

**Politechnika Krakowska im. Tadeusza Kościuszki  
Wydział Mechaniczny  
Katedra Maszyn i Urządzeń Energetycznych**

**Rozprawa doktorska**

**MODELOWANIE NIEUSTALONEJ PRACY  
PŁASKIEGO CIECZOWEGO KOLEKTORA  
SŁONECZNEGO**

**mgr inż. Piotr Dziewa**

**Promotor: dr hab. inż. Wiesław Zima, prof. PK**

**Kraków, 2012 r.**



## **Spis treści**

	Strona
Spis oznaczeń	3
<b>1.</b> Wstęp – dotychczasowy stan zagadnienia	5
<b>2.</b> Cel i zakres pracy	16
<b>3.</b> Teza pracy	18
<b>4.</b> Model matematyczny dynamiki płaskiego cieczowego kolektora słonecznego	19
<b>5.</b> Weryfikacja obliczeniowa proponowanego modelu	29
<b>5.1</b> Rozwiązania analityczne dotyczące nieustalonych stanów pracy	29
<b>5.1.1</b> Skokowe wymuszenie temperatury czynnika na wejściu do kolektora	30
<b>5.1.2</b> Skokowe wymuszenie ogrzewania na powierzchni zewnętrznej rurki kolektora	31
<b>5.1.3</b> Modyfikacja proponowanej metody na potrzeby weryfikacji obliczeniowej	32
<b>5.1.4</b> Analiza wpływu gęstości podziału czasowo-przestrzennego na dokładność wyników uzyskiwanych za pomocą proponowanej metody	36
<b>6.</b> Weryfikacja eksperymentalna	50
<b>6.1.</b> Opis stanowiska badawczego	50
<b>6.2.</b> Porównania wyników pomiarów i obliczeń dla różnych warunków nasłonecznienia	57
<b>6.3.</b> Eksperymentalne i numeryczne wyznaczenie stałej czasowej kolektora	
<b>7.</b> Wyznaczanie sprawności kolektora	72
<b>8.</b> Podsumowanie	84
Literatura	86

## Wykaz oznaczeń

$A$	– pole przekroju; pole powierzchni, $m^2$
$c$	– ciepło właściwe, $J/(kgK)$
$d$	– średnica rurki kolektora, $m$
$g$	– grubość, $m$
$h$	– współczynnik wnikania ciepła, $W/(m^2K)$
$i$	– entalpia właściwa, $J/kg$
$L$	– długość rurki kolektora, $m$
$\dot{m}$	– strumień masowy, $kg/s$
$M$	– ilość węzłów w kierunku prostopadłym do kierunku przepływu czynnika
$N$	– ilość przekrojów w kierunku przepływu czynnika
$p$	– podziałka rozstawienia rurek, $m$
$G$	– natężenie promieniowania słonecznego, $W/m^2$
$t$	– temperatura, $^{\circ}C$
$T$	– temperatura, $K$
$V$	– objętość, $m^3$
$z$	– współrzędna przestrzenna, $m$

### *Symbole greckie*

$\alpha$	– absorpcyjność
$\varepsilon$	– współczynnik emisyjności
$\eta$	– czas bezwymiarowy
$\lambda$	– współczynnik przewodzenia ciepła, $W/(mK)$
$\mu$	– współczynnik lepkości dynamicznej, $kg/(sm)$
$\theta$	– temperatura ścianki, $^{\circ}C$
$\rho$	– gęstość, $kg/m^3$
$\sigma$	– stała Stefana-Boltzmana, $W/(m^2K^4)$
$\tau$	– czas, $s$
$(\tau\alpha)$	– efektywny współczynnik transmisyjno-absorpcyjny
$\zeta$	– długość bezwymiarowa

- $\Delta t$  – krok czasowy, s  
 $\Delta z$  – krok przestrzenny, m

***Indeksy dolne***

- a* – absorber  
*ap* – apertura  
*c* – konwekcja  
*cz* – czynnik roboczy  
*iz* – izolacja  
*j* – numer kolejnej objętości kontrolnej  
*n* – nieboskłon  
*ot* – otoczenie  
*p* – powietrze  
*r* – promieniowanie  
*sz* – szyba solarna  
*w* – wewnętrzny  
*zast* – zastępczy

