 11855-2:2015* [238] pokazano na poniższym rysunku:



Rys 4-43: Dla wariantu symulacji B: siatka dyskretyzacyjna węzłów przestrzennych (po lewej stronie), pola temperatury w przekroju podłogi obliczone opracowanym modelem numerycznym (środek) referencyjne pole temperatury [238] (po prawej stronie). Źródło: opracowanie własne z wykorzystaniem rysunku z [238].

Porównanie wyników symulacji z wynikami referencyjnymi wg *PN-EN ISO 11855-2:2015* [238] przedstawiono w poniższej tabeli. Zaprezentowane wyniki obejmują stan ustalonego przepływu ciepła, do którego został doprowadzony symulowany układ we wszystkich wariantach symulacji. Do stanu ustalonego doprowadzono poprzez zachowanie odpowiednio długiego czasu symulacji i stałych warunków brzegowych.

Tabela 4-13: Wyniki weryfikacji modelu numerycznego przewodzenia ciepła 3d.

Parametr weryfikacyjny	Wartość ref. [238]	Wartość obliczona w poszczególnych wariantach symulacji (błąd względny gęstości strumienia ciepła) (błąd bezwzględny temperatury)			
		A	B	C	D
$q_i$ [W/m <sup>2</sup> ]	27,5920	27,4211 (0,6%)	27,4530 (0,5%)	27,1555 (1,6%)	27,1884 (1,5%)
$q_e$ [W/m <sup>2</sup> ]	7,0662	7,1574 (1,3%)	7,0049 (0,9%)	7,0914 (0,4%)	6,9389 (1,8%)
$q_i+q_e$ [W/m <sup>2</sup> ]	34,6582	34,5785 (0,2%)	34,4579 (0,6%)	34,2469 (1,2%)	34,1273 (1,5%)
$t_{i1}$ [°C]	22,201	22,304 (0,103 °C)	22,299 (0,132°C)	22,342 (0,136 °C)	22,337 (0,136 °C)
$t_{i2}$ [°C]	22,064	22,037 (0,027 °C)	22,032 (0,032 °C)	22,071 (0,002 °C)	22,066 (0,002 °C)
$t_{i3}$ [°C]	21,893	21,733 (0,160 °C)	21,729 (0,164 °C)	21,777 (0,116 °C)	21,774 (0,119 °C)
$t_{e1}$ [°C]	25,357	25,393 (0,036 °C)	25,366 (0,009 °C)	25,398 (0,041 °C)	25,371 (0,014 °C)
$t_{e2}$ [°C]	25,357	25,393 (0,036 °C)	25,366 (0,009 °C)	25,398 (0,041 °C)	25,371 (0,014 °C)
$t_{e3}$ [°C]	25,357	25,393 (0,036 °C)	25,366 (0,009 °C)	25,398 (0,041 °C)	25,371 (0,014 °C)

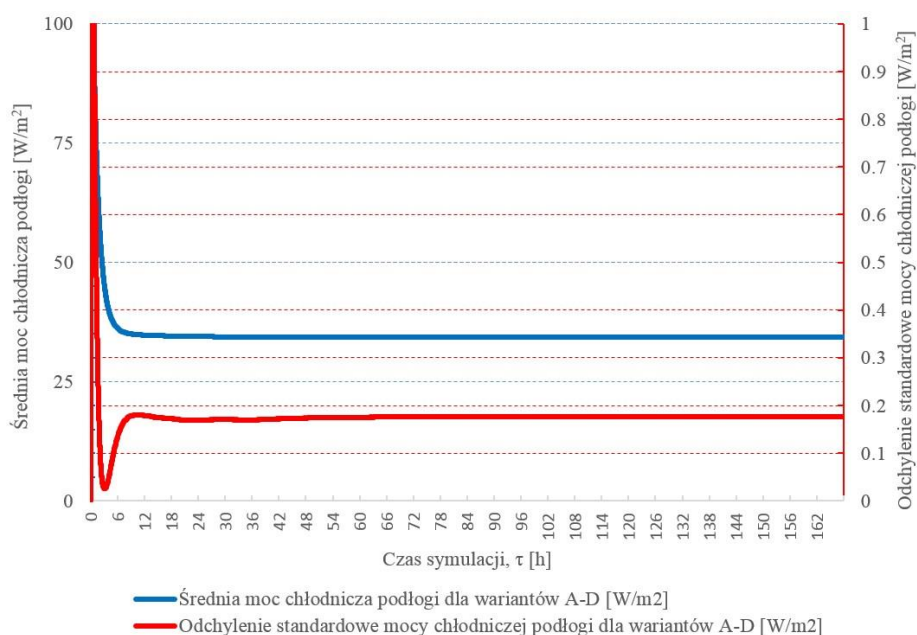


Błąd bezwzględny temperatury powierzchni przegrody nie przekracza wartości  $0,17^{\circ}\text{C}$  dla żadnego z analizowanych wariantów. Błąd względny gęstości strumieni ciepła wymienianych przez powierzchnię zewnętrzną ( $q_e$  [ $\text{W}/\text{m}^2$ ]) i powierzchnię wewnętrzną ( $q_i$  [ $\text{W}/\text{m}^2$ ]) podłogi z otoczeniem nie przekracza wartości 1,6% dla żadnego z analizowanych wariantów. Opracowany model numeryczny spełnia kryteria akceptacji ustalone na podstawie *PN-EN ISO 11855-2:2015* [238].

Zgodnie z powyższym, kryteria akceptacji dla wybranych parametrów weryfikacyjnych są spełnione – weryfikacja wskazanych mechanizmów obliczeniowych jest zakończona wynikiem pozytywnym.

Należy zauważyć, że metoda weryfikacji wskazana w normie *PN-EN ISO 11855-2:2015* [238] dotyczy przepływu ciepła w warunkach ustalonych. Niniejsza procedura nie weryfikuje dynamiki przepływu ciepła (zmian gęstości strumienia ciepła przepływającego w układzie w warunkach nieustalonych). Stosowną procedurę przeprowadzono w dalszej części tej dysertacji (badanie doświadczalne całego pomieszczenia z podłogą chłodzącą).

W zakresie weryfikacji modelu trójwymiarowego przewodzenia ciepła w stanie nieustalonym, dokonano oceny wpływu podziału różnicowego przestrzeni i czasu modelu na wyniki symulacji w warunkach nieustalonego przepływu ciepła. Porównano chwilowe moce chłodnicze podłóg wg wariantów symulacji A-D oraz określono dla nich odchylenie standardowe. Wyniki przedstawiono na poniższym rysunku:



**Rys 4-44:** Weryfikacja modelu numerycznego nieustalonego przewodzenia ciepła 3d. Wpływ dyskretyzacji przestrzennej i czasowej na wyniki symulacji w wariantach symulacyjnych A-D. Źródło: opracowanie własne.

Powyższe potwierdza, że w opracowanym modelu numerycznym, dla warunków symulacji zbliżonych do przedstawionych w normie *PN-EN ISO 11855-2:2015* [238], podział różnicowy czasu w zakresie  $\Delta\tau_{kc}=1-15$  s i prawie 5-krotne zwiększenie liczby węzłów przestrzennych w głąb przegrody nie wpływa znacząco na wyniki symulacji w warunkach gęstości strumienia ciepła wymienianego przez podłogę chłodzącą z otoczeniem w zakresie  $0-200\text{W}/\text{m}^2$ , przy odchyleniu standardowym obliczonej numerycznie mocy jednostkowej wynoszącym dla tego zakresu mocy chłodniczej podłogi średnio około  $0,2\text{ W}/\text{m}^2$ .

## 4.5. Weryfikacja i walidacja modelu numerycznego

Opisane we wcześniejszych rozdziałach procedury weryfikacyjne potwierdzają matematyczną dokładność metod obliczeniowych i poprawne wprowadzenie poszczególnych modeli obliczeniowych do programu komputerowego. Sprawdzenie, czy opracowany model symulacyjny jako całość reprezentuje rzeczywistość z dostateczną dokładnością jest możliwe jedynie poprzez przeprowadzenie procedur weryfikacyjnych i walidacyjnych obejmujących cały, wielomodułowy model obliczeniowy i pozwalających na porównanie wyników symulacji z wiarygodnymi danymi. Dlatego przeprowadzono kilkietapową weryfikację i walidację opracowanego modelu numerycznego, zgodnie z opisanymi poniżej procedurami.

### 4.5.1. Weryfikacja analityczna

Model numeryczny zweryfikowano z wykorzystaniem procedury zaproponowanej przez Judkoffa et al. (2008) [75].

#### Metoda weryfikacji i weryfikowane mechanizmy obliczeniowe

Weryfikacja przez porównanie wyników symulacji numerycznych przeprowadzonych z ustalonymi warunkami fizycznymi, początkowymi i brzegowymi (parametrami wejściowymi modelu) z wynikami obliczeń analitycznych obejmujących główne mechanizmy przepływu ciepła w budynku. Procedura obejmuje weryfikację następujących mechanizmów obliczeniowych:

- a) nieustalone przewodzenie ciepła w przegrodzie budowlanej,
- b) konwekcyjne przyjmowanie ciepła,
- c) wymiana ciepła powietrza w pomieszczeniu,
- d) wewnętrzne (konwekcyjne) zyski ciepła,
- e) zyski ciepła od promieniowania słonecznego (rozproszonego),
- f) złożony przepływ ciepła przez okno,
- g) radiacyjna wymiana ciepła w pomieszczeniu (RSW).

Procedura obejmuje serie testów, z których wykorzystano:

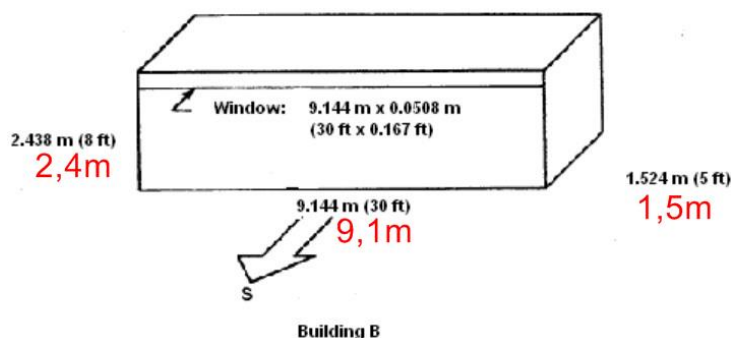
**Tabela 4-14:** Serie symulacyjne w procedurze weryfikacji analitycznej modelu obliczeniowego.

Nr serii	Rodzaj badania	Rodzaj budynku	Weryfikowane mechanizmy obliczeniowe
1	Swobodne chłodzenie budynku (test A1 [75])	Mała pojemność cieplna	a), b), c)
2	Swobodne chłodzenie budynku (test A3 [75])	Duża pojemność cieplna	a), b), c)
3	Radiacyjne ogrzewanie budynku promieniowaniem słonecznym rozproszonym (test A9 [75])	Średnia pojemność cieplna	a), b), c), e), f), g)
4	Konwekcyjne ogrzewanie budynku (autorska modyfikacja testu A3 wg [75] *)	Duża pojemność cieplna	a), b), c), d)

(\*) W 4 serii wprowadzono autorską modyfikację procedury prezentowanej w [75], pozwalającą na weryfikację modułu wewnętrznych konwekcyjnych zysków ciepła. Modyfikacja polega na wprowadzeniu do pomieszczenia w trakcie symulacji zysków ciepła o wielkości odpowiadającej stratom ciepła, które powinny wystąpić po ustabilizowaniu się symulowanej temperatury wewnętrznej przy stałych zewnętrznych warunkach brzegowych – co powinno prowadzić do stabilizacji temperatury w pomieszczeniu na przewidywanym poziomie.

Warunki początkowe i brzegowe

- warunki geometryczne zgodne z poniższym rysunkiem i tabelą (właściwości przegród budowlanych i okna różne dla poszczególnych serii symulacyjnych):



**Rys 4-45:** Warunki geometryczne modelowanego budynku w procedurze weryfikacji analitycznej modelu obliczeniowego (kolorem czerwonym opisano modelowane wymiary budynku. Źródło: opracowanie własne z wykorzystaniem ilustracji z [75]).

- warunki fizyczne materiałów, z których składają się warstwy przegrody zgodne z poniższą tabelą [75]:

**Tabela 4-15:** Warunki fizyczne materiałów przegród budowlanych w procedurze weryfikacji analitycznej modelu obliczeniowego.

Rodzaj budynku	Parametry przegród
Mała pojemność cieplna (bez okna)	<p><u>Warstwy przegród budowlanych (od wewnątrz do zewnątrz):</u></p> <p>1. płyta gipsowa, <math>d=0,0127\text{m}</math>, <math>\lambda=0,04327\text{W/m}^2/\text{K}</math>, <math>\rho=1249\text{kg/m}^3</math>, <math>C=1,089\text{kJ/kg/K}</math></p> <p>2. izolacja o pomijalnej masie cieplnej i <math>R=2,25\text{m}^2\cdot\text{°C/W}</math> (modelowana jako: <math>d=0,001\text{m}</math>, <math>\lambda=0,00045\text{W/m}^2/\text{K}</math>, <math>\rho=1000\text{kg/m}^3</math>, <math>C=1\text{kJ/kg/K}</math>)</p>
Średnia pojemność cieplna (z oknem)	<p><u>Warstwy przegród budowlanych (od wewnątrz do zewnątrz):</u></p> <p>1. żelbet, <math>d=0,1016\text{m}</math>, <math>\lambda=0,935\text{W/m}^2/\text{K}</math>, <math>\rho=2307\text{kg/m}^3</math>, <math>C=0,67\text{kJ/kg/K}</math></p> <p>2. izolacja doskonała, <math>R=\infty\text{m}^2\cdot\text{°C/W}</math> (modelowana jako: <math>d=0,001\text{m}</math>, <math>\lambda=0\text{W/m}^2/\text{K}</math>, <math>\rho=1000\text{kg/m}^3</math>, <math>C=1\text{kJ/kg/K}</math>)</p> <p><u>Okno:</u></p> <p>dwuszybowe (2x3,18mm szkło czyste + przestrzeń międzyszybowa 6,35mm, <math>U=0,0001\text{W/m}^2/\text{K}</math>, <math>g_{\text{sol}}=0,64</math>, <math>\tau_{\text{sol}}=0,64</math>, <math>\rho_{\text{sol}}=0</math>, <math>\alpha_{\text{sol}}=0</math>)</p>
Duża pojemność cieplna (bez okna)	<p><u>Warstwy przegród budowlanych (od wewnątrz do zewnątrz):</u></p> <p>1. żelbet, <math>d=0,1778\text{m}</math>, <math>\lambda=0,935\text{W/m}^2/\text{K}</math>, <math>\rho=2307\text{kg/m}^3</math>, <math>C=0,67\text{kJ/kg/K}</math></p> <p>2. izolacja o pomijalnej masie cieplnej i <math>R=2,091\text{m}^2\cdot\text{°C/W}</math> (modelowana jako: <math>d=0,001\text{m}</math>, <math>\lambda=0,00048\text{W/m}^2/\text{K}</math>, <math>\rho=1000\text{kg/m}^3</math>, <math>C=1\text{kJ/kg/K}</math>)</p>

- warunki początkowe i brzegowe zgodne z poniższą tabelą [75]

**Tabela 4-16:** Wymuszenie skokowe w procedurze weryfikacji analitycznej modelu obliczeniowego.

Nr serii	Warunki początkowe	Wymuszenie skokowe (zmiana warunku brzegowego)
1, 2	$t_e=t_i=26,7\text{°C}$	$t_e'=-28,9\text{°C}$ (na początku symulacji)
3	$t_e=t_i=26,7\text{°C}$ $I_{s,h}=0\text{W/m}^2$	$I_{s,h}=2776\text{W/m}^2$ (na początku symulacji)
4	$t_e=t_i=26,7\text{°C}$ $Q_{ihg,c}=0\text{W}$	$T_e'=-28,9\text{°C}$ (na początku symulacji) $Q_{ihg,c}=-26,375\text{W/°C}\cdot(t_i-t_e')$ (start zysków ciepła przy $T_i\leq-6,67\text{°C}$ )

- stałe współczynniki całkowitego przejmowania ciepła na powierzchni wewnętrznej ( $i$ ) i zewnętrznej ( $e$ ):
  - $h_i = 5,6786 \text{ W/m}^2/\text{K}$ ,
  - $h_e = 22,7 \text{ W/m}^2/\text{K}$ ,

#### Główne parametry symulacji

- gęstość strumienia ciepła przejmowanego przez powierzchnie przegrody symulowana z wykorzystaniem współczynników całkowitego przejmowania ciepła na powierzchni wewnętrznej,  $h_i$  i zewnętrznej,  $h_e$ , przy zdezaktywowanym module radiacyjnej wymiany ciepła przegrody budowlanej ( $\epsilon_{rlw} = \epsilon_{sol} = 0,0 \text{ W/m}^2/\text{K}$ ),
- symulacje prowadzone z krokiem czasowym  $\tau_{ts}=15\text{s}$ .

#### Parametry weryfikacyjne i kryteria akceptacji

Procedura weryfikacyjna [75] wskazuje temperaturę powietrza w pomieszczeniu jako parametr weryfikacyjny, nie podając dopuszczalnego błędu dla tego parametru. Za kryterium akceptacji uznano zgodność przebiegów zmienności temperatury powietrza w pomieszczeniu z nomogramami prezentowanymi w [75].

#### Wyniki symulacji i podsumowanie weryfikacji

Wyniki symulacji weryfikacyjnych przedstawiono na poniższych rysunkach.

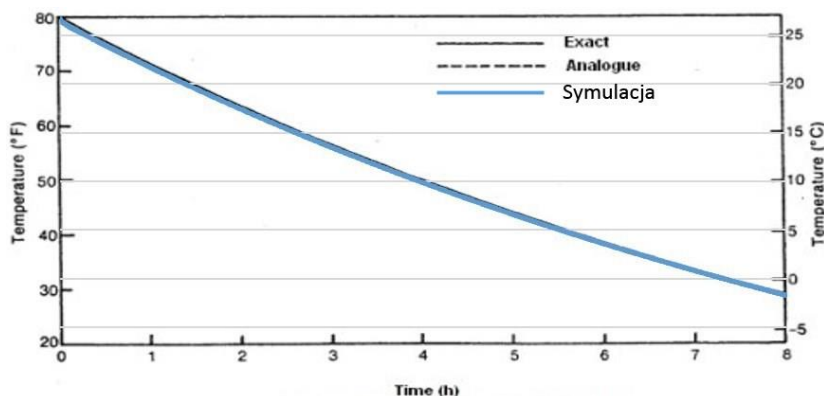


Figure A-1. Low-mass decay solutions

Rys 4-46: Wyniki weryfikacji analitycznej modelu – seria 1. Źródło: opracowanie własne z wykorzystaniem ilustracji z [75].

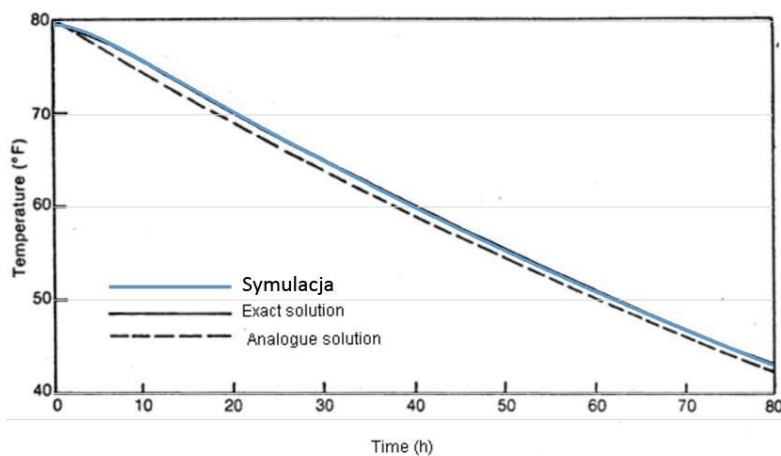


Figure A-3. High-mass decay test solutions

Rys 4-47: Wyniki weryfikacji analitycznej modelu – seria 2. Źródło: opracowanie własne z wykorzystaniem ilustracji z [75].

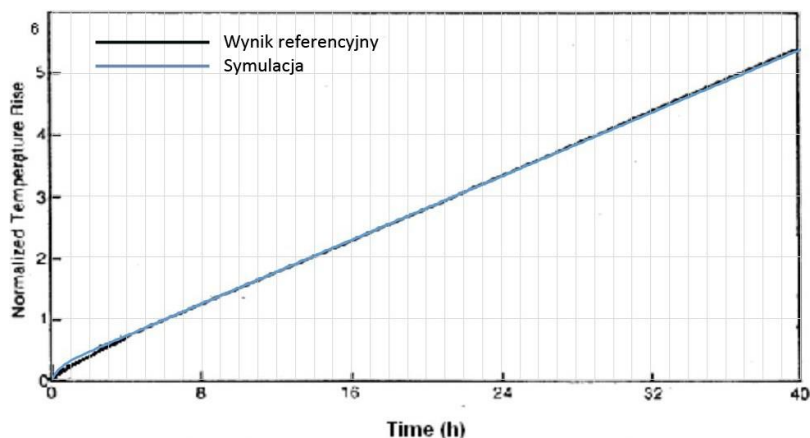
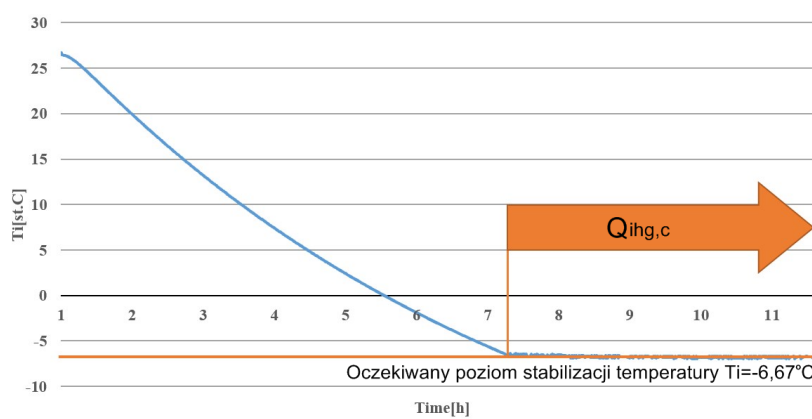


Figure A-6. Normalized mid-mass solar driven temperature rise versus time

Rys 4-48: Wyniki weryfikacji analitycznej modelu – seria 3. Źródło: opracowanie własne z wykorzystaniem ilustracji z [75].



Rys 4-49: Wyniki weryfikacji analitycznej modelu – seria 4. Źródło: opracowanie własne.

Zgodnie z powyższym, należy stwierdzić zgodność wyników symulacji autorskiego modelu obliczeniowego z danymi źródłowymi. Weryfikacja wskazanych mechanizmów obliczeniowych jest zakończona wynikiem pozytywnym.

Powyższa procedura weryfikacji analitycznej całego modelu obliczeniowego uwzględnia powiązanie wielu modułów obliczeniowych i skuteczność moelu obliczeniowego jako całości, jednak nie uwzględnia kluczowych w kontekście tej dysertacji zagadnień:

- radiacyjnej wymiany ciepła związanej z bezpośrednim promieniowaniem słonecznym docierającym do wnętrza pomieszczenia,
- złożonej wymiany ciepła pomiędzy czynnikiem obiegowym w instalacji podłogi chłodzącej a pomieszczeniem, w którym ją zainstalowano.

W związku z powyższym przeprowadzono procedurę walidacyjną obejmującą pełnoskalowe badania eksperymentalne w komorze doświadczalnej, w których skupiono się na powyższych zagadnieniach. Badania opisano w kolejnym rozdziale tej dysertacji.

#### 4.5.2. Walidacja doświadczalna

Przeprowadzono walidację doświadczalną modelu numerycznego, bazującą na przeprowadzonych pełnoskalowych badaniach eksperymentalnych (obejmujących całe pomieszczenie).

##### *Stanowisko badawcze*

Badania przeprowadzono w znajdującej się w hali laboratoryjnej Wydziału Inżynierii Środowiska i Energetyki Politechniki Poznańskiej komorze doświadczalnej, obejmującej prostopadłościenną pomieszczenie o wymiarach wewnętrznych szerokość 4,65m, głębokość 4,05m, wysokość 3,0m, z przegrodami o konstrukcji jak niżej (kolejność od wnętrza komory na zewnątrz):

- podłoga
  - płytki ceramiczne,  $d=6\text{mm}$ ,  $\rho=2000\text{kg/m}^3$ ,  $C=920\text{J/kg/K}$ ,  $\lambda=1,5\text{W/m/K}$ ,
  - jastrych cementowo-wapienny,  $d=9\text{cm}$ ,  $\rho=2000\text{kg/m}^3$ ,  $C=1000\text{J/kg/K}$ ,  $\lambda=1,35\text{W/m/K}$ ,
  - styropian,  $d=10\text{cm}$ ,  $\rho=30\text{kg/m}^3$ ,  $C=1450\text{J/kg/K}$ ,  $\lambda=0,04\text{W/m/K}$ ,
  - posadzka hali,
- ściany
  - tynk gipsowy,  $d=1\text{cm}$ ,  $\rho=900\text{kg/m}^3$ ,  $C=1000\text{J/kg/K}$ ,  $\lambda=0,25\text{W/m/K}$ ,
  - pustak z betonu komórkowego,  $d=10\text{cm}$ ,  $\rho=500\text{kg/m}^3$ ,  $C=840\text{J/kg/K}$ ,  $\lambda=0,17\text{W/m/K}$ ,
  - styropian,  $d=10\text{cm}$ ,  $\rho=30\text{kg/m}^3$ ,  $C=1450\text{J/kg/K}$ ,  $\lambda=0,04\text{W/m/K}$ ,
  - okładzina zewnętrzna ściany (pustak z betonu komórkowego) o różnej grubości dla poszczególnych ścian,
- strop
  - tynk gipsowy,  $d=1\text{cm}$ ,  $\rho=900\text{kg/m}^3$ ,  $C=1000\text{J/kg/K}$ ,  $\lambda=0,25\text{W/m/K}$ ,
  - płyta gipsowo-kartonowa,  $d=2,5\text{cm}$ ,  $\rho=1000\text{kg/m}^3$ ,  $C=900\text{J/kg/K}$ ,  $\lambda=0,25\text{W/m/K}$ ,
  - wełna mineralna,  $d=5\text{cm}$ ,  $\rho=60\text{kg/m}^3$ ,  $C=750\text{J/kg/K}$ ,  $\lambda=0,04\text{W/m/K}$ ,
  - warstwa konstrukcyjna i wierzchnia (profile stalowe + wylewka jastrychowa).

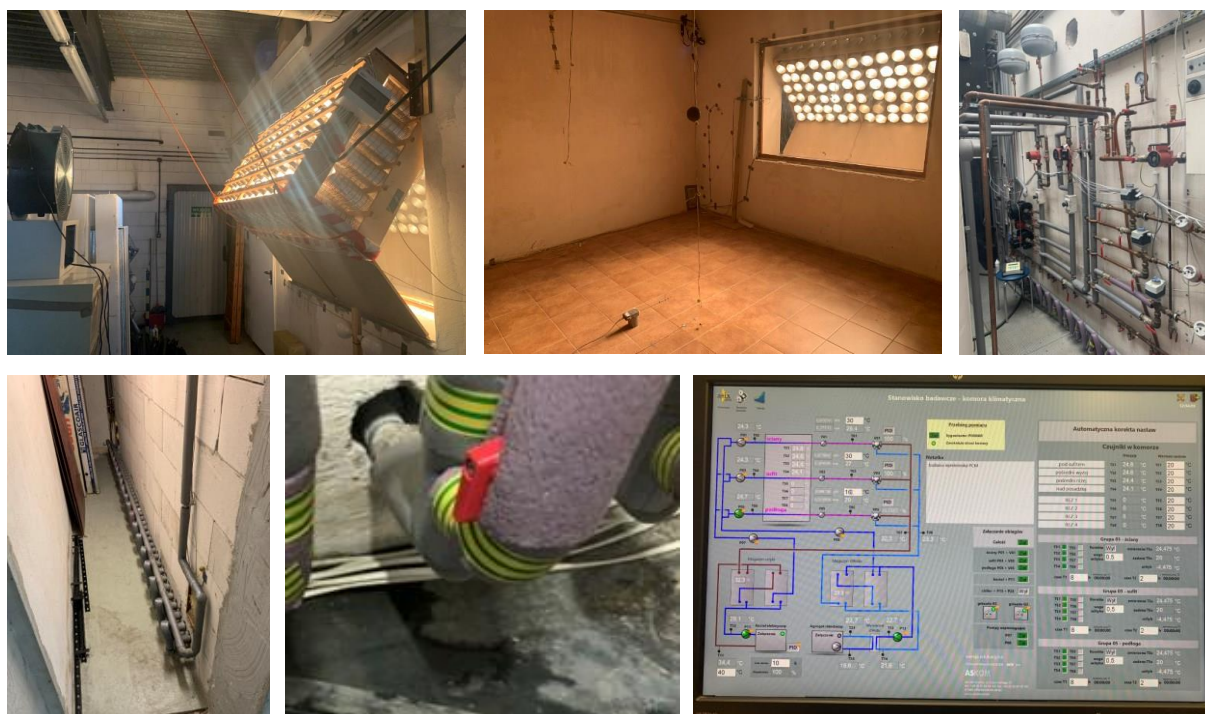
Jedną ze ścian komory jest wyposażona w drzwi i okno jednoszybowe, ze szkłem bezbarwnym o grubości 3mm i wymiarach: szerokość 1,96m i wysokość 1,35m. Na okno skierowany jest symulator promieniowania słonecznego, składający się z 72 żarówek – promienników podczerwieni o mocy 250W każdy, o nieznanym charakterystyce widmowej, z wykonanymi z rur aluminiowych  $\varnothing 125$  obudowami ukierunkowującymi promieniowanie na posadzkę. Symulator promieniowania jest chłodzony za pomocą wentylatora.

Podłoga komory jest posadowiona bezpośrednio na posadzce hali. Jedną ze ścian komory (przeciwległą względem okna, opisywaną dalej jako „tylna”) przylega do ściany hali, a pozostałe ściany komory są wolnostojące (wewnątrz hali). Strop komory jest zlokalizowany około 1,0m pod dachem jednokondygnacyjnej hali.

Przegrody komory doświadczalnej (za wyjątkiem ściany z oknem) są wyposażone w zatopione w tynku instalacje ogrzewania/chłodzenia płaszczynowego, zasilane z układu hydraulicznego umożliwiającego indywidualne równoważenie hydrauliczne i manualną nastawę/regulację przepływu (dedykowane zawory równoważące typu Hycocoon VTZ prod. Oventrop oraz pompy obiegowe z nabudowanymi przetwornicami częstotliwości typu Magna3 prod. Grundfos). Możliwa jest indywidualna, automatyczna regulacja temperatury zasilania poszczególnych układów płaszczynowych (dedykowane zawory regulacyjne trójdrogowe – mieszające z siłownikami elektromotorycznymi) w tych instalacjach. Układ jest wyposażony w kocioł elektryczny jako źródło ciepła i agregat wody lodowej ze skraplaczem chłodzonym powietrzem, zlokalizowany na dachu hali

i będący źródłem chłodu. Stanowisko jest wyposażone w system automatyki, umożliwiający sterowanie pracą jego podzespołów z poziomu dedykowanej aplikacji z panelem sterującym na komputerze PC. Układ hydrauliczny podłogi chłodzącej obejmuje rurki ogrzewania podłogowego w technologii mokrej [238], ułożone w pomieszczeniu równoległe do ściany z oknem (40 rurek w rozstawie 10cm), w systemie prod. Rehau – Rautherm S 17x2,0mm PE-Xa [105] (polietylen sieciowany nadtlenukowo z warstwą antydyfuzyjną). Rurki są skolektorowane po obu stronach komory i wyposażone w zawory odcinające i wężyki elastyczne, umożliwiające ustalenie różnych rozstawów (przez odłączanie poszczególnych rurek) i przebiegów rurek w podłodze (równoległe, meander, podwójny meander).

W komorze zainstalowano układ wentylacyjny recyrkulujący powietrze w pomieszczeniu, z wentylatorem kanałowym wyposażonym w regulator obrotów. Punkt wyciągowy zlokalizowano pod stropem pomieszczenia, nawiew powietrza realizowany jest spod stropu, przez kratkę wentylacyjną okrągłą o charakterystyce wypływu zbliżonej do nawiewnika wirowego, skierowaną pionowo w dół na środku pomieszczenia – układ przybliża działanie wentylacji mieszającej z nawiewem izotermicznym.



**Rys 4-50:** Walidacja doświadczalna modelu - komora doświadczalna. Źródło: zasoby własne.

Należy zauważyć, że ograniczeniem stanowiska badawczego jest niemożność jego odizolowania od otoczenia i pełnej kontroli warunków brzegowych pomiarów – komora doświadczalna jest pomieszczeniem odizolowanym cieplnie od hali, w której się znajduje, ale nie jest komorą klimatyczną z możliwością stabilizacji parametrów cieplnych otoczenia.

### ***Sprzęt pomiarowy***

Podstawowym mierzonym parametrem jest **temperatura powietrza, powierzchni (przegród budowlanych, ścianki rury), promieniowania** – pomiary realizowano za pomocą rezystancyjnych czujników temperatury typu Pt-100 – model PCA prod. JUMO - w klasie tolerancji A (F0,1), co odpowiada błędowi samego czujnika  $\Delta t = 0,1 \pm 0,0017t$  [°C], czyli  $\pm(0,1-0,27)^\circ\text{C}$  dla temperatury od 0 do 100°C. Czujniki łączono czterożyłowo neutralizując wpływ oporności przewodów.

Do rejestracji temperatury wykorzystano układ Almemo prod. Ahlborn z systemowymi wtyczkami z zaprogramowanymi algorytmami przeliczania sygnałów prądowych na odpowiednie wielkości mierzone, w zależności od rodzaju czujnika. Dla temperatury błąd układu rejestrującego wynosi  $\Delta t = 0,01^\circ\text{C}$ . Układ rejestrujący umożliwia kalibrację czujników (linearyzację zmian temperatury). Przeprowadzono procedurę kalibracyjną czujników z wykorzystaniem kalibratora CS175 prod. Eurolec, z błędem  $\Delta t = \pm 0,05^\circ\text{C}$  i dokładnością stabilizacji temperatury  $t_{\max} - t_{\min} < 0,03^\circ\text{C}$ .

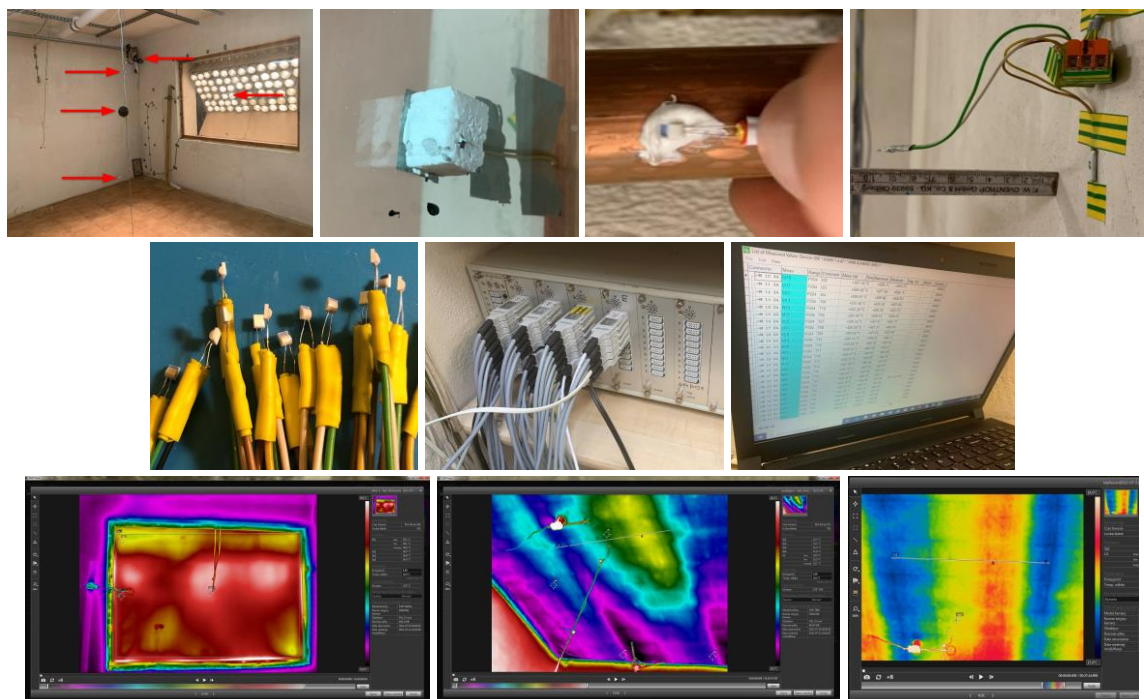
Czujniki temperatury powietrza wyposażono w ekrany antyradiacyjne wykonane z cienkiej folii aluminiowej o wysokiej refleksyjności dla promieniowania cieplnego. Czujniki temperatury powierzchni przyklejono do tych powierzchni z wykorzystaniem kleju termoprzewodzącego do radiatorów procesorów komputerowych. Czujniki temperatury powierzchni szyby i powietrza bezpośrednio przy szybie zabezpieczono przed bezpośrednim oddziaływaniem promieniowania symulatora Słońca poprzez izolację cieplną z płytek styropianowych o wymiarach 1x1x1cm, zapewniających lokalizację czujników „w cieniu” względem źródła promieniowania. Temperaturę promieniowania mierzono przez czujnik zamknięty w czarnej kuli. Temperaturę czynnika obiegowego mierzono pośrednio, poprzez pomiar temperatury powierzchni zewnętrznej ścianki rury przy zapewnieniu dobrego kontaktu czujnika ze ścianką (klej termoprzewodzący) i dobrym zaizolowaniu cieplnym punktów pomiarowych, wykorzystując wykonanie instalacji hydraulicznej zasilającej komorę z cienkościennych rurek miedzianych o wysokiej przewodności cieplnej.

Temperaturę powierzchni podłogi oraz szyby mierzono także metodą termograficzną, z wykorzystaniem dwóch kamer termograficznych:

- T660 prod. Flir, rozdzielczością matrycy 640x480px, czułością NETD (dokładność odwzorowania różnic temperatury)  $\pm 0,02^\circ\text{C}$  (dla 30°C), dokładnością bezwzględną (określenia bezwzględnej wartości temperatury)  $\pm 1\%$  lub  $\pm 1^\circ\text{C}$ , z obiektywem szerokokątnym (45°),
- T620 prod. Flir, rozdzielczością matrycy 640x480px, czułością NETD  $\pm 0,03^\circ\text{C}$  (dla 30°C), dokładnością bezwzględną  $\pm 2\%$  lub  $\pm 2^\circ\text{C}$ , z obiektywem szerokokątnym (45°).

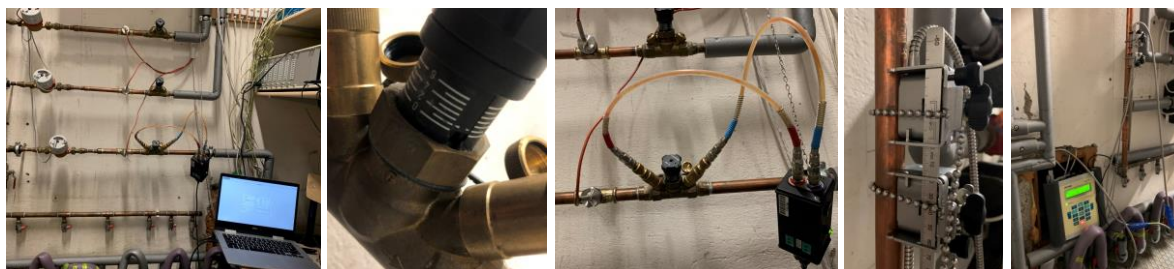
Kamery termograficzne zainstalowano na statywach/uchwytach i prowadzono automatyczną rejestrację obrazów termograficznych z zadaniem interwałem czasowym z wykorzystaniem oprogramowania *Flir Tools+*. W obszarach obrazów termograficznych każdej z kamer zlokalizowano referencyjne czujniki temperatury powierzchni Pt-100, pozwalające na kalibrację kamer termograficznych ze względu na rejestrowaną bezwzględną wartość temperatury.





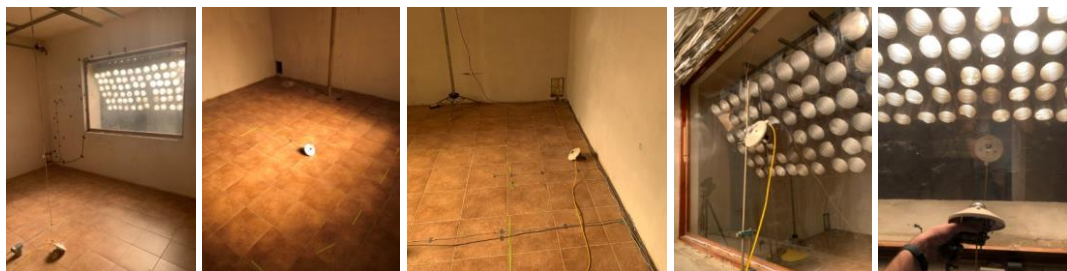
Rys 4-51: Walidacja doświadczalna modelu – pomiar temperatury. Źródło: zasoby własne.

**Natężenie przepływu czynnika obiegowego w instalacji hydraulicznej radiacyjnej podłogi chłodzącej** mierzono pośrednio metodą kryzy pomiarowej, z wykorzystaniem znanej charakterystyki przepływowej (kv) zabudowanego w instalacji zaworu równoważącego z króćcami pomiarowymi Hycocoon VTZ prod. Oventrop, do którego podłączono urządzenie pomiarowe OV-DMPC prod. Oventrop, będące manometrem różnicowym z dedykowanym mikroprocesorem i oprogramowaniem umożliwiającym automatyczne przeliczanie spadku ciśnienia na strumień przepływu. Dokładność urządzenia w zakresie pomiaru różnicy ciśnień  $\Delta p = \pm 1,0\%$ . Ze względu na dodatkową niepewność precyzyjnej nastawy kv zaworu, realizowanej przez obroty pokrętła zaworu i odczyt nastawy za pomocą podziałki, nieznaną stan techniczny zaworu i możliwy wpływ zanieczyszczeń czynnika obiegowego na wyniki pomiaru, dokładność pomiaru zweryfikowano metodą porównawczą z pomiarem przepływomierzem ultradźwiękowym Fluxus F601 prod. Flexim o dokładności  $\pm 1,3\% \pm 0,005$  m/s (pomiar przepływu  $\pm 1,0\%$ , konwersja sygnału  $\pm 0,3\%$ ). W badanym zakresie przepływu rzędu od 3,0 do 4,5 l/min uzyskano zbieżność wyników (różnica średnia równoległych pomiarów 5,4%, różnica maksymalna 7,1%). Pomiary kontrolne metodą ultradźwiękową prowadzono także w czasie badań, osiągając podobną zbieżność wyników.



Rys 4-52: Walidacja doświadczalna modelu – pomiar przepływu. Źródło: zasoby własne.

**Natężenie promieniowania słonecznego** (całkowitego) mierzono za pomocą pyranometru CMP 11 prod. Kipp&Zonen, z zakresem spektralnym 285-2800nm, co odpowiada krótkim długościom fal promieniowania temperaturowego, w tym odpowiadającym światłu widzialnemu [85], odpowiednim dla promieniowania emitowanego przez Słońce i symulator. Urządzenie przetwarza natężenie promieniowania w zakresie 0-1600W/m<sup>2</sup> na sygnał prądowy z czułością 8,71E-06 V/W/m<sup>2</sup> z czasem reakcji (95%) <5s. Przeprowadzono test jego kalibracji metodą porównawczą z pomiarem alternatywnym urządzeniem tej samej klasy – pyranometrem zainstalowanym na dachu jednego z budynków kampusu Piotrowo Politechniki Poznańskiej, uzyskując dla natężenia promieniowania na powierzchnię horyzontalną rzędu 150-850W/m<sup>2</sup> zbieżność wyników (różnica średnia 0,38%, różnica maksymalna 9,71%).

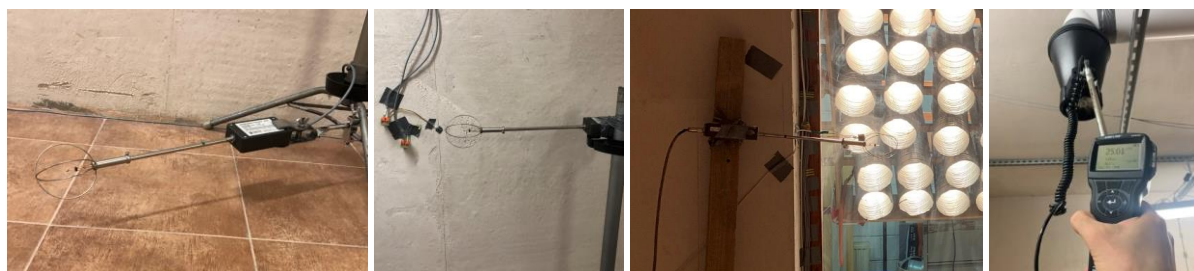


**Rys 4-53:** Walidacja doświadczalna modelu – pomiar natężenia promieniowania z symulatora Słońca.  
Źródło: zasoby własne.

Poza powyższymi, podstawowymi wielkościami, prowadzono także pomiary pomocnicze.

**Prędkość przepływu powietrza w pomieszczeniu** mierzono w referencyjnych punktach istotnych ze względu na konwekcyjną wymianę ciepła (wpływ ruchu powietrza przy powierzchniach na intensyfikację konwekcyjnej wymiany ciepła). Pomiary realizowano z wykorzystaniem termooanemometrów wielokierunkowych typu „hot-sphere” 54T21 prod. Dantec Dynamics.

**Wydajność instalacji wentylacyjnej** mierzono anemometrem skrzydełkowym LCA501 prod. Airflow.



**Rys 4-54:** Walidacja doświadczalna modelu – pomiar prędkości przepływu powietrza w pomieszczeniu i wydajności wentylacji. Źródło: zasoby własne.

### ***Badania doświadczalne***

Przeprowadzono 2 główne serie badań doświadczalnych, obejmujące dynamiczną wymianę ciepła w pomieszczeniu:

- A. z działającym systemem chłodzenia podłogowego (chłodzenie pomieszczenia podłogą chłodzącą),
- B. z uruchomionym symulatorem promieniowania słonecznego (ogrzewanie pomieszczenia radiacyjnymi zyskami ciepła o charakterze promieniowania ukierunkowanego na powierzchnię posadzki).

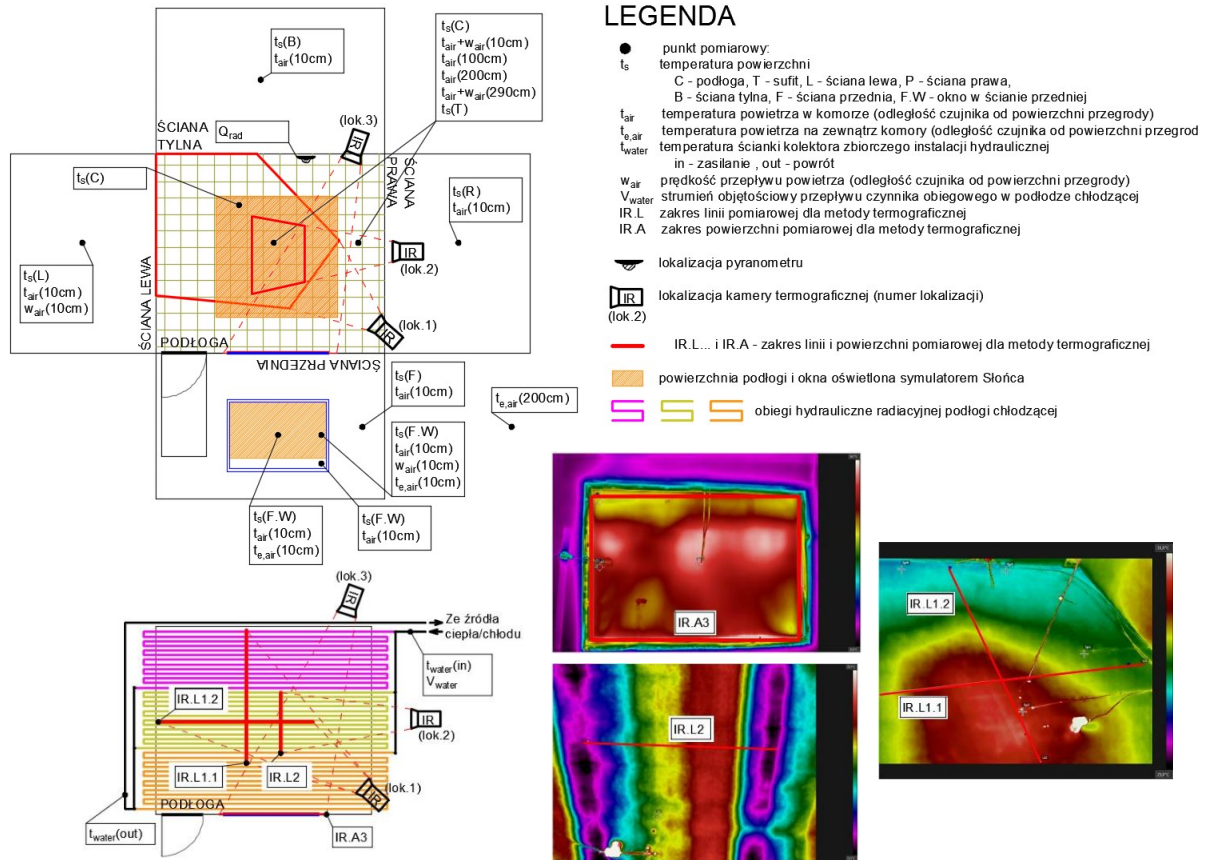
W obu seriach pomiarowych mierzono z 5-sekundowym interwałem kluczowe parametry środowiska wewnętrznego w komorze doświadczalnej:

- temperatura poszczególnych powierzchni, powietrza i czarnej kuli w komorze,
- prędkość ruchu powietrza w wybranych punktach komory,
- parametry pracy radiacyjnej podłogi chłodzącej (temperatura zasilania i powrotu, strumień przepływu czynnika obiegowego)
- temperatura powietrza w otoczeniu komory i bezpośrednio przy oknie (pomiędzy elementami symulatora Słońca, „w cieniu” dla promieniowania tego symulatora,

Lokalizację głównych punktów pomiarowych pokazano na poniższym rysunku. Łącznie w trakcie głównych badań doświadczalnych prowadzono równoległą rejestrację:

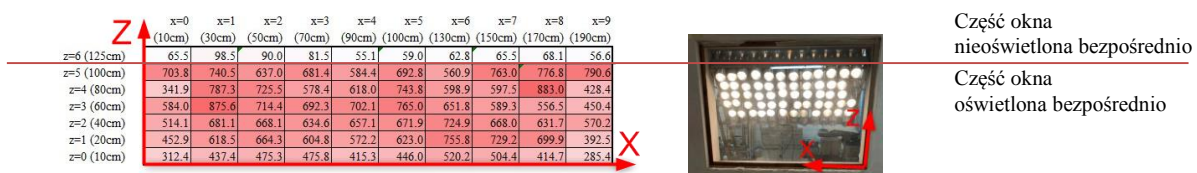
- temperatury powietrza w komorze – w 15 punktach, w tym:
  - w 4 punktach wzdłuż pionowej linii, na środku pomieszczenia i w 4 punktach wzdłuż pionowej linii z boku pomieszczenia, z dala od przegród – obrazujące pionowy gradient temperatury powietrza w obszarze oświetlonym symulatorem Słońca i pozwalające na ocenę stopnia mieszania powietrza przez system wentylacyjny,
  - w 4 punktach przy powierzchniach ścian,
  - w 3 punktach przy powierzchni okna,
- temperatury powietrza poza komorą – w 3 punktach, w tym:
  - w 1 punkcie w hali, w pobliżu komory – reprezentujący temperaturę otoczenia wszystkich przegród modelowego pomieszczenia, za wyjątkiem okna,
  - w 2 punktach w strefie symulatora słońca – reprezentujący temperaturę obiektów otoczenia okna (nagrzewający się symulator promieniowania słonecznego znacznie zwiększa temperaturę powietrza i promieniowania otoczenia okna),
- temperatury powierzchni przegród w komorze – w 17 punktach, w tym:
  - w 6 punktach na powierzchni ścian i sufitu,
  - w 8 punktach na powierzchni podłogi,
  - w 3 punktach na powierzchni wewnętrznej szyby,
- temperatury czynnika obiegowego – w 2 punktach, w tym na powierzchni miedzianego kolektora zasilającego i powrotnego układu hydraulicznego podłogi chłodzącej,
- pół temperatury na powierzchni podłogi i okna – w 2 obszarach, po jednym na powierzchni podłogi i wewnętrznej powierzchni okna,
- prędkości przepływu powietrza w komorze – w 4 punktach, zlokalizowanych odpowiednio: bezpośrednio przy powierzchni przegród: podłogi, sufitu, ściany lewej i okna,
- strumienia przepływu czynnika obiegowego – w 2 punktach, na poziomym przewodzie zasilającym obieg podłogi (metoda kryzy pomiarowej) i na pionowym przewodzie powrotnym (metoda ultradźwiękowa),

- natężenia promieniowania z symulatora Słońca – w 1 punkcie na podłodze, jako kontrolę niezmienności promieniowania symulatora w czasie badań.



Rys 4-55: Walidacja doświadczalna modelu - lokalizacja głównych punktów pomiarowych. Źródło: opracowanie własne.

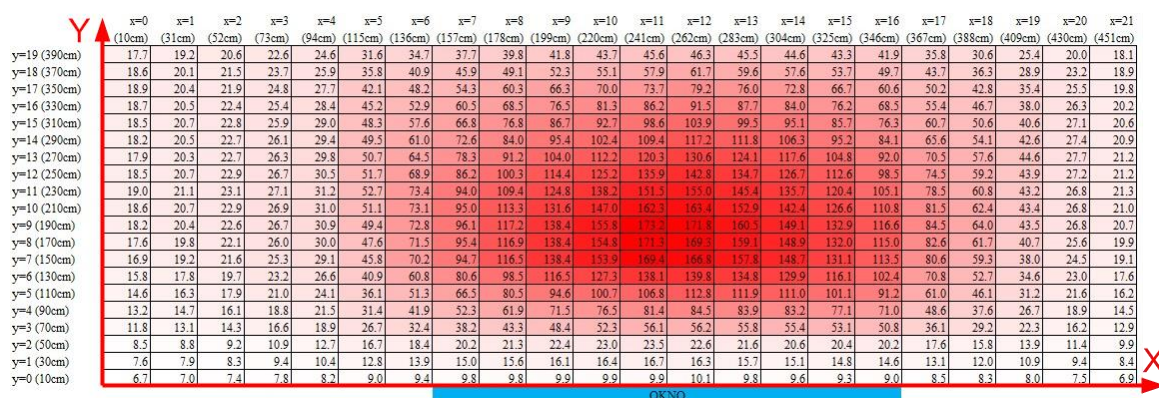
Przed przystąpieniem do głównych serii pomiarowych, przeprowadzono szereg pomiarów przygotowawczych i kalibracyjnych. Ustalono rozkład przestrzenny natężenia całkowitego promieniowania „słonecznego” docierającego do zewnętrznej powierzchni szyby i do powierzchni podłogi w komorze, jako jedynej opromienianej bezpośrednio przez ukierunkowane źródło promieniowania. Powierzchnie szyby i podłogi podzielono na siatki równomiernie rozmieszczonych węzłów pomiarowych.



Rys 4-56: Walidacja doświadczalna modelu - rozkład przestrzenny natężenia całkowitego promieniowania „słonecznego” docierającego do powierzchni zewnętrznej okna (mapa gęstości strumienia ciepła, widok okna z zewnątrz, wartości w W/m<sup>2</sup>, zdjęcie okna – widok z wnętrza pomieszczenia). Źródło: opracowanie własne

Na podstawie powyższego można ustalić natężenie promieniowania z symulatora Słońca docierającego do powierzchni zewnętrznej okna:

- średnie natężenie całkowitego promieniowania „słonecznego” docierającego do opromieniowanej bezpośrednio części okna, wszystkie węzły pomiarowe:  
 $I_{d,F,W} + I_{s,F,W} = 610 \text{ W/m}^2$  powierzchni okna,
- średnie natężenie rozproszonego promieniowania „słonecznego” docierającego do nieopromieniowanej bezpośrednio części okna, węzły pomiarowe x,z od (0,6) do (9,6):  
 $I_{s,F,W} = 70 \text{ W/m}^2$  powierzchni okna,
- średnie natężenie bezpośredniego promieniowania „słonecznego” docierającego do nieopromieniowanej bezpośrednio części okna, węzły pomiarowe x,z od (0,6) do (9,6):  
 $I_{d,F,W} = 540 \text{ W/m}^2$  powierzchni okna.



Rys 4-57: Walidacja doświadczalna modelu - rozkład przestrzenny natężenia całkowitego promieniowania „słonecznego” docierającego do powierzchni wewnętrznej podłogi komory doświadczalnej, wartości w W/m². Źródło: opracowanie własne.

Na podstawie powyższego można ustalić natężenie promieniowania z symulatora Słońca docierającego do powierzchni wewnętrznej podłogi:

- natężenie całkowitego promieniowania „słonecznego” uśrednione dla całej powierzchni powierzchni podłogi, wszystkie węzły pomiarowe:  $q_{sol,\tau,Id+Is,in} = 55,7 \text{ W/m}^2$ ,
- natężenie całkowitego promieniowania „słonecznego” uśrednione dla opromieniowanej bezpośrednio powierzchni podłogi, węzły pomiarowe x,y od (5,3) do (19,18):  
 $q_{sol,\tau,Id+Is,in} = 85,3 \text{ W/m}^2$ ,
- natężenie całkowitego promieniowania „słonecznego” uśrednione dla nieopromieniowanej bezpośrednio powierzchni podłogi, węzły pomiarowe x,y (0,0)-(4,19), (20,0)-(21,19), (5,0)-(19-2), (5,19)-(19-19):  $q_{sol,\tau,Id+Is,in} = 20,1 \text{ W/m}^2$ .

Pomiary wstępne wykazały pewne ograniczenia symulatora Słońca, wpływające znacznie na warunki przeprowadzania doświadczenia. Żarówki z rurami ukierunkowującymi promieniowanie będące punktowymi źródłami promieniowania, zlokalizowane są w bezpośredniej bliskości okna (górne rzędy żarówek znajdują się w świetle przekroju przegrody – w otworze okiennym w ścianie, co pokazano na Rys. 4-50). Nierównomierny rozkład źródeł promieniowania powoduje niejednorodny rozkład gęstości strumienia ciepła radiacyjnie docierającego do komory doświadczalnej i brak występującego w rzeczywistych warunkach oddziaływania promieniowania słonecznego na okna wpływu krawędzi zacieniających otworu okiennego i ramy okiennej na rozkład przestrzenny bezpośredniej składowej tego promieniowania. Rozkład przestrzenny promieniowania „słonecznego” odbiega od naturalnie występującego w budynkach w związku z:

- wyraźną różnicą natężenia promieniowania na środku okna (środek symulatora) i przy krawędziach pionowych okna, zgodnie z Rys. 4-56,
- „rozmytymi” krawędziami oświetlonej bezpośrednio powierzchni podłogi (brak wyraźnych granic obszaru bezpośrednio opromieniowanego), zgodnie z Rys. 4-53 i Rys 4-57.

W ramach kilku przygotowawczych serii pomiarowych sprawdzano różne lokalizacje termooanemometrów, czujników temperatury powietrza i powierzchni, kamer termograficznych celem określenia referencyjnych punktów pomiarowych do wykorzystania w pomiarach właściwych. Sprawdzano także powtarzalność wyników doświadczeń oraz możliwą do zrealizowania długość właściwych serii pomiarowych w kontrolowanych warunkach (ze względu np. na przegrzewanie się symulatora Słońca i aktywowanie się jego zabezpieczeń termicznych oraz na wydajność źródła i pojemność zasobników chłodu gwarantujące zasilanie układu doświadczalnego czynnikiem o stabilnej temperaturze).

#### Opis warunków fizycznych, początkowych i brzegowych

Badania doświadczalne realizowano w warunkach bez możliwości kontroli otoczenia komory doświadczalnej, co skutkowało niemożnością pełnej stabilizacji warunków początkowych i brzegowych w doświadczeniu. Poszczególne serie prowadzono w kilkudniowych odstępach czasowych celem zagwarantowania stabilizacji temperatury w komorze doświadczalnej. Rejestrację odczytów z punktów pomiarowych uruchamiano na kilkanaście godzin przed rozpoczęciem właściwych pomiarów celem zebrania danych do potwierdzenia stabilizacji temperatury na stanowisku doświadczalnym w momencie rozpoczęcia pomiarów oraz ustalenia warunków początkowych koniecznych do wprowadzenia w walidowanym modelu numerycznym (symulacje wstępne poprzedzające właściwe serie). Dla modelu numerycznego ustalono następujące parametry wejściowe symulacji:

- początkowa temperatura powietrza w pomieszczeniu i na zewnątrz zgodna z danymi pomiarowymi,
- początkowa temperatura w przekroju przegród budowlanych zgodna z symulacjami wstępnymi i obliczeniami analitycznymi, przeprowadzonymi dla zmierzonych temperatur na powierzchniach wewnętrznych tych przegród i otoczenia komory,
- temperatura powietrza zewnętrznego i otoczenia w trakcie symulacji definiowana w czasie symulacji dla okna osobno względem pozostałych przegród modelowanego pomieszczenia, równa temperaturze mierzonej w badaniach doświadczalnych celem uwzględnienia wpływu wysokiej temperatury symulatora Słońca, będącego otoczeniem okna i wpływającym na radiacyjną i konwekcyjną wymianę ciepła,
- warunki geometryczne pomieszczenia oraz warunki geometryczno-fizyczne przegród zgodne z poniższymi:
  - wymiary pomieszczenia (długość, głębokość, szerokość) odpowiednio:  $X, Y, Z = 4,5 \times 4,0 \times 3,0 \text{ m}$ ,
  - rozmiar węzłów dyskretyzacyjnych przegród w kierunku równoległym do powierzchni, odpowiednio dla przegród niechłodzonych:  $\Delta x = 500 \text{ mm}$ , dla węzła promieniowania podłogi:  $\Delta x_{C,RLW} = 100 \text{ mm}$ , dla węzła przewodzenia podłogi:  $\Delta x_C = 20 \text{ mm}$ ,
  - właściwości fizyczne przegród zgodnie z opisanymi wcześniej warstwami przegród stanowiska badawczego,

- dyskretyzacja przestrzenna podłogi w kierunku prostopadłym do powierzchni zgodnie z poniższą tabelą:

**Tabela 4-17:** Walidacja doświadczalna modelu – dyskretyzacja przestrzenna podłogi w kierunku prostopadłym do powierzchni. Źródło: opracowanie własne.

Nr warstwy (nr bezwzględny węzła)	Materiał warstwy	Grubość warstwy [cm]	Wymiar węzła przestrzennego warstwy w kierunku prostopadłym do powierzchni [cm]
0 (0-1)	Płytki ceramiczne	0,6	0,6
1 (2-6)	Jastrych	9,0	1,5
2 (7-12)	Styropian	5,0	1,0

- parametry układu hydraulicznego (tylko seria pomiarowa A):
  - strumień przepływu – stały, równy średniej z pomiarów doświadczalnych,  $m=85,8\text{kg/h}$  (w każdym z 3 identycznych obiegów hydraulicznych),
  - temperatura zasilania – jednorodna i stała, równa średniej z pomiarów,  $t_{\text{water,in}}=15,7^{\circ}\text{C}$ ,
  - rurka: średnica zewnętrzna  $d_{\text{pipe,e}}=17\text{mm}$ , wewnętrzna  $d_{\text{pipe,i}}=13\text{mm}$ , przewodność cieplna  $\lambda_{\text{pipe}}=0,35\text{W/m/K}$ ,
  - nr węzła w głąb podłogi, w którym zlokalizowane są rurki:  $z=6$ ,
  - narożniki kolejnych węzłów „n” ( $x_n, y_n$ ) poszczególnych obiegów hydraulicznych (zgodnie z dyskretyzacją przestrzenną podłogi i obiegami wodnymi pokazanymi na Rys. 4-55).
    - obieg 1: (224,196); (0,196); (0,191); (224,191); (224,186); (0,186); (0,181); (224,181); (224,176); (2,176); (0,171); (224,171); (224,166); (0,166); (0,161); (224,161); (224,156); (0,156); (0,151); (224,151); (224,146); (0,146); (0,141); (224,141); (224,136); (0,136),
    - obieg 2: (224,131); (0,131); (0,126); (224,126); (224,121); (0,121); (0,116); (224,116); (224,111); (0,111); (0,106); (224,106); (224,101); (0,101); (0,96); (224,96); (224,91); (0,91); (0,86); (224,86); (224,81); (0,81); (0,76); (224,76); (224,71); (0,71),
    - obieg 3: (224,66); (0,66); (0,61); (224,61); (224,56); (0,56); (0,51); (224,51); (224,46); (0,46); (0,41); (224,41); (224,36); (0,36); (0,31); (224,31); (224,26); (0,26); (0,21); (224,21); (224,16); (0,16); (0,11); (224,11); (224,6); (0,6).
- parametry promieniowania słonecznego (tylko seria pomiarowa B):
  - stały kąt padania bezpośredniego promieniowania słonecznego na pomieszczenie (zdezaktywowany ruch Słońca po nieboskłonie, stały azymut słoneczny przegrody  $\gamma_{\text{sol}}-\gamma_{\text{F}}=0^{\circ}$  i wysokość Słońca  $h_{\text{sol}}=45^{\circ}$ ),  $\Theta_{\text{sol,beam,F}}=45^{\circ}$
  - stałe natężenie promieniowania słonecznego na powierzchnię horyzontalną w otoczeniu pomieszczenia, wynikające z przeliczenia wyznaczonych w pomiarach wstępnych wartości promieniowania bezpośredniego i rozproszonego na powierzchnię okna,
  - rozkład jakościowy i ilościowy całkowitego promieniowania słonecznego docierającego do powierzchni podłogi zgodnie z wynikami pomiarów wstępnych – nieobliczany przez model ze względu na opisane wcześniej ograniczenia stanowiska doświadczalnego – wymagana ingerencja w algorytm obliczeniowy modelu,
  - rozkład jakościowy i ilościowy promieniowania słonecznego docierającego do powierzchni pozostałych przegród w pomieszczeniu obliczany przez model bez ingerencji w algorytm obliczeń,

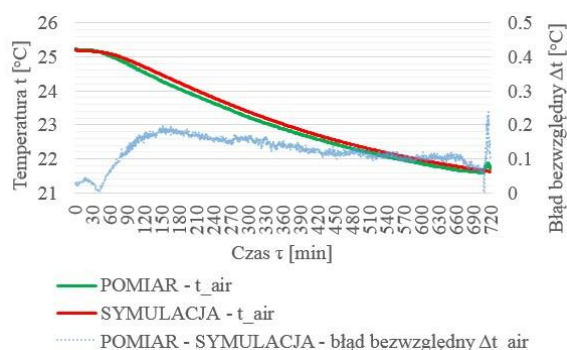
- właściwości emisyjne powierzchni przegród dla promieniowania długofalowego (RLW) i słonecznego (RSW):
  - RLW, wszystkie powierzchnie (tynk gipsowy, płytki ceramiczne):  $\epsilon_{rlw}=0,9$ ,
  - RSW, podłoga (płytki ceramiczne):  $\epsilon_{c,rsw}=0,6$ ,
  - RSW, ściany i sufit (tynk gipsowy):  $\epsilon_{c,rsw}=0,7$ .
- parametry instalacji wentylacyjnej: nawiew izotermiczny,  $Vn=50m^3/h$ ,
- krok czasowy symulacji:  $\Delta\tau_{ts}=1s$ .

Model numeryczny wygenerowany wg powyższych założeń dyskretyzacyjnych obejmuje:

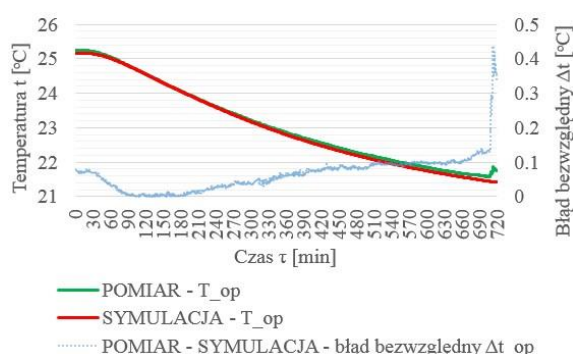
- 288 węzły różnicowe sufitu,
- 2x192 węzły różnicowe ściany lewej i prawej,
- 2x216 węzły różnicowe ściany przedniej i tylnej,
- 586.800 węzłów różnicowych podłogi, w tym 1.800 węzłów powierzchniowych modułu promieniowania i 45.000 węzłów powierzchniowych modułu przewodzenia i konwekcji.

### Porównanie wyników symulacji komputerowych i badań doświadczalnych

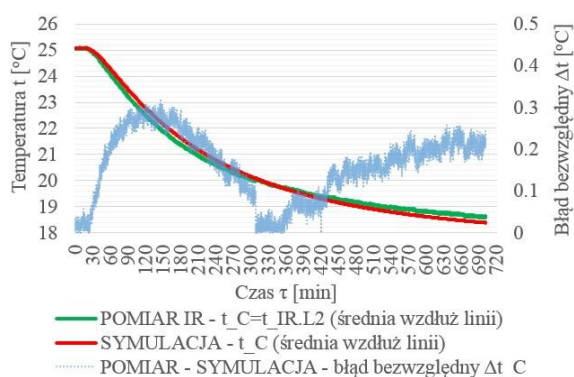
Porównanie wyników pomiarów i symulacji komputerowych dla serii pomiarowej A (chłodzenie podłogowe) przedstawiono poniżej:



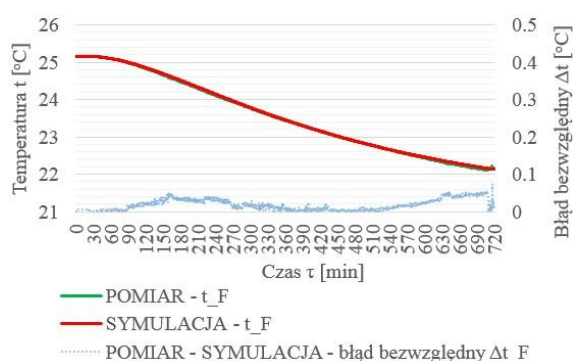
**Rys 4-58:** Walidacja doświadczalna modelu (seria A) – porównanie zmierzonej i symulowanej temperatury powietrza w pomieszczeniu. Źródło: opracowanie własne.



**Rys 4-59:** Walidacja doświadczalna modelu (seria A) – porównanie zmierzonej i symulowanej temperatury operacyjnej w pomieszczeniu. Źródło: opracowanie własne.

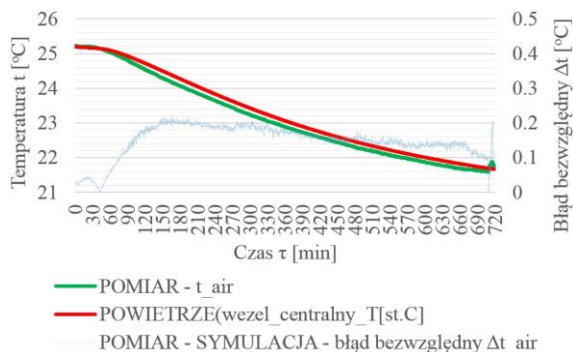


**Rys 4-60:** Walidacja doświadczalna modelu (seria A) – porównanie zmierzonej i symulowanej średniej temperatury powierzchni podłogi (pomiar termograficzny wzdłuż linii IR.L2 wg Rys. 4-55) . Źródło: opracowanie własne.

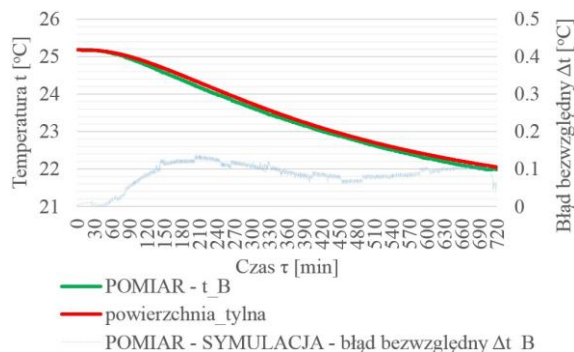


**Rys 4-61:** Walidacja doświadczalna modelu (seria A) – porównanie zmierzonej i symulowanej temperatury powierzchni ściany przedniej w pomieszczeniu. Źródło: opracowanie własne.

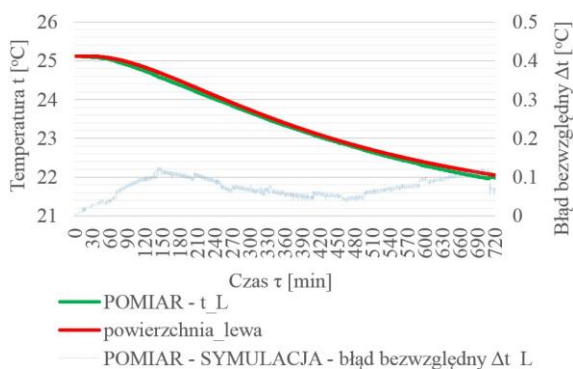




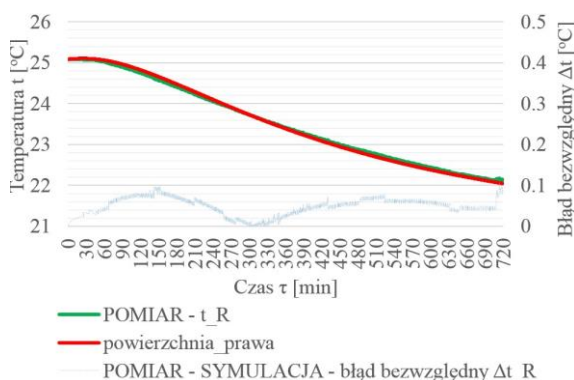
**Rys 4-62:** Walidacja doświadczalna modelu (seria A) – porównanie zmierzonej i symulowanej temperatury powierzchni okna w pomieszczeniu.  
Źródło: opracowanie własne.



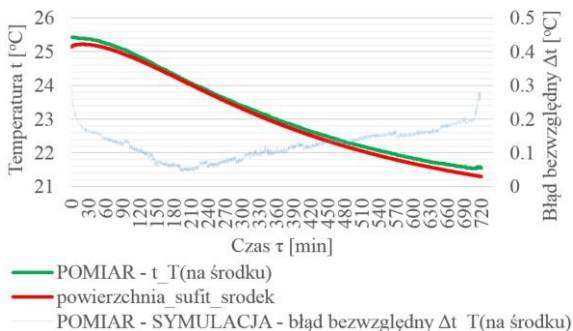
**Rys 4-63:** Walidacja doświadczalna modelu (seria A) – porównanie zmierzonej i symulowanej temperatury powierzchni ściany tylnej w pomieszczeniu.  
Źródło: opracowanie własne.



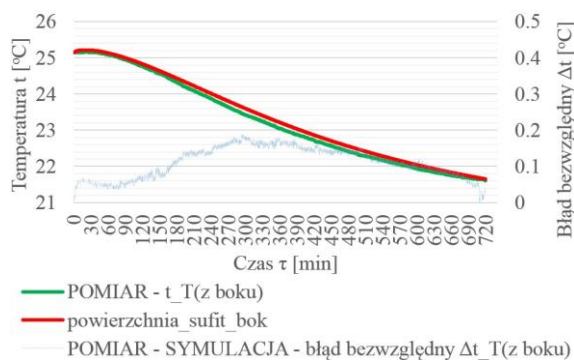
**Rys 4-64:** Walidacja doświadczalna modelu (seria A) – porównanie zmierzonej i symulowanej temperatury powierzchni ściany lewej w pomieszczeniu.  
Źródło: opracowanie własne.



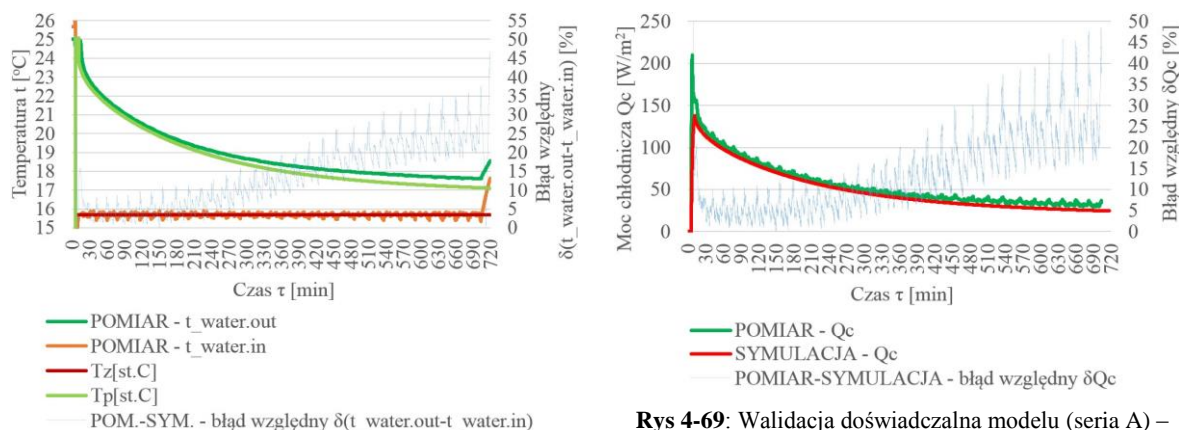
**Rys 4-65:** Walidacja doświadczalna modelu (seria A) – porównanie zmierzonej i symulowanej temperatury powierzchni ściany prawej w pomieszczeniu.  
Źródło: opracowanie własne.



**Rys 4-66:** Walidacja doświadczalna modelu (seria A) – porównanie zmierzonej i symulowanej temperatury powierzchni sufitu (na środku) w pomieszczeniu.  
Źródło: opracowanie własne.



**Rys 4-67:** Walidacja doświadczalna modelu (seria A) – porównanie zmierzonej i symulowanej temperatury powierzchni sufitu (z boku) w pomieszczeniu.  
Źródło: opracowanie własne.



**Rys 4-68:** Walidacja doświadczalna modelu (seria A) – porównanie zmierzonej i symulowanej temperatury zasilania i powrotu instalacji hydraulicznej.  
Źródło: opracowanie własne.

**Rys 4-69:** Walidacja doświadczalna modelu (seria A) – porównanie obliczonej na podstawie pomiarów i symulowanej mocy chłodniczej instalacji hydraulicznej.  
Źródło: opracowanie własne.