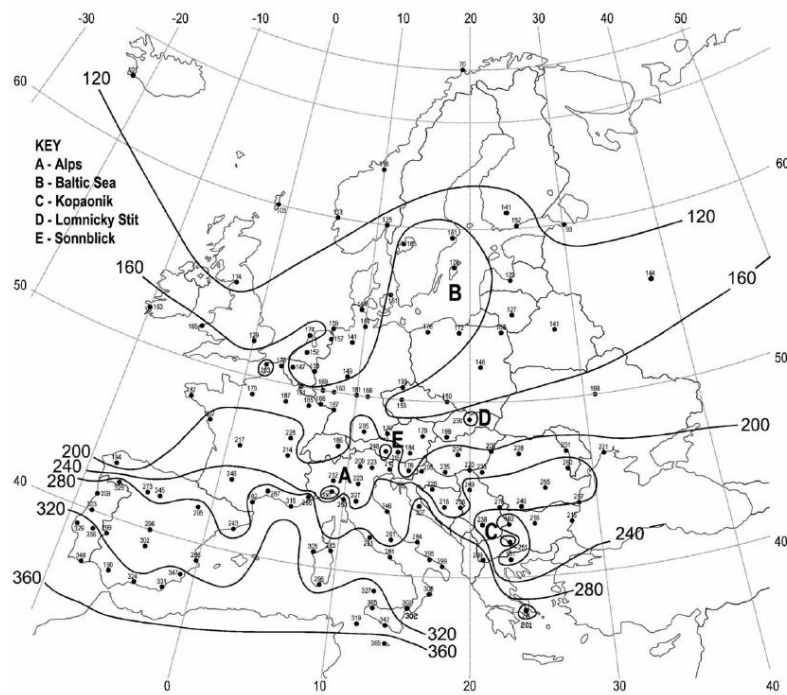
## 1. Wstęp – dotychczasowy stan zagadnienia

Z uwagi na ochronę środowiska oraz malejące zasoby paliw kopalnych coraz więcej uwagi poświęca się obecnie odnawialnym źródłom energii (OZE) [1-3]. Energia promieniowania słonecznego stanowi jedną z form OZE i wykorzystywana jest w szerokim zakresie m.in. do podgrzewania ciepłej wody użytkowej (c.w.u.), chłodzenia słonecznego, jako ciepło technologiczne w przemyśle i rolnictwie oraz do wspomaganie instalacji centralnego ogrzewania (c.o.). Energia promieniowania słonecznego zamieniana jest w tym przypadku w ciepło za pomocą kolektorów słonecznych. Obecnie kolektorami najczęściej stosowanymi przez indywidualnych użytkowników są kolektory cieczowe płaskie, pracujące w układzie kanałów równoległych lub serpentynowych. Kolektory próżniowe stosowane są rzadziej, głównie ze względu na ich koszt. Autorzy raportu „Wizja rozwoju energetyki słonecznej termicznej w Polsce wraz z planem działań do 2020r.” [4] uważają, iż łączny potencjał energetyki słonecznej termicznej możliwy już obecnie do praktycznego wykorzystania wyniósł ponad 32 000 TJ i umożliwiłby zainstalowanie do 2020 r. ponad 22 mln m<sup>2</sup> kolektorów słonecznych. Przeprowadzone w raporcie symulacje wskazują, że wkład energetyki słonecznej ciepłej w pokrycie potrzeb w zakresie zaopatrzenia w ciepło i chłód w 2020 r., wyniesie prawie 28 000 TJ, co odpowiada blisko 20 mln m<sup>2</sup> łącznej powierzchni kolektorów słonecznych, zainstalowanych w następujących sektorach:

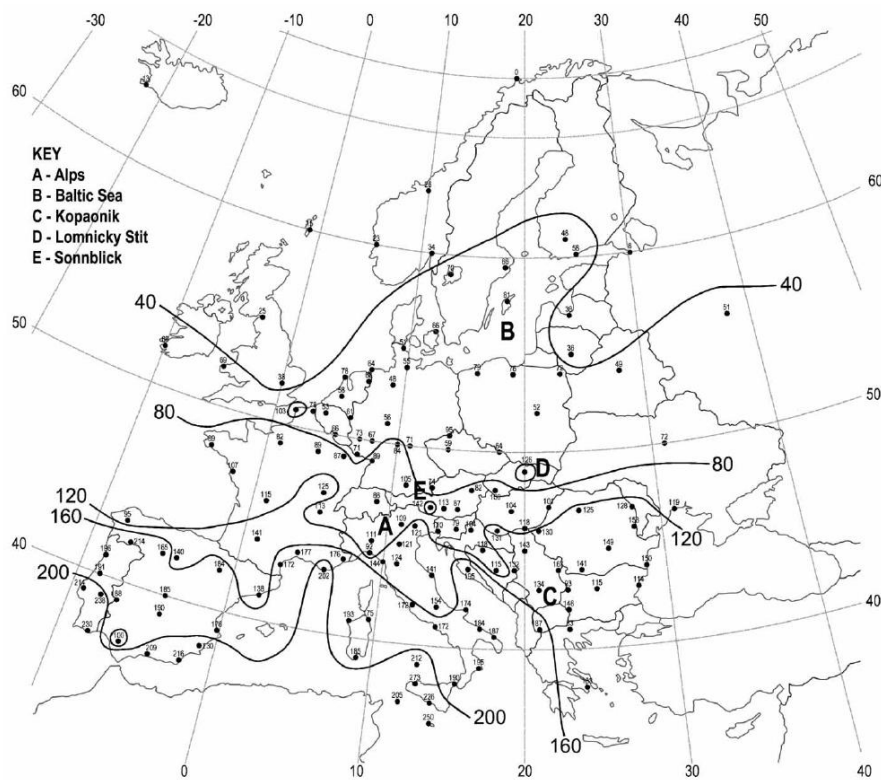
- c.w.u. w mieszkalnictwie – 53%,
- c.o. w mieszkalnictwie – 17%,
- c.w.u. w usługach i sektorze publicznym – 9%,
- c.o. w usługach i sektorze publicznym – 5 %,
- ciepło technologiczne w przemyśle i rolnictwie – 5%,
- słoneczne chłodzenie w sektorze usług – 2%,
- słoneczne chłodzenie w mieszkalnictwie – 1%,
- ogrzewanie sieciowe – 8%.

Według Autorów powyższego raportu średnie tempo wzrostu sektora w latach 2009 - 2020 kształtować się będzie na poziomie 40%, natomiast w dalszych latach, tj. 2020 -2040, na poziomie 9%. Uwzględniając powyższe wyniki, szacowany udział energii słonecznej ciepłej w zużyciu energii ze źródeł odnawialnych w 2020 r. wyniesie ponad 4,4%, a w zużyciu energii finalnej w Polsce ponad 1%. Kolektory słoneczne będą więc instalowane w coraz większych ilościach, natomiast ich efektywność w przygotowaniu c.w.u., rozumiana jako