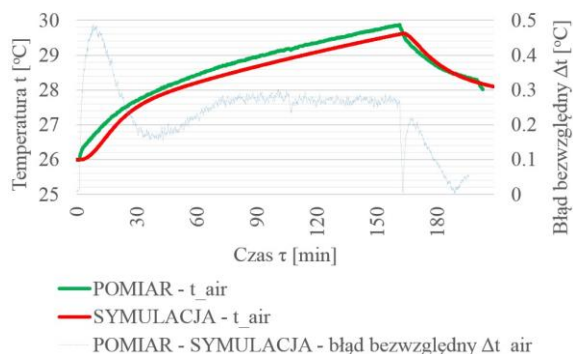
W serii doświadczalnej A uzyskano następujące błędy bezwzględne  $\Delta$  i względne  $\delta$  wyników symulacji względem pomiarów eksperymentalnych:

- dla temperatury powietrza w pomieszczeniu  $\Delta t_{air,mean}=0,15^{\circ}\text{C}$ ,  $\Delta t_{air,max}=0,22^{\circ}\text{C}$ ,
- dla temperatury operacyjnej  $\Delta t_{op,mean}=0,04^{\circ}\text{C}$ ,  $\Delta t_{op,max}=0,41^{\circ}\text{C}$ ,
- dla średniej temperatury powierzchni podłogi  $\Delta t_{IR.L2,mean}=0,16^{\circ}\text{C}$ ,  $\Delta t_{IR.L2,max}=0,32^{\circ}\text{C}$ ,
- dla temperatury powierzchni ściany przedniej  $\Delta t_{F,mean}=0,05^{\circ}\text{C}$ ,  $\Delta t_{F,max}=0,09^{\circ}\text{C}$ ,
- dla temperatury powierzchni okna w ścianie przedniej  $\Delta t_{F.W,mean}=0,06^{\circ}\text{C}$ ,  $\Delta t_{F.W,max}=0,29^{\circ}\text{C}$ ,
- dla temperatury powierzchni ściany tylnej  $\Delta t_{B,mean}=0,09^{\circ}\text{C}$ ,  $\Delta t_{B,max}=0,14^{\circ}\text{C}$ ,
- dla temperatury powierzchni ściany lewej  $\Delta t_{L,mean}=0,07^{\circ}\text{C}$ ,  $\Delta t_{L,max}=0,13^{\circ}\text{C}$ ,
- dla temperatury powierzchni ściany prawej  $\Delta t_{R,mean}=0,05^{\circ}\text{C}$ ,  $\Delta t_{R,max}=0,11^{\circ}\text{C}$ ,
- dla temperatury powierzchni sufitu (na środku)  $\Delta t_{T,mean}=0,13^{\circ}\text{C}$ ,  $\Delta t_{T,max}=0,29^{\circ}\text{C}$ ,
- dla temperatury powierzchni sufitu (z boku)  $\Delta t_{T,mean}=0,11^{\circ}\text{C}$ ,  $\Delta t_{T,max}=0,19^{\circ}\text{C}$ ,
- dla temperatury zasilania instalacji hydraulicznej  $\Delta t_{water.in,mean}=0,10^{\circ}\text{C}$ ,  $\Delta t_{water.in,max}=5,63^{\circ}\text{C}$ ,
- dla temperatury powrotu instalacji hydraulicznej  $\Delta t_{water.out,mean}=0,36^{\circ}\text{C}$ ,  $\Delta t_{water.out,max}=1,47^{\circ}\text{C}$ ,
- dla różnicy pomiędzy temperaturą powrotu a zasilania instalacji hydraulicznej  $\delta(t_{water.out} - t_{water.in})_{mean}=14,4\%$ ,
- dla mocy chłodniczej instalacji hydraulicznej  $\delta Q_{c,mean} = 14,0\%$ .

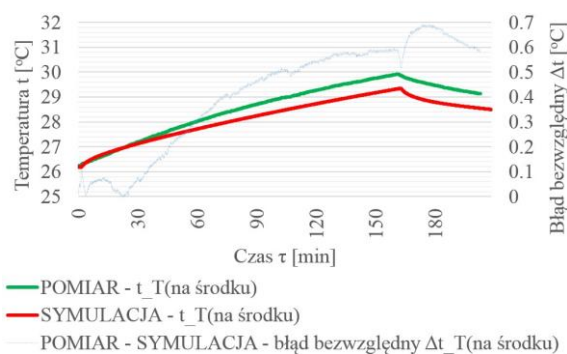
W zakresie procedury walidacyjnej sprawdzono także wpływ kroku czasowego na wyniki symulacji. Przeprowadzono w tym celu dodatkową symulację z krokiem czasowym  $\Delta t_{is}=5\text{s}$ . Potwierdzono, że pięciokrotne zwiększenie kroku czasowego nie wpływa znacząco na wyniki – zmiana wartości błędów względnych i bezwzględnych wybranych parametrów wynosi:

- $\Delta t_{air,mean}=0,15(+0,00)^{\circ}\text{C}$ ,  $\Delta t_{air,max}=0,22(+0,00)^{\circ}\text{C}$ ,
- $\Delta t_{op,mean}=0,05(+0,01)^{\circ}\text{C}$ ,  $\Delta t_{op,max}=0,41(+0,00)^{\circ}\text{C}$ ,
- $\Delta t_{IR.L2,mean}=0,16(+0,00)^{\circ}\text{C}$ ,  $\Delta t_{IR.L2,max}=0,32(+0,00)^{\circ}\text{C}$ ,
- $\delta(t_{water.out} - t_{water.in})_{mean}=14,4(+0,0)\%$ ,
- $\delta Q_{c,mean} = 14,1(+0,01)\%$ .

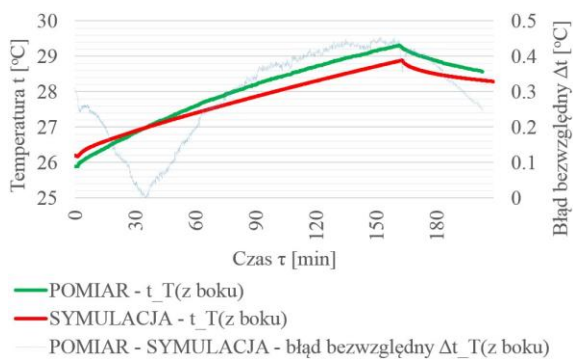
Porównanie wyników pomiarów eksperymentalnych i symulacji dla serii pomiarowej B (słoneczne zyski ciepła) przedstawiono poniżej:



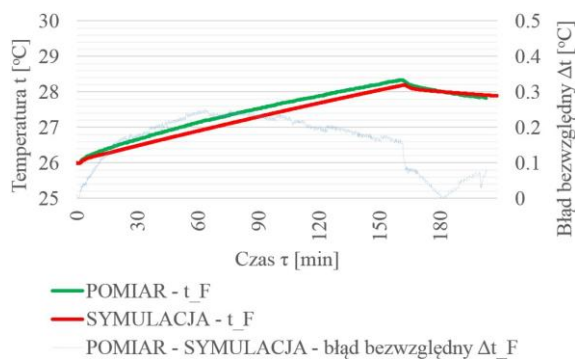
**Rys 4-70:** Walidacja doświadczalna modelu (seria B) – porównanie zmierzonej i symulowanej temperatury powietrza w pomieszczeniu. Źródło: opracowanie własne.



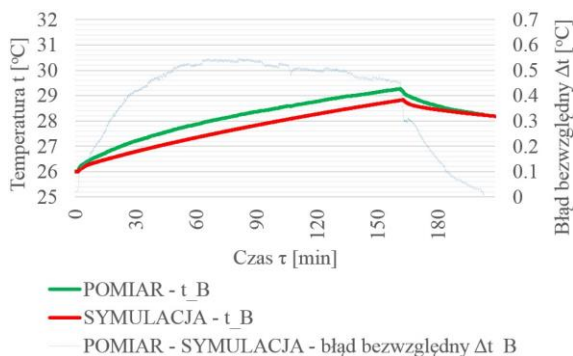
**Rys 4-71:** Walidacja doświadczalna modelu (seria B) – porównanie zmierzonej i symulowanej temperatury powierzchni sufitu (na środku) w pomieszczeniu. Źródło: opracowanie własne.



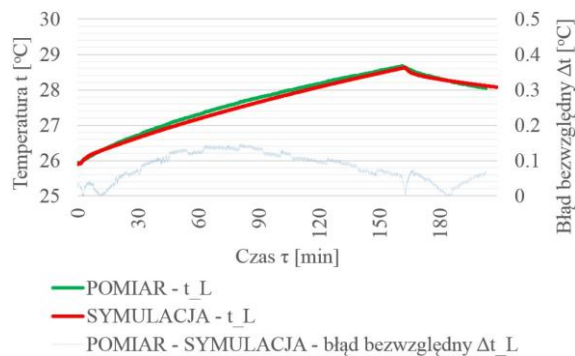
**Rys 4-72:** Walidacja doświadczalna modelu (seria B) – porównanie zmierzonej i symulowanej temperatury powierzchni sufitu (z boku) w pomieszczeniu. Źródło: opracowanie własne.



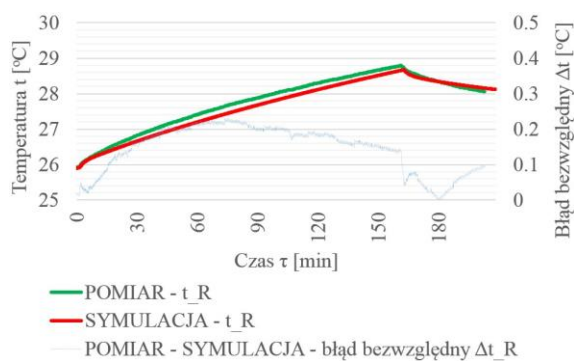
**Rys 4-73:** Walidacja doświadczalna modelu (seria B) – porównanie zmierzonej i symulowanej temperatury powierzchni ściany przedniej w pomieszczeniu. Źródło: opracowanie własne.



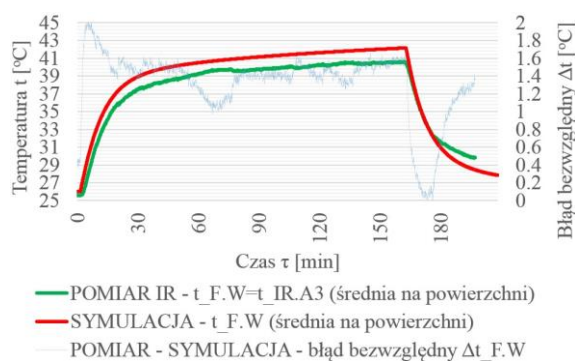
**Rys 4-74:** Walidacja doświadczalna modelu (seria B) – porównanie zmierzonej i symulowanej temperatury powierzchni ściany tylnej w pomieszczeniu. Źródło: opracowanie własne.



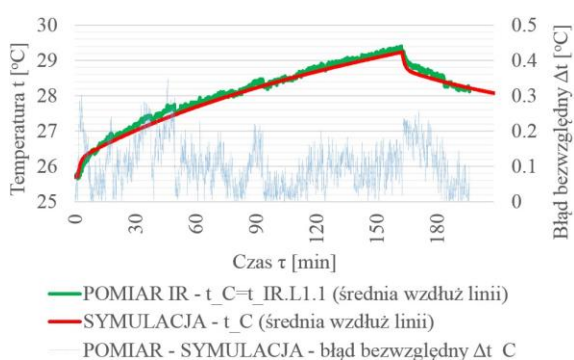
**Rys 4-75:** Walidacja doświadczalna modelu (seria B) – porównanie zmierzonej i symulowanej temperatury powierzchni ściany lewej w pomieszczeniu. Źródło: opracowanie własne.



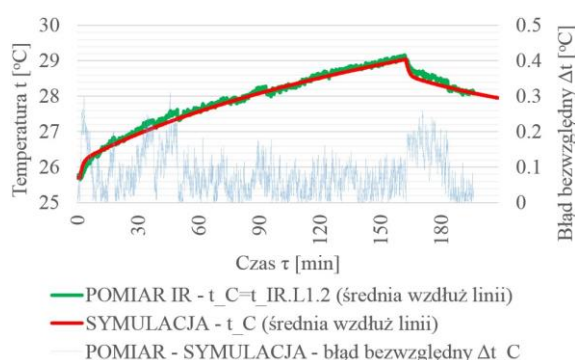
**Rys 4-76:** Walidacja doświadczalna modelu (seria B) – porównanie zmierzonej i symulowanej temperatury powierzchni ściany prawej w pomieszczeniu.  
Źródło: opracowanie własne.



**Rys 4-77:** Walidacja doświadczalna modelu (seria B) – porównanie zmierzonej i symulowanej średniej temperatury powierzchni okna (pomiar termograficzny na powierzchni IR.A3 wg Rys. 4-55).  
Źródło: opracowanie własne.



**Rys 4-78:** Walidacja doświadczalna modelu (seria B) – porównanie zmierzonej i symulowanej średniej temperatury powierzchni podłogi (pomiar termograficzny wzdłuż linii IR.L1.1 wg Rys. 4-55).  
Źródło: opracowanie własne.



**Rys 4-79:** Walidacja doświadczalna modelu (seria B) – porównanie zmierzonej i symulowanej średniej temperatury powierzchni podłogi (pomiar termograficzny wzdłuż linii IR.L1.2 wg Rys. 4-55).  
Źródło: opracowanie własne.

W serii doświadczalnej B uzyskano następujące błędy bezwzględne  $\Delta$  wyników symulacji względem pomiarów eksperymentalnych:

- dla temperatury powietrza w pomieszczeniu  $\Delta t_{air,mean}=0,23^{\circ}C$ ,  $\Delta t_{air,max}=0,49^{\circ}C$ ,
- dla temperatury powierzchni sufitu (na środku)  $\Delta t_{T,mean}=0,41^{\circ}C$ ,  $\Delta t_{T,max}=0,69^{\circ}C$ ,
- dla temperatury powierzchni sufitu (z boku)  $\Delta t_{T,mean}=0,30^{\circ}C$ ,  $\Delta t_{T,max}=0,45^{\circ}C$ ,
- dla temperatury powierzchni ściany przedniej  $\Delta t_{F,mean}=0,16^{\circ}C$ ,  $\Delta t_{F,max}=0,25^{\circ}C$ ,
- dla temperatury powierzchni ściany tylnej  $\Delta t_{B,mean}=0,39^{\circ}C$ ,  $\Delta t_{B,max}=0,55^{\circ}C$ ,
- dla temperatury powierzchni ściany lewej  $\Delta t_{L,mean}=0,08^{\circ}C$ ,  $\Delta t_{L,max}=0,18^{\circ}C$ ,
- dla temperatury powierzchni ściany prawej  $\Delta t_{R,mean}=0,14^{\circ}C$ ,  $\Delta t_{R,max}=0,23^{\circ}C$ ,
- dla średniej temperatury powierzchni okna  $\Delta t_{IR.A3,mean}=1,32^{\circ}C$ ,  $\Delta t_{IR.L1.1,max}=2,01^{\circ}C$ ,
- dla średniej temperatury powierzchni podłogi  $\Delta t_{IR.L1.1,mean}=0,10^{\circ}C$ ,  $\Delta t_{IR.L1.1,max}=0,35^{\circ}C$ ,
- dla średniej temperatury powierzchni podłogi  $\Delta t_{IR.L1.2,mean}=0,08^{\circ}C$ ,  $\Delta t_{IR.L1.2,max}=0,31^{\circ}C$ .

Największą wartość błędu wyników symulacji względem pomiarów eksperymentalnych uzyskały parametry:

- temperatura na powierzchni ściany tylnej ( $t_B$ ) w serii doświadczalnej B (Rys. 4-74), prawdopodobnie w związku ze zwierciadlano-dyfuzyjnym odbiciem promieniowania z symulatora Słońca od powierzchni posadzki (co potwierdzają także zdjęcia w paśmie

widzialnym obrazujące opromieniowanie ściany tylnej, Rys. 4-53). Błąd ten nie występuje w serii doświadczalnej A (bez oddziaływania promieniowania słonecznego, z załączonym chłodzeniem podłogowym, Rys. 4-63),

- temperatura na powierzchni sufitu ( $T_T(\text{na } \text{środku}), T_T(\text{z boku})$ ) w serii doświadczalnej B (Rys. 4-71, 4-72), prawdopodobnie w związku z ogrzewaniem czujników przez ciepłe powietrze gromadzące się pod stropem w związku z jego stratyfikacją temperaturową w komorze. Błąd ten jest ograniczony przez działanie wentylacji mieszającej, a w serii doświadczalnej A (z załączonym chłodzeniem podłogowym, Rys. 4-66, 4-67) zniwelowany przez radiacyjną wymianę ciepła pomiędzy podłogą a przegrodami i czujnikami temperatury,
- temperatura na wewnętrznej powierzchni okna ( $T_{F,W}$ ) w serii doświadczalnej B (Rys. 4-77), w związku z niejednorodną w warunkach doświadczalnych gęstością strumienia ciepła z symulatora promieniowania słonecznego docierającego do powierzchni szyby spowodowaną konstrukcją symulatora, co potwierdza pomiar gęstości strumienia ciepła radiacyjnego przedstawiony na Rys. 4-56. Pole temperatury na powierzchni szyby było także w warunkach doświadczalnych zaburzone w związku ze zróżnicowaną intensywnością konwekcyjnej wymiany ciepła po stronie zewnętrznej szyby, ze szczególnie istotnym oddziaływaniem wentylatora chłodzącego symulator Słońca, którego wpływ ograniczono przez wprowadzenie osłony widocznej na Rys. 4-50. Powyższe potwierdzają także zdjęcia termograficzne na Rys. 4-55. Zainstalowane w komorze pomiarowej okno jednoszybowe powoduje znaczący wpływ powyższych na temperaturę wewnętrznej powierzchni okna,
- temperatura czynnika na zasilaniu obiegu hydraulicznego ( $t_{\text{water, it}}$ ) w serii doświadczalnej A (Rys. 4-68), w związku z charakterystyką układu regulacyjnego stabilizującego tę temperaturę za pomocą regulatora, sterującego siłownikiem trójdrogowego zaworu regulacyjnego jako elementem wykonawczym (występuje uchyb regulacji). Należy zwrócić uwagę na wahania temperatury zasilania w warunkach doświadczalnych, które wpływały także na odczytywaną temperaturę powrotu i obliczaną moc chłodniczą systemu.
- temperatura czynnika na powrocie z obiegu hydraulicznego ( $t_{\text{water, out}}$ ) w serii doświadczalnej A (Rys. 4-68), z możliwym wpływem zysków ciepła instalacji hydraulicznej zachodzących poza komorą doświadczalną - wymiana ciepła z powietrzem w hali przy słabej izolacyjności cieplnej przewodów instalacji (Rys. 4-50) przy jednoczesnej dużej intensywności ruchu powietrza w hali w związku z systemem chłodzenia symulatora Słońca (całkowita moc elektryczna symulatora ~18kW, chłodzenie za pomocą wentylatora pracującego na powietrzu obiegowym – recykulującego powietrze w hali, bez usuwania gorącego powietrza poza halę ze względu na stwierdzone w takich przypadkach prądy konwekcyjne zaburzające warunki przeprowadzania doświadczenia). Błąd temperatury powrotu obiegu hydraulicznego przekłada się wprost proporcjonalnie na błąd wyznaczanej na podstawie bilansu ciepła tego czynnika mocy chłodniczej systemu ( $Q_c$ , Rys. 4-69).

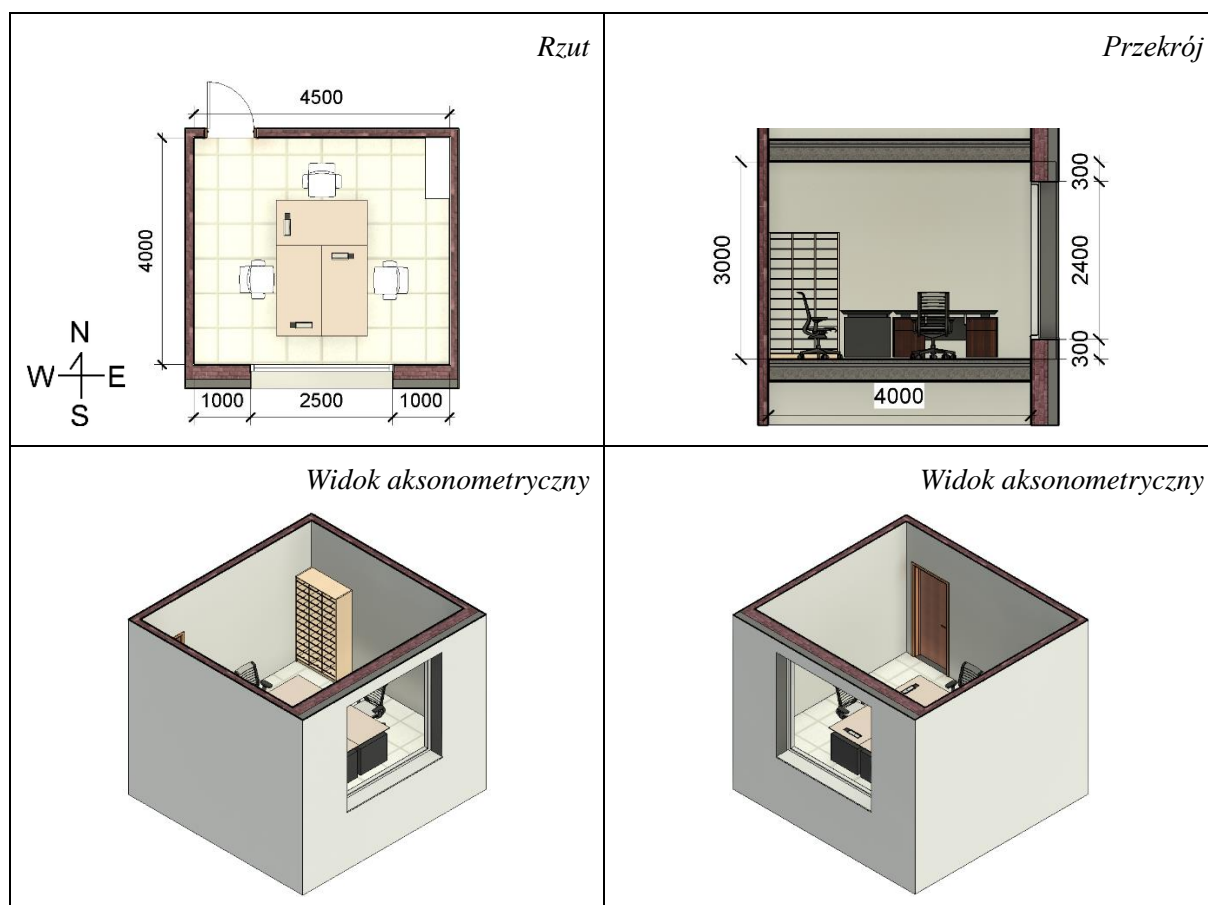
Zgodnie z przedstawionymi wynikami oraz z uwzględnieniem opisanych ograniczeń modelu i stanowiska doświadczalnego, przeprowadzona walidacja doświadczalna potwierdza skuteczność opracowanego modelu numerycznego w zakresie symulacji złożonej wymiany ciepła w pomieszczeniach chłodzonych systemami wodnych radiacyjnych podłóg chłodzących typu A1 (z rurkami zatopionymi w warstwie jastrychu) przy udziale zysków ciepła od promieniowania słonecznego, w tym bezpośredniego.

## 5. Analiza charakterystyk użytkowych radiacyjnych podłóg chłodzących

### 5.1. Modelowane pomieszczenie

Opracowany i udokumentowany w poprzedzających rozdziałach model numeryczny wykorzystano do analiz charakterystyk użytkowych radiacyjnych podłóg chłodzących metodą symulacyjną. Symulacje przeprowadzono dla pojedynczego pomieszczenia o charakterze biurowym. Przyjęto, że pomieszczenie jest zlokalizowane w budynku w mieście Poznań (52,4166667°N, 16,9666667°E - wpływ lokalizacji geograficznej na pozorną trajektorię Słońca na nieboskłonie), w terenie miejskim (wpływ na właściwości powierzchni gruntu – w tym zależność temperatury powierzchni gruntu od temperatury powietrza i refleksyjność dla promieniowania słonecznego, które może być odbijane w kierunku budynków), w otoczeniu obiektów o podobnej wysokości (wpływ na współczynniki kątowe radiacyjnej wymiany ciepła z otoczeniem i zastępczą temperaturę promieniowania obiektów w otoczeniu). Pominięto wpływ obiektów w otoczeniu na dostępność bezpośredniego promieniowania słonecznego dla analizowanego obiektu. Pomieszczenie posiada jedną ścianę zewnętrzną z oknem, zwróconą w kierunku południowym. Pozostałe ściany oraz podłoga i strop pomieszczenia są przegrodami wewnętrznymi (pomieszczenie sąsiaduje z pomieszczeniami o podobnym charakterze – wpływ na temperaturę modelowaną w sąsiadujących pomieszczeniach).

Widoki modelowanego pomieszczenia przedstawiono na poniższym rysunku.



Rys 5-1: Widoki modelowanego pomieszczenia. Źródło: opracowanie własne.

Badania symulacyjne prowadzono zarówno dla pomieszczenia pustego, jak i wyposażonego w podstawowe meble biurowe, przy założeniu ich pomijalnej pojemności cieplnej i przy uproszczonym uwzględnieniu ich wpływu na wymianę ciepła w pomieszczeniu:

- uwzględniono zacienianie zajętych powierzchni podłogi przed promieniowaniem słonecznym (*SOL*) bezpośrednim i rozproszonym, modelowane przez zmniejszenie emisyjności powierzchni podłogi zajętej przez meble dla promieniowania słonecznego:  $\epsilon_{sol}=0,01$  i dyfuzyjne odbijanie tego promieniowania w kierunku pozostałych powierzchni wewnętrznych przegród w pomieszczeniu.
- analogiczne założenie podjęto dla promieniowania temperaturowego (*RLW*) powierzchni posadzki zakrytej meblami ( $\epsilon_{rlw}=0,01$ ),
- pominięto inny niż ograniczanie radiacyjnej wymiany ciepła (*RLW*, *SOL*) zajętych przez meble powierzchni podłogi udział wyposażenia pomieszczenia w radiacyjnej wymianie ciepła, w tym pominięto wysokość mebli (brak zacieniania innych niż podłoga, nieaktywowanych cieplnie przegród budowlanych),
- pominięto wpływ mebli na konwencyjne przejmowanie ciepła na powierzchni podłogi (założenie pełnego wymieszania powietrza w pomieszczeniu – meble na nogach),
- wyłączono udział węzłów powierzchni podłogi zasłoniętych przez meble w określaniu średniej temperatury powierzchni posadzki i w algorytmie obliczającym temperaturę operacyjną w pomieszczeniu (założenie, że zasłonięte meblami powierzchnie podłogi nie promieniują w kierunku czujnika temperatury operacyjnej, a same meble z pominiętą pojemnością cieplną nie wpływają na temperaturę operacyjną w pomieszczeniu).

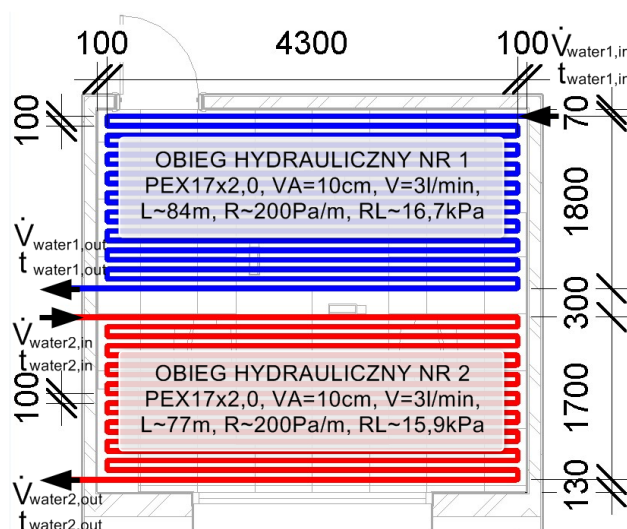
Modelowane pomieszczenie jest zbudowane z przegród budowlanych o następującej konstrukcji (kolejność warstw od wnętrza badanego pomieszczenia na zewnątrz):

- Podłoga:
  - płytki ceramiczne,  $d=6\text{mm}$ ,  $\rho=2000\text{kg/m}^3$ ,  $C=920\text{J/kg/K}$ ,  $\lambda=1,5\text{W/m/K}$ ,  $\epsilon_{rlw}=0,9$ ,  $\epsilon_{sol}=0,7$
  - jastrych cementowo-wapienny,  $d=6\text{cm}$ ,  $\rho=2000\text{kg/m}^3$ ,  $C=1000\text{J/kg/K}$ ,  $\lambda=1,35\text{W/m/K}$ ,
  - styropian,  $d=5\text{cm}$ ,  $\rho=30\text{kg/m}^3$ ,  $C=1450\text{J/kg/K}$ ,  $\lambda=0,04\text{W/m/K}$ ,
  - żelbet,  $d=20\text{cm}$ ,  $\rho=2500\text{kg/m}^3$ ,  $C=1000\text{J/kg/K}$ ,  $\lambda=1,8\text{W/m/K}$ ,
  - tynk,  $d=1\text{cm}$ ,  $\rho=900\text{kg/m}^3$ ,  $C=1000\text{J/kg/K}$ ,  $\lambda=1,00\text{W/m/K}$ ,  $\epsilon_{rlw}=0,9$ ,  $\epsilon_{sol}=0,7$
- strop: jak podłoga, ale warstwy w odwrotnej kolejności,
- ściana zewnętrzna (południowa):
  - tynk,  $d=2\text{cm}$ ,  $\rho=900\text{kg/m}^3$ ,  $C=1000\text{J/kg/K}$ ,  $\lambda=1,00\text{W/m/K}$ ,  $\epsilon_{rlw}=0,9$ ,  $\epsilon_{sol}=0,7$
  - pustak z betonu komórkowego,  $d=25\text{cm}$ ,  $\rho=500\text{kg/m}^3$ ,  $C=840\text{J/kg/K}$ ,  $\lambda=0,17\text{W/m/K}$ ,
  - styropian,  $d=15\text{cm}$ ,  $\rho=30\text{kg/m}^3$ ,  $C=1450\text{J/kg/K}$ ,  $\lambda=0,04\text{W/m/K}$ ,
  - tynk,  $d=2\text{cm}$ ,  $\rho=900\text{kg/m}^3$ ,  $C=1000\text{J/kg/K}$ ,  $\lambda=1,00\text{W/m/K}$ ,  $\epsilon_{rlw}=0,9$ ,  $\epsilon_{sol}=0,7$
- ściany wewnętrzne:
  - tynk,  $d=2\text{cm}$ ,  $\rho=900\text{kg/m}^3$ ,  $C=1000\text{J/kg/K}$ ,  $\lambda=1,00\text{W/m/K}$ ,  $\epsilon_{rlw}=0,9$ ,  $\epsilon_{sol}=0,7$
  - pustak z betonu komórkowego,  $d=12\text{cm}$ ,  $\rho=500\text{kg/m}^3$ ,  $C=840\text{J/kg/K}$ ,  $\lambda=0,17\text{W/m/K}$ ,
  - tynk,  $d=2\text{cm}$ ,  $\rho=900\text{kg/m}^3$ ,  $C=1000\text{J/kg/K}$ ,  $\lambda=1,00\text{W/m/K}$ ,  $\epsilon_{rlw}=0,9$ ,  $\epsilon_{sol}=0,7$
- okno (pakiet szybowy nr 5 wg zestawienia w rozdziale dotyczącym weryfikacji modułu energetycznego okien, spełniający wymagania obowiązujących w Polsce przepisów w zakresie współczynnika  $U$  [220]):
  - trzyszybowe, 4 / 16Ar90% / 4 / 16Ar90% / \*4
  - $U=0,9\text{W/m}^2\text{K}$ ,  $g_n=0,6$ ,  $\tau_{sol}=0,52$ ,  $\epsilon_{rlw}=0,9$

Należy zauważyć, że badany pakiet szybowy bez dodatkowych elementów zacieniających nie spełnia obowiązujących w Polsce przepisów w zakresie współczynnika  $g$ , uwzględniającego oszklelenie i urządzenia przeciwsłoneczne - wymagane  $max(g_n f_c) = 0,35$  [220], co oznacza, że w przypadku tego typu oszkleń należy zapewnić dodatkowe urządzenia przeciwsłoneczne – stałe lub ruchome, ręczne lub automatyczne, pozwalające na zmniejszenie dostępności promieniowania słonecznego w pomieszczeniu.

Badaniom poddano system wodnej podłogi chłodzącej z rurkami ułożonymi na warstwie termoizolacyjnej i zalanymi jastrychem, który jest najpopularniejszym w Polsce rozwiązaniem stosowanym do ogrzewania pomieszczeń. Wymodelowano układ z rurkami PE-Xa  $\phi 17 \times 2,0$  [105], z podziałem podłogi w pomieszczeniu na 2 obiegi hydrauliczne w układzie „meander” o długości około 80mb każdy, z projektowanym przepływem w pojedynczym obiegu mieszczącym się w zakresie typowym dla stosowanych w tego typu systemach rozdzielaczach z przepływomierzami - rotametrami,  $m = 180 \text{ kg/h}$  ( $\sim 3,0 \text{ l/min}$ ) [106] i bazową temperaturą zasilania obiegu  $t_{\text{water,in}} = 16^\circ\text{C}$  (jako znajdującą się powyżej temperatury punktu rosy dla typowych warunków komfortu cieplnego do wymiarowania systemów chłodzenia pomieszczeń o charakterze biurowym,  $t_{i,\text{air}} = 26^\circ\text{C}$ ,  $\phi_{i,\text{air}} = 50\%$ ).

Przebieg układu hydraulicznego w pomieszczeniu pokazano na poniższym rysunku (rzut pomieszczenia).



**Rys 5-2:** Schemat modelowanego układu hydraulicznego radiacyjnej podłogi chłodzącej w pomieszczeniu.

Źródło: opracowanie własne.

Model numeryczny obejmuje dyskretyzację przegród budowlanych w kierunku równoległym do ich powierzchni z krokiem przestrzennym równym:

- dla przegród niechłodzonych (sufit, ściany)  $\Delta x = 500 \text{ mm}$ ,
- dla podłogi chłodzącej  $\Delta x_{c,i} = 100 \text{ mm}$  (węzły obliczeniowe powierzchni realizującej radiacyjną i konwekcyjną wymianę ciepła) i  $\Delta x_c = 20 \text{ mm}$  (węzły obliczeniowe realizujące wymianę ciepła na drodze przewodzenia).

Podstawowy model numeryczny pomieszczenia obejmuje odpowiednio:

- sufit: 432 węzły przestrzenne, w tym  $2 \times 72$  węzły powierzchniowe
- ściana przednia (z oknem): 270 węzłów przestrzennych, w tym  $2 \times 54$  węzłów powierzchniowych,
- okno: 2 węzły przestrzenne, w tym  $2 \times 1$  węzłów powierzchniowych,



- ściana tylna: 324 węzły przestrzenne, w tym 2x54 węzły powierzchniowe,
- ściana lewa: 288 węzły przestrzenne, w tym 2x48 węzłów powierzchniowych,
- ściana prawa: 288 węzły przestrzenne, w tym 2x48 węzłów powierzchniowych,
- podłoga: 315.000 węzłów przestrzennych, w tym 2x1.800 węzłów powierzchniowych.

Model numeryczny systemu hydraulicznego z dwoma obiegami obejmuje  $4.433+4.103=8.536$  węzłów obliczeniowych.

Razem model numeryczny obejmuje ponad 325.000 węzłów obliczeniowych, dla których przeprowadzono obliczenia symulacyjne z krokiem czasowym  $\Delta\tau_{ts}=5s$ .

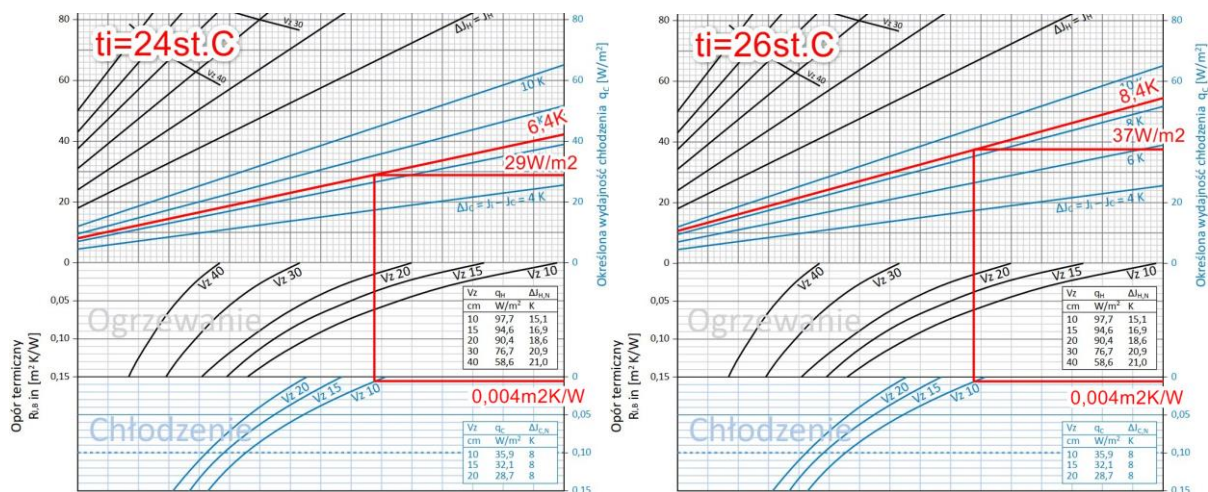
Pozostałe parametry symulacji, w tym w szczególności dotyczące środowiska zewnętrznego i wewnętrznych zysków ciepła, ustalano w zależności od serii symulacyjnej.

## 5.2. Referencyjne charakterystyki użytkowe systemu

### 5.2.1. Opis badań

Celem uzyskania wyników referencyjnych dla symulacji numerycznych, przeprowadzono procedurę wyznaczenia teoretycznej mocy chłodniczej systemu radiacyjnej podłogi chłodniczej metodą analityczną wg *PN-EN ISO 1264-2* [242] i *PN-EN ISO 1264-5* [246]. Metoda ta jest wykorzystywana przez producentów systemów radiacyjnych podłóg chłodzących do określania typowych mocy chłodniczych, które są często podstawą do wymiarowania tych systemów w procesie projektowym [104,105,106,107]. Wykorzystano materiały techniczne firmy Uponor [107]. Zgodnie z tą metodą, moc chłodnicza jest funkcją:

- projektowej temperatury czynnika obiegowego i założonej różnicy temperatury pomiędzy zasilaniem a powrotem (wybrano  $t_{\text{water,in}}=16^{\circ}\text{C}$  i  $t_{\text{water,out}}=t_{\text{water,in}}+3^{\circ}\text{C}$ ),
- logarytmicznej różnicy temperatury pomiędzy temperaturą czynnika i pomieszczenia,
- oporu cieplnego warstwy wykończeniowej posadzki (dla płytek ceramicznych w analizowanym pomieszczeniu  $R_{L,B}=0,004\text{ m}^2\text{K/W}$ ),
- rozstawu rurek w warstwie jastrychu (dla analizowanego pomieszczenia  $VA=10\text{cm}$ ).



**Rys 5-3:** Referencyjna jednostkowa moc chłodnicza podłogi, określona metodą znormalizowaną wg materiałów projektowych firmy Uponor. Źródło: opracowanie własne na bazie rysunku z [107] (modyfikacja rysunku źródłowego kolorem czerwonym).