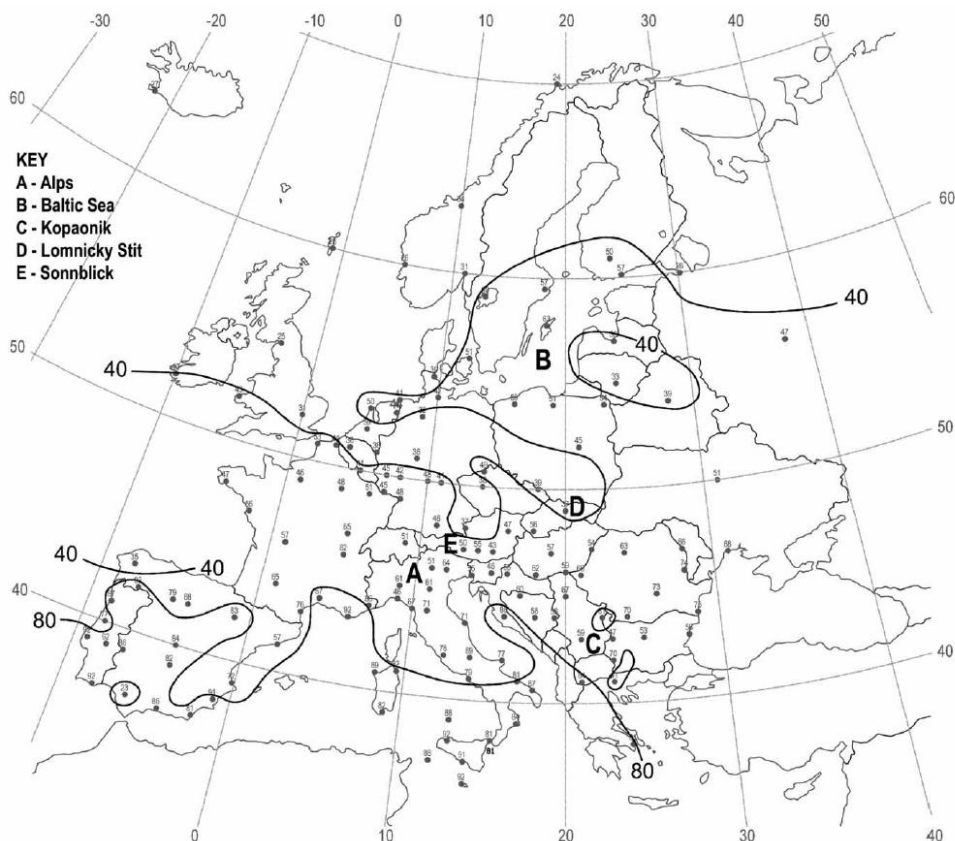
uzyskiwana temperatura c.w.u., zależy od nasłonecznienia danego rejonu i dla Europy przedstawia się wg [5] jak na poniższych rys. 1.1 – 1.3.



Rys. 1.1. Mapa konturowa przedstawiająca liczbę dni w roku, dla których temperatura wody w zasobniku osiąga lub przekracza 37 °C



Rys. 1.2. Mapa konturowa przedstawiająca liczbę dni w roku, dla których temperatura wody w zasobniku osiąga lub przekracza 45 °C



Rys. 1.3. Mapa konturowa przedstawiająca liczbę dni w roku, dla których temperatura wody w zasobniku osiąga lub przekracza 55 °C

Z analizy powyższych rysunków wynika, że dla Polski liczba dni w roku, dla których temperatura c.w.u. w zasobniku osiąga lub przekracza temperaturę 37°C, 45°C lub 55°C wynosi odpowiednio ok. 150, 60 oraz 45.

W celu uzyskania wymienionych wartości temperatury c.w.u. w zasobniku niezbędna jest znajomość parametrów pracy kolektorów słonecznych. Parametry te, do których zaliczyć należy temperaturę czynnika na wylocie z kolektora, zależą przede wszystkim od stopnia nasłonecznienia i w związku z tym są silnie zmienne. Zmienność warunków pracy kolektorów słonecznych wynika ponadto ze zmiennego zapotrzebowania na c.w.u. Większość literatury poświęconej modelowaniu pracy kolektorów słonecznych oraz wyznaczaniu ich efektywności nie bierze jednak pod uwagę niustalonego charakteru ich pracy [6].

Dostępne natomiast w literaturze nieliczne modele opisujące dynamikę kolektorów podzielić można na dwie grupy: modele o parametrach skupionych oraz modele o parametrach rozłożonych. Krótki przegląd tych modeli podany jest w pracy [7]. W przypadku modeli z grupy pierwszej, pojemności cieplne skupione są razem w jednym węzle temperaturowym (w większości przypadków jest to średnia przestrzenna temperatura