### 5.2.2. Wyniki obliczeń analitycznych (referencyjne)

Referencyjna jednostkowa moc chłodnicza odniesiona do powierzchni podłogi, zgodnie z powyższymi nomogramami doborowymi, wynosi:

- dla  $t_i=24^{\circ}\text{C}$ :  $\Delta t_{\text{log}}=6,4\text{K}$   $q_c= 29 \text{ W/m}^2$  posadzki
- dla  $t_i=26^{\circ}\text{C}$ :  $\Delta t_{\text{log}}=8,4\text{K}$   $q_c= 37 \text{ W/m}^2$  posadzki

Należy zauważyć, że powyższa procedura obliczeniowa pozwala jedynie na szacunkowe określenie mocy chłodniczej podłogi i wiąże się z następującymi niedoskonałościami:

- jest właściwa dla konkretnych parametrów geometrycznych systemu (tu: rurki PE-Xa 17x2,0 w systemie A1, ułożone na izolacji cieplnej, z 45mm warstwą jastrychu ponad górną powierzchnią rurek, jastrych o przewodności cieplnej 1,2W/m/K,
- założenie stałego, całkowitego współczynnika przejmowania ciepła na powierzchni posadzki  $h_{\text{tot}}=6,5 \text{ W/m}^2/\text{K}$  bez uwzględnienia jego zmienności związanej np. ze stanem cieplnym pomieszczenia (temperatura przegród i powietrza) oraz charakterem ruchu powietrza przy podłodze (rodzaj konwekcyjnej wymiany ciepła na powierzchni posadzki),
- założenie jednorodności cieplnej pomieszczenia (temperatura powietrza równa temperaturze powierzchni przegród, przez co temperatura operacyjna jest równa temperaturze powietrza  $t_{i,op}= t_{i,air}$ ),
- założenie różnicy temperatury pomiędzy zasilaniem a powrotem czynnika chłodniczego w obiegu hydraulicznym ( $t_{\text{water,out}}-t_{\text{water,in}}$ ), bez jej powiązania z rzeczywistą wymianą ciepła zachodzącą pomiędzy systemem a pomieszczeniem (temperatura powrotu czynnika jest tu parametrem wejściowym, podczas gdy w rzeczywistych układach jest parametrem wyjściowym w funkcji temperatury zasilania, strumienia przepływu czynnika i strumienia ciepła wymienianego przez czynnik),
- brak możliwości oceny rozkładu temperatury na powierzchni podłogi, w tym w szczególności określenia minimalnej temperatury na powierzchni posadzki, która powinna być na tyle wysoka, aby nie powstawało zagrożenie kondensacji pary wodnej. Prowadzi to zazwyczaj do projektowania temperatury zasilania powyżej temperatury punktu rosy dla projektowych warunków pracy systemu (np.  $t_{\text{water,in}}=16^{\circ}\text{C}$  jako znajdującą się powyżej temperatury punktu rosy dla warunków  $t_{i,air}=26^{\circ}\text{C}$ ,  $\phi_{i,air}=50\%$ ).

Wyznaczona wg powyższej metody analitycznej moc chłodnicza podłogi jest relatywnie niewielka i zazwyczaj niewystarczająca w stosunku do występujących w typowych pomieszczeniach z systemami chłodzenia komfortu (np. biurowych) zysków ciepła, co prowadzi do ograniczonej popularności systemów radiacyjnych podłóg chłodzących i projektowania ich jako systemy wspomagające, z alternatywnymi systemami – najczęściej powietrznymi, zwymiarowanymi na pełne pokrycie obciążenia chłodniczego.

Przeprowadzone w kolejnych rozdziałach analizy numeryczne mają na celu lepsze przybliżenie charakterystyk użytkowych systemów radiacyjnych podłóg chłodzących w warunkach eksploatacji zbliżonych do rzeczywistości występujących w pomieszczeniach biurowych.

### 5.3. Teoretyczne charakterystyki użytkowe w warunkach ustalonej wymiany ciepła

#### 5.3.1. Opis badań

Pierwszy etap badań symulacyjnych obejmuje ustalenie teoretycznych charakterystyk użytkowych radiacyjnych podłóg chłodzących w pomieszczeniach biurowych, właściwych dla ustalonej wymiany ciepła. Badania przeprowadzono dla odizolowanego od otoczenia, pustego pomieszczenia z aktywnym systemem radiacyjnej podłogi chłodzącej o standardowych parametrach konstrukcyjnych i operacyjnych, do którego wprowadzone zostają zyski ciepła różnego rodzaju.

Celem badań jest określenie teoretycznych charakterystyk użytkowych systemów radiacyjnych podłóg chłodzących w zależności od rodzaju uzysków ciepła i przy zapewnieniu warunków komfortu cieplnego w pomieszczeniu definiowanych przez temperaturę powietrza ( $t_{i,air}$ ) lub operacyjną ( $t_{i,op}$ ).

Całkowite odizolowanie pomieszczenia od otoczenia zrealizowano poprzez wyłączenie w modelu numerycznym wymiany ciepła powierzchni zewnętrznych tego pomieszczenia z otoczeniem (wyzerowane współczynniki konwekcyjnego przejmowania ciepła na powierzchniach zewnętrznych przegród budowlanych, zerowa emisyjność, absorpcyjność i pełna refleksyjność tych przegród dla promieniowania cieplnego i słonecznego). Wewnętrzne radiacyjne zyski ciepła ( $RLW$ ) modelowano jako dystrybuowane równomiernie pomiędzy wszystkie powierzchnie wewnętrzne w pomieszczeniu. Zyski ciepła od promieniowania słonecznego ( $SOL$ ) modelowano jako docierające równomiernie do całej powierzchni podłogi promieniowanie bezpośrednie (z pominięciem okna i generowanych przez nie ograniczeń geometrycznych), z uwzględnieniem opisanej wcześniej absorpcyjności powierzchni podłogi dla tego promieniowania i jego odbijaniem w pomieszczeniu.

Symulacje polegały na skokowym zwiększaniu zysków ciepła o wartość  $5W$  ( $=0,28W/m^2$  powierzchni posadzki), przeprowadzaniu obliczeń symulacyjnych do osiągnięcia stanu ustalonego i kontroli wartości parametru regulowanego (stabilizowanej temperatury  $t_{i,air}$  lub  $t_{i,op}$ ). Procedurę przeprowadzano iteracyjnie do osiągnięcia maksymalnej dopuszczalnej w danej serii symulacyjnej wartości parametru regulowanego (sytuacji, w której dalsze zwiększanie wielkości zysków ciepła powodowałoby przekroczenie zadanej wartości parametru regulowanego).

Przeprowadzono następujące serie symulacyjne:

**Tabela 5-1:** Serie symulacyjne do badania teoretycznych, statycznych charakterystyk użytkowych podłóg chłodzących.

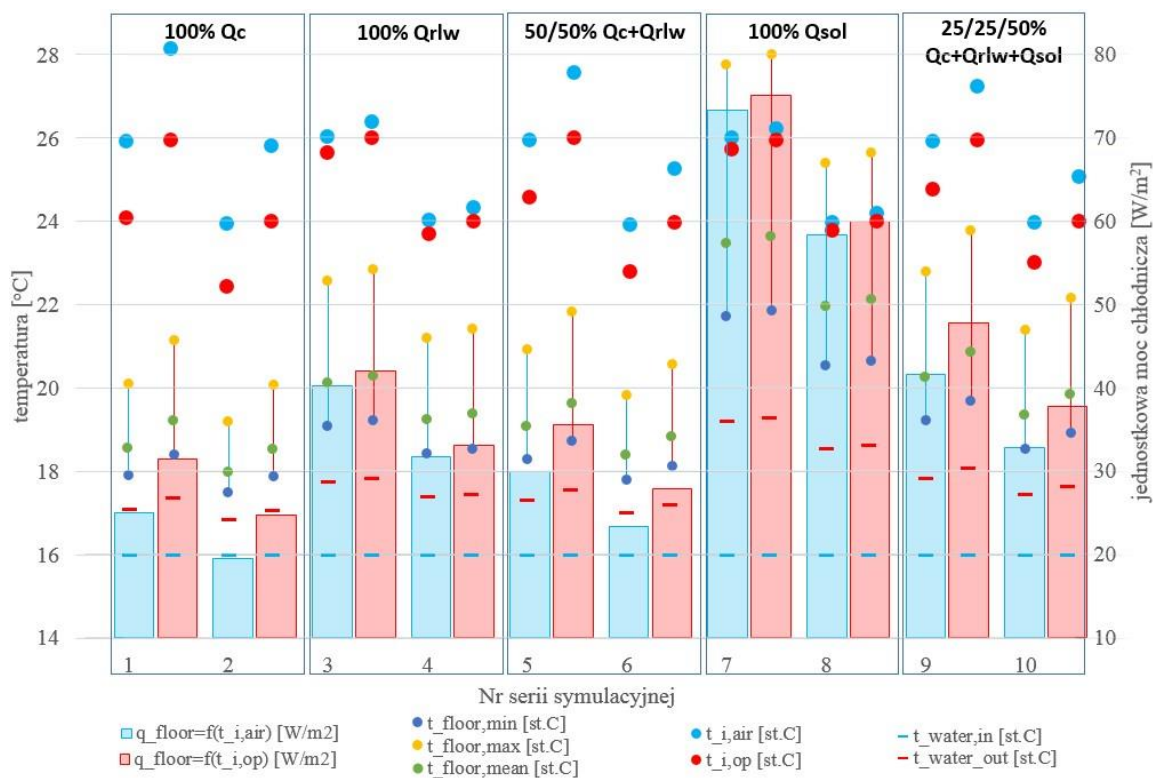
Nr serii	$t_{i,air}$ lub $t_{i,op}$	Rodzaj zysków ciepła
1	26°C	100% konwekcyjne ( $Q_c$ )
2	24°C	
3	26°C	100% radiacyjne RLW ( $Q_{rlw}$ )
4	24°C	
5	26°C	50% konwekcyjne + 50% radiacyjne RLW ( $Q_c+Q_{rlw}$ )
6	24°C	
7	26°C	100% słoneczne ( $Q_{sol}$ )
8	24°C	
9	26°C	25% konwekcyjne + 25% radiacyjne RLW + 50% słoneczne ( $Q_c+Q_{rlw}+Q_{sol}$ )
10	24°C	

Dla systemu radiacyjnej podłogi chłodzącej sterowanego w funkcji temperatury powietrza w pomieszczeniu ( $t_{i,air}$ ) lub temperatury operacyjnej ( $t_{i,op}$ ), przy stabilizacji tej temperatury na poziomie odpowiednio 24°C lub 26°C przy różnych rodzajach zysków ciepła, przeanalizowano:

- jednostkową moc chłodniczą w odniesieniu do temperatury powietrza w pomieszczeniu  $q_{floor}=f(t_{i,air})$  i temperatury operacyjnej  $q_{floor}=f(t_{i,op})$  definiowanej jako parametr skupiony (jako średnia arytmetyczna z temperatury powietrza i temperatury powierzchni wewnętrznych przegród w pomieszczeniu),
- różnicę pomiędzy temperaturą powietrza w pomieszczeniu  $t_{i,air}$ , a temperaturą operacyjną  $t_{i,op}$ ,
- temperaturę powierzchni posadzki: lokalne ekstrema  $t_{floor,min}$ ,  $t_{floor,max}$  i średnią dla całej podłogi  $t_{floor,mean}$ ,
- różnicę pomiędzy temperaturą powrotu a zasilania czynnika obiegowego  $t_{water,out}-t_{water,in}$ .

### 5.3.2. Wyniki symulacji numerycznych w stanie ustalonym

Wyniki analiz przedstawiono na poniższym rysunku.



**Rys 5-4:** Teoretyczna moc chłodnicza i referencyjne wartości temperatury w pomieszczeniu z podłogą chłodzącą w zależności od rodzaju zysków ciepła. Legenda oznaczeń w tekście. Źródło: opracowanie własne.

### 5.3.3. Analiza wyników i wnioski

Na podstawie powyższych badań w warunkach ustalonej wymiany ciepła wyciągnięto następujące wnioski, dotyczące teoretycznych charakterystyk użytkowych radiacyjnych podłóg chłodzących:

1. Moc chłodnicza radiacyjnej podłogi chłodzącej silnie zależy od rodzaju zysków ciepła występujących w pomieszczeniu, wynosząc w modelowanych warunkach ustalonej wymiany ciepła od  $19,4\text{W/m}^2$  w przypadku występowania konwekcyjnych zysków ciepła ( $100\% Q_c, t_{i,air}=24^\circ\text{C}$ ) do  $75\text{W/m}^2$ , w przypadku występowania strumienia promieniowania słonecznego padającego bezpośrednio na posadzkę ( $100\% Q_{sob}, t_{i,op}=24^\circ\text{C}$ ).
2. W przypadku pomieszczeń z zyskami ciepła o charakterze radiacyjnym, ze względu na niewielką różnicę pomiędzy temperaturą powietrza w pomieszczeniu ( $t_{i,air}$ ) a skupioną temperaturą operacyjną ( $t_{i,op}$ ), wybór jednej z nich jako parametru regulowanego, determinującego kryterium komfortu cieplnego nie ma znaczącego wpływu na potencjał chłodniczy radiacyjnej podłogi chłodzącej. Znacznie większe jest znaczenie odpowiedniego wyboru parametru regulowanego (stabilizowanej temperatury) w przypadku konwekcyjnych zysków ciepła. W modelowanych warunkach zmiana parametru regulowanego z temperatury operacyjnej na temperaturę powietrza w pomieszczeniu wpływa na moc chłodniczą  $q_{ch}=f(t_i)$  w zakresie od  $-2\%$  i  $-1,7\text{W/m}^2$  ( $100\% Q_{sob}, t_i=26^\circ\text{C}$ ), przez  $-4\%$  i  $-1,7\text{W/m}^2$  ( $100\% Q_{rlw}, t_i=26^\circ\text{C}$ ) do  $-20\%$  i  $-6,4\text{W/m}^2$  ( $100\% Q_c, t_i=26^\circ\text{C}$ ).
3. Referencyjna moc chłodnicza wyznaczona przedstawioną w poprzednim rozdziale uproszczoną metodą analityczną opartą o nomogramy producenckie, jest w modelowanych warunkach najbardziej zbliżona do mocy obliczonej metodą symulacyjną dla warunków występowania konwekcyjnych i radiacyjnych zysków ciepła ( $50/50\% Q_c+Q_{rlw}, t_{i,op}$ ), z różnicą odpowiednio:
  - a. dla  $t_{i,op}=24^\circ\text{C}$ :  $q_{c,nomogram}=29\text{W/m}^2$  posadzki,  $q_{ch,symulacja}=27,8\text{W/m}^2$  posadzki ( $-4\%$ ),
  - b. dla  $t_{i,op}=26^\circ\text{C}$ :  $q_{c,nomogram}=37\text{W/m}^2$  posadzki,  $q_{ch,symulacja}=35,6\text{W/m}^2$  posadzki ( $-4\%$ ).
4. Stosowanie podłogi chłodzącej, ze względu na znaczny udział jej radiacyjnej wymiany ciepła z pozostałymi przegrodami w pomieszczeniu, pozwala na przybliżenie temperatury operacyjnej ( $t_{i,op}$ ) do temperatury powietrza w pomieszczeniu ( $t_{i,air}$ ) tym większe, im większy jest udział promieniowania w wymianie ciepła w pomieszczeniu, z bezwzględną różnicą ( $\Delta t=t_{i,air}-t_{i,op}$ ), wynoszącą w modelowanych warunkach od  $0,2^\circ\text{C}$  ( $100\% Q_{sob}, t_{i,op}=24^\circ\text{C}$ ) do  $1,8^\circ\text{C}$  ( $100\% Q_c, t_{i,op}=24^\circ\text{C}$ ).
5. Rodzaj zysków ciepła i charakter wymiany ciepła powierzchni radiacyjnej podłogi chłodzącej z pomieszczeniem oraz wzrost temperatury czynnika obiegowego spowodowany tą wymianą ciepła generuje istotne różnice temperatury występującej lokalnie na powierzchni posadzki. Przykładowo w modelowanych warunkach konwekcyjnych zysków ciepła ( $100\% Q_c, t_{i,op}=24^\circ\text{C}$ ), temperatura powierzchni posadzki wynosi średnio  $t_{floor,mean}=19,5^\circ\text{C}$ , minimalnie  $t_{floor,min}=17,9^\circ\text{C}$  i maksymalnie  $t_{floor,max}=20,1^\circ\text{C}$ , a więc różnica pomiędzy ekstremami wynosi  $\Delta t_{floor,max-min}=2,2^\circ\text{C}$ , a w warunkach zysków ciepła od bezpośredniego promieniowania słonecznego ( $100\% Q_{sob}, t_{i,op}=24^\circ\text{C}$ ) odpowiednio  $t_{floor,mean}=22,1^\circ\text{C}$ ,  $t_{floor,min}=20,7^\circ\text{C}$ ,  $t_{floor,max}=25,7^\circ\text{C}$ ,  $\Delta t_{floor,max-min}=5^\circ\text{C}$ . Temperatura powierzchni posadzki jest tym niższa, a związane z nią zagrożenie kondensacji pary wodnej na powierzchni tym większe, im mniejszy jest udział radiacyjnej wymiany ciepła powierzchni podłogi z pomieszczeniem.

Powyższe wnioski są właściwe dla warunków ustalonej wymiany ciepła i wymagają potwierdzenia badaniami w warunkach dynamicznej wymiany ciepła z uwzględnieniem inercji układu oraz zmienności ilościowej i jakościowej zysków ciepła. W tym celu przeprowadzono badania w warunkach dynamicznej wymiany ciepła, opisane w kolejnym rozdziale.

## 5.4. Praktycznie charakterystyki użytkowe w warunkach dynamicznej wymiany ciepła

### 5.4.1. Opis badań

Drugi etap badań symulacyjnych obejmuje ustalenie charakterystyk użytkowych radiacyjnej podłogi chłodzącej w warunkach zbliżonych do jej rzeczywistej eksploatacji w pomieszczeniu, w szczególności z uwzględnieniem dynamiki procesu wymiany ciepła, w tym zmienności jakościowej i ilościowej zysków ciepła powstających w pomieszczeniu w związku ze sposobem i harmonogramem jego eksploatacji i zmiennym stanem otoczenia.

Symulacje przeprowadzono z założeniem eksploatacji pomieszczenia przez 3 użytkowników (6m<sup>2</sup> powierzchni posadzki pomieszczenia przypadające na 1 osobę, co jest spotykanym w praktyce projektowej wskaźnikiem dla tego typu pomieszczeń), realizujących pracę o charakterze biurowym w godzinach 8:00 – 18:00, z wykorzystaniem komputerów i przy załączonym oświetleniu. Określono następujący strumień wewnętrznych zysków ciepła występujący w okresie użytkowania pomieszczenia:

- zyski ciepła jawnego od ludzi i sprzętu (siedząca, lekka praca biurowa z komputerem):  $q_{i,hg,people}=150$  W/stanowisko, podzielone na frakcję konwekcyjną i radiacyjną (*RLW*) w stosunku odpowiednio 2:1 ( $q_{i,hg,people,c}=100$ W/stanowisko,  $q_{i,hg,people,rlw}=50$ W/stanowisko),
- zyski ciepła od oświetlenia  $q_{i,hg,light}=10$ W/m<sup>2</sup> posadzki, podzielone na frakcję konwekcyjną i radiacyjną (*RLW*) w stosunku odpowiednio 1:4 ( $q_{i,hg,light,c}=2$ W/m<sup>2</sup>,  $q_{i,hg,light,rlw}=8$ W/m<sup>2</sup>),
- całkowite wewnętrzne zyski ciepła wynoszą  $Q_{i,hg}=650$ W ( $q_{i,hg}=36$ W/m<sup>2</sup> posadzki).

Zyski ciepła radiacyjne modelowano jako równomiernie dystrybuowane pomiędzy przegrody wewnętrzne pomieszczenia (i dalej absorbowane/odbijane od tych powierzchni zgodnie z ich właściwościami radiacyjnymi).

Poza powyższymi, w pomieszczeniu występują zyski ciepła związane z wymianą ciepła pomiędzy pomieszczeniem a jego otoczeniem (środowiskiem zewnętrznym i sąsiadującymi pomieszczeniami) - zewnętrzne zyski ciepła od przenikania przez przegrody zewnętrzne i wewnętrzne i od promieniowania słonecznego transmitowanego bezpośrednio przez przegrody przezroczyste lub w nich absorbowanego i oddawanego do pomieszczenia na drodze promieniowania cieplnego i konwekcji.

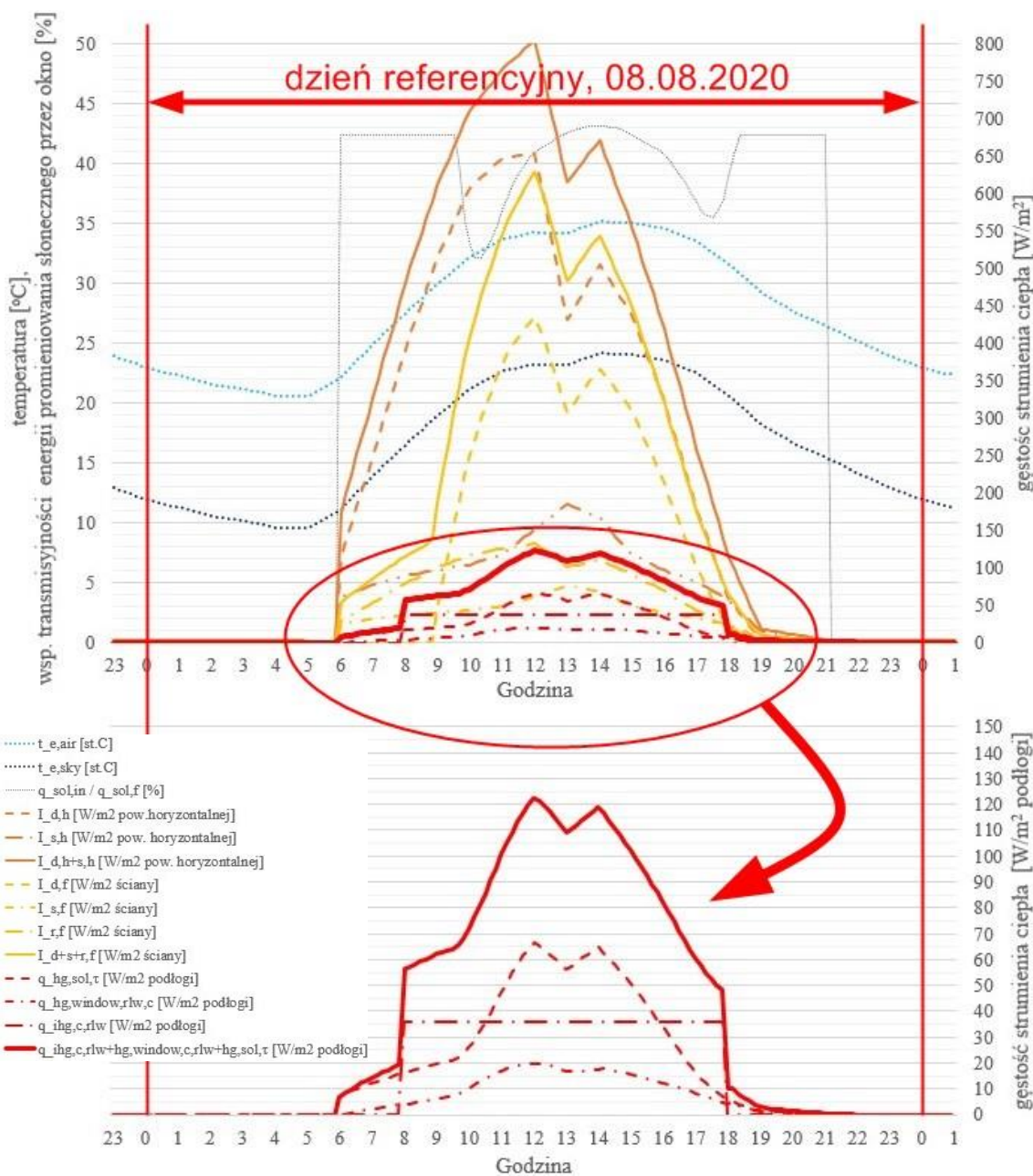
W symulacjach uwzględniono oddziaływanie cieplne strumienia powietrza wentylacyjnego nawiewanego do pomieszczenia w związku z usuwaniem zysków wilgoci, które jest konieczne w przypadku stosowania płaszczyznowych systemów chłodzących o niskich temperaturach pracy w systemach utrzymania komfortu w pomieszczeniach przeznaczonych do przebywania ludzi. Modelowano działanie wentylacji mieszającej w godzinach pracy biura z wydajnością równą  $V_{vent}=150$ m<sup>3</sup>/h ( $v_{vent}=50$ m<sup>3</sup>/h/osoba,  $n=2,8$ wymian/h) i stałą temperaturą nawiewu  $t_{vent}=20$ °C.

Symulacje przeprowadzono z wykorzystaniem rzeczywistych parametrów środowiska zewnętrznego zmierzonych przez stację pomiarową Instytutu Inżynierii Środowiska i Instalacji Budowlanych Politechniki Poznańskiej (temperatura powietrza zewnętrznego  $t_{e,air}$ , natężenie promieniowania słonecznego na powierzchnię horyzontalną całkowite *ITH*, bezpośrednie *IDH*, rozproszone *ISH*). Jako referencyjny wybrano dzień 8 czerwca 2020r. (jako dzień o wysokich zmierzonych wartościach wyżej wymienionych parametrów, zbliżonych do wskazywanych jako referencyjne do obliczeń zysków ciepła w okresie letnim np. przez Pełecha [142], z występującym dodatkowo ciekawym ze względu na dynamikę oddziaływania promieniowania słonecznego

w pomieszczeniu nagłym, chwilowym skokiem natężenia  $IDH$  około południa czasu zegarowego). Temperaturę promieniowania niebosłonu  $t_{e,sky}$ , wyznaczono z wykorzystaniem opracowanego modelu numerycznego z założeniem braku zachmurzenia. Symulowano powtarzające się identyczne dni referencyjne – do stabilizacji dobowej zmienności mierzonych parametrów (temperatura powietrza  $t_{i,air}$  i operacyjna  $t_{i,op}$  w pomieszczeniu), rozumianej jako ich powtarzalność w cyklu dobowym co najmniej przez 3 następujące po sobie doby.

Dobową zmienność parametrów środowiska zewnętrznego, będących warunkami brzegowymi symulacji oraz zewnętrznych i wewnętrznych zysków ciepła powstających w pomieszczeniu pokazano na poniższym rysunku, na którym zaznaczono:

$t_{e,air}$ [°C]	temperatura powietrza zewnętrznego – termometr suchy (zmierzona przez stację pomiarową),
$t_{e,sky}$ [°C]	zastępcza temperatura promieniowania niebosłonu (obliczona przez model),
$I_{d,h}$ [W/m <sup>2</sup> ]	natężenie bezpośredniego promieniowania słonecznego padającego na powierzchnię horyzontalną „ $h$ ” (obliczone na podstawie zmierzonego natężenia bezpośredniego i rozproszonego promieniowania słonecznego),
$I_{s,h}$ [W/m <sup>2</sup> ]	natężenie rozproszonego promieniowania słonecznego padającego na powierzchnię horyzontalną „ $h$ ” (zmierzone),
$I_{d,f}$ [W/m <sup>2</sup> ]	natężenie bezpośredniego promieniowania słonecznego padającego na powierzchnię ściany z oknem „ $f$ ” (obliczone na podstawie natężenia na powierzchnię horyzontalną i konfiguracji przestrzennej Słońca względem ściany),
$I_{s,f}$ [W/m <sup>2</sup> ]	natężenie rozproszonego promieniowania słonecznego padającego na powierzchnię ściany z oknem „ $f$ ” (obliczone jak wyżej),
$I_{r,f}$ [W/m <sup>2</sup> ]	natężenie promieniowania słonecznego odbitego dyfuzyjnie od gruntu w kierunku powierzchni ściany z oknem „ $f$ ” (obliczone na podstawie natężenia na powierzchnię horyzontalną, refleksyjności gruntu dla promieniowania słonecznego i konfiguracji gruntu względem budynku dla radiacyjnej wymiany ciepła),
$q_{hg,sol,\tau}$ [W/m <sup>2</sup> ]	gęstość strumienia zysków ciepła od promieniowania słonecznego transmitowanego przez okno (odniesiona do powierzchni posadzki pomieszczenia),
$q_{hg>window,rlw,c}$ [W/m <sup>2</sup> ]	gęstość strumienia zysków ciepła wprowadzanych do pomieszczenia na drodze konwekcji „ $c$ ” i promieniowania cieplnego „ $rlw$ ” przez powierzchnię wewnętrzną okna rozgrzaną w związku z wymianą ciepła z otoczeniem i promieniowaniem słonecznym (odniesiona do powierzchni posadzki pomieszczenia),
$q_{ihg,c,rlw}$ [W/m <sup>2</sup> ]	gęstość strumienia wewnętrznych zysków ciepła konwekcyjnych „ $c$ ” i radiacyjnych „ $rlw$ ” w pomieszczeniu (odniesiona do powierzchni posadzki pomieszczenia),
$q_{sol,in}/q_{sol,f}$ [%]	współczynnik transmisyjności energii promieniowania słonecznego przez okno, opisujący stosunek strumienia energii transmitowanej przez okno do całkowitego strumienia ciepła od promieniowania słonecznego padającego na powierzchnię okna (współczynnik „ $g$ ” pomniejszony o udział energii zaabsorbowanej w oknie i wtórnie oddanej do pomieszczenia na drodze promieniowania $rlw$ i konwekcji).



Rys 5-5: Dobowa zmienność parametrów środowiska zewnętrznego oraz zewnętrznych i wewnętrznych zysków ciepła powstających w pomieszczeniu. Czas lokalny (letni). Źródło: opracowanie własne.

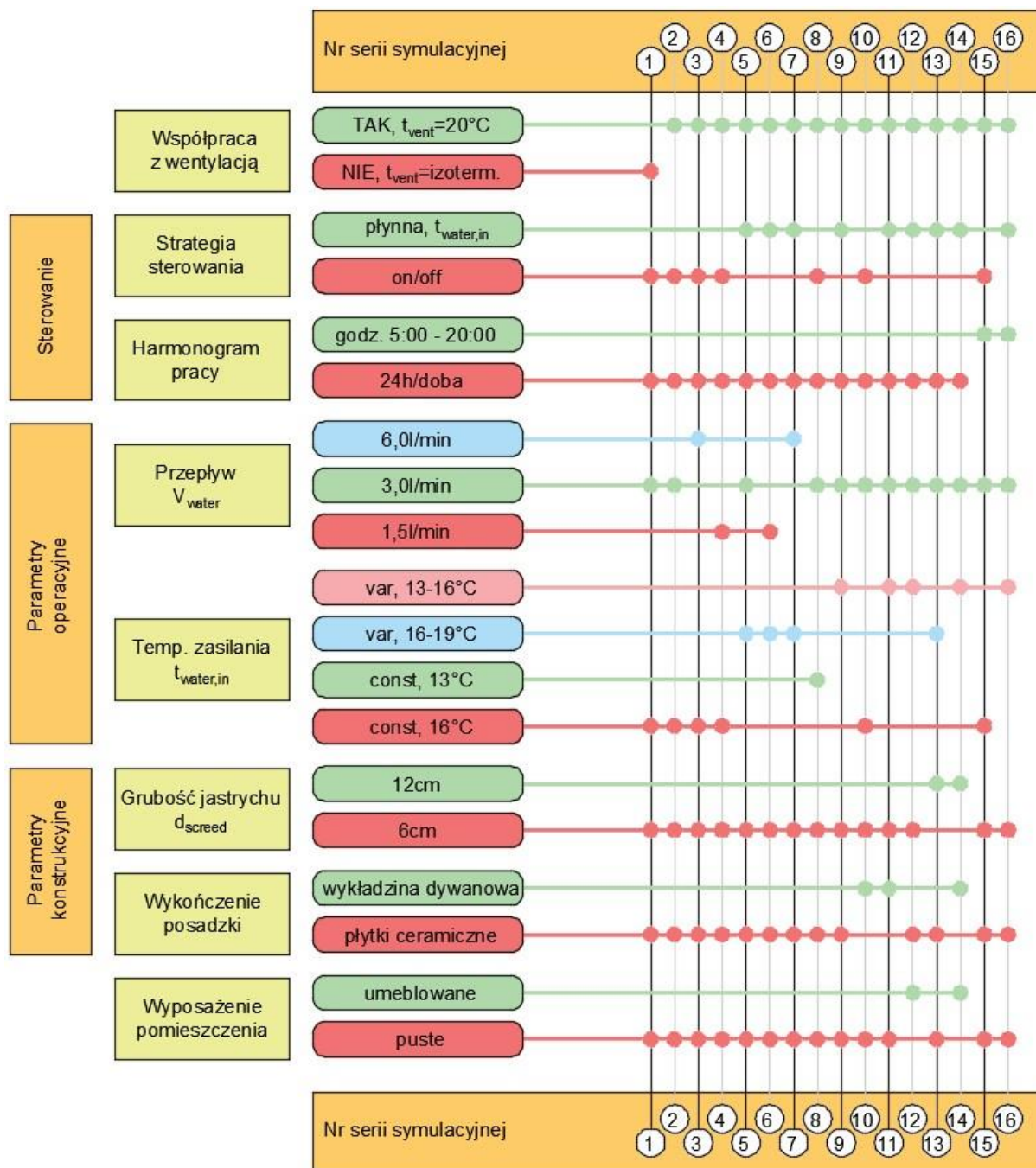


W symulowanym dniu, w czasie użytkowania pomieszczenia (godzina 8:00 – 18:00), są w nim generowane zyski ciepła wielkości średnio  $87\text{W/m}^2$  podłogi i maksymalne (chwilowo)  $122\text{W/m}^2$  podłogi. Należy zauważyć, że średnie zyski ciepła w czasie eksploatacji pomieszczenia są jedynie o około 29% niższe od chwilowych szczytowych zysków ciepła. Znaczące zyski ciepła od promieniowania słonecznego są wprowadzane do pomieszczenia nie tylko w okresie południa słonecznego, ale też poza nim, przy niższych wysokościach Słońca, gdy natężenie promieniowania słonecznego na powierzchnię horyzontalną jest niższe, ale ze względu na mniejszy kąt padania na szybę, większa jego część jest transmitowana przez przegrodę przezroczystą (wpływ kąta padania promieniowania na jej parametry optyczno-energetyczne).

Powyższe dane klimatyczne wykorzystano do analizy dynamicznego oddziaływania cieplnego systemu radiacyjnej podłogi chłodzącej z pomieszczeniem w symulowanych rzeczywistych warunkach eksploatacji, ze szczególnym uwzględnieniem wpływu następujących czynników na charakterystyki użytkowe systemu:

- algorytm sterowania systemem, w tym:
  - on-off ze stałą temperaturą zasilania, załączaniem systemu przy  $t_{i,op} > 26^\circ\text{C}$  i wyłączeniem przy  $t_{i,op} < 26^\circ\text{C}$ ,
  - płynna regulacja temperatury zasilania (liniowa zmienność) w funkcji  $t_{i,op}$ ,
- harmonogram dobowy pracy systemu (zezwolenie na pracę systemu):
  - praca ciągła 24h/dobę,
  - harmonogram godzinowy – zezwolenie na pracę systemu w godzinach 5:00 – 20:00,
- modyfikacja parametrów pomieszczenia polegająca na wprowadzeniu jego umeblowania (zmiana emisyjności powierzchni podłogi:  $\epsilon_{c,sol}=0,01$ ,  $\epsilon_{c,r1w}=0,01$ ),
- zmiana przykładowych parametrów konstrukcyjnych systemu radiacyjnej podłogi chłodzącej:
  - grubość jastrychu  $d_{screed}$  (zwiększenie pojemności cieplnej układu),
  - wykończenie posadzki (zmiana opisanych wcześniej płytek ceramicznych na dywan o parametrach:  $d=6\text{mm}$ ,  $\rho=200\text{kg/m}^3$ ,  $C=1300\text{J/kg/K}$ ,  $\lambda=0,06\text{W/m/K}$ ,  $\epsilon_{r1w}=0,9$ ,  $\epsilon_{sol}=0,8$ )
- zmiana przykładowych parametrów operacyjnych
  - temperatura zasilania  $t_{water,in}$ ,
  - strumień przepływu  $V_{water}$ .

Konfigurację układów modelowanych w poszczególnych seriach symulacyjnych, pokazano na poniższym rysunku.



Rys 5-6: Serie symulacyjne do badania charakterystyk użytkowych radiacyjnych podłóg chłodzących w warunkach dynamicznej wymiany ciepła. Legenda oznaczeń w tekście. Źródło: opracowanie własne.

Zbadano wpływ powyższych czynników na charakterystykę użytkową systemu radiacyjnej podłogi chłodzącej, wyrażaną w szczególności jako:

- jednostkowa moc chłodnicza podłogi chłodzącej, rozumiana jako gęstość strumienia ciepła wymienianego przez powierzchnię podłogi z pomieszczeniem,  $q_{floor}$  (mierzona po stronie powierzchni) oraz jako strumień ciepła wymieniany przez czynnik obiegowy w rurkach hydraulicznych,  $q_{water}$  (mierzona po stronie czynnika obiegowego),
- temperatura powietrza,  $t_{i,air}$  i skupiona temperatura operacyjna,  $t_{i,op}$  w pomieszczeniu (z pominięciem wpływu promieniowania słonecznego na zastępczą temperaturę promieniowania),
- rozkład temperatury powierzchni posadzki:
  - lokalne ekstrema,  $t_{c,min}$  i  $t_{c,max}$
  - średnia dla całej podłogi  $t_{c,mean}$ ,
- bilans energetyczny systemu hydraulicznego,  $E_{water,day}$  i powietrznego,  $E_{vent,day}$  w cyklu dobowym.

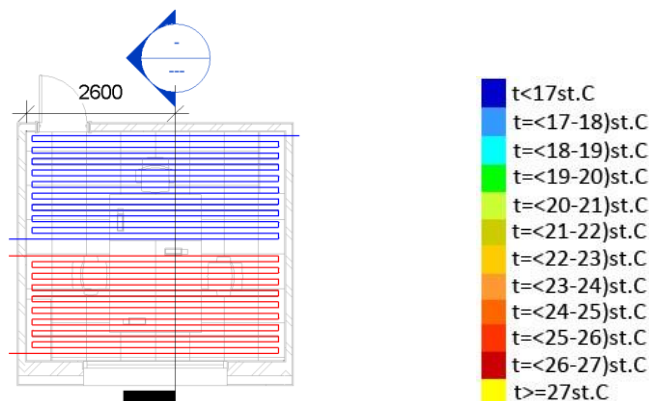
Symulacje prowadzono z założeniem sterowania systemem radiacyjnej podłogi chłodzącej w funkcji stabilizacji temperatury operacyjnej w wąskim zakresie  $t_{i,op}=23-26^{\circ}\text{C}$ , charakterystycznym dla stacjonarnego modelu komfortu cieplnego, w którym wartość temperatury komfortu ustalana jest niezależnie od warunków atmosferycznych (temperatury zewnętrznej w dniu właściwym i poprzedzających). Spełnienie warunków komfortu cieplnego sprawdzono dodatkowo wg modelu adaptacyjnego [232], który uwzględnia wpływ zdolności adaptacyjnych użytkowników pomieszczeń chłodzonych. Należy przy tym zauważyć, że model adaptacyjny w założeniu jest dedykowany pomieszczeniom bez mechanicznych systemów chłodzenia [232] i z możliwością indywidualnego dostosowania ubioru lub otwarcia okien przez użytkowników. Częściowe chłodzenie powietrzem wentylacyjnym i niewskazane przy aktywnym systemie chłodzenia otwieranie okien jest odstępstwem od tego założenia i rozszerzeniem stosowalności modelu adaptacyjnego komfortu cieplnego – dlatego w badaniach ujęto go jedynie jako dodatkowe kryterium, a nie metodę wyznaczania pożądanej wartości parametru regulowanego, wg którego steruje się systemem. Dla powtarzanego dnia referencyjnego, wyznaczony zgodnie z [232] zakres temperatury operacyjnej spełniającej kryterium komfortu według modelu adaptacyjnego dla budynku biurowego I kategorii ( $PPD < 6\%$ ,  $-0,2 < PMV < +0,2$  [232]) wynosi:

- minimalna  $t_{i,op,set-min}=25,3^{\circ}\text{C}$ ,
- optymalna  $t_{i,op,set-optimal}=26,8^{\circ}\text{C}$ ,
- maksymalna  $t_{i,op,set-max}=28,8^{\circ}\text{C}$ .

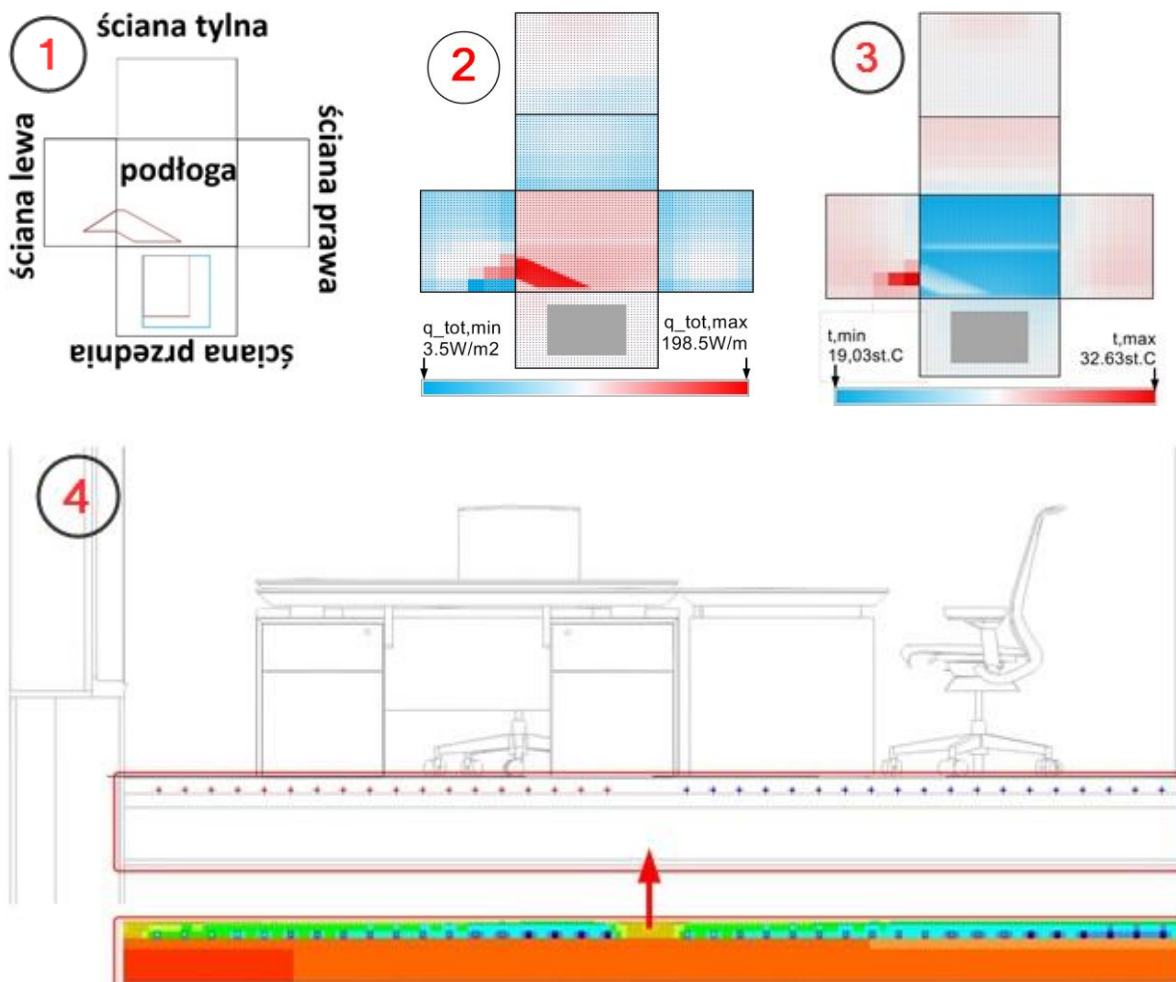
Przykładowe wyniki cząstkowe symulacji zrealizowanych z wykorzystaniem opracowanego modelu obliczeniowego pokazano na rysunkach 5-8, 5-9, 5,10 (przykładowe chwilowe wyniki dla serii pomiarowej 01, godzina 9:00 UTC, 12:00 UTC i 15:00 UTC):

- zakres oddziaływania bezpośredniego promieniowania słonecznego w pomieszczeniu (rysunek obrazuje powierzchnię podłogi i ścian w pomieszczeniu, kolorem niebieskim zaznaczono okno, kolorem czerwonym zaznaczono krawędzie obszarów oświetlonych bezpośrednim promieniowaniem słonecznym na poszczególnych przegrodach),
- chwilową gęstość strumienia ciepła wymienianego przez węzły różnicowe powierzchni wewnętrznych w pomieszczeniu oraz temperatura tych węzłów (rysunek obrazuje powierzchnię podłogi, ścian i sufitu w pomieszczeniu i chwilową gęstość strumienia ciepła wymienianego przez poszczególne węzły różnicowe tych powierzchni),

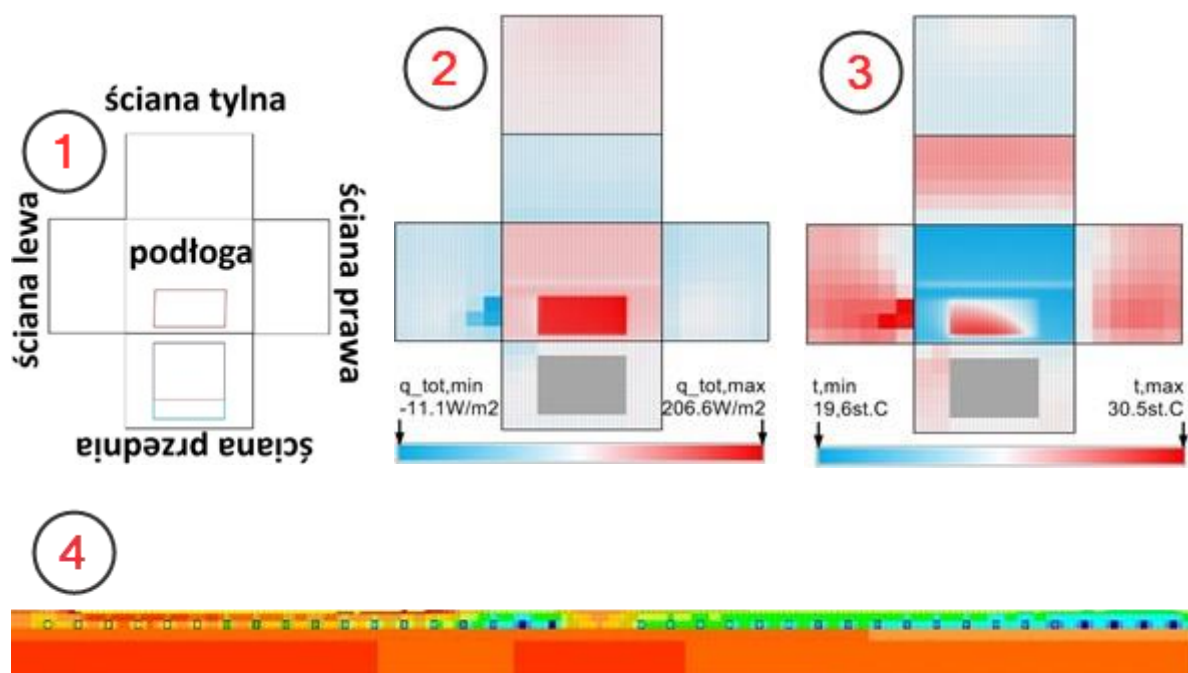
- chwilowy rozkład temperatury w przekroju podłogi chłodzącej (rysunek obrazuje chwilowe pole temperatury w przekroju podłogi chłodzącej. Lokalizację przekroju w rzucie oraz legendę temperatury pokazano na rysunku 5-7.



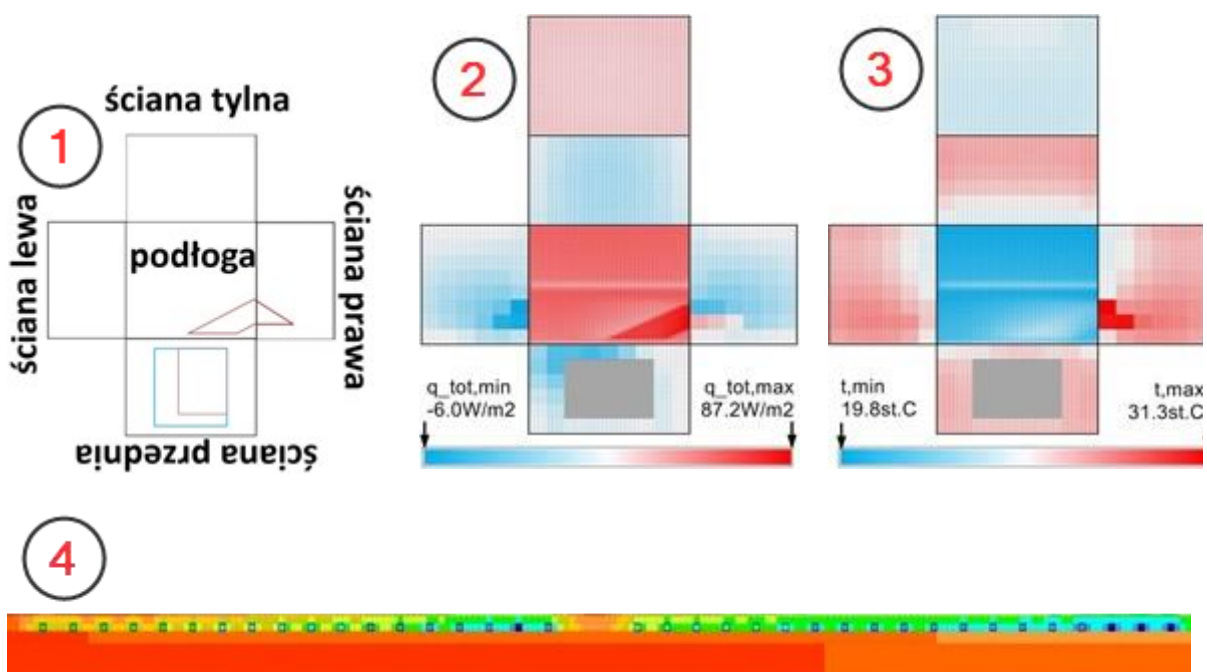
Rys 5-7: Przykładowe wyniki symulacji – lokalizacja przekroju warstw podłogi chłodzącej na Rys. 5-8, 5-9, 5-10 i legenda pola temperatury w przekroju podłogi. Źródło: opracowanie własne.



Rys 5-8: Przykładowe wyniki symulacji dla 08.08.2022, 9:00 UTC, Poznań, okno w ścianie południowej. Chwilowy stan cieplny pomieszczenia: powierzchnie przegród wewnętrznych oświetlone bezpośrednim promieniowaniem słonecznym (1), gęstości strumienia ciepła wymienianego przez powierzchnie,  $q_{tot,min}/q_{tot,max}$  (2), rozkład temperatury powierzchni,  $t_{min}/t_{max}$  (3), pole temperatury w przekroju podłogi zgodnie z legendą na Rys. 5-7 (4). Źródło: opracowanie własne.



Rys 5-9: Przykładowe wyniki symulacji dla 08.08.2022, 12:00 UTC, Poznań, okno w ścianie południowej. Chwilowy stan cieplny pomieszczenia: powierzchnie przegród wewnętrznych oświetlone bezpośrednim promieniowaniem słonecznym (1), gęstości strumienia ciepła wymienianego przez powierzchnie,  $q_{tot,min}/q_{tot,max}$  (2), rozkład temperatury powierzchni,  $t_{min}/t_{max}$  (3), pole temperatury w przekroju podłogi zgodnie z legendą na Rys. 5-7 (4). Źródło: opracowanie własne.



Rys 5-10: Przykładowe wyniki symulacji dla 08.08.2022, 15:00 UTC, Poznań, okno w ścianie południowej. Chwilowy stan cieplny pomieszczenia: powierzchnie przegród wewnętrznych oświetlone bezpośrednim promieniowaniem słonecznym (1), gęstości strumienia ciepła wymienianego przez powierzchnie,  $q_{tot,min}/q_{tot,max}$  (2), rozkład temperatury powierzchni,  $t_{min}/t_{max}$  (3), pole temperatury w przekroju podłogi zgodnie z legendą na Rys. 5-7 (4).

Źródło: opracowanie własne.

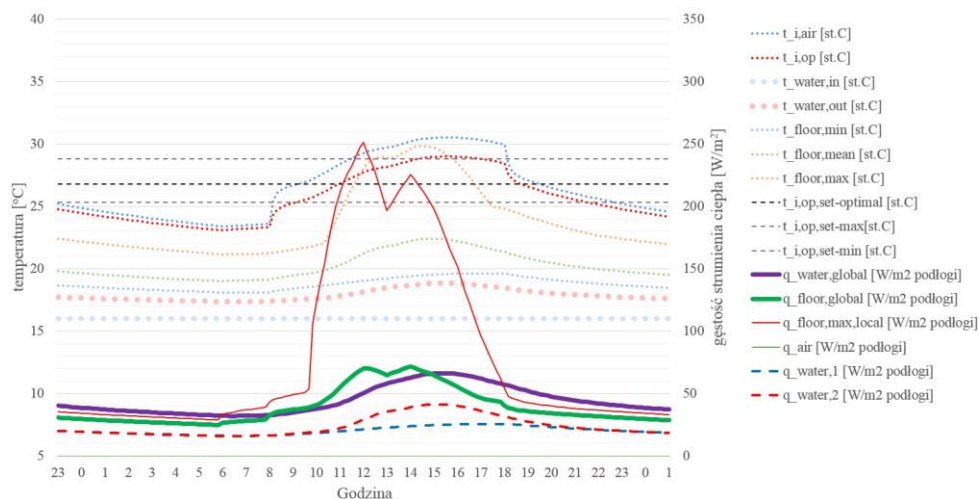
### 5.4.2. Wyniki symulacji numerycznych w stanie nieustalonym

Wyniki poszczególnych symulacji pokazano w poniższej tabeli i na poniższych rysunkach, gdzie zaznaczono:

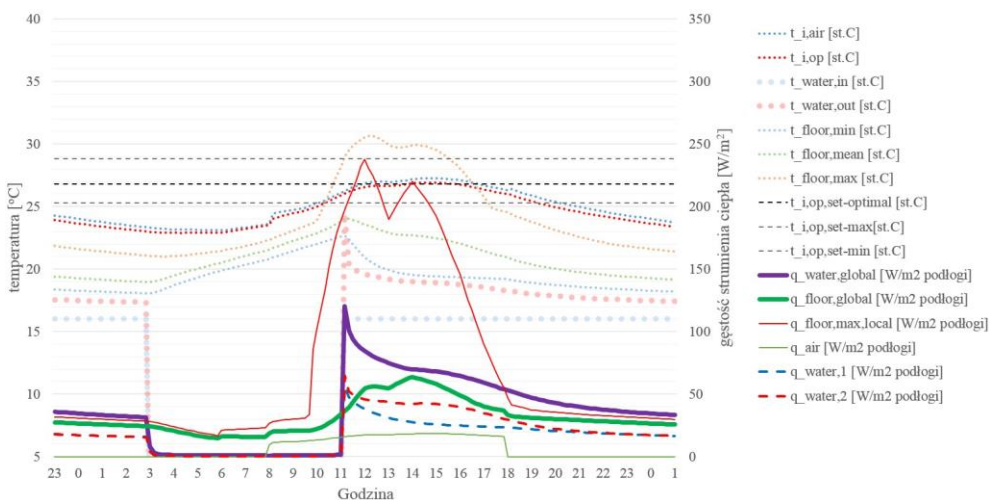
$t_{i,air}$ [°C]	temperatura powietrza w pomieszczeniu,
$t_{i,op}$ [°C]	temperatura operacyjna w pomieszczeniu jako średnia z temperatury powietrza i powierzchni promieniujących (skupiona),
$t_{water,in}$ [°C]	temperatura zasilania obiegów hydraulicznych (identyczna dla dwóch symulowanych obiegów),
$t_{water,out}$ [°C]	temperatura powrotu obiegów hydraulicznych (średnia dla dwóch symulowanych obiegów),
$t_{floor}$ [°C]	temperatura powierzchni posadzki,
$t_{i,op,set}$ [°C]	komfortowa temperatura operacyjna w pomieszczeniu w warunkach symulacji wg modelu adaptacyjnego komfortu cieplnego dla pomieszczenia biurowego I kategorii wg [232],
$q_{hg,sol}$ [W/m <sup>2</sup> podłogi]	gęstość zysków ciepła od promieniowania słonecznego związanych z transmisyjnością stolarki okiennej,
$q_{hg,c,rlw}$ [W/m <sup>2</sup> podłogi]	gęstość całkowitych wewnętrznych zysków ciepła (konwekcja + promieniowanie <i>RLW</i> ),
$q_{hg,c,rlw+hg>window,c,rlw+hg,sol}$ [W/m <sup>2</sup> podłogi]	gęstość zysków ciepła od promieniowania słonecznego związanych z transmisyjnością stolarki okiennej oraz wtórnym odprowadzeniem do pomieszczenia na drodze konwekcji i radiacji <i>RLW</i> ciepła od promieniowania słonecznego zaabsorbowanego w oknie oraz od wewnętrznych zysków ciepła w pomieszczeniu,
$q_{water}$ [W/m <sup>2</sup> podłogi]	jednostkowa moc chłodnicza systemu radiacyjnej podłogi chłodzącej (mierzona po stronie czynnika obiegowego w odniesieniu do powierzchni podłogi),
$q_{floor}$ [W/m <sup>2</sup> podłogi]	jednostkowa moc chłodnicza powierzchni podłogi (gęstość strumienia ciepła wymienianego przez powierzchnię podłogi z pomieszczeniem):
$q_{air}$ [W/m <sup>2</sup> podłogi]	jednostkowa moc chłodnicza systemu wentylacyjnego w odniesieniu do powierzchni podłogi,
$E_{water}$ [kWh]	energia cieplna wymieniana przez czynnik obiegowy systemu radiacyjnej podłogi chłodzącej w cyklu dobowym (suma dla obu obiegów hydraulicznych),
$E_{air}$ [kWh]	energia cieplna wymieniana przez powietrze wentylacyjne w cyklu dobowym,
$E_{floor}$ [kWh]	energia cieplna wymieniana przez powierzchnię podłogi w cyklu dobowym,
$\tau_{water,flow}$ [h]	łączny dobowy czas działania systemu hydraulicznego podłogi chłodzącej.

#### Dodatkowe subskrypty

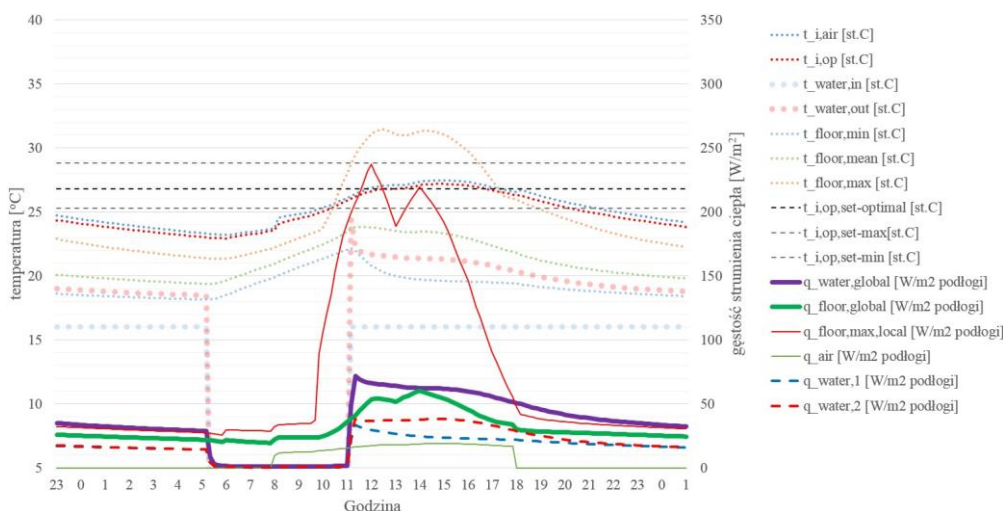
<i>min</i>	wartość minimalna w symulowanej dobie,
<i>max</i>	wartość maksymalna w symulowanej dobie,
<i>mean</i>	wartość średnia w symulowanej dobie,
<i>median</i>	mediana wartości z symulowanej doby,
<i>global</i>	wartość uśredniona, odniesiona do całej powierzchni,
<i>local</i>	wartość lokalna, występująca w pojedynczym węźle bilansowym,
<i>day</i>	wartość wyznaczona dla symulowanej doby,
<i>workday</i>	wartość wyznaczona dla godzin pracy biura w symulowanej dobie,
$\sigma$	odchylenie standardowe wartości.



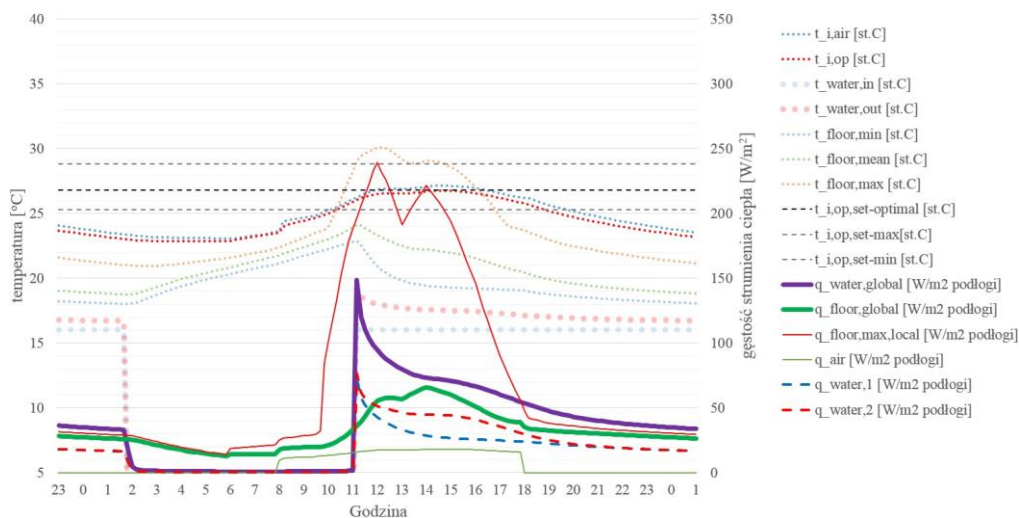
Rys 5-11: Wyniki symulacji charakterystyk użytkowych radiacyjnych podłóg chłodzących w warunkach dynamicznej wymiany ciepła. Seria 1. Legenda oznaczeń w tekście. Źródło: opracowanie własne.



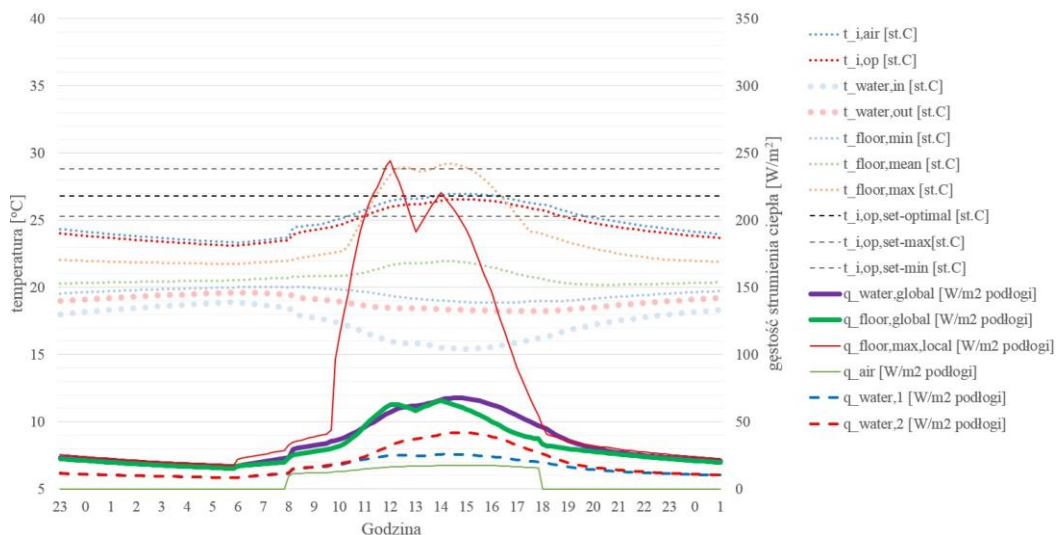
Rys 5-12: Wyniki symulacji charakterystyk użytkowych radiacyjnych podłóg chłodzących w warunkach dynamicznej wymiany ciepła. Seria 2. Legenda oznaczeń w tekście. Źródło: opracowanie własne.



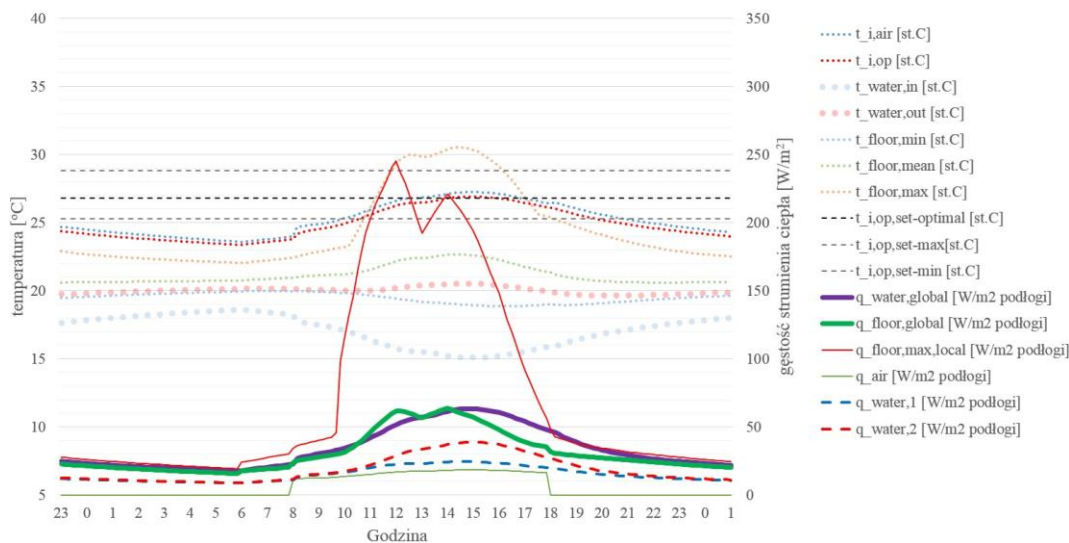
Rys 5-13: Wyniki symulacji charakterystyk użytkowych radiacyjnych podłóg chłodzących w warunkach dynamicznej wymiany ciepła. Seria 3. Legenda oznaczeń w tekście. Źródło: opracowanie własne.



Rys 5-14: Wyniki symulacji charakterystyk użytkowych radiacyjnych podłóg chłodzących w warunkach dynamicznej wymiany ciepła. Seria 4. Legenda oznaczeń w tekście. Źródło: opracowanie własne.

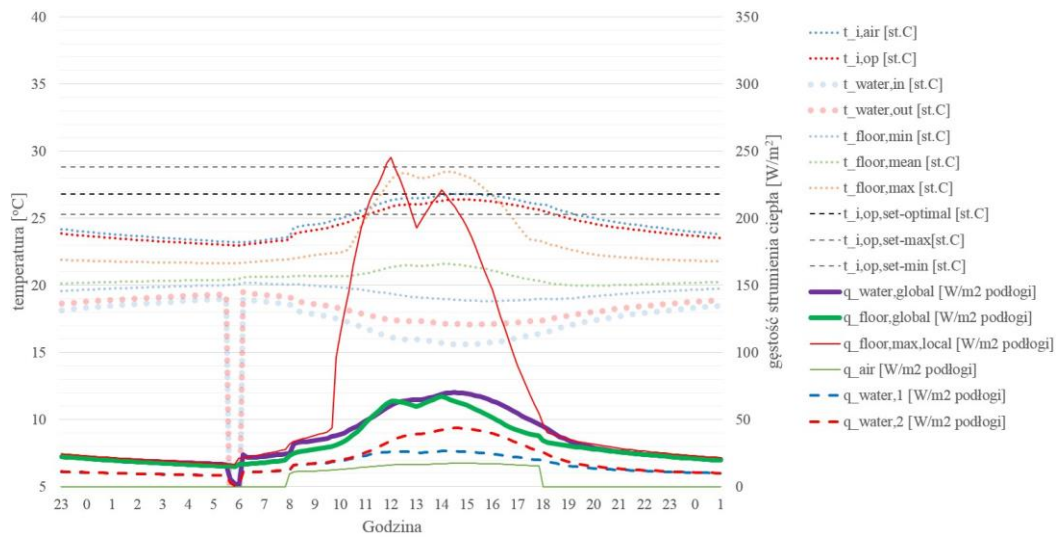


Rys 5-15: Wyniki symulacji charakterystyk użytkowych radiacyjnych podłóg chłodzących w warunkach dynamicznej wymiany ciepła. Seria 5. Legenda oznaczeń w tekście. Źródło: opracowanie własne.

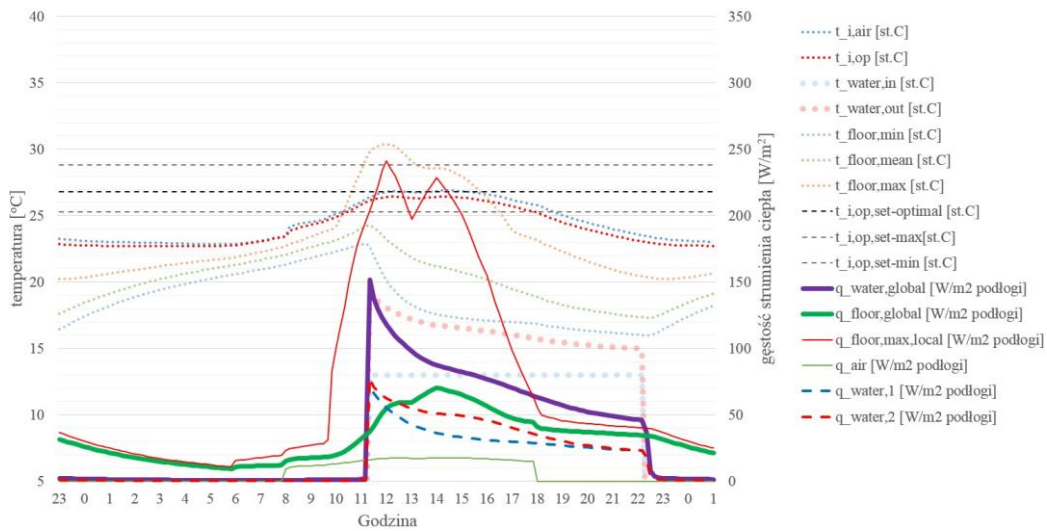


Rys 5-16: Wyniki symulacji charakterystyk użytkowych radiacyjnych podłóg chłodzących w warunkach dynamicznej wymiany ciepła. Seria 6. Legenda oznaczeń w tekście. Źródło: opracowanie własne.

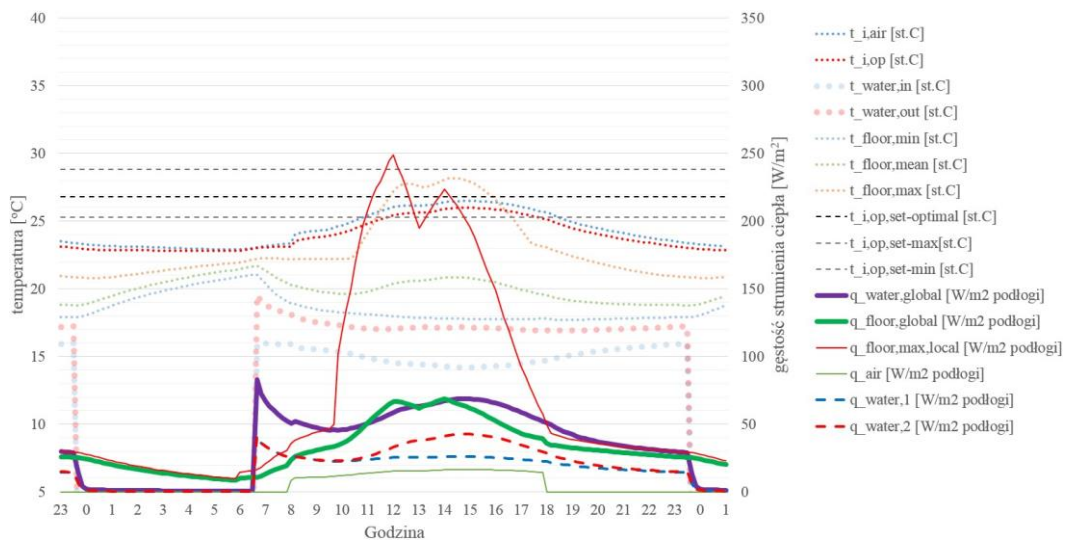




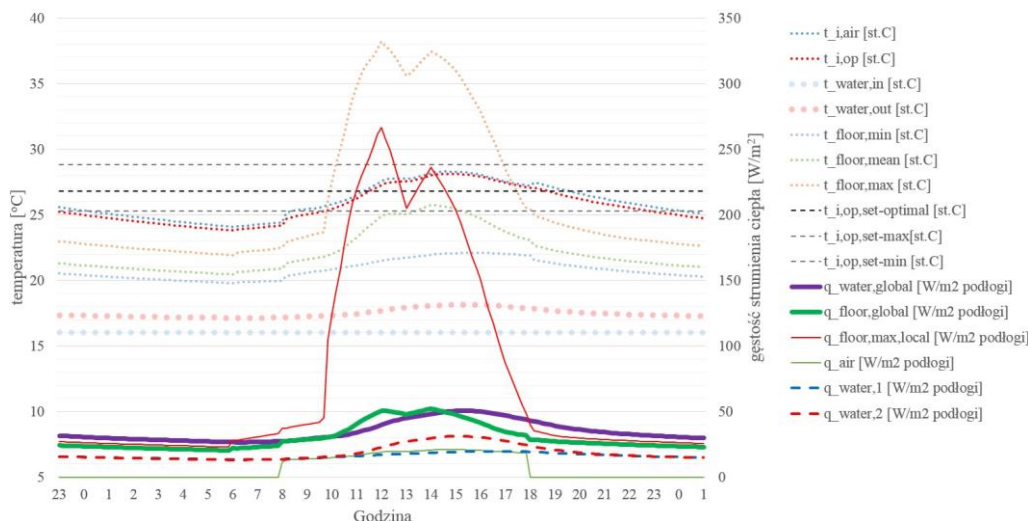
**Rys 5-17:** Wyniki symulacji charakterystyk użytkowych radiacyjnych podłóg chłodzących w warunkach dynamicznej wymiany ciepła. Seria 7. Legenda oznaczeń w tekście. Źródło: opracowanie własne.



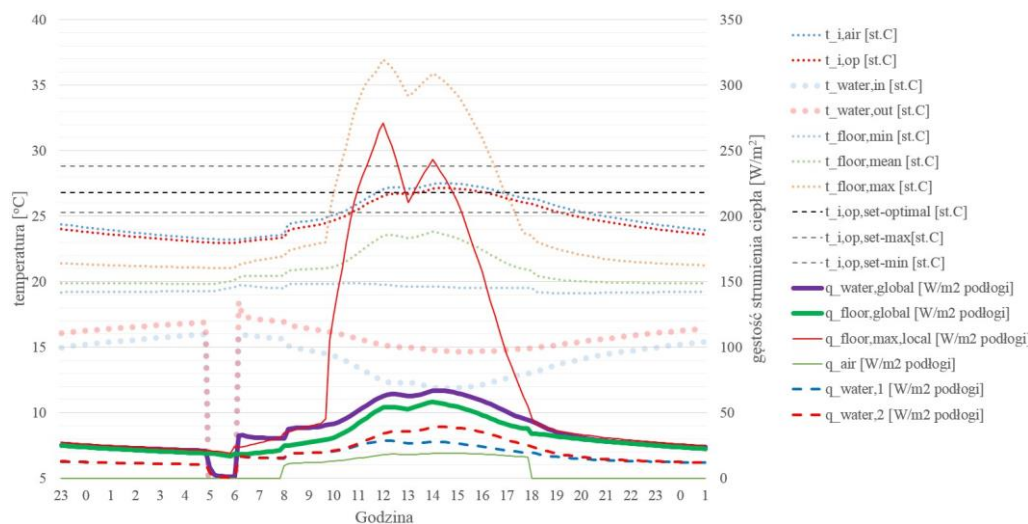
**Rys 5-18:** Wyniki symulacji charakterystyk użytkowych radiacyjnych podłóg chłodzących w warunkach dynamicznej wymiany ciepła. Seria 8. Legenda oznaczeń w tekście. Źródło: opracowanie własne.



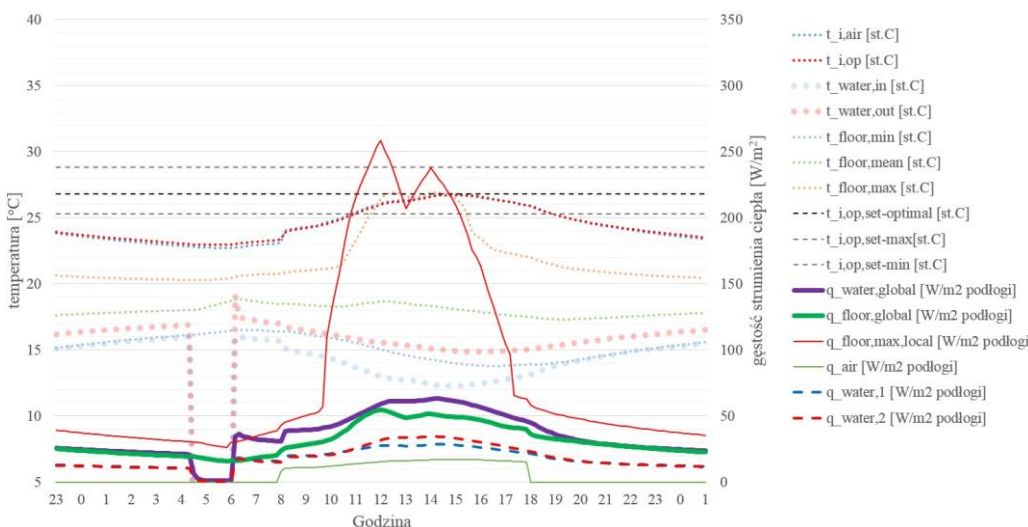
**Rys 5-19:** Wyniki symulacji charakterystyk użytkowych radiacyjnych podłóg chłodzących w warunkach dynamicznej wymiany ciepła. Seria 9. Legenda oznaczeń w tekście. Źródło: opracowanie własne.



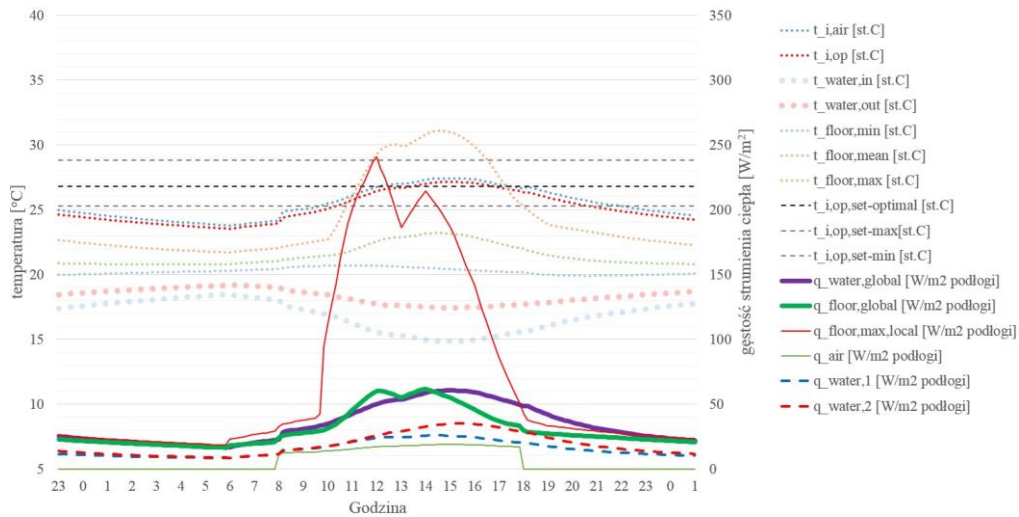
Rys 5-20: Wyniki symulacji charakterystyk użytkowych radiacyjnych podłóg chłodzących w warunkach dynamicznej wymiany ciepła. Seria 10. Legenda oznaczeń w tekście. Źródło: opracowanie własne.