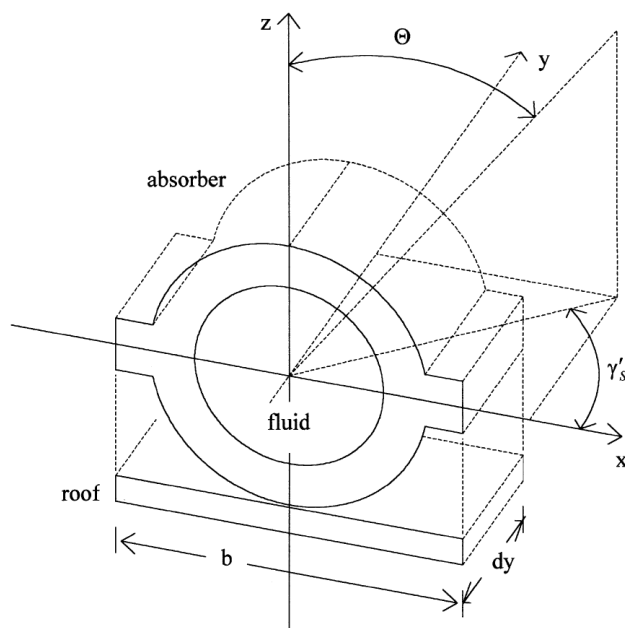
czynnika roboczego). Równanie bilansu energii formułowane jest wówczas dla tego właśnie węzła. W celu uzyskania temperatury czynnika na wylocie z kolektora czynione jest założenie o kształcie czasowego przebiegu profilu temperatury czynnika w kierunku przepływu. Najprostszym podejściem jest założenie profilu liniowego [8]. Jedną z najważniejszych prac dotyczących tego rodzaju modeli jest praca [9]. Modele o pojedynczej masie skupionej nie są jednak odpowiednie do przewidywania przestrzennego profilu temperatury czynnika wewnątrz kolektora, ponieważ nie biorą uwagi rozłożonego charakteru kolektora. Powoduje to błędne wyznaczanie strat ciepła oraz zależnego od czasu przebiegu temperatury czynnika na wylocie z kolektora. Istniejące natomiast modele o parametrach rozłożonych próbują już opisywać ten przebieg. W pracy [10] zostało to wykonane jako rozwiązanie niemal ścisłe, lecz opracowany model jest zbyt złożony, aby mógł być wykorzystany w praktyce. Większość modeli o parametrach rozłożonych analizuje zależny od czasu profil temperatury w kierunku przepływu czynnika. Jedną z metod jest podział kolektora na  $M$  węzłów w kierunku prostopadłym do kierunku przepływu (biorąc pod uwagę czynnik oraz absorber) oraz na  $N$  węzłów zgodnie z kierunkiem przepływu. Otrzymuje się wówczas model  $M \times N$  węzłowy, opisany układem  $M \times N$  równań różniczkowych zwyczajnych. Model  $1 \times N$  węzłowy, tzw. „Dynamic Solar Collector Model” (DSC) wprowadzony został przez autorów Muschawek oraz Spirkel [11]. Stanowi on część procedury testów dynamicznych dla układów przygotowania ciepłej wody użytkowej. Wittwer i Rommel [12] opracowali model  $2 \times N$  węzłowy. Wprowadzili metodę rozwiązywania układu równań pozwalającą wyznaczać zmienny przepływ, jednakże weryfikację przeprowadzono jedynie dla stałego przepływu. Innym podejściem jest przedstawienie profilu temperatury w kierunku przepływu za pomocą funkcji ciągłej czasu i współrzędnej przestrzennej. Otrzymuje się w tym przypadku układ równań różniczkowych cząstkowych. Modele takie, zawierające tylko jeden węzeł (temperatura czynnika), opisane zostały m.in. w pracach [13, 14], przy czym metoda zawarta w pracy [13] nie nadaje się w przypadku silnie zmiennych przepływów. W celu przejścia od układu równań różniczkowych cząstkowych do układu równań różniczkowych zwyczajnych Isakson [14] zastosował metodę analityczną. Rozwiązanie to nie pozwala jednak na zastosowanie w przypadku zmiennych przepływów.

W przypadku modeli bardziej złożonych występuje więcej niż jeden węzeł temperaturowy – np. czynnik, absorber oraz szyba solarna. Takie modele zaproponowane zostały m.in. w pracach [15-17], lecz zastosowane metody rozwiązania zapisanych równań nie są odpowiednie dla zmiennych przepływów. Schnieders [18] zastosował kilka opisanych



powyżej modeli dla kolektora z rurami próżniowymi i porównał wyniki wydajności energetycznej z danymi pomiarowymi. W celu przejścia od układu równań różniczkowych cząstkowych do układu równań różniczkowych zwyczajnych, kolektor podzielony został na kilka węzłów.