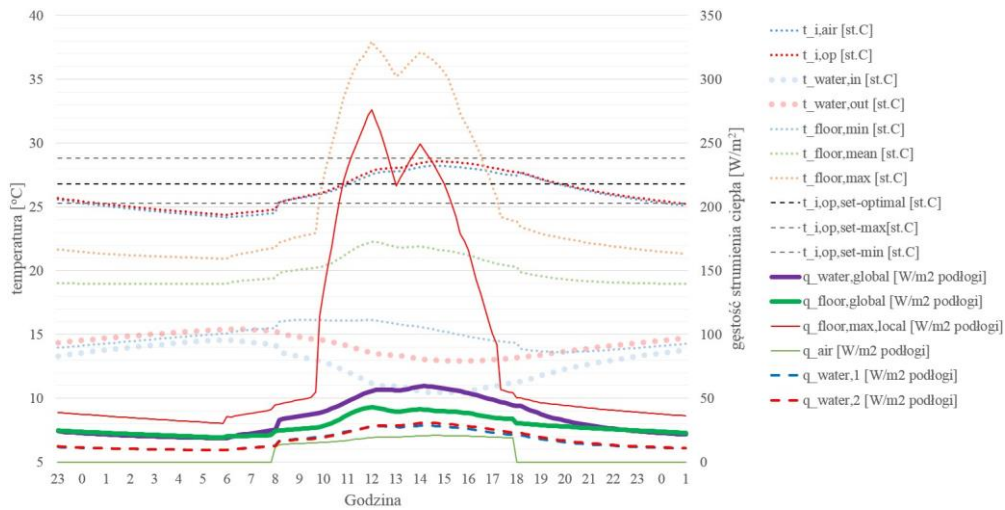
Rys 5-21: Wyniki symulacji charakterystyk użytkowych radiacyjnych podłóg chłodzących w warunkach dynamicznej wymiany ciepła. Seria 11. Legenda oznaczeń w tekście. Źródło: opracowanie własne.



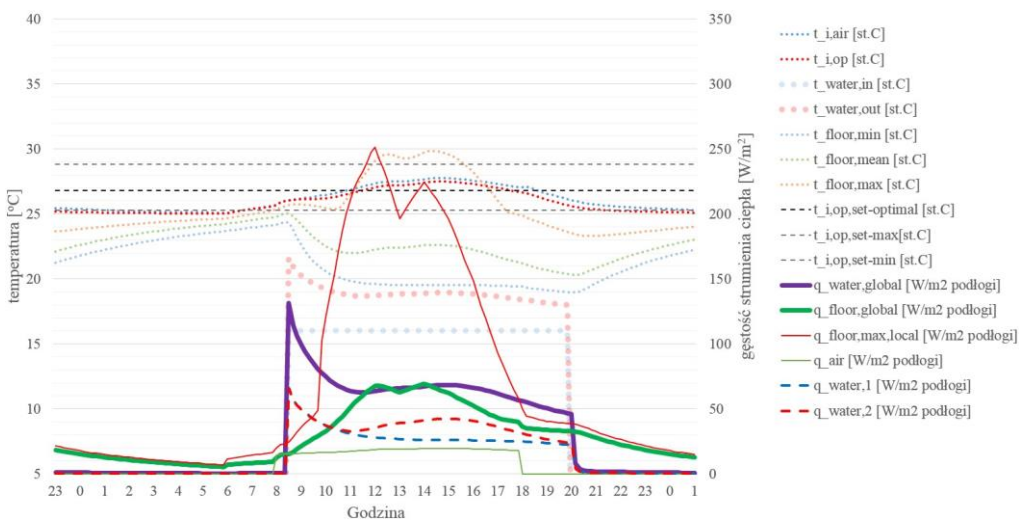
Rys 5-22: Wyniki symulacji charakterystyk użytkowych radiacyjnych podłóg chłodzących w warunkach dynamicznej wymiany ciepła. Seria 12. Legenda oznaczeń w tekście. Źródło: opracowanie własne.



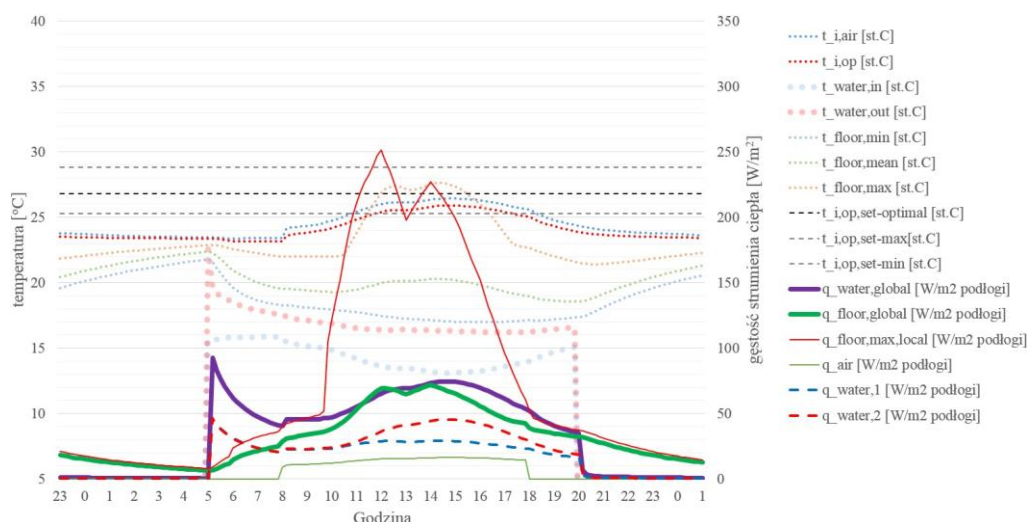
Rys 5-23: Wyniki symulacji charakterystyk użytkowych radiacyjnych podłóg chłodzących w warunkach dynamicznej wymiany ciepła. Seria 13. Legenda oznaczeń w tekście. Źródło: opracowanie własne.



Rys 5-24: Wyniki symulacji charakterystyk użytkowych radiacyjnych podłóg chłodzących w warunkach dynamicznej wymiany ciepła. Seria 14. Legenda oznaczeń w tekście. Źródło: opracowanie własne.



Rys 5-25: Wyniki symulacji charakterystyk użytkowych radiacyjnych podłóg chłodzących w warunkach dynamicznej wymiany ciepła. Seria 15. Legenda oznaczeń w tekście. Źródło: opracowanie własne.



Rys 5-26: Wyniki symulacji charakterystyk użytkowych radiacyjnych podłóg chłodzących w warunkach dynamicznej wymiany ciepła. Seria 16. Legenda oznaczeń w tekście. Źródło: opracowanie własne.

Tabela 5-2: Wyniki symulacji charakterystyk użytkowych radiacyjnych podłóg chłodzących w warunkach dynamicznej wymiany ciepła. Serie symulacyjne 1 – 8. Legenda oznaczeń w tekście.

NR PARAM.	NR SYMULACJI	1	2	3	4	5	6	7	8
<b>Moc chłodnicza [W/m<sup>2</sup> podłogi]</b>									
1	Q <sub>water,min</sub>	32.0	31.5	28.9	33.1	16.8	17.7	16.5	46.1
2	Q <sub>water,mean</sub>	44.7	52.9	45.4	57.1	35.6	35.0	36.6	75.3
3	Q <sub>water,median</sub>	40.6	47.2	41.3	51.2	29.6	29.7	29.7	72.0
4	Q <sub>water,max</sub>	66.3	120.5	71.7	148.5	67.7	63.3	70.1	151.5
5	Q <sub>floor,min,global</sub>	24.9	14.7	19.5	12.8	15.3	15.8	15.0	9.3
6	Q <sub>floor,mean,global</sub>	40.1	31.9	31.6	32.1	32.4	31.9	32.6	32.6
7	Q <sub>floor,median,global</sub>	34.1	27.8	26.4	28.5	26.7	26.6	26.7	31.8
8	Q <sub>floor,max,global</sub>	71.7	63.9	60.4	66.1	65.9	63.7	67.1	70.3
9	Q <sub>floor,max,local</sub>	251.2	237.9	237.4	239.2	244.4	245.4	245.4	241.4
10	Q <sub>floor,e,mean,global</sub>	4.3	2.9	2.9	2.9	3.0	2.9	3.0	3.0
<b>Zyski ciepła [W/m<sup>2</sup> podłogi]</b>									
11	Q <sub>ihg+hg&gt;window,rlw,c+hg,sol,mean</sub>	38.1	38.5	38.4	38.5	38.5	38.4	38.5	38.6
12	Q <sub>ihg+hg&gt;window,rlw,c+hg,sol,max</sub>	122.4	123.1	123.0	123.1	123.1	123.1	123.2	123.2
<b>Dobowy bilans energetyczny [kWh]</b>									
13	E <sub>water,day</sub>	19.3	15.3	15.0	15.3	15.4	15.1	15.5	15.3
14	E <sub>air,day</sub>	0.0	2.9	3.0	2.9	2.8	2.9	2.7	2.8
15	E <sub>floor,day</sub>	19.2	15.0	14.9	15.1	15.3	15.0	15.4	15.3
<b>Temperatura [°C]</b>									
16	t <sub>i,air,min,workday</sub>	23.6	23.6	23.7	23.6	23.7	24.0	23.6	23.5
17	t <sub>i,air,mean,workday</sub>	29.0	26.3	26.5	26.2	26.1	26.3	26.0	26.0
18	t <sub>i,air,median,workday</sub>	29.7	26.8	26.9	26.7	26.4	26.7	26.3	26.4
19	t <sub>i,air,max,workday</sub>	30.5	27.3	27.5	27.1	27.0	27.2	26.8	26.9
20	t <sub>i,op,min,workday</sub>	23.3	23.5	23.6	23.5	23.5	23.8	23.4	23.4
21	t <sub>i,op,mean,workday</sub>	27.5	26.0	26.2	25.9	25.7	26.0	25.5	25.7
22	t <sub>i,op,median,workday</sub>	28.2	26.4	26.6	26.3	26.0	26.3	25.9	26.0

Wyniki badań serii 9 – 16 pokazano w kolejnej tabeli

NR PARAM.	NR SYMULACJI	1	2	3	4	5	6	7	8
23	t <sub>i,op,max,workday</sub>	29.0	26.9	27.2	26.8	26.6	26.9	26.4	26.4
24	t <sub>i,op,σ,workday</sub>	1.5	0.9	1.0	0.9	0.9	0.9	0.8	0.8
25	t <sub>floor,min,workday</sub>	18.1	19.2	19.4	19.1	18.9	18.9	18.8	16.9
26	t <sub>floor,mean,workday</sub>	21.1	22.5	22.8	22.3	21.3	21.9	21.0	21.7
27	t <sub>floor,median,workday</sub>	20.4	22.2	22.3	22.2	20.7	21.2	20.4	22.2
28	t <sub>floor,max,workday</sub>	29.8	30.7	31.4	30.1	29.2	30.5	28.5	30.4
29	t <sub>floor,σ,workday</sub>	2.2	2.1	2.2	2.0	1.9	2.2	1.8	2.5

Tabela 5-3: Wyniki symulacji charakterystyk użytkowych radiacyjnych podłóg chłodzących w warunkach dynamicznej wymiany ciepła. Serie symulacyjne 9 – 16. Legenda oznaczeń w tekście.

NR PARAM.	NR SYMULACJI	9	10	11	12	13	14	15	16
<b>Moc chłodnicza [W/m<sup>2</sup> podłogi]</b>									
1	Q <sub>water,min</sub>	29.0	26.6	21.0	21.1	17.1	18.8	46.8	35.9
2	Q <sub>water,mean</sub>	51.1	35.2	39.0	38.3	35.1	35.1	67.1	56.6
3	Q <sub>water,median</sub>	51.1	32.1	32.9	34.2	31.2	32.2	65.8	55.1
4	Q <sub>water,max</sub>	83.2	50.6	67.0	63.1	60.6	59.5	131.6	74.6
5	Q <sub>floor,min,global</sub>	8.7	20.5	17.1	15.6	16.5	19.3	5.5	6.4
6	Q <sub>floor,mean,global</sub>	33.3	30.6	32.2	31.9	31.3	28.7	30.1	33.3
7	Q <sub>floor,median,global</sub>	29.5	26.4	27.9	28.5	26.0	26.5	25.7	31.3
8	Q <sub>floor,max,global</sub>	68.8	52.1	58.2	54.9	62.0	43.1	69.3	71.9
9	Q <sub>floor,max,local</sub>	248.7	266.6	270.9	258.3	240.5	276.2	251.2	251.5
10	Q <sub>floor,e,mean,global</sub>	3.1	4.3	4.6	4.2	3.8	6.4	2.6	3.0
<b>Zyski ciepła [W/m<sup>2</sup> podłogi]</b>									
11	Q <sub>ihg+hg&gt;window,rlw,c+hg,sol,mean</sub>	38.7	38.2	38.5	38.3	38.3	37.8	38.1	38.6
12	Q <sub>ihg+hg&gt;window,rlw,c+hg,sol,max</sub>	123.3	122.7	122.9	122.3	123.0	121.7	122.9	123.4
<b>Dobowy bilans energetyczny [kWh]</b>									
13	E <sub>water,day</sub>	15.8	15.2	16.1	15.8	15.2	15.2	14.3	15.7
14	E <sub>air,day</sub>	2.6	3.3	2.9	2.7	3.0	3.3	3.3	2.6
15	E <sub>floor,day</sub>	15.7	15.1	15.9	15.6	15.2	15.2	14.1	15.7
<b>Temperatura [°C]</b>									
16	t <sub>i,air,min,workday</sub>	23.3	24.4	23.6	23.1	24.2	24.5	25.7	23.4
17	t <sub>i,air,mean,workday</sub>	25.7	27.1	26.4	25.8	26.5	27.2	27.1	25.6
18	t <sub>i,air,median,workday</sub>	26.0	27.5	26.8	26.2	26.8	27.6	27.3	26.0
19	t <sub>i,air,max,workday</sub>	26.5	28.3	27.5	26.8	27.4	28.2	27.8	26.4
20	t <sub>i,op,min,workday</sub>	23.1	24.2	23.4	23.3	24.0	24.8	25.7	23.2
21	t <sub>i,op,mean,workday</sub>	25.1	26.9	26.0	25.7	26.2	27.4	26.9	25.1
22	t <sub>i,op,median,workday</sub>	25.5	27.4	26.4	26.1	26.6	27.9	27.0	25.4
23	t <sub>i,op,max,workday</sub>	26.0	28.1	27.2	26.7	27.2	28.6	27.5	25.9
24	t <sub>i,op,σ,workday</sub>	0.8	1.2	1.1	0.9	0.9	1.1	0.5	0.8
25	t <sub>floor,min,workday</sub>	17.7	20.0	19.5	13.8	20.2	14.3	19.4	17.0
26	t <sub>floor,mean,workday</sub>	20.2	23.8	22.3	18.2	22.3	21.1	22.6	19.7
27	t <sub>floor,median,workday</sub>	19.6	22.8	21.1	18.2	21.6	21.5	21.9	19.1
28	t <sub>floor,max,workday</sub>	28.2	38.2	36.9	26.9	31.1	38.0	29.8	27.6
29	t <sub>floor,σ,workday</sub>	2.0	3.6	3.5	1.9	2.1	3.5	2.2	2.0

Wyniki badań serii 1-8 pokazano w poprzedniej tabeli

### 5.4.3. Analiza wpływu wybranych czynników na charakterystyki użytkowe

Na podstawie powyższych badań, symulujących zbliżone do rzeczywistych warunki nieustalanej wymiany ciepła w pomieszczeniu z radiacyjną podłogą chłodzącą, przeanalizowano wpływ różnych czynników na charakterystykę użytkową systemu. Przeprowadzone badania pozwoliły na sprecyzowanie następujących wniosków, które opisano w odniesieniu do poszczególnych czynników, ze szczególnym uwzględnieniem tych czynników, które dynamizują warunki pracy radiacyjnej podłogi chłodzącej.

#### *Współpraca z systemami wentylacyjnymi*

Radiacyjna podłoga chłodząca, ze względu na potwierdzoną przez badania w warunkach statycznych niewielką skuteczność w odprowadzaniu zysków ciepła o charakterze konwekcyjnym nie jest skutecznym systemem chłodzenia pomieszczeń biurowych bez wsparcia odrębnego systemu wspomagającego w odprowadzaniu zysków ciepła konwekcyjnych. Przykładowo, w serii symulacyjnej 1, działanie samej podłogi chłodzącej nie pozwoliło zapewnić warunków komfortu cieplnego w pomieszczeniu: (parametr nr 21 w tabeli 5-2 i 5-3)  $t_{i,op,mean,workday}=27,5^{\circ}\text{C}$ , (22)  $t_{i,op,median,workday}=28,2^{\circ}\text{C}$  przy (24)  $\sigma t_{i,op,workday}=1,5^{\circ}\text{C}$ , (17)  $t_{i,air,mean,workday}=29,0^{\circ}\text{C}$ , (18)  $t_{i,air,median,workday}=29,7^{\circ}\text{C}$ .

Wykorzystanie wentylacji, która w pomieszczeniu biurowym jest niezbędna ze względu na zapewnienie powietrza świeżego (kryterium higieniczne) oraz odprowadzenie zysków wilgoci (osuszanie) do częściowego pokrycia zysków ciepła (konwekcyjnych) pozwala na znaczną poprawę warunków komfortu cieplnego w pomieszczeniu bez dodatkowych nakładów energetycznych (może być realizowane np. przez zmniejszenie stopnia wtórnego podgrzewu powietrza wentylacyjnego po osuszaniu). Przykładowo, w serii 2 z chłodzeniem wentylacją, przy  $t_{air,in}=20^{\circ}\text{C}$  uzyskano parametry użytkowe (w nawiasach podano zmianę parametrów względem serii 1 z nawiewem izotermicznym): średnia temperatura operacyjna w czasie użytkowania (21)  $t_{i,op,mean,workday}=26,0(-1,5)^{\circ}\text{C}$  przy (24)  $\sigma t_{i,op,mean,workday}=0,9(-0,6)^{\circ}\text{C}$  i (17)  $t_{i,air,mean,workday}=26,3(-2,7)^{\circ}\text{C}$ .

Udział systemu powietrznego w chłodzeniu pomieszczenia (moc chłodnicza regulowana wydajnością i temperaturą nawiewu) może być tak dostosowany, aby pełnił funkcję szczytowego układu chłodniczego wspierającego radiacyjną podłogę chłodzącą w okresach, w których ta nie jest w stanie utrzymać zadanych warunków komfortu (gdy przekroczona zostanie jej maksymalna moc lub wystąpią warunki sprzyjające kondensacji, narzucające zatrzymanie lub ograniczenie mocy systemu płaszczynowego).

Dalszych badań wymaga szczegółowe przeanalizowanie różnych rodzajów wentylacji (sposobów dystrybucji powietrza wentylacyjnego w pomieszczeniu) i ich wpływu na charakterystykę użytkową radiacyjnych podłóg, związaną np. ze stratyfikacją termiczną powietrza w pomieszczeniu (w badaniach modelowano wentylację mieszającą przy założeniu pełnego wymieszania powietrza w kubaturze pomieszczenia).

#### *Promieniowanie słoneczne*

W okresie letnim, w godzinach szczytowych zysków ciepła od promieniowania słonecznego, Słońce znajduje się na znacznej wysokości, przez co bezpośrednia składowa tego promieniowania dociera głównie do powierzchni podłogi bezpośrednio przy przegrodzie przezroczystej, przy relatywnie niewielkim zasięgu bezpośredniego promieniowania słonecznego w głąb pomieszczenia w kierunku prostopadłym do powierzchni okna (zależnym od wysokości okna i występowania ew. elementów zacieniających – daszków).

W przeprowadzonych badaniach podłoga chłodząca została tak podzielona na dwie strefy z niezależnymi obiegami hydraulicznymi, aby energia bezpośredniego promieniowania słonecznego absorbowanego w podłodze była odprowadzana jedynie przez jeden z nich. Odnotowano znaczny wzrost temperatury powrotu obiegu hydraulicznego zlokalizowanego w obszarze oddziaływania bezpośredniego promieniowania słonecznego we wszystkich seriach symulacyjnych, w których powierzchnia ta nie była zasłonięta przed dostępnością tego promieniowania, a mierzona po stronie powierzchni podłogi (na podstawie bilansu energii powierzchni podłogi) chwilowa moc chłodnicza tego obszaru podłogi przekraczała (lokalnie) nawet ponad 230-260W/m<sup>2</sup>. Przykładowy maksymalny stosunek mocy obiegu hydraulicznego z oddziaływaniem bezpośredniego promieniowania do mocy sąsiedniego obiegu bez tego oddziaływania dla serii symulacyjnej 1 wynosi: (parametr nr 4 w tabeli 5-2 i 5-3)  $q_{\text{water,max,2}}/q_{\text{water,max,1}} = 167\%$  (należy zauważyć, że jest to moc mierzona z bilansu ciepła czynnika obiegowego, a stosunek chwilowej, szczytowej mocy chłodniczej powierzchni podłogi wyznaczonej z bilansu ciepła powierzchni oświetlonej względem nieoświetlonej jest znacznie większy). Chłodzenie podłogowe pozwala na bezpośrednie odprowadzenie zysków ciepła od energii promieniowania słonecznego zaabsorbowanej w podłodze.

Mimo, że przeprowadzone w tej dysertacji badania pokazują wysoką skuteczność radiacyjnych podłóg chłodzących w odprowadzaniu zysków ciepła od promieniowania słonecznego należy podkreślić konieczność ograniczania tych zysków tam, gdzie to możliwe – nie tylko poprzez stosowanie stolarki okiennej z odpowiednimi właściwościami optyczno-energetycznymi, ale też przez stosowanie urządzeń zacieniających - zmniejszanie zewnętrznych zysków ciepła powinno mieć priorytet nad poprawą efektywności systemów technicznego wyposażenia do ich odprowadzania. Powyższe jest wskazane wprost w obowiązujących w Polsce przepisach, w których zdefiniowano dopuszczalne wskaźniki całkowitej przepuszczalności energii promieniowania słonecznego wyrażone jako iloczyn odpowiedniej przepuszczalności dla typu oszklenia i współczynnika redukcji promieniowania ze względu na zastosowane urządzenia przeciwsłoneczne [220].

Dalszych badań wymaga zagadnienie optymalizacji układów hydraulicznych ze względu na interakcję z bezpośrednim promieniowaniem słonecznym i podział podłogi chłodzącej na obiegi hydrauliczne zgodnie z przebiegiem dobowym tego promieniowania docierającego do powierzchni posadzki.

#### ***Natężenie przepływu i temperatura zasilania obiegów hydraulicznych (parametry operacyjne systemu)***

W przypadku natężenia przepływu mieszczącego się w zakresie standardowym dla typowych dostępnych na rynku rozdzielaczy systemów ogrzewania/chłodzenia płaszczyznowego z rotametrami, zmiana strumienia przepływu wody chłodzącej w pomieszczeniu od 1,5dm<sup>3</sup>/min, przez 3,0dm<sup>3</sup>/min do 6,0dm<sup>3</sup>/min ma nieznaczny wpływ na moc chłodniczą systemu radiacyjnej podłogi chłodzącej, osiągnane wartości parametru regulowanego i ilość energii cieplnej odprowadzonej z pomieszczenia przez system w cyklu dobowym, przy znacznym zwiększeniu energii zużywanej do tłoczenia czynnika (napęd pomp obiegowych).

Dla przykładowych serii symulacyjnych z algorytmem sterowania on-off stwierdzono następującą zależność charakterystyki użytkowej systemu od strumienia przepływu:

- seria symulacyjna 2 (bazowa),  $V_{\text{water}}=2 \times 3,0 \text{ dm}^3/\text{min}$ : (parametr nr 2 w tabeli 5-2 i 5-3)  
 $q_{\text{water,mean}}=52,9 \text{ W/m}^2$ , (21)       $t_{i,\text{op,mean,workday}}=26^\circ\text{C}$ , (23)       $t_{i,\text{op,max,workday}}=26,9^\circ\text{C}$ ,  
(26)  $t_{\text{floor,mean,workday}}=22,5^\circ\text{C}$ ,  $E_{c,\text{water,day}}=15,3 \text{ kWh}$  przy pracy 15,8h/doba,

- seria 3,  $V_{\text{water}}=2 \times 1,5 \text{ dm}^3/\text{min}$  (-50%): (2)  $q_{\text{water,mean}}=45,4 \text{ W/m}^2$  (-14%), (21)  $t_{i,\text{op,mean,workday}}=26,2^\circ\text{C}$ , (23)  $t_{i,\text{op,max,workday}}=27,2^\circ\text{C}$ , (26)  $t_{\text{floor,mean,workday}}=22,8^\circ\text{C}$ ,  $E_{c,\text{water,day}}=15,0 \text{ kWh}$  (-2%), 18,2h/doba (+15%),
- seria 4,  $V_{\text{water}}=2 \times 6,0 \text{ dm}^3/\text{min}$  (+100%): (2)  $q_{\text{water,mean}}=57,1 \text{ W/m}^2$  (+8%), (21)  $t_{i,\text{op,mean,workday}}=25,9^\circ\text{C}$ , (23)  $t_{i,\text{op,max,workday}}=26,8^\circ\text{C}$ , (26)  $t_{\text{floor,mean,workday}}=22,3^\circ\text{C}$ ,  $E_{c,\text{water,day}}=15,3 \text{ kWh}$  (+0%), 14,7h/doba (-7%).

Bardziej znaczący jest wpływ temperatury zasilania instalacji. Dla przykładowej serii symulacyjnej 8, stwierdzono następujący wpływ obniżenia temperatury zasilania obiegu hydraulicznego do  $13^\circ\text{C}$  na charakterystykę użytkową w porównaniu z serią 2 (bazową, z temperaturą zasilania  $16^\circ\text{C}$ ) (2)  $q_{\text{water,mean}}=75,3 \text{ W/m}^2$  (+42%), (21)  $t_{i,\text{op,mean,workday}}=25,7^\circ\text{C}$ , (23)  $t_{i,\text{op,max,workday}}=26,4^\circ\text{C}$ , (26)  $t_{\text{floor,mean,workday}}=21,7^\circ\text{C}$ ,  $E_{c,\text{water,day}}=15,3 \text{ kWh}$  (+0%) przy pracy 11h/doba (-30%).

Podkreślenia wymaga, że projektowana temperatura zasilania systemu powinna być ustalana z uwzględnieniem harmonogramu pracy systemu i strategii regulacji. Przykładowo, obniżenie temperatury zasilania, zwiększające szczytową moc chłodniczą systemu prowadziło w badanych warunkach do znaczącej zmiany harmonogramu pracy systemu regulowanego nadążnie on-off, zmieniając okresy włączenia i wyłączenia systemu. Powyższe, ze względu na akumulacyjny charakter systemu, nie wpłynęło w badanych warunkach znacząco na temperaturę odczuwalną w godzinach eksploatacji pomieszczenia, z bezwzględną różnicą (parametr nr 21 w tabeli 5-2 i 5-3)  $\Delta t_{i,\text{op,mean,workday}}=-0,3^\circ\text{C}$  i (23)  $\Delta t_{i,\text{op,max,workday}}=-0,5^\circ\text{C}$  przy jednoczesnym niekorzystnym obniżeniu temperatury posadzki w okresie eksploatacji pomieszczenia (25)  $\Delta t_{\text{floor,min}}=-1,2^\circ\text{C}$  i zwiększeniu jej zróżnicowania (28-25)  $\Delta t_{\text{floor,maxmin}}=+1,8^\circ\text{C}$ .

W seriach symulacyjnych z algorytmem sterowania nadążnym, dostosowującym płynnie temperaturę zasilania obiegu hydraulicznego do aktualnego strumienia zysków ciepła, średnia dobowa moc chłodnicza systemu mierzona z bilansu energii przepływającego czynnika obiegowego jest mniejsza niż w przypadku regulacji on-off, ale większy jest czas dobowy czasu pracy systemu w badanych warunkach. Dostosowywanie temperatury zasilania do aktualnych warunków w pomieszczeniu prowadzi także do zmniejszenia wpływu natężenia przepływu na charakterystykę użytkową systemu chłodzenia podłogowego. Przykładowo:

- seria 5 (bazowa),  $V_{\text{water}}=2 \times 3,0 \text{ dm}^3/\text{min}$ : (parameter nr 2 w tabeli 5-2 i 5-3)  $q_{\text{water,mean}}=35,6 \text{ W/m}^2$ , (21)  $t_{i,\text{op,mean,workday}}=25,7^\circ\text{C}$ , (23)  $t_{i,\text{op,max,workday}}=27,0^\circ\text{C}$ , (26)  $t_{\text{floor,mean,workday}}=21,3^\circ\text{C}$ ,  $E_{c,\text{water,day}}=15,4 \text{ kWh}$  przy pracy 24h/doba,
- seria 6,  $V_{\text{water}}=2 \times 1,5 \text{ dm}^3/\text{min}$  (-50%): (2)  $q_{\text{water,mean}}=35,0 \text{ W/m}^2$  (-2%), (21)  $t_{i,\text{op,mean,workday}}=26,0^\circ\text{C}$ , (23)  $t_{i,\text{op,max,workday}}=26,9^\circ\text{C}$ , (26)  $t_{\text{floor,mean,workday}}=21,9^\circ\text{C}$ ,  $E_{c,\text{water,day}}=15,1 \text{ kWh}$  (-2%), 24h/doba
- seria 7,  $V_{\text{water}}=2 \times 6,0 \text{ dm}^3/\text{min}$  (+100%): (2)  $q_{\text{water,mean}}=36,6 \text{ W/m}^2$  (+3%), (21)  $t_{i,\text{op,mean,workday}}=25,5^\circ\text{C}$ , (23)  $t_{i,\text{op,max,workday}}=26,4^\circ\text{C}$ , (26)  $t_{\text{floor,mean,workday}}=21,0^\circ\text{C}$ ,  $E_{c,\text{water,day}}=15,5 \text{ kWh}$  (+1%), 23,5h/doba.

Zgodnie z powyższym, stosowanie regulacji jakościowej (zmiennej temperatury zasilania obiegu hydraulicznego) prowadzi do lepszego dostosowania chwilowej mocy chłodniczej systemu do zmiennych zysków ciepła i do zmniejszenia średniodobowej mocy chłodniczej radiacyjnej podłogi chłodzącej przy jednoczesnym wydłużeniu dobowego czasu jej pracy, bez względu na strumień natężenia przepływu czynnika obiegowego i przy zachowaniu zbliżonej wartości parametru regulowanego (temperatury operacyjnej w pomieszczeniu). W seriach badawczych z płynną regulacją, dobową zmienność mocy chłodniczej obiegu hydraulicznego jest lepiej dopasowana do dobowej zmienności chwilowej mocy chłodniczej powierzchni podłogi mimo akumulacyjnego charakteru układu.



Parametry eksploatacyjne systemu radiacyjnej podłogi chłodzącej są łatwe w modyfikacji po wybudowaniu systemu i w czasie jego eksploatacji, np. w konsekwencji konieczności dostosowania układu do zmiany innych czynników wpływających na charakterystykę pracy systemu, takich jak zmiana wykończenia posadzki, wprowadzenie umeblowania pomieszczenia, występowanie innego niż projektowany sposobu użytkowania pomieszczenia i innych wewnętrznych zysków ciepła, zmiany parametrów przegrody przeszklonej (w tym wprowadzenia osłon przeciwsłonecznych).

### ***Wykończenie i pojemność cieplna podłogi (parametry konstrukcyjne systemu)***

Zastosowanie materiałów wykończeniowych o znacznym oporze cieplnym (podłogi drewniane, dywany) zmniejsza skuteczność odprowadzania zysków ciepła, w tym w szczególności radiacyjnych, przez podłogę chłodzącą. Wprowadzenie wykładziny dywanowej w badanych warunkach powoduje istotne zmniejszenie średniej dobowej mocy chłodniczej obiegu hydraulicznego  $q_{\text{water,mean}}$ , wzrost średniej  $t_{i,\text{op,mean,workday}}$  i maksymalnej  $t_{i,\text{op,max,workday}}$  temperatury operacyjnej w czasie eksploatacji pomieszczenia oraz wpływa na dobowy harmonogram pracy systemu. Przykładowo:

- w serii 10 (on-off) w porównaniu z bazową serią 2 : spadek (parametr nr 2 w tabeli 5-2 i 5-3)  $q_{\text{water,mean}}$  z  $52,9\text{W/m}^2$  do  $35,2\text{W/m}^2$  (-33%), wzrost (21)  $t_{i,\text{op,mean,workday}}$  z  $26,0^\circ\text{C}$  do  $26,9^\circ\text{C}$  (+0,9°C), wzrost (23)  $t_{i,\text{op,max,workday}}$  z  $26,9^\circ\text{C}$  do  $28,1^\circ\text{C}$  (+1,2°C), wzrost  $\tau_{\text{water,flow}}$  z 15,8h do pracy ciągłej 24h/dobę, co potwierdza niewystarczającą moc systemu dla spełnienia zadanych warunków komfortu cieplnego,
- w serii 11 (płynne sterowanie  $t_{\text{water,in}}$ ) w porównaniu z bazową serią 9: spadek (2)  $q_{\text{water,mean}}$  z  $51,1\text{W/m}^2$  do  $39,0\text{W/m}^2$  (-24%), wzrost (21)  $t_{i,\text{op,mean,workday}}$  z  $25,5^\circ\text{C}$  do  $26,4^\circ\text{C}$  (+0,9°C), wzrost (23)  $t_{i,\text{op,max,workday}}$  z  $26,0^\circ\text{C}$  do  $27,2^\circ\text{C}$  (+1,2°C), wzrost  $\tau_{\text{water,flow}}$  z 17,0h do 22,8h/dobę.

Zgodnie z powyższym, opór cieplny warstwy wykończeniowej posadzki ma istotny wpływ na charakterystykę użytkową systemu radiacyjnej podłogi chłodzącej niezależnie od strategii jej sterowania i nawet przy znacznym obniżeniu temperatury zasilania. Wykończenie posadzki powinno być w związku z tym bezwzględnie ujęte w procesie projektowym systemu radiacyjnej podłogi chłodzącej. Należy przy tym zauważyć, że opór cieplny wykończenia posadzki jest parametrem konstrukcyjnym możliwym do relatywnie łatwej modyfikacji na etapie eksploatacji systemu (np. rozłożenie dywanu, ew. wymiana warstwy wykończeniowej), z wysokim prawdopodobieństwem jego zmiany w cyklu życia budynku. Ewentualne zmiany tego parametru na etapie użytkowania budynku powinny być analizowane ze względu na potencjalną konieczność modyfikacji parametrów operacyjnych systemu chłodzenia podłogowego (np. temperatury zasilania, algorytmu sterowania, harmonogramu pracy). Popularne w praktyce projektowej systemów ogrzewania podłogowego założenie „niekorzystnego” wykończenia posadzki może generować w przypadku aplikacji radiacyjnej podłogi do chłodzenia wybór niewłaściwych parametrów operacyjnych lub nieoptymalnego algorytmu sterowania systemem. Powyższe może objawiać się pogorszeniem warunków komfortu cieplnego, np. w związku ze znaczną amplitudą temperatury operacyjnej w pomieszczeniu i temperatury posadzki, awaryjnym wyłączaniem się systemu przy niskiej temperaturze posadzki lub występowaniem kondensacji oraz nieefektywną energetycznie pracą układu i źródła chłodu.

Pojemność cieplna systemu radiacyjnej podłogi chłodzącej jest parametrem konstrukcyjnym trudnym do korekty na etapie eksploatacji, dlatego należy go poddać szczególnej analizie na etapie projektu. Projektowanie systemu o znacznej pojemności cieplnej, np. poprzez zwiększenie grubości warstwy jastrychu, w którym zatopione są rurki hydrauliczne ponad minimalną, wynikającą z jego wytrzymałości mechanicznej oraz temperaturowej (w standardowych systemach „mokrych”, np. rodzaju A1 zwykle grubość jastrychu wynosi 4-7cm, w zależności od jego rodzaju), ogranicza jego zdolność do odprowadzania szybkozmiennych zysków ciepła od promieniowania słonecznego.

Przykładowo dwukrotne zwiększenie grubości jastrychu w serii 13 względem serii 5 powoduje zmniejszenie osiągniętej mocy chłodniczej:

- mierzonej jako bilans energii czynnika obiegowego:
  - (parametr nr 4w tabeli 5-2 i 5-3)  $q_{\text{water,max}}$  z  $67,7 \text{ W/m}^2$  do  $60,6 \text{ W/m}^2$  (-10%),
  - (2)  $q_{\text{water,mean}}$  z  $35,6 \text{ W/m}^2$  do  $35,1 \text{ W/m}^2$  (-1%),
- mierzonej jako bilans energii powierzchni podłogi:
  - (8)  $q_{\text{floor,max,global}}$  z  $65,9 \text{ W/m}^2$  do  $62,0 \text{ W/m}^2$  (-6%).
  - (6)  $q_{\text{floor,mean,global}}$  z  $32,4 \text{ W/m}^2$  do  $31,3 \text{ W/m}^2$  (-3%).

Powyższe świadczy o znacznym wpływie akumulacyjności cieplnej działającego 24h/dobę systemu na ustabilizowanie jego parametrów pracy. Mniejsza zdolność szybkiego odprowadzenia zysków ciepła od promieniowania słonecznego zaabsorbowanych w posadzce, objawiająca się mniejszą mocą chłodniczą systemu ze względu na bilans cieplny czynnika, jak i powierzchni podłogi, prowadzi do znaczącego wzrostu maksymalnej temperatury posadzki (28)  $t_{\text{floor,max,workday}}$  w okresie eksploatacji pomieszczenia, z  $29,2^\circ\text{C}$  do  $31,1^\circ\text{C}$ . Zwiększanie pojemności cieplnej układu powoduje przesunięcie w czasie odprowadzenia zysków ciepła od promieniowania słonecznego przez system hydrauliczny od momentu ich zaabsorbowania w posadzce – osiągnięta przez system hydrauliczny szczytowa moc chłodnicza jest w serii 13 nie tylko mniejsza względem serii 5, ale też opóźniona o około 0,5h, co zbliża charakterystykę systemu do znacznie bardziej akumulacyjnych układów (np. *TABS*) i może być zjawiskiem niekorzystnym ze względu na szybkozmienność jakościową i ilościową słonecznych zysków ciepła wprowadzanych do pomieszczenia w cyklu dobowym, powodując np. większą amplitudę parametrów determinujących komfort cieplny (np. temperatury operacyjnej, temperatury powierzchni posadzki) w godzinach użytkowania pomieszczenia.

### ***Umieblowanie pomieszczenia***

Użytkowane pomieszczenia są zazwyczaj wyposażone w meble i inne elementy ustawione na podłodze, które znacznie ograniczają intensywność wymiany ciepła systemu radiacyjnej podłogi chłodzącej z pomieszczeniem. Ustawione na podłodze obiekty mogą zwiększać opór cieplny warstwy wykończeniowej posadzki oraz są barierą dla promieniowania – zarówno cieplnego jak i słonecznego. Szczególnie istotne jest zmniejszenie skuteczności odprowadzania zysków ciepła od bezpośredniego promieniowania słonecznego przez podłogę chłodzącą nieekspozowaną na to promieniowanie oraz znaczący spadek temperatury powierzchni posadzki pod izolującym cieplnie wyposażeniem pomieszczenia, który może być, ze względu na potencjalne ryzyko kondensacji, znaczącym ograniczeniem w zakresie wprowadzania jakościowej strategii sterowania pracą systemu ze zmienną temperaturą zasilania obiegu hydraulicznego, schodzącą poniżej temperatury punktu rosy. Przykładowo, w serii 12 (płynne sterowanie), w porównaniu z bazową serią 9, umieblowanie pomieszczenia powoduje wzrost (parametr nr 21 w tabeli 5-2 i 5-3)  $t_{i,op,mean,workday}$  z  $25,1^\circ\text{C}$  do  $25,7^\circ\text{C}$  (+0,6°C), wzrost (23)  $t_{i,op,max,workday}$  z  $26,0^\circ\text{C}$  do  $26,7^\circ\text{C}$  (+0,7°C), przy jednoczesnym znaczącym spadku (25)  $t_{\text{floor,min,workday}}$  z  $17,7^\circ\text{C}$  do  $13,8^\circ\text{C}$  (-3,9°C).