Wspomniana już praca [7], oprócz przeglądu dostępnych modeli kolektorów, zawiera także opracowanie modelu dwuwęzłowego i porównania zmierzonego nieustalonego przebiegu temperatury czynnika na wylocie z kolektora z wynikami obliczeń numerycznych. Czynnikiem roboczym była przy tym woda basenowa. Analizie poddano w tym przypadku duży kolektor nieoszlony, którego objętość kontrolną przedstawiono na rys. 1.3. Kolektor ten składał się z dwóch części (zawierających 960 oraz 1216 równoległych rur o polu powierzchni apertury odpowiednio  $393 \text{ m}^2$  oraz  $410 \text{ m}^2$ ) zamontowanych na lekko pochylonym dachu o różnych orientacjach. Rozwiązanie zapisanych równań oparto na metodzie charakterystyk, a rozważane węzły obejmowały czynnik i absorber o wspólnej pojemności cieplnej (pierwszy węzeł) oraz dach (węzeł drugi). Uzyskano zadowalającą zgodność tych wyników.



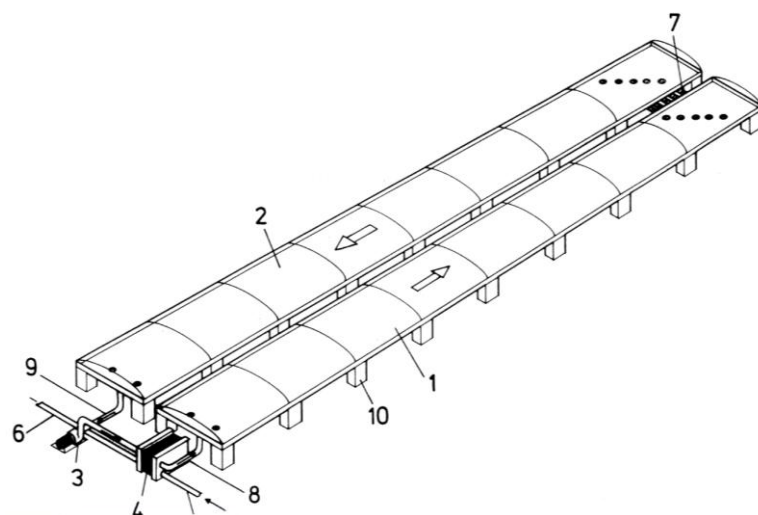
Rys. 1.3. Analizowana objętość kontrolna [7]

Zueva i Magiera [19] opracowali model matematyczny wymiany ciepła dla układu: kolektor słoneczny - wymiennik ciepła. Zarówno kolektor, jak i wymiennik modelowano jako elementy o masie skupione. Wynikiem analizy było uzyskanie rozwiązania analitycznego przewodzenia ciepła przez rury kolektora przy warunkach brzegowych Cauchy'ego,

odniesionych do wewnętrznych źródeł ciepła w postaci natężenia promieniowania słonecznego.

Dostępne w literaturze wyniki analiz, związanych z modelowaniem pracy kolektorów słonecznych, uzyskano niejednokrotnie na podstawie eksperymentów połączonych z pomiarami, np. [20, 21], przy czym w pracy [21] analizie za pomocą CFD poddano rury próżniowe kolektora. Potencjał kolektorów próżniowych w procesach chłodzenia i osuszania jest także tematem pracy [22], w której układ zapisanych równań opisujących analizowaną instalację wprowadzono i rozwiązano za pomocą środowiska SPARK [23]. Środowisko to, w celu indywidualnego podejścia do poszczególnych elementów instalacji, wykorzystuje do modelowania metodę grafów. Kolektory próżniowe stanowią przedmiot wielu innych prac, np. związanych z badaniami i modelowaniem naturalnej cyrkulacji wody w rurach próżniowych [24].

Przykładem modelowania wydajności cieplnej kolektorów służących przygotowaniu c.w.u. są prace [25, 26]. W publikacji [25] analizie poddano kolektory o dużej powierzchni, wykonane z tworzyw sztucznych, służące przygotowaniu c.w.u. na potrzeby hotelu. Tworzywa sztuczne zostały w tym przypadku użyte w celu obniżenia kosztów inwestycyjnych. Analizowany układ składał się z dwóch kolektorów, o wymiarach 1,25 m × 24,1 m, połączonych szeregowo (rys. 1.4).



Rys. 1.4. Analizowane w pracy [25] kolektory połączone szeregowo; 1 – pierwszy kolektor, 2 – drugi kolektor, 3 – pompa, 4 – wymiennik ciepła, 5 – wlot zimnej wody, 6 – wylot wody ciepłej, 7 – rury łączące oba kolektory, 8 – wlot do pierwszego kolektora, 9 – wylot z drugiego kolektora, 10 – betonowa podbudowa

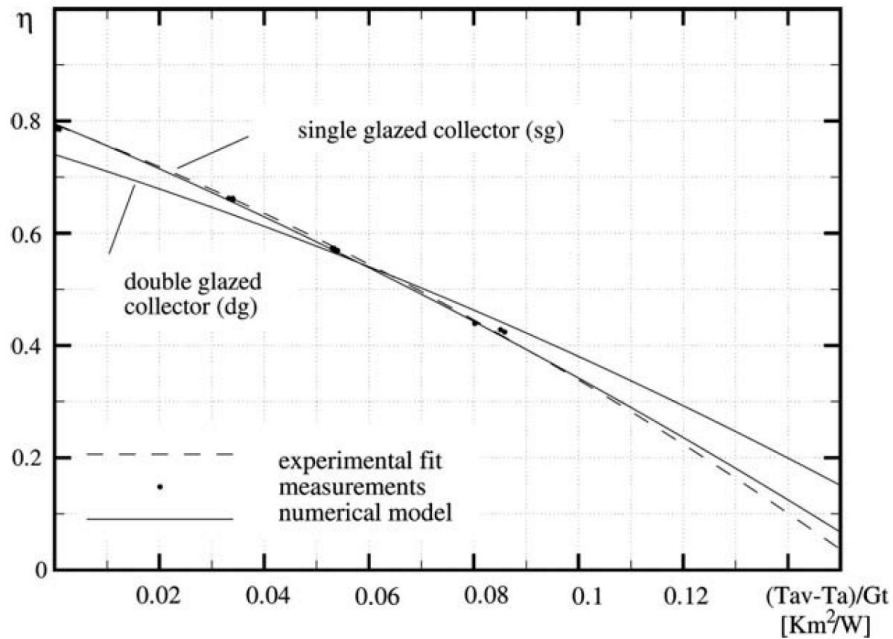
Zapisane w pracy [25] równania bilansowe nie uwzględniają akumulacji ciepła w poszczególnych elementach budowy kolektora. Jedynie w przypadku płaszczki wodnego

zapisane równanie bierze pod uwagę zmianę temperatury czynnika w czasie i wzdłuż drogi przepływu oraz uwzględnia akumulację ciepła. Porównanie wyników pomiarów i obliczeń temperatury wody na wylocie z analizowanego kolektora wskazuje na zadowalającą ich zgodność. Ponadto przeprowadzone przez Autorów badania wskazują, że wpływ wiatru na wylotową temperaturę czynnika jest pomijalnie mały. Symulacji układu kolektorów nieoszlonych, służących przygotowaniu c.w.u. dla potrzeb domowych, jak również ogrzewaniu i chłodzeniu, poświęcona jest praca [26]. Wydajności kolektorów modelowano w tym przypadku w sposób uproszczony, posługując się wynikami testów oraz rozwiązaniami modułowymi z niewielkimi modyfikacjami.

Ciekawym podejściem do próby przewidywania parametrów roboczych płaskich kolektorów słonecznych jest zastosowanie sztucznych sieci neuronowych [27].