Zgodnie z powyższym, umieblowanie pomieszczenia i jego wpływ na charakterystykę użytkową radiacyjnej podłogi chłodzącej powinien, jeśli to możliwe, być uwzględniony na etapie projektowania tego systemu chłodzenia. Stosowanie mebli z nogami, umożliwiających cyrkulację powietrza bezpośrednio przy posadzce, umożliwia ograniczoną konwekcyjną wymianę ciepła powierzchni podłogi z pomieszczeniem.

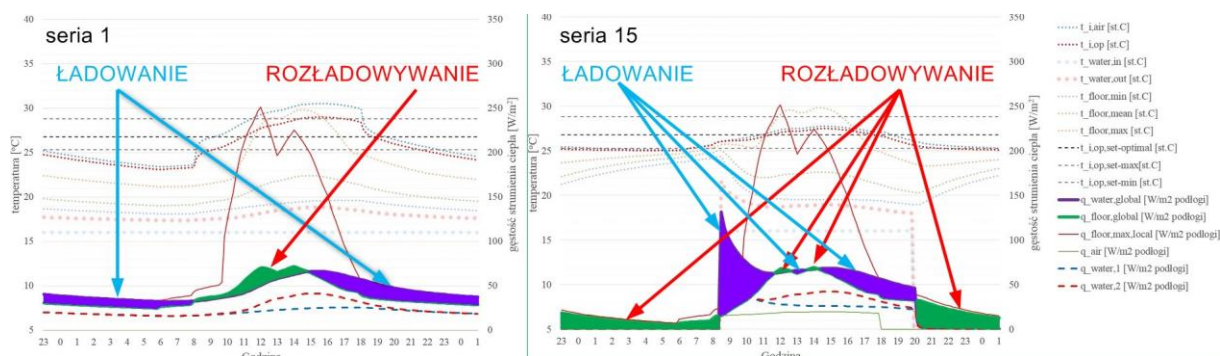
W przypadkach, w których przewidywany jest znaczący udział umieblowania niemożliwego do uwzględnienia na etapie projektowym, projektowanie systemu chodzenia podłogowego z odpowiednio wysoką temperaturą zasilania, zapewniającego jedynie częściowe pokrycie obciążeń

chłodniczych pomieszczenia przy jednoczesnym zachowaniu parametrów pracy bezpiecznych ze względu na ryzyko kondensacji i wspomaganie go szczytowym systemem chłodniczym (np. powietrznym) jest rozwiązaniem rekomendowanym, możliwym do optymalizacji eksploatacyjnej po umeblowaniu pomieszczenia poprzez dostosowanie parametrów operacyjnych i algorytmu sterowania systemu, np. w oparciu o analizy symulacyjne.

### ***Dynamika wymiany ciepła i strategia sterowania***

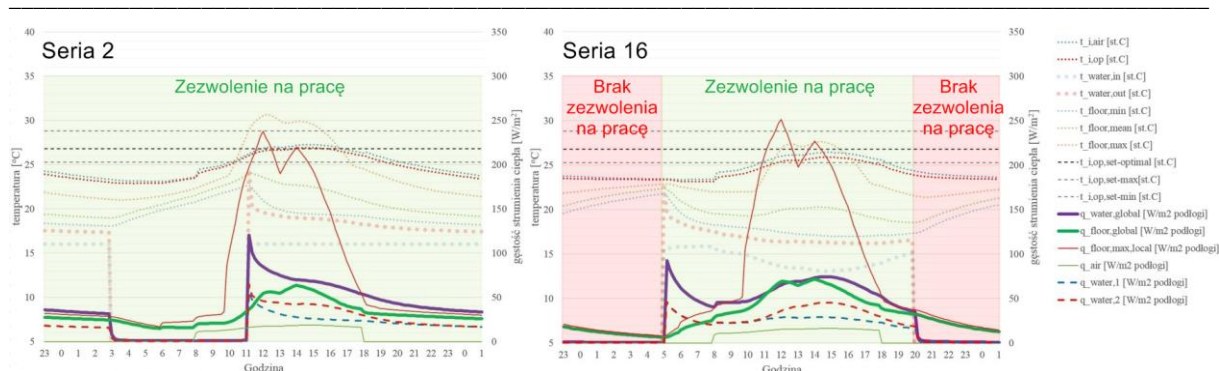
Radiacyjne podłogi chłodzące cechują się zaletami systemów akumulacyjnych, związanymi z możliwością wykorzystania w cyklu dobowym pojemności cieplnej systemu i kontrolowania dobowej zmienności mocy chłodniczej w związku z fazami pracy układu – ładowania (w której strumień ciepła odprowadzany z warstw podłogowych przez system hydrauliczny jest większy od strumienia ciepła wymienianego przez powierzchnię podłogi i następuje akumulacja chłodu w podłodze) i rozładowywania (w której bilans energetyczny obiegu hydraulicznego i powierzchni jest odwrotny).

Przeprowadzone badania w warunkach dynamicznej wymiany ciepła wykazały duże zróżnicowanie dobowej zmienności mocy chłodniczej obiegu hydraulicznego względem powierzchni podłogi – co świadczy znacznym wpływie wyszczególnionych tu czynników dynamizujących pracę systemu radiacyjnej podłogi chłodzącej na jej charakterystykę użytkową, w szczególności na podział cyklu pracy na fazy ładowania i rozładowywania. Przykładowe porównanie w cyklu dobowym faz pracy podłogi z serii 1, sterowanej w trybie 24/h na dobę bez wspomaganie wentylacji z serią 15, gdzie algorytm sterowania zezwala na pracę podłogi jedynie w godzinach 5:00-20:00, z dodatkowym wspomaganie chłodzenia przez układ powietrzny pokazano poniżej:



**Rys 5-27:** Wyniki symulacji charakterystyk użytkowych radiacyjnych podłóg chłodzących w warunkach dynamicznej wymiany ciepła. Porównanie faz ładowania i rozładowywania systemu w seriach 1 i 15. Źródło: opracowanie własne.

Wykorzystanie akumulacyjnych właściwości radiacyjnej podłogi chłodzącej i uwzględnienie dynamiki procesów wymiany ciepła w cyklu dobowym pozwala na kontrolę faz ładowania i rozładowywania systemu, co może prowadzić np. do optymalizacji obciążenia źródła chłodu poprzez kontrolowane przesuwanie w czasie obciążeń chłodniczych względem strumienia zysków ciepła w poszczególnych pomieszczeniach. Poza zmniejszeniem szczytowej mocy chłodniczej, wykorzystanie akumulacyjnych właściwości radiacyjnych podłóg chłodzących umożliwia optymalizację pracy źródła chłodu. Przykładowe porównanie dobowej zmienności parametrów pracy systemu z serii 2, w której regulator steruje nim wg algorytmu „on-off” ze stałą temperaturą zasilania w funkcji utrzymania temperatury operacyjnej w granicach 23-26°C, z serią 16, w której regulator stosuje algorytm płynnego sterowania temperaturą zasilania z dodatkowym nadrzędnym zezwoleniem na pracę obiegu hydraulicznego jedynie w godzinach 5:00 – 20:00 pokazano na poniższym rysunku.



**Rys 5-28:** Wyniki symulacji charakterystyk użytkowych radiacyjnych podłóg chłodzących w warunkach dynamicznej wymiany ciepła. Porównanie faz ładowania i rozładowywania systemu w seriach 2 i 16. Źródło: opracowanie własne.

Należy zwrócić uwagę na znacząco różny w zaprezentowanych wynikach przebieg mocy chłodniczej mierzonej po stronie czynnika obiegowego, który wpływa bezpośrednio na pracę źródła chłodu. Ponadto, w badanych warunkach strategia sterowania „on-off” bez harmonogramu czasowego (seria 2) prowadzi do zatrzymania obiegu hydraulicznego w okresie nocnym, po osiągnięciu nastawionej wartości minimalnej parametru regulowanego i jego ponowne uruchomienie dopiero w okresie bezpośrednio przed szczytowym strumieniem zysków ciepła, co powoduje odpowiednie przesunięcie w czasie okresu, w którym system osiąga szczytową moc chłodniczą i prowadzi do tym większego przekroczenia nastawionej maksymalnej wartości parametru regulowanego, im większa jest pojemność cieplna systemu.

W badanych warunkach, zastosowanie algorytmu płynnej regulacji z harmonogramem czasowym (seria 16) zwiększa reaktywność podłogi chłodzącej na występujące zyski ciepła. Stwierdzono obniżenie (parametr nr 26 w tabeli 5-2 i 5-3)  $t_{\text{floor,mean,workday}}$ , z 22,5°C do 19,7°C (-2,8°C) skutkujące obniżeniem (21)  $t_{\text{i,op,mean,workday}}$  z 26,0°C do 25,1°C (-0,9°C) oraz (23)  $t_{\text{i,op,max,workday}}$  z 26,9°C do 25,9°C (-1,0°C) przy podobnym udziale układu hydraulicznego w dobowym bilansie energetycznym pomieszczenia ze wzrostem  $E_{\text{c,water,day}}$  z 15,3kWh do 15,7kWh (+3%) i przy zbliżonym dobowym czasie pracy układu, ze spadkiem  $\tau_{\text{water,flow}}$  z 15,8h/doba do 15,0h/doba (-5%).

W związku z powyższym, możliwa jest optymalizacja sterowaniem pracą radiacyjnych podłóg chłodzących w pomieszczeniach z silnym oddziaływaniem promieniowania słonecznego na posadzkę ze względu na:

- zachowanie komfortu cieplnego w pomieszczeniu - fazę ładowania należy w takich sytuacjach lokalizować bezpośrednio przed okresami występowania zysków ciepła (wstępne schłodzenie posadzki i przygotowanie do przyjęcia słonecznych zysków ciepła – sterowanie predykcyjne),
- sprawność źródła chłodu – taki dobór parametrów konstrukcyjnych, operacyjnych i strategii sterowania systemem, aby szczytowe moce po stronie czynnika obiegowego nie występowały jednocześnie w różnych pomieszczeniach o podobnej dobowej zmienności zysków ciepła pozwala zmniejszyć wymaganą szczytową moc chłodniczą.

Strategia sterowania systemem radiacyjnej podłogi chłodzącej powinna także uwzględniać jego interakcję z układem wentylacyjnym – obowiązkowym ze względu na osuszanie powietrza i możliwym do wykorzystania jako układ wspomagający w okresach szczytowych obciążeń chłodniczych.

#### 5.4.4. Chłodzenie podłogowe a komfort cieplny

Stosowanie chłodzenia podłogowego ma istotny wpływ na warunki komfortu cieplnego w pomieszczeniu ze względu na niską temperaturę powierzchni posadzki i związaną z nią asymetrię temperatury promieniowania w pomieszczeniu. Zróżnicowana temperatura powierzchni posadzki

w przypadku niejednorodnego rozkładu zysków ciepła w pomieszczeniu może mieć znaczący wpływ na zależność lokalnych warunków komfortu cieplnego od lokalizacji użytkownika w pomieszczeniu.

W zdecydowanej większości serii symulacyjnych, temperatura operacyjna w pomieszczeniu (parametr regulowany) w godzinach jego eksploatacji przekracza nieco preferowaną wartość maksymalną (średnia dla wszystkich serii symulacyjnych 1-16: (parametr nr 21 w tabeli 5-2 i 5-3)  $t_{i,op,mean,workday}=26,1^{\circ}\text{C}$  z medianą (22)  $t_{i,op,median,workday}=26,5^{\circ}\text{C}$ ). Parametr regulowany (temperatura operacyjna) mieści się w zakresie odpowiadającym warunkom komfortu cieplnego wg modelu adaptacyjnego, a przekroczenia następują w większości na początku okresu dobowej eksploatacji pomieszczenia, w wyniku niedotrzymania wymaganej minimalnej temperatury operacyjnej w pomieszczeniu (przechłodzenie pomieszczenia nocą). W przypadku stosowania modelu adaptacyjnego komfortu cieplnego możliwe jest podniesienie nastawy parametru regulowanego (minimalnej temperatury operacyjnej) co spowodowałoby mniejsze przechłodzenie pomieszczenia, a dodatkowo zmniejszyłoby energochłonność systemu. Alternatywnie podniesienie temperatury zasilania czynnika obiegowego pozwoliłoby zmniejszyć moc układu i zwiększyć temperaturę posadzki w okresie eksploatacji, co spowodowałoby zmniejszenie ryzyka występowania lokalnego dyskomfortu związanego z niską temperaturą posadzki.

Należy podkreślić, że przeprowadzone w ramach tej dysertacji badania w warunkach dynamicznych opierają się na wyborze temperatury operacyjnej skupionej jako parametru regulowanego. Nie uwzględniono niejednorodnej temperatury powietrza w pomieszczeniu (założenie idealnie mieszającej wentylacji) oraz niejednorodnej temperatury promieniowania w różnych strefach pomieszczenia, w szczególności związanej z oddziaływaniem bezpośredniego promieniowania słonecznego w strefie przyokiennej. Dalszych badań wymaga uwzględnienie lokalizacji czujnika temperatury promieniowania na spełnienie warunków komfortu w niejednorodnym cieplnie pomieszczeniu.

Przeprowadzone badania wykazały, że sterowanie systemem radiacyjnej podłogi chłodzącej jedynie w oparciu o temperaturę operacyjną lub powietrza w pomieszczeniu, może prowadzić do niespełnienia innych kryteriów komfortu cieplnego, związanych z niską temperaturą posadzki, która wpływa na asymetrię temperatury promieniowania w pomieszczeniu i ma znaczenie ze względu na bezpośredni kontakt stóp z zimną powierzchnią. Podawana w *PN-EN ISO 1264-3:2021* [244] typowa minimalna komfortowa temperatura powierzchni posadzki  $t_{floor,min}=18^{\circ}\text{C}$  została okresowo przekroczona w seriach symulacyjnych:

- seria 8, przy stałej, niskiej temperaturze zasilania  $t_{water,in}=13^{\circ}\text{C}$ : (parametr nr 25 w tabeli 5-2 i 5-3)  $t_{floor,min,workday}=16,9^{\circ}\text{C}$ , (26)  $t_{floor,mean,workday}=21,7^{\circ}\text{C}$ ,
- seria 9, przy regulacji temperatury zasilania  $t_{water,in}=14,2-16,0^{\circ}\text{C}$ : (25)  $t_{floor,min,workday}=17,7^{\circ}\text{C}$ , (26)  $t_{floor,mean,workday}=20,2^{\circ}\text{C}$ ,
- seria 12, przy regulacji temperatury zasilania i występowaniu mebli  $t_{water,in}=10,4-14,6^{\circ}\text{C}$ : (25)  $t_{floor,min,workday}=13,5^{\circ}\text{C}$ , (26)  $t_{floor,mean,workday}=18,1^{\circ}\text{C}$ ,
- seria 14, przy regulacji temperatury zasilania, grubej warstwie jastrychu i występowaniu dywanu oraz mebli  $t_{water,in}=14,2-16,0^{\circ}\text{C}$ : (25)  $t_{floor,min,workday}=14,3^{\circ}\text{C}$ , (26)  $t_{floor,mean,workday}=21,1^{\circ}\text{C}$ ,

Ze względu na powyższe, wprowadzenie do algorytmu sterowania dodatkowej kontroli temperatury posadzki w referencyjnym punkcie (przy początku obiegu hydraulicznego, pod meblami) jest krytyczne dla zabezpieczenia przed występującą lokalnie niską temperaturą posadzki powodującą lokalny dyskomfort lub kondensację pary wodnej.

## 6. Podsumowanie wyników pracy

Przeprowadzone analizy nie wyczerpują problemu wpływu dynamicznych oddziaływań na charakterystyki użytkowe radiacyjnych podłóg chłodzących dla różnych kategorii pomieszczeń i różnych warunków ich eksploatacji, jednak na podstawie badań zrealizowanych dla przykładowego rodzaju pomieszczenia (biurowe), poddanego specyficznym warunkom użytkowania (brak w oknach urządzeń zacinających), eksponowanego na znaczne w polskich warunkach klimatycznych zewnętrzne zyski ciepła od promieniowania słonecznego, stwierdzono:

- w pomieszczeniach typu biurowego z mieszanymi (konwekcyjno-radiacyjnymi) zyskami ciepła, systemy podłóg chłodzących pozwalają skutecznie stabilizować temperaturę powietrza i operacyjną w granicach komfortu cieplnego pod warunkiem współpracy z systemami wentylacyjnymi (pełniącymi, poza osuszaniem, rolę częściowego pokrywania obciążeń chłodniczych - konwekcyjnych zysków ciepła),
- zmienność jakościowa i ilościowa zysków ciepła w pomieszczeniu, w szczególności od promieniowania słonecznego, a także strategia sterowania systemem mają najistotniejszy, spośród zbadanych czynników, wpływ na charakterystyki użytkowe podłóg chłodzących w rzeczywistych warunkach eksploatacji – są czynnikami najbardziej dynamizującymi przepływ ciepła w pomieszczeniu,
- parametry konstrukcyjne, operacyjne i strategia sterowania systemem radiacyjnej podłogi chłodzącej powinny być analizowane łącznie ze względu na zachodzące pomiędzy nimi zależności, wpływające na działanie całego systemu,
- strategia sterowania systemem wpływa znacząco na jego charakterystykę użytkową, a wykorzystanie akumulacyjnych właściwości systemu w powiązaniu z harmonogramem użytkowania chłodzonego pomieszczenia pozwala zwiększyć jego skuteczność i poprawić komfort cieplny,
- regulacja przepływu (ilościowa) ma mniejszy wpływ na działanie systemu w warunkach dynamicznego przepływu ciepła niż regulacja temperatury zasilania obiegów hydraulicznych (jakościowa),
- występowanie w pomieszczeniu mebli ograniczających wymianę ciepła powierzchni podłogi z pomieszczeniem jest czynnikiem ograniczającym jej potencjał chłodniczy ze względu na znacznie obniżoną temperaturę powierzchni podłogi pod meblami i ryzyko kondensacji pary wodnej,
- utrzymanie temperatury powierzchni posadzki na odpowiednio wysokim poziomie jest czynnikiem ograniczającym możliwą do osiągnięcia moc chłodniczą, a niska temperatura powierzchni posadzki występująca globalnie w pomieszczeniu lub lokalnie jedynie w niektórych w jego strefach, a także niejednorodność pola temperatury na tej powierzchni może powodować dyskomfort cieplny.

Sprecyzowano następujące **rekomendacje, wytyczne projektowe i eksploatacyjne dla systemów radiacyjnych podłóg chłodzących:**

- w przypadku stosowania radiacyjnych podłóg chłodzących współpracujących z systemami wentylacyjnymi, w algorytmie sterowania systemem wentylacyjnym należy uwzględnić jego udział w chłodzeniu pomieszczenia. Moc chłodnicza systemu wentylacyjnego może być regulowana za pomocą temperatury nawiewu (jakościowo) i wydajności systemu (ilościowo), co należy uwzględnić w strategii sterowania systemem wentylacyjnym w kontekście jego typu

(sposobu dystrybucji powietrza w pomieszczeniu i rozkładu temperatury powietrza w wentylowanym pomieszczeniu). W sytuacjach, w których pokrycie szczytowych obciążeń chłodniczych nieodprowadzanych przez system radiacyjnej podłogi chłodzącej wymaga większego strumienia powietrza nawiewanego niż wynikający z kryterium higienicznego, możliwe jest wprowadzenie częściowej i zmiennej w czasie recyrkulacji powietrza – gdy jest to dopuszczalne ze względu na klasę higienicznosanitarną pomieszczenia,

- ze względu na akumulacyjny charakter systemów radiacyjnych podłóg chłodzących, zaleca się definiowanie zakresu temperatury regulowanej pozwalającego spełnić wymagania komfortu cieplnego przy jednoczesnym umożliwieniu pracy systemu w trybach ładowania i rozładowywania w warunkach zmiennego ze względu na gęstość i lokalizację strumienia zysków ciepła w pomieszczeniach. Odpowiednio szeroki zakres temperatury regulowanej (różnica pomiędzy dopuszczalną maksymalną i minimalną temperaturą w pomieszczeniu) zwiększa stabilność pracy systemu w warunkach dynamicznej wymiany ciepła, zmniejszając dobową liczbę załączeń i skokowych zmian mocy układu hydraulicznego i obciążenia źródła chłodu,
- stosowanie algorytmów sterowania uwzględniających dobowy harmonogram pracy pozwala na ograniczenie czasu działania układu hydraulicznego w okresach, w których pomieszczenie jest nieużytkowane. Umożliwia to kontrolę zużycia energii chłodniczej (źródło chłodu) i elektrycznej (pompy obiegowe) przez system w cyklu dobowym, przy zachowaniu możliwości swobodnego (bez przepływu w układzie hydraulicznym) rozładowywania się systemu poza okresami jego aktywnej pracy. Relatywnie niewielka pojemność cieplna standardowych systemów radiacyjnych podłóg chłodzących powoduje, że po fazie nocnego rozładowywania systemu ze zdezaktywowanym przepływem w obiegu hydraulicznym, ponowna akumulacja chłodu może być zrealizowana przez kilka godzin bezpośrednio przed okresem użytkowania pomieszczenia, bez konieczności aktywnej pracy systemu 24h/dobę,
- stosowanie regulacji jakościowej z temperaturą zasilania obiegu hydraulicznego jako wielkością nastawiającą w funkcji temperatury operacyjnej jako parametru regulowanego jest skuteczną metodą zwiększenia reaktywności systemu na zmienne obciążenie chłodnicze,
- kontrola temperatury powierzchni posadzki, kluczowa ze względu na zabezpieczenie przed kondensacją pary wodnej i komfort cieplny jest utrudniona w warunkach dynamicznego oddziaływania promieniowania słonecznego ze względu na silną zależność tej temperatury od zmiennych w czasie i przestrzeni słonecznych zysków ciepła, a także od ustawionego na posadzce wyposażenia pomieszczenia (mebli). Rekomenduje się lokalizowanie referencyjnych punktów pomiarowych temperatury powierzchni posadzki w pobliżu początków obiegów hydraulicznych i w obszarach minimalnego oddziaływania promieniowania słonecznego oraz, ze względu na znaczący wpływ mebli na lokalne obniżenie temperatury posadzki, także pod meblami,
- wykorzystanie metod symulacyjnych na etapie projektowania systemów radiacyjnych podłóg chłodzących pozwala prawidłowo ocenić ich charakterystyki użytkowe w konkretnych aplikacjach, dając możliwość racjonalnego wymiarowania złożonych systemów HVAC i źródeł chłodu.

Uzyskane w ramach tej dysertacji wyniki podkreślają znaczący wpływ czynników dynamizujących oddziaływania cieplne radiacyjnych podłóg chłodzących na ich charakterystyki użytkowe. Sformułowane wnioski pozwoliły na **udowodnienie postawionych tez**.

**Oryginalnym rozwiązaniem problemu naukowego** zaprezentowanym w tej pracy jest opracowany i walidowany autorski model numeryczny, umożliwiający przeprowadzanie analiz dynamicznego przepływu ciepła w pomieszczeniu z radiacyjną podłogą chłodzącą, ze szczególnym uwzględnieniem niejednorodnych jakościowo i ilościowo zysków ciepła generowanych w pomieszczeniu w sposób odpowiadający realnym aplikacjom.

**Do oryginalnych osiągnięć tej pracy** można zaliczyć zbadanie charakterystyk użytkowych radiacyjnej podłogi chłodzącej w warunkach eksploatacyjnych zbliżonych do występujących w rzeczywistych pomieszczeniach biurowych, w tym w szczególności:

- ocenę wpływu oddziaływania różnych zysków ciepła na charakterystykę użytkową radiacyjnej podłogi chłodzącej,
- analizę dynamiki przepływu ciepła w podłodze chłodzącej i jej reaktywności na zmieniające się zyski ciepła i stan cieplny pomieszczenia,
- określenie wpływu parametrów konstrukcyjnych i operacyjnych systemu radiacyjnej podłogi oraz zmian w aranżacji pomieszczenia na właściwości użytkowe systemu,
- przedstawienie wytycznych i rekomendacji projektowych i eksploatacyjnych dla tego typu systemów.

Sprecyzowano następujące problemy naukowe związane z tematyką dysertacji i wyznaczające dalsze **planowane kierunki dalszych badań** z wykorzystaniem opracowanego modelu symulacyjnego:

- zbadanie wpływu innych parametrów systemów radiacyjnych podłóg chłodzących na ich charakterystyki użytkowe, w tym w szczególności parametrów konstrukcyjnych niemożliwych do zmiany eksploatacyjnej:
  - grubość warstwy termoizolacyjnej pod rurkami,
  - głębokość zatopienia rurek w jastrychu,
  - rodzaj i średnica rurek,
  - sposób układania rurek w jastrychu (np. ślimak, podwójny meander),
  - rozstaw rurek,
- zbadanie charakterystyk użytkowych radiacyjnych podłóg chłodzących dla innych przypadków ich zastosowania, w tym w szczególności:
  - innych kategorii pomieszczeń ze zróżnicowanym rozkładem jakościowym i ilościowym zysków ciepła (np. mocno przeszklone pomieszczenia typu komunikacyjnego – hole w budynkach biurowych, hale lotnisk, budynki wystawowe, itd.),
  - innych warunków pracy, związanych np. z orientacją budynku względem kierunków świata i charakterystyką przegród przezroczystych (wpływającą znacząco na zyski ciepła od promieniowania słonecznego), zróżnicowanymi obiektami w otoczeniu, takimi jak grunt i sąsiadujące budynki, (przesłaniającymi przed bezpośrednim oddziaływaniem promieniowania słonecznego, ale także wpływającymi na temperaturę i charakterystykę radiacyjną obiektów w otoczeniu),



- analizy możliwości polepszenia charakterystyk użytkowych przez zabiegi projektowe, np. dostosowanie przebiegu pętli hydraulicznych w pomieszczeniu do dobowego rozkładu przestrzennego zysków ciepła od bezpośredniego promieniowania słonecznego i indywidualne sterowanie obiegami (np. indywidualna regulacja temperatury zasilania lub natężenia przepływu w poszczególnych obiegach w zależności od radiacyjnych zysków ciepła od promieniowania słonecznego w objętej nimi strefie),
- analiza lokalnych warunków komfortu cieplnego w pomieszczeniu z uwzględnieniem radiacyjnego oddziaływania niejednorodnych cieplnie przegród w pomieszczeniu i zmiennego w czasie i przestrzeni promieniowania słonecznego, w tym wpływ lokalizacji czujnika temperatury promieniowania na sterowanie systemem radiacyjnej podłogi chłodzącej z temperaturą operacyjną jako parametrem regulowanym,
- rozbudowa modelu numerycznego o dokładniejszy moduł obliczeniowy umeblowania pomieszczenia, umożliwiającą uwzględnienie pojemności cieplnej mebli, ich lokalizacji w przestrzeni trójwymiarowej i wymiany ciepła mebli na drodze konwekcji i promieniowania – co pozwoli lepiej badać wpływ umeblowania na niejednorodność środowiska cieplnego pomieszczenia,
- opracowanie i analiza algorytmu sterowania z nastawą wielkości regulowanej (np. temperatury operacyjnej w pomieszczeniu) ustalaną dla każdego dnia w oparciu o model adaptacyjny komfortu cieplnego i dostosowywanymi do niej parametrami nastawiającymi systemu radiacyjnej podłogi chłodzącej (temperatura zasilania, przepływ, dobowy harmonogram pracy) oraz analiza sterowania predykcyjnego pracą podłogi chłodzącej,
- rozszerzenie analiz cieplnych do cieplno-wilgotnościowych, uwzględniających zmienne zapotrzebowanie na energię na cele osuszania powietrza,
- wprowadzenie do modelu obliczeniowego funkcjonalności chłodzenia nocnego i jego ocena ze względu na potencjał chłodniczy i ryzyko kondensacji pary wodnej na powierzchni podłogi poza okresami użytkowania pomieszczenia,
- analiza złożonych systemów HVAC z podłogami chłodzącymi, układami wentylacyjnymi i źródłami chłodu ze względu na energochłonność procesów osuszania i chłodzenia celem optymalizacji zużycia energii z uwzględnieniem dobowych i sezonowych cykli pracy.

## 7. Bibliografia

- [1] Abadie M.O., de Camargo M.M., Mendonça K.C., Blondeau P., *Improving the prediction of zonal modeling for forced convection airflows in rooms.*: Building and Environment 48 (2012), str. 173-182.
- [2] Acikgoz O., *A novel evaluation regarding the influence of surface emissivity on radiative and total heat transfer coefficients in radiant heating systems by means of theoretical and numerical methods.*: Energy and Buildings (2015), str. 105-116.
- [3] Al-Rabghi O.M.A., Al-Johani K.M., *Utilizing Transfer Function Method for Hourly Cooling Load Calculations.*: Energy Conversion and Management, Vol.38, No. 4 (1997), str. 319-332.
- [4] Antonopoulos K.A., Tzivanidis C., *Numerical solution of unsteady three-dimensional heat transfer during space cooling using ceiling-embedded piping.*: Energy Vol.22, No.1 (1997), str. 59-67.
- [5] Arasteh D., Kohler C., Griffith B., *Modeling Windows in Energy Plus with Simple Performance Indices.*: Ernest Orlando Lawrence Berkeley National Laboratory, LBNL 2804E, 2009.
- [6] ASHRAE, *ASHRAE Handbook: Fundamentals. SI Edition.*: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Atlanta 2021.
- [7] ASHRAE, *ASHRAE Handbook: HVAC Systems and Equipment.*: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Atlanta 2016.
- [8] ASHRAE, *Nonresidential cooling and heating load calculations.*: ASHRAE Handbook of Fundamentals. Atlanta, G.A, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Atlanta 2013.
- [9] Athienitis A.K., Chen Y., *The effect of solar radiation on dynamic thermal performance of floor heating systems.*: Solar Energy 69 (2000), str. 229-237.
- [10] Awbi H.B., *Calculation of convective heat transfer coefficients of room surfaces for natural convection.*: Energy and Buildings 28 (1998), str. 219-227.
- [11] Awbi H.B., Hatton A., *Mixed convection from heated room surfaces.*: Energy and Buildings 32 (2000), str. 153-166.
- [12] Awbi H.B., Hatton A., *Natural convection from heated room surfaces.*: Energy and Buildings 30 (1999), str. 233-244.
- [13] Bauman F., Feng J.D., Schiavon S., *Cooling load calculations for radiant systems: are they the same traditional methods?.*: ASHRAE Journal 12 (2013), str. 20-27.
- [14] Bean R., Olesen B.W., Kim K.W., *History of Radiant Heating & Cooling Systems. Part 1.*: ASHRAE Journal 1 (2010), str. 40-47.
- [15] Bean R., Olesen B.W., Kim K.W., *History of Radiant Heating & Cooling Systems. Part 2.*: ASHRAE Journal 2 (2010), str. 50-55.
- [16] Beausoleil-Morrison I., *An algorithm for calculating convection coefficients for internal building surfaces for the case of mixed flow in rooms.*: Energy and Buildings 33 (2001), str. 351-361.

- [17] Beausoleil-Morrison I., *The adaptive simulation of convective heat transfer at internal building surfaces.*: Building and Environment 37 (2002), str. 791-806.
- [18] Beausoleil-Morrison I., Strachan P., *On the Significance of Modeling Internal Surface Convection in Dynamic Whole-Building Simulation Programs.*: ASHRAE Transactions 103 (1997), str. 929-940.
- [19] Bienvenido-Huertas D., Pulido-Arcas J.A., Rubio-Bellido C., Perez-Fargallo A., *Feasibility of adaptive thermal comfort for energy savings in cooling and heating: A study on Europe and the Mediterranean basin.*: Urban Climate 36 (2021), 100807.
- [20] Bjorck A., Gahlquist G., *Metody numeryczne.*: Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa 1987.
- [21] Bourdakis E., Kazanci O.B., Olesen B.W., *Load Calculations of radiant cooling systems for sizing the plant.*: Energy Procedia 78 (2015), str. 2639-2644.
- [22] Brideau S., Beausoleil-Morrison I., *Model Development for Tube-in-Subfloor Radiant Floor Heating and Cooling.*: eSim 2014, Ottawa - artykuł konferencyjny, 2014.
- [23] Bruning S.F., *A new way to calculate cooling loads.*: ASHRAE Journal 46(1) (2004), str. 20-25.
- [24] Causone F., Baldin F., Olesen B.W., Corgnati S.P., *Floor heating and cooling combined with displacement ventilation: Possibilities and limitations.*: Energy and Buildings 42 (2010), str. 2338-2352.
- [25] Causone F., Corgnati S.P., Filippi M., *Experimental evaluation of heat transfer coefficients between radiant ceiling and room.*: Energy and Buildings 41 (2009), str. 622-628.
- [26] Causone F., Corgnati S.P., Filippi M., Olesen B.W., *Solar radiation and cooling load calculation for radiant systems: Definition and evaluation of the Direct Solar Load.*: Energy and Buildings 42 (2010), str. 305-314.
- [27] Cekon M., *Accuracy analysis of longwave sky radiation models in the MZELWE module of the ESP-r program.*: Energy and Buildings 103 (2015), str. 147-158.
- [28] Cengel Y.A., Ghajar A.J., *Heat and Mass Transfer Fundamentals & Applications.*: McGraw-Hill Education, Nowy Jork 2015.
- [29] Chatziangelidis K., Bouris D., *Calculation of the distribution of incoming solar radiation in enclosures.*: Applied Thermal Engineering 29 (2009), str. 1096-1105.
- [30] Chen Q., *Ventilation performance prediction for buildings: A method overview and recent applications.*: Building and Environment 44 (2009), str. 848-858.
- [31] Cholewa T., Rosiński M., Spik Z., Dudzińska M.R., Siuta-Olcha A., *On the heat transfer coefficients between heated/cooled radiant floor and room.*: Energy and Buildings 66 (2013), str. 599-606.
- [32] Chwieduk D., *Solar Energy in Buildings. Thermal Balance for Efficient Heating and Cooling.*: Elsevier Inc, 2014.
- [33] Clarke J.A., *Energy Simulation in Building Design.*: Butterworth-Heinemann, Oxford 2001.
- [34] Cucumo M., Kaliakatsos D., Marinelli V., *Estimating effective solar absorptance in rooms.*: Energy and Buildings 23 (1995), str. 117-120.

- [35] d'Ambrosio Alfano F.R., Olesen B.W., Paella, B.I., *Thermal comfort: Design and assessment for energy saving.*: Energy and Buildings 81 (2014), str. 326-336.
- [36] Daoud A., Galanis N., *Prediction of airflow patterns in a ventilated enclosure with zonal methods.*: Applied Energy 85 (2008), str. 439-448.
- [37] De Carli M., Olesen B.W., *Field Measurements of Operative Temperatures in Buildings Heated or Cooled by Embedded Water-Based Radiant Systems.*: ASHRAE Transactions 108(2) (2002), str. 714-725.
- [38] De Carli M., Scarpa M., Tomasi R., Zarrella A., *DIGITHON: A numerical model for the thermal balance of rooms equipped with radiant systems.*: Energy and Environment 57 (2012), str 126-144.
- [39] De Carli M., Tonon M., *Effect of modelling solar radiation on the cooling performance of radiant floors.*: Solar Energy 85 (2011), str. 689-712.
- [40] Despini F., Ferrari C., Bigi A., Libbra A., Teggi S., Muscio A., Ghermandi G., *Correlation between remote sensing data and ground based measurements for solar reflectance retrieving.*: Energy and Buildings 114 (2016), str. 227-233.
- [41] Dieckmann J., McKenney K., Brodrick, J., *Radiant Floor Cooling in Practice.*: ASHRAE Journal 11 (2009), str. 70-72.
- [42] Doebber I., Moore M., Deru M., *Radiant Slab Cooling for Retail.*: ASHRAE Journal 10 (2010), str. 28-38.
- [43] Domingues-Munoz F., Cejudo-Lopez J. M., Carill-Andres A., *Uncertainty in peak cooling load calculations.*: Energy and Buildings 42 (2010), str. 1010-1018.
- [44] Duffie J.A., Beckman W.A., *Solar Engineering of Thermal processes. Fourth Edition.*: John Wiley & Sons, New Jersey 2013.
- [45] Ericson C., *Real-time collision detection.*: Morgan Kaufmann Publishers, San Francisco 2004.
- [46] Evangelisti L., Guattari C., Asdrubali F., *On the sky temperature models and their influence on buildings energy performance: A critical review.*: Energy & Buildings 183 (2019), 607-625.
- [47] Evangelisti L., Guattari C., Gori P., Bianchi F., *Heat transfer study of external convective and radiative coefficients for building applications.*: Energy and Buildings 151 (2017), str. 429-438.
- [48] Evins R., Dorer V., Carmeliet J., *Simulating external longwave radiation exchange for buildings.*: Energy and Buildings 75 (2014), str. 472-482.
- [49] Feng J., Schiavon S., Bauman F., *New method for the design of radiant floor cooling systems with solar radiation.*: Energy and Buildings 125 (2016), str. 9-18.
- [50] Feng J.D., *Design and Control of Hydronic Radiant Cooling Systems.*: Rozprawa doktorska, Center of the built Environment, UC Berkeley, Berkeley 2014.
- [51] Feng J.D., Bauman F., Schiavon S., *Critical review of water based radiant cooling system design methods.*: Artykuł konferencyjny "Indoor Air 2014", Hong Kong 2014.
- [52] Feng J.D., Bauman F., Schiavon S., *Experimental comparison of zone cooling load between radiant and air systems.*: Energy and Buildings 84 (2014), str. 152-159.

- [53] Feng J.D., Schiavon S., Bauman F., *Cooling load differences between radiant and air systems.*: Energy and Buildings 65 (2013), str. 310-321.
- [54] Feng J.D., Schiavon S., Bauman F., *Impact of Solar Heat Gain on Radiant Floor Cooling System Design.*: Materiały konferencyjne "CLIMA 13", Praga 2013.
- [55] Feustel H.E., *COMIS - an international multizone air-flow and contaminant transport model.*: Energy and buildings 30 (1999), str. 3-18.
- [56] Feustel H.E., Stetiu C., *Hydronic radiant cooling - preliminary assessment.*: Energy and Building 22 (1995), str. 193-205.
- [57] Fohanno S., Polidori G., *Modelling of natural convective heat transfer in an internal surface.*: Energy and Buildings 38 (2006), str. 548-553.
- [58] Gaziński B. (red.), *Technika Klimatyzacyjna dla Praktyków.*: Systherm Serwis Danuta Gazińska S.J., Poznań 2005.
- [59] Gerald C.F., Wheatley P.O., *Applied Numerical Analysis, seventh edition.*: Pearson Addison Wesley, 2004.
- [60] Grębosz J., *Symfonia C++ Standard.*: Wydawnictwo "Edition 2000", Kraków 2008.
- [61] Gwadera M., Larwa B., Kupiec K., *Undisturbed Ground Temperature - Different Methods of Determination.*: Sustainability 9 (2017), 2055.
- [62] Haghghat F., Li Y., Megri A.C., *Development and validation of a zonal model - POMA.*: Building and Environment 36 (2001), str. 1039-1047.
- [63] Halawa E., van Hoof J., Soebarto V., *The impacts of the thermal radiation field on thermal comfort, energy consumption and control - A critical overview.*: Renewable and Sustainable Energy Reviews 37 (2014), str. 907-918.
- [64] Hensen J.L.M., Lamberts R., *Building Performance Simulation For Design And Operation.*: Spon Press, Nowy Jork 2011.
- [65] Ho S.Y., Hayes R.E., Wood R.K., *Simulation of the dynamic behaviour of a hydronic floor heating system.*: Heat Recovery Systems & CHP Vol. 15, No. 6 (1995), str. 505-519.
- [66] Holopainen R., Tuomaala P., Piippo J., *Uneven gridding of thermal nodal networks in floor heating simulations.*: Energy and Buildings 39 (2007), str. 1107-1114.
- [67] Howell J.R., *A Catalog of Radiation Heat Transfer Configuration Factors, 3rd edition.*: Department of Mechanical Engineering, The University of Texas AT Austin (2010).
- [68] Hu R., Niu J.L., *A review of the application of radiant cooling & heating systems in Mainland China.*: Energy and Buildings 52 (2012), str. 11-19.
- [69] Inard C., Bouia H., Dalicieux P., *Prediction of air temperature distribution in buildings with a zonal model.*: Energy and Buildings 24 (1996), str. 125-132.
- [70] Iu I., Eldridge D.S., Chantrasrisalai C., Fisher D.E., *Experimental Validation of Design Cooling Load Procedures: The Radiant Time Series Method.*: ASHRAE Transactions 109(2) (2003), str. 139-150.
- [71] Jeong J., Mumma S. A., *Ceiling radiant cooling panel capacity enhanced by mixed convection in mechanically ventilated spaces.*: Applied Thermal Engineering 23 (2003), str. 2293-2306.

- [72] Jin X., Zhang X., Luo Y., *A calculation method for the floor surface temperature in radiant floor system.*: Energy and Buildings 42 (2010), str. 1753-1758.
- [73] Jin X., Zhang X., Luo Y., Cao R., *Numerical simulation of radiant floor cooling system: The effects of thermal resistance of pipe and water velocity on the performance.*: Building and Environment 45 (2010), str. 2545-2552.
- [74] Joe J., Karava P., *A model predictive control strategy to optimize the performance of radiant floor heating and cooling systems in office buildings.*: Applied Energy 245 (2019), str. 65-77.
- [75] Judkoff R., Wortman D., O'Doherty B., Burch J., *A Methodology for Validating Building Energy Analysis Simulations*, 55042059th ed.: National Renewable Energy Laboratory (2008).
- [76] Karadağ R., *The investigation of relation between radiative and convective heat transfer coefficients at the ceiling in a cooled ceiling room.*: Energy Conversion and Management 50 (2009), str. 1-5.
- [77] Karakoyun Y., Acikgoz O., Yumurtaci Z., Dalkilic A.S., *An experimental investigation on heat transfer characteristics arising over an underfloor cooling system exposed to different radiant heating loads through walls.*: Applied Thermal Engineering 164 (2020), 114517.
- [78] Karlsson J., Roos A., *Modelling the angular behaviour of the total solar energy transmittance of windows.*: Solar Energy Vol.69, No.4 (2000), str. 321-329.
- [79] Karlsson J., Rubin A., Roos A., *Evaluation of predictive models for the angle-dependent total solar energy transmittance of glazing materials.*: Solar Energy Vol.71 No.1 (2001), str.23-31.
- [80] Kessling W., Holst S., Schuler M., *Innovative Design Concept for the New Bangkok International Airport, NBIA.*: Materiały konferencyjne "Fourteenth Symposium on Improving Building Systems in Hot and Humid Climates", May 17-20, str. 269-277, Richardson, USA, 2004.
- [81] Khalifa A.N., *Natural convective heat transfer coefficient - a review I. Isolated vertical and horizontal surfaces.*: Energy Conversion and Management 42 (2001), str. 491-504.
- [82] Kilikis B.I., Eltez M., Sager S.S., *A simplified model for the design of radiant in-slab heating panels.*: ASHRAE Transactions 101(1) (1994), str 210-216.
- [83] Koczyk H. (red.), *Ogrzewnictwo praktyczne. Projektowanie, montaż, certyfikacja energetyczna, eksploatacja.*: Systherm D. Gazińska s.j., Poznań 2009.
- [84] Koschenz M., Dorer V., *Interaction of an air system with concrete core conditioning.*: Energy and Buildings 30 (1999), str. 139-145.
- [85] Kostowski E., *Promieniowanie cieplne.*: Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2009.
- [86] Kuhn T.E., Herkel S., Frontini F., Strachan P., Kokogiannakis G., *Solar control: A general method for modelling of solar gains through complex facades in building simulation programs.*: Energy and Buildings 43 (2011), str. 19-27.
- [87] La Gennusa M., Nuncara A., Pietrafesa M., Rizzo G., *A model for managing and evaluating solar radiation for indoor thermal comfort.*: Solar Energy 81 (2007), str. 594-606.
- [88] Laouadi A., *Development of a radiant heating and cooling model for building energy simulation software.*: Building and Environment 39 (2004), str. 421-431.

- [89] Larsen S.F., Filippin C., Lesino G., *Transient simulation of a storage floor with a heating/cooling parallel pipe system.*: Building Simulation 3 (2010), str. 105-115.
- [90] Le Dréau J., Heiselberg P., *Sensitivity analysis of the thermal performance of radiant and convective terminals for cooling buildings.*: Energy and Buildings 82 (2014), str. 482-491.
- [91] Lehmann B., Dorer V., Koschenz M., *Application range of thermally activated building systems tabs.*: Energy and Building 39 (2007), str. 593-598.
- [92] Leigh S.B., *A study for evaluating performance of radiant floor cooling integrated with controlled ventilation.*: ASHRAE Transactions 111(1) (2005), str. 71-82.
- [93] Li Q., Chen C., Zhang Y., Lin J., Ling, H., *Simplified thermal calculation method for floor structure in radiant floor cooling system.*: Energy and Buildings 74 (2014), str. 182-190.
- [94] Lim J., Jo J., Kim Y., Yeo M., Kim K., *Application of the control methods for radiant floor cooling system in residential buildings.*: Building and Environment 41 (2006), str. 60-73.
- [95] Lim J., Kim K., *ISO 11855 - The international standard on the design, dimensioning, installation and control of embedded radiant heating and cooling systems.*: REHVA Journal 01 (2016), str. 46-53.
- [96] Liu K., Tian Z., Zhang C., Ding Y., Wang W., *Establishment and validation of modified star-type RC-network model for concrete core cooling slab.*: Energy and Buildings 43 (2011), str. 2378-2384.
- [97] Liu M., Wittchen K.B., Heiselberg P.K., Winther F.V., *Development and sensitivity study of a simplified and dynamic method for double glazing facade and verified by a full-scale facade element.*: Energy and Buildings 68 (2014), str. 432-443.
- [98] Loutzenhiser P.G., Manz H., Moosberger S., Maxwell G.M., *An empirical validation of window solar gain models and the associated interactions.*: International Journal of Thermal Sciences 48 (2009), str. 85-95.
- [99] López J.M. Cejudo, Hernández F.F., Muñoz F.D., Andrés A.C., *The optimization of the operation of a solar desiccant air handling unit coupled with a radiant floor.*: Energy and Buildings 62 (2013), str. 427-435.
- [100] Ma Y., *Model Predictive Control for Energy Efficient Buildings.*: Rozprawa doktorska, Mechanical Engineering, UC Berkeley, 2012.
- [101] Magni M., Ochs F., de Vries S., Maccarini A., Sigg F., *Detailed cross comparison of building energy simulation tools results using a reference office building as a case study.*: Energy & Buildings 250 (2021), 111260.
- [102] Malkawi A.M., Augenbroe G., *Advanced Building Simulation.* Nowy Jork: Spon Press, Nowy Jork 2013.
- [103] Materiały techniczne firmy Kipp&Zonen, *Pyranometer CMP series - Instruction manual.*: Kipp&Zonen B.V., 2016.
- [104] Materiały techniczne firmy PURMO, *Poradnik techniczny Systemy Ogrzewania i Chłodzenia Płaszczyznowego.*: PURMO, 2015.
- [105] Materiały techniczne firmy REHAU, *Informacja techniczna Ogrzewanie i Chłodzenie Płaszczyznowe.*: REHAU, 2011.

- [106] Materiały techniczne firmy TECE, *TECEfloor: Instrukcja Techniczna.*: TECE, 2013.
- [107] Materiały techniczne firmy UPONOR, *Ogrzewanie/chłodzenie płaszczyznowe Uponor.*: UPONOR, 2012.
- [108] Materiały techniczne firmy UPONOR, *Radiant cooling systems. Radiant cooling design manual.*: UPONOR, 2013.
- [109] Meeus J., *Astronomical algorithms, second edition.*: Willman-Bell, Inc., Richmond 1998.
- [110] Megri A. C., Haghghat F., *Zonal Modeling for Simulating Indoor Environment of Buildings: Review, Recent Developments, and Applications.*: HVAC&R Research 13(6) (2007), str. 887-905.
- [111] Messadi T., *Mathematical simulation for correct coupling of direct solar gain to thermal mass inside a prototypical space.*: Thermal Envelopes VII/Thermal Analysis of Building Systems - Principles, Florida, December 1998.
- [112] Minkowycz W.J., Sparrow E.M., Murthy J.Y., *Handbook of numerical heat transfer, second edition.*: John Wiley & Sons, New Jersey 2006.
- [113] Moore T., Bauman F., Huizenga C., *Radiant cooling research scoping study.*: Center for the Built Environment, UC Berkeley, Berkeley 2006.
- [114] Mottard J., Fissore A., *Thermal simulation of an attached sunspace and its experimental validation.*: Solar Energy 81 (2007), str. 305-315.
- [115] Musy M., Winkelmann F., Wurtz E., Sergent A., *Automatically generated zonal models for building air flow simulation: principles and applications.*: Building and Environment 37 (2002), str. 873-881.
- [116] Nall D.H., *Thermally Active Floors - part one.*: ASHRAE Journal 01 (2013), str. 32-46.
- [117] Nevins R.G., Feyerherm A.M., *Effect of Floor Surface Temperature on Comfort. Part IV: Cold floors.*: ASHRAE Transactions 73(2) (1967).
- [118] Norrefeldt V., Grün G., Seldbauer K., *VEPZO - Velocity propagating zonal model for the estimation of the airflow pattern and temperature distribution in a confined space.*: Building and Environment 48 (2012), str. 183-194.
- [119] Novoselac A., Burley B.J., Srebric J., *Development of new and validation of existing convection correlations for rooms with displacement ventilation systems.*: Energy and Buildings 38 (2006), str. 163-173.
- [120] Nowicki J., *Promieniowanie słoneczne jako źródło energii.*: Arkady, Warszawa 1980.
- [121] Nuncara A., Concettina M., Pietrafesa M., *Thermal comfort in indoor environment: Effect of the solar radiation on the radiant temperature asymmetry.*: Solar Energy 144 (2017), str. 295-309.
- [122] Ochęduszek S., *Termodynamika stosowana.*: Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1964.
- [123] Odyjas A., *Możliwości wykorzystania systemu ogrzewania podłogowego w celu chłodzenia pomieszczeń.*: Rynek Instalacyjny, 3 (2004), str. 83-87.



- [124] Odyjas A., *The relationship between type of cooling loads and capacity of floor cooling systems.*: Foundations of Civil and Environmental Engineering / Publ. House of Poznan University of Technology, no.15 (2012), str. 117-126.
- [125] Odyjas A., Górka A., *Simulations of floor cooling system capacity.*: Applied Thermal Engineering 51 (2013), str. 84-90.
- [126] Olesen B.W., *New European standards for design, dimensioning and testing embedded radiant heating and cooling systems.*: Materiały konferencyjne "Clima 2007 WellBeing Indoors", 2007.
- [127] Olesen B.W., *Possibilities and Limitations of Radiant Floor Cooling.*: ASHRAE Transactions 103(1) (1997), str. 42-48.
- [128] Olesen B.W., *Radiant Floor Cooling Systems.*: ASHRAE Journal 9 (2008), str. 16-22.
- [129] Olesen B.W., *Radiant Floor Heating In Theory and Practice.*: ASHRAE Journal 7 (2002), str. 19-26.
- [130] Olesen B.W., *Thermal comfort requirements for floors occupied by people with bare feet.*: ASHRAE Transactions 83(2) (1977).
- [131] Olesen B.W., Michel E., *Heat Exchange Coefficient Between Floor Surface and Space by Floor Cooling - Theory or a Question of Definition.*: ASHRAE Transactions 106(1) (2008), str.684-694.
- [132] Open Geospatial Consortium Inc., *Geographic Information - Features and Geometry - Part 2: Measure.*: Open Geospatial Consortium, 2020.
- [133] Open Geospatial Consortium Inc., *OpenGIS Implementation Specification for Geographic information - Simple feature access - Part 1: Common architecture.*: Open Geospatial Consortium Inc., 2005.
- [134] Orzechowski Z., Prywer J., Zarzycki R., *Mechanika płynów w inżynierii i ochronie środowiska.*: Wydawnictwa Naukowo-Techniczne Sp. z o.o., Warszawa 2009.
- [135] Oxizidis S., Papadopoulos A.M., *Performance of radiant cooling surfaces with respect to energy consumption and thermal comfort.*: Energy and Buildings 57 (2013), str. 199-209.
- [136] Pantelic J., Schiavon S., Ning B., Burdakis E., Raftery P., Bauman F., *Full scale laboratory experiment on the cooling capacity of a radiant floor system.*: Energy and Buildings 170 (2018), str. 134-144.
- [137] Pawlak F., *Radiacyjne podłogi chłodzące.*: Rynek Instalacyjny 10 (2015), str. 62-67.
- [138] Pawlak F., Górka A., *Energia promieniowania słonecznego a budynek. Matematyczne modelowanie właściwości energetycznych przegrody przezroczystej w aspekcie dynamicznego oddziaływania promieniowania słonecznego.*: Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo i Wentylacja 50/10 (2019), str. 373-379.
- [139] Pawlak F., Górka A., *Energia słoneczna a budynek. Modelowanie matematyczne parametrów promieniowania słonecznego padającego na przegrodę przezroczystą.*: Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja 50/9 (2019), str. 335-339.
- [140] Pedersen C.O., Fisher D.E., Liesen R.J., *Development of a heat balance procedure for calculating cooling loads.*: ASHRAE Transactions 103 (1997), str. 503-518.

- [141] Peeters L., Beausoleil-Morrison I., Novoselac A., *Internal convective heat transfer modeling: Critical review and discussion of experimentally derived correlations.*: Energy and Buildings 43 (2011), str. 2227-2239.
- [142] Pełech A., *Wentylacja i klimatyzacja - podstawy.*: Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2008.
- [143] Popiel C.O., Wojtkowiak J., *Temperature distributions of ground in the urban region of Poznan City.*: Experimental Thermal and Fluid Science 51 (2013), str. 135-148.
- [144] Popiel C.O., Wojtkowiak J., Biernacka B., *Measurements of temperature distribution in ground.*: Experimental Thermal and Fluid Science 25 (2001), str. 301-309.
- [145] Raftery P., Lee E., Webster T., Hoyt T., Bauman F., *Effects of furniture and contents on peak cooling load.*: Energy and Buildings 85 (2014), str. 445-457.
- [146] Recknagel H., Sprenger E., Schramek R., *Kompendium wiedzy ogrzewnictwo, klimatyzacja, ciepła woda, chłodnictwo 2008/2009.*: Omni-Scala, Wrocław 2008.
- [147] Ren Y., Li D., Zhang Y., *Experimental Study of the Floor Radiant Cooling System Combined with Displacement Ventilation.*: Materiały konferencyjne "The International Conference for Enhanced Building Operations (ICEBO) 2006" - "HVAC Technologies for Energy Efficiency", Vol. IV-11-4, Shenzhen, Chiny 2006.
- [148] Roos A., Polato P., van Nijnatten P.A., Hutchins M.G., Olive F., Anderson C., *Angular-dependent optical properties of low-e and solar control windows - simulations versus measurements.*: Solar Energy Vol. 69 (suppl.) Nos.1-6. (2000), str.15-26.
- [149] Rubin M., Powles R., von Rottkay K., *Models for the angle-dependent optical properties of coated glazing materials.*: Solar Energy Vol. 66 No.4 (1999). str.267-276.
- [150] Sala A., *Radiacyjna wymiana ciepła.*: Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1982.
- [151] Sattari S., Farhanieh B., *A parametric study on radiant floor heating system performance.*: Renewable Energy 31 (2006), str. 1617-1626.
- [152] Schellen L., Loomans M.G.L.C., de Wit M.H., Olesen B.W., *Effects of different cooling principles on thermal sensation and physiological responses.*: Energy and Building 62 (2013), str. 116-125.
- [153] Seo J., Song D., Lee K.H., *Possibility of coupling outdoor air cooling and radiant floor cooling under hot and humid climate conditions.*: Energy and Buildings 81 (2014), str. 219-226.
- [154] Shi Z., Li B., Zhang X., Wang C., Zhou D., Zhang G., *Using Floor Cooling as an Approach to improve the Thermal Environment in the Sleeping Area in an Open Pig House.*: Biosystems Engineering 93(3) (2006), str. 359-364.
- [155] Shin M.S., Rhee K.N., Ruy S.R., Yeo M.S., *Design of radiant floor heating panel in view of floor surface temperatures.*: Building and Environment 92 (2015), str. 559-577.
- [156] Shinoda J., Kazanci O., Olesen B.W., Tanabe S., *A Review of the Surface Heat Transfer Coefficients of Radiant Heating and Cooling Systems.*: Building and Environment 159 (2019), 106156.
- [157] Siegel R., Howell J.R., *Thermal Radiation Heat Transfer, Third Edition.*: Hemisphere Publishing Corporation, Waszyngton 1992.

- [158] Simmonds P., *Control strategies for combined heating and cooling radiant systems.*: ASHRAE Transactions 100(1) (1994), str. 1031-1039.
- [159] Simmonds P., *Practical Applications of Radiant Heating and Cooling to Maintain Comfort Conditions.*: ASHRAE Transactions 102(1) (1996), str. 659-666.
- [160] Simmonds P., Holst S., Reuss S., Gaw W., *Using Radiant Cooled Floors to Condition Large Spaces and Maintain Comfort Conditions.*: ASHRAE Transactions 106(1) (2000), str. 695-701.
- [161] Simmonds P., Mehlomakulu B., Ebert T., *Radiant Cooled Floors - Operation and Control Dependant upon Solar Radiation.*: ASHRAE Transactions 112(1) (2006), str. 358-367.
- [162] Sinacka J., *Właściwości cieplne sufitów grzewczo-chłodzących z wypełnieniem materiałem zmiennofazowym.*: Rozprawa doktorska, Wydział Inżynierii Środowiska i Energetyki Politechniki Poznańskiej, Poznań 2021.
- [163] Smolec W., *Fototermiczna konwersja energii słonecznej.*: Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 2000.
- [164] Song D., Kim T., Song S., Hwang, S., Leigh, S., *Performance evaluation of a radiant floor cooling system with dehumidified ventilation.*: Applied Thermal Engineering 28 (2008), str 1299-1311.
- [165] Spitler J., Pedersen C., Fischer D., *Interior convective heat transfer in buildings with large ventilative flow rates.*: ASHRAE Transactions 97 (1) (1991), str. 505-515.
- [166] Spitler J.D., Fisher D.E., Pedersen C.O., *The Radiant Time Series Cooling Load Calculation Procedure.*: ASHRAE Transactions 103 (1997), str. 503-518.
- [167] Spitler J.D., McQuiston F.C., Lindsey K.L., *The CLTD/SCL/CLF Cooling Load Calculation Method.*: ASHRAE Transactions 99(1) (1993), str. 183-192.
- [168] Srebric J., *Simplified Methodology for Indoor Environmental Design.*: Rozprawa doktorska, Department of Architecture, Massachusetts Institute of Technology, 2000.
- [169] Stetiu C., *Radiant cooling in US Office Buildings: Towards Eliminating the Perception of Climate-Imposed Barriers.*: Rozprawa doktorska, Lawrence Berkeley National Laboratory, Berkeley 1998.
- [170] Stetiu C., Feustel H.E., Nakano Y., *Ventilation control strategies for buildings with hydronic radiant conditioning in hot humid climates.*: Lawrence Berkeley National Laboratory. Internal report, 1996.
- [171] Strand R.K., Baumgartner K.T., *Modeling radiant heating and cooling systems: integration with a whole-building simulation program.*: Energy and Buildings 37 (2005), str. 389-397.
- [172] Strand R.K., Pedersen C.O., *Modeling Radiant Systems in an Integrated Heat Balance Based Energy Simulation Program.*: ASHRAE Transactions 108(2) (2002), str. 979-987.
- [173] Szargut J., Białycki R., Fic A., Kurpisz K., Nowak A., Rudnicki Z., Skorek K., *Modelowanie numeryczne pól temperatury.*: Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1992.
- [174] Tadworth B.M.R., *The Story of Comfort Air Conditioning. An Introduction Essay.*: Chartered Institution of Building Services Engineers, Geritage Group, 2009.

- [175] Tang H., Zhang T., Liu X., Jiang Y., *Novel method for the design of radiant floor cooling systems through homogenizing spatial solar radiation distribution.*: Solar Energy 10 (2018), str. 885-895.
- [176] Thalfeldt M., Kurnitski J., Voll H., *Detailed and simplified window model and opening effects on optimal window size and heating need.*: Energy and Buildings 127 (2016), str. 242-251.
- [177] Tian Z., Love J.A., *A field study of occupant thermal comfort and thermal environments with radiant slab cooling.*: Building and Environment 43 (2008), str. 1658-1670.
- [178] Trombe A., Serres L., Moisson M., *Solar radiation modelling in a complex enclosure.*: Solar Energy Vol. 67, Nr. 4-6 (1999), str. 297-307.
- [179] Tye-Gingras M., Gosselin L., *Investigation on heat transfer modeling assumptions for radiant panels with serpentine layout.*: Energy and Buildings 43 (2011), str. 1598-1608.
- [180] Underwood C.P., Yik F.W.K., *Modelling Methods for Energy in Buildings.*: Blackwell Publishing Ltd, 2004.
- [181] Urbaniak A., *Podstawy automatyki.*: Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2001.
- [182] van Dijk D., *EN ISO 52016-1: The New International Standard To Calculate Building Energy Needs for Heating And Cooling, Internal Temperatures And Heating And Cooling Load.*: Materiały konferencyjne "16th IBPSA Conference 2019", Rzym 2019.
- [183] Voeltzel A., Carrié F.R., Guarracino G., *Thermal and ventilation modelling of large highly-glazed spaces.*: Energy and Buildings 33 (2001), str. 121-132.
- [184] Vorre M.H., Jensen R.L., Le Dréau J., *Radiation exchange between persons and surfaces for building energy simulations.*: Energy and Buildings 101 (2015), str. 110-121.
- [185] Wall M., *A design tool for glazed spaces - Part I: Description.*: ASHRAE Transactions 101 (1995), str. 1261-1271.
- [186] Wall M., *Distribution of solar radiation in glazed spaces and adjacent buildings. A comparison of simulation programs.*: Energy and Buildings 26 (1997), str. 129-135.
- [187] Wallentén P., *Convective heat transfer coefficients in a full-scale room with and without furniture.*: Building and Environment 36 (2011), str. 741-751.
- [188] Wang T., Wang L., *The effects of transparent long-wave radiation through glass on time lag and decrement factor of hollow double glazing.*: Energy and Buildings 117 (2016), str. 33-43.
- [189] Wang X., Zhang W., Li Q., Wei Z., Lei W., Zhang L., *An analytical method to estimate temperature distribution of typical radiant floor cooling systems with internal heat radiation.*: Energy Exploration & Exploitation, Vol. 39(4) (2021), str. 1283-1305.
- [190] Wang Z., Zhang H., Arens E., Lehrer D., Huizenga C., Yu T., Hoffman S., *Modeling thermal comfort with radiant floors and ceilings.*: Materiały konferencyjne "Building Physics Conference 2009", Istambul 2009.
- [191] Wardziak Ł., Jaworski M., *Computer simulations of heat transfer in a building integrated heat storage unit made of PCM composite.*: Thermal Science and Engineering Progress 2 (2017), str. 109-118.
- [192] Wen J., Smith T.F., *Absorption of solar energy in a room.*: Solar Energy Vol. 72, No. 4 (2002), str. 283-297.

- [193] Werner-Juszczuk A., *Analysis of the Use of Radiant Floor Heating as a Cooling System.*: Proceedings 2019, 16, 23.
- [194] Werner-Juszczuk A., *Porównanie wytycznych projektowania i wykonywania ogrzewania płaszczyznowego wg PN-EN ISO 11855 oraz PN-EN 1264.*: INSTAL 3 (371) (2016), str.36-42.
- [195] Werszko D., *Wybrane zagadnienia z techniki cieplnej.*: Oficyna wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2003.
- [196] Wiśniewski S., *Termodynamika techniczna.*: Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1980.
- [197] Wiśniewski S., Wiśniewski T., *Wymiana ciepła. Wydanie piąte zmienione.*: Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 2000.
- [198] Wolisz H., Kull T.M., Streblov R., Mueller D., *The effect of furniture and floor covering upon dynamic thermal building simulations.*: Energy Procedia 78 (2015), str. 2154-2159.
- [199] Wu X., Zhao J., Olesen B.W., Fang L., Wang F., *A New Simplified Model to Calculate Surface Temperature and Heat Transfer of Radiant Floor Heating and Cooling Systems.*: Energy and Buildings 105 (2015), str. 285-293.
- [200] Wurtz E., Natafa J., Winkelmann F., *Two- and three-dimensional natural and mixed convection simulation using modular zonal models in buildings.*: International Journal of Heat and Mass Transfer 42 (1999), str. 923-940.
- [201] Xinhua X., Shengwei W., Jinbo W., Fu X., *Active pipe-embedded structures in buildings for utilizing low-grade energy sources: A review.*: Energy and Buildings 42 (2010), str. 1567-1581.
- [202] Xu W., *New Turbulence Models for Indoor Airflow Simulation.*: Rozprawa doktorska, Department of Architecture, Massachusetts Institute of Technology, 1998.
- [203] Yang B., Melikov A.K., Kabanshi A., Zhang C., Bauman F.S., Cao G., Awbi H., Wigo H., Niu J., Cheong K.W.D., Tham K.W., Sandberg M., Nielsen P.V., Kosonen R., Yao R., Kato S., Sekhar S., Schiavon S., Karimipannah T., Li X., Lin Z., *A review of advanced air distribution methods - theory, practice, limitations and solutions.*: Energy & Buildings 202 (2019), 109359.
- [204] Yin Y.L., Wang R.Z., Zhai X.Q., Ishugah T. F., *Experimental investigation on the heat transfer performance and water condensation phenomenon of radiant cooling panels.*: Building and Environment 71 (2014), str. 15-23.
- [205] Zhang D., Cai N., Wang Z., *Experimental and numerical analysis of lightweight radiant floor heating system.*: Energy and Buildings 61 (2013), str. 260-266.
- [206] Zhang L., Liu, X., Jiang, Y., *Simplified calculation for cooling/heating capacity, surface temperature distribution of radiant floor.*: Energy and Buildings 55 (2012), str. 397-404.
- [207] Zhang T., Liu X., Zhang L., Jiang J., Zhou M., Jiang, Y., *Performance analysis of the air-conditioning system in Xi'an Xianyang International Airport.*: Energy and Buildings 59 (2013), str. 11-20.
- [208] Zhao K., Liu X., Jiang Y., *Application of radiant floor cooling in a large open space building with high-intensity solar radiation.*: Energy and Buildings 66 (2013), str. 246-257.
- [209] Zhao K., Liu X., Jiang Y., *Application of radiant floor cooling in large space buildings - A review.*: Renewable and Sustainable Energy Reviews 55 (2016), str. 1083-1096.

- [210] Zhao K., Liu X., Jiang Y., *Cooling capacity prediction of radiant floors in large spaces of an airport.*: Solar Energy 113 (2015), str. 221-235.
- [211] Zhao K., Liu X., Jiang Y., *Dynamic performance of water-based radiant floors during start-up and high-intensity solar radiation.*: Solar Energy 101 (2014), str. 232-244.
- [212] Zhao K., Liu X., Jiang Y., *On-site measured performance of a radiant floor cooling/heating system in Xi'an Xianyang International Airport.*: Solar Energy 108 (2014), str. 274-286.
- [213] Zhao K., Lv G., Shen C., Ge J., *Investigating the effect of solar heat gain on intermittent operation characteristics of radiant cooling floor.*: Energy & Buildings 255 (2022), 111628.
- [214] Zhou X., Liu Y., Luo M., Zhang L., Zhang Q., Zhang X., *Thermal comfort under radiant asymmetries of floor cooling system in 2h and 8h exposure durations.*: Energy and Buildings 188-189 (2019), str. 98-110.

### **Normy i akty prawne**

- [215] ANSI/ASHRAE 140-2017, *Standard Method Of Test For The Evaluation Of Building Energy Analysis Computer Programs.*: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 2017.
- [216] ANSI/ASHRAE Standard 140-2017, *Standard Method Of Test For The Evaluation Of Building Energy Analysis Computer Programs.*
- [217] ANSI/ASHRAE Standard 55-2020, *Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy.*: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 2020.
- [218] ANSI/ASHRAE Standard 90.1-2019, *Energy Standard for Buildings Except Low-Rise Residential Buildings.*: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 2019.
- [219] ANSI/ASHRAE/ACCA Standard 183-2007 (RA2020), *Peak Cooling and Heating Load Calculations in Buildings Except Low-Rise Residential Buildings.*: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 2020.
- [220] Dz. U Nr 75 poz.690 z 2002r. z późniejszymi zmianami, *Rozporządzenie Ministra Infrastruktury z dnia 12 kwietnia 2002r. w sprawie warunków technicznych, jakim powinny odpowiadać budynki i ich usytuowanie.*
- [221] ISO 11855-6:2018, *Building environment design. Design, dimensioning, installation and control of embedded radiant heating and cooling systems. Part 6: Control.*: International Organization for Standardization, 2018.
- [222] ISO 11855-7:2019, *Building environment design. Design, dimensioning, installation and control of embedded radiant heating and cooling systems. Part 7: Input parameters for the Energy calculation.*: International Organization for Standardization, 2019.
- [223] ISO 15099:2003, *Thermal performance of windows, doors and shading devices. Detailed calculations.*: International Organization for Standardization, 2003.

- [224] PN-78 B-03421, *Wentylacja i klimatyzacja. Parametry obliczeniowe powietrza wewnętrznego w pomieszczeniach przeznaczonych do stałego przebywania ludzi.*: Polski Komitet Normalizacyjny, 1978.
- [225] PN-91/B-02020, *Ochrona cieplna budynków. Wymagania i obliczenia (norma wycofana).*: Polski Komitet Normalizacyjny, 1991.
- [226] PN-EN 12524:2003, *Materiały i wyroby budowlane. Właściwości cieplno-wilgotnościowe. Tabelaryczne wartości obliczeniowe (norma wycofana).*: Polski Komitet Normalizacyjny, 2003.
- [227] PN-EN 15243:2011, *Wentylacja budynków Obliczanie temperatury wewnętrznej, obciążenia i energii w budynkach wyposażonych w systemy klimatyzacji.*: Polski Komitet Normalizacyjny, 2011.
- [228] 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, 2012.
- [229] PN-EN 15255, *Energetyczne właściwości użytkowe budynków Obliczanie racjonalnej mocy chłodzenia pomieszczenia Kryteria ogólne i procedury walidacji.*: Polski Komitet Normalizacyjny, 2011.
- [230] PN-EN 15377-1, *Instalacje ogrzewcze w budynkach - Wodne płaszczyznowe wbudowane systemy ogrzewania i chłodzenia - Część 1: Obliczanie wydajności cieplnej i chłodniczej.*: Polski Komitet Normalizacyjny, 2008.
- [231] PN-EN 15377-2, *Instalacje ogrzewcze w budynkach - wodne płaszczyznowe wbudowane systemy ogrzewania i chłodzenia - Część 2: Projektowanie, wymiarowanie i wykonywanie.*: Polski Komitet Normalizacyjny, 2008.
- [232] PN-EN 16798-1:2019, *Charakterystyka energetyczna budynków. Wentylacja budynków. Część 1: Parametry wejściowe środowiska wewnętrznego do projektowania i oceny charakterystyki energetycznej budynków w odniesieniu do jakości powietrza wewnętrznego, środowiska cieplnego, oświe.*: Polski Komitet Normalizacyjny, 2019, 2019.
- [233] PN-EN 16798-9:2017, *Charakterystyka energetyczna budynków. Wentylacja budynków. Część 9: Metody obliczeniowe dotyczące wymagań energetycznych dla systemów chłodzących (Moduły M4-1, M4-4, M4-9). Postanowienia ogólne.*: Polski Komitet Normalizacyjny, 2017.
- [234] PN-EN 410:2011/Ap1:2013-07E, *Szkło w budownictwie. Określanie świetlnych i słonecznych właściwości oszklenia.*: Polski Komitet Normalizacyjny, 2013.
- [235] PN-EN ISO 10077-1:2017, *Cieplne właściwości użytkowe okien, drzwi i żaluzji. Obliczanie współczynnika przenikania ciepła. Część 1: Postanowienia ogólne.*: Polski Komitet Normalizacyjny, 2017.
- [236] PN-EN ISO 10077-2:2017, *Cieplne właściwości użytkowe okien, drzwi i żaluzji. Obliczanie współczynnika przenikania ciepła. Część 2: Metoda komputerowa dla ram.*: Polski Komitet Normalizacyjny, 2017.
- [237] PN-EN ISO 11855-1:2015, *Projektowanie środowiska w budynku. Projektowanie, wymiarowanie, instalacja oraz regulacja wbudowanych systemów ogrzewania i chłodzenia przez promieniowanie. Część 1: Definicje, symbole i kryteria komfortu.*: Polski Komitet Normalizacyjny, 2015.

- [238] PN-EN ISO 11855-2:2015, *Projektowanie środowiska w budynku. Projektowanie, wymiarowanie, instalacja oraz regulacja wbudowanych systemów ogrzewania i chłodzenia przez promieniowanie. Część 2: Wyznaczanie projektowej wydajności ogrzewania i chłodzenia.*: Polski Komitet Normalizacyjny, 2015.
- [239] PN-EN ISO 11855-3:2015, *Projektowanie środowiska w budynku. Projektowanie, wymiarowanie, instalacja oraz regulacja wbudowanych systemów ogrzewania i chłodzenia przez promieniowanie. Część 3: Projektowanie i wymiarowanie.*: Polski Komitet Normalizacyjny, 2015.
- [240] PN-EN ISO 11855-4:2015, *Projektowanie środowiska w budynku. Projektowanie, wymiarowanie, instalacja oraz regulacja wbudowanych systemów ogrzewania i chłodzenia przez promieniowanie. Część 4: Wymiarowanie i obliczenia wydajności cieplnej i chłodniczej z termoaktywnymi systemami.*: Polski Komitet Normalizacyjny, 2015.
- [241] PN-EN ISO 11855-5:2015, *Projektowanie środowiska w budynku. Projektowanie, wymiarowanie, instalacja oraz regulacja wbudowanych systemów ogrzewania i chłodzenia przez promieniowanie. Część 5: Instalacja.*: Polski Komitet Normalizacyjny, 2015.
- [242] PN-EN ISO 1264-1:2021, *Wodne wbudowane systemy ogrzewania i chłodzenia płaszczyznowego. Część 1: Definicje i symbole.*: Polski Komitet Normalizacyjny, 2021.
- [243] PN-EN ISO 1264-2:2021, *Wodne wbudowane systemy ogrzewania i chłodzenia płaszczyznowego. Część 2: Ogrzewanie podłogowe: Metody określania mocy cieplnej z zastosowaniem obliczeń i badań eksperymentalnych.*: Polski Komitet Normalizacyjny, 2021.
- [244] PN-EN ISO 1264-3:2021, *Wodne wbudowane systemy ogrzewania i chłodzenia płaszczyznowego. Część 3: Wymiarowanie.*: Polski Komitet Normalizacyjny, 2021.
- [245] PN-EN ISO 1264-4:2021, *Wodne wbudowane systemy ogrzewania i chłodzenia płaszczyznowego. Część 4: Instalowanie.*: Polski Komitet Normalizacyjny, 2021.
- [246] PN-EN ISO 1264-5:2021, *Wodne wbudowane systemy ogrzewania i chłodzenia płaszczyznowego. Część 5: Określenie mocy cieplnej ogrzewania ściennego i sufitowego oraz chłodzenia podłogowego, ściennego i sufitowego.*: Polski Komitet Normalizacyjny, 2021.
- [247] PN-EN ISO 13790:2009, *Energetyczne właściwości użytkowe budynków Obliczanie zużycia energii na potrzeby ogrzewania i chłodzenia.*: Polski Komitet Normalizacyjny, 2009.
- [248] PN-EN ISO 52000-1:2017, *Energetyczne właściwości użytkowe budynków. Nadrzędna ocena EPB. Część 1: Ogólne ramy i procedury.*: Polski Komitet Normalizacyjny, 2017.
- [249] PN-EN ISO 52016-1:2017, *Energetyczne właściwości użytkowe budynków. Zapotrzebowanie na energię do ogrzewania i chłodzenia, wewnętrzne temperatury oraz jawne i utajone obciążenia cieplne. Część 1: Procedury obliczania.*: Polski Komitet Normalizacyjny, 2017.
- [250] PN-EN ISO 52017-1:2017, *Energetyczne właściwości użytkowe budynków. Jawne i utajone obciążenia cieplne oraz temperatury wewnętrzne. Część 1: Ogólne procedury obliczania.*: Polski Komitet Normalizacyjny, 2017.
- [251] PN-EN ISO 6946:2017-10, *Komponenty budowlane i elementy budynku. Opór cieplny i współczynnik przenikania ciepła. Metody obliczania.*: Polski Komitet Normalizacyjny, 2017.
- [252] PN-EN ISO 7730:2006/Ap2:2016-04, *Ergonomia środowiska termicznego. Analityczne wyznaczanie i interpretacja komfortu termicznego z zastosowaniem obliczania wskaźników*



*PMV i PPD oraz kryteriów lokalnego komfortu termicznego.*: Polski Komitet Normalizacyjny, 2016.

[253] VDI 2078:2015-6, *Calculation of thermal loads and room temperatures (design cooling load and annual simulation).*: The Association of German Engineers, Dusseldorf 2015.

### Strony internetowe

[254] <https://www.archiwum.mii.gov.pl/strony/zadania/budownictwo/charakterystyka-energetyczna-budynkow/dane-do-obliczen-energetycznych-budynkow-1/>, *dostęp dnia 2022-01-04*

[255] [https://www.boost.org/doc/libs/1\\_78\\_0/libs/geometry/doc/html/index.html](https://www.boost.org/doc/libs/1_78_0/libs/geometry/doc/html/index.html), *dostęp dnia 2022-01-13*

[256] <https://www.calumenlive.com>, *dostęp dnia 2021-08-30*

[257] <https://www.eigen.tuxfamily.org>, *dostęp dnia 2022-01-22*

[258] <https://energyplus.net>, *dostęp dnia 2021-08-10*

[259] <https://www.gml.noaa.gov/grad/solcalc/calcdetails.html>, *dostęp dnia 2022-01-17*

[260] <https://www.ogc.org/standards/sfa>, *dostęp dnia 2022-01-13*

[261] [https://pl.kan-therm.com/system\\_kan\\_therm/installation\\_types/instalacje\\_ogrzewania\\_i\\_chlodzenia\\_podlogowego.html](https://pl.kan-therm.com/system_kan_therm/installation_types/instalacje_ogrzewania_i_chlodzenia_podlogowego.html), *dostęp dnia 2021-12-15*

[262] <https://www.windows.lbl.gov/software/therm>, *dostęp dnia 2021-08-30*

[263] <https://www.windows.lbl.gov/software/window>, *dostęp dnia 2021-12-16*

[264] <https://www.uponor.com/en-en/products/underfloor-heating-and-cooling>, *dostęp dnia 2021-12-15*

[265] <https://www.rehau.com/sg-en/radiant-cooling>, *dostęp dnia 2021-12-15*

[266] <https://www.strath.ac.uk/research/energysystemsresearchunit/applications/esp-r/>, *dostęp dnia 2022-01-06*

[267] <https://www.trnsys.com>, *dostęp dnia 2021-08-10*