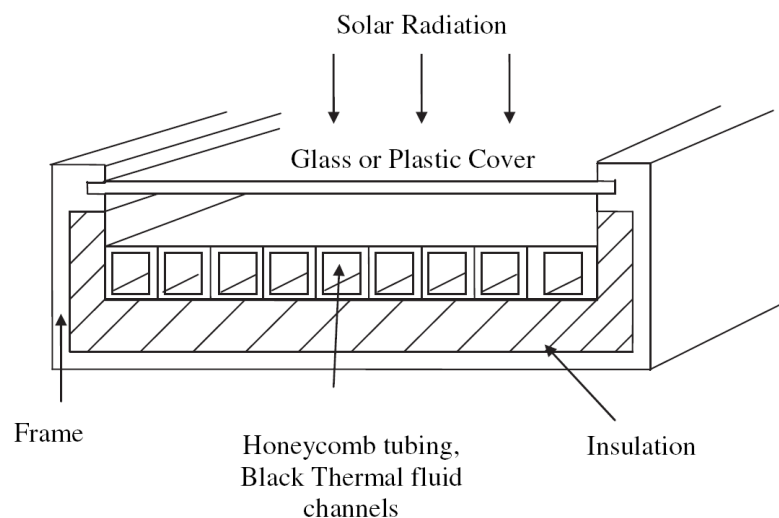
Wydajność cieplna płaskich kolektorów jest ściśle uzależniona od rozkładu przepływu czynnika roboczego przez rury kolektora [28]. Im bardziej równomierny przepływ, tym wyższa jego sprawność. Jednakże pomimo wielu stosowanych rozwiązań nie zawsze udaje się taką równomierność uzyskać [29, 30].

Pomimo opublikowania wielu prac poświęconych modelowaniu pracy kolektorów słonecznych, problem jest wciąż aktualny [31-40]. Cadafalch [31] zauważa, że charakter wymiany ciepła w przypadku płaskich kolektorów słonecznych jest zasadniczo jednowymiarowy. Efekty dwu oraz trójwymiarowe związane są np. z wpływem boków kolektora, lecz główny strumień wymiany ciepła pozostaje jednowymiarowy. Model proponowany w pracy [31] stanowi rozszerzenie modelu uproszczonego przedstawionego w pracy [28] z pominięciem efektu akumulacji ciepła. Jako weryfikację proponowanego modelu przedstawiono jedynie porównanie sprawności płaskiego kolektora, wyznaczonej eksperymentalnie i numerycznie dla stanu ustalonego (rys. 1.5) z wykorzystaniem modelu promieniowania słonecznego.



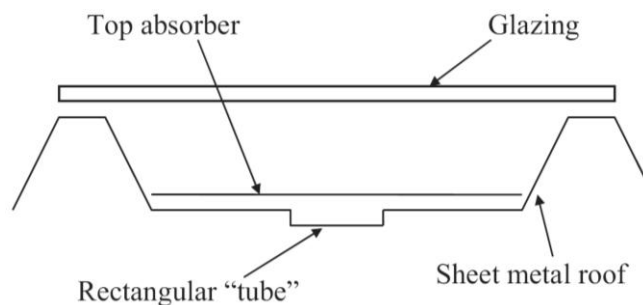
Rys. 1.5. Porównanie sprawności kolektora wyznaczonej numerycznie i eksperymentalnie [30]

Nowe rozwiązanie kolektora wykonanego z poliwęglanów w postaci „plastra miodu” (rys. 1.6) oraz jego model numeryczny zaprezentowano w pracy [33]. Jest to kolektor zawierający typowe elementy występujące w kolektorach słonecznych. Zasadniczą różnicą jest natomiast to, że zamiast metalowego absorbera czarny płyn pełni jego funkcję równocześnie będąc nośnikiem ciepła. Wyznaczono sprawność takiego kolektora z wykorzystaniem pakietu CFD i porównano z wynikami pomiarów dla stanu ustalonego, otrzymując dobrą zgodność wyników.



Rys. 1.6. Schemat kolektora analizowanego w pracy [33]

Również dla stanu ustalonego wyznaczano w pracy [34] sprawność kolektora, lecz był to kolektor niekonwencjonalny, zintegrowany z budynkiem (rys. 1.7). Analizowano przy tym teoretyczne wydajności takiego kolektora przy pokryciu absorbera farbami o różnych kolorach (w zakresie od białego do czarnego). Zakładano znajomość współczynnika transmisyjno-absorpcyjnego.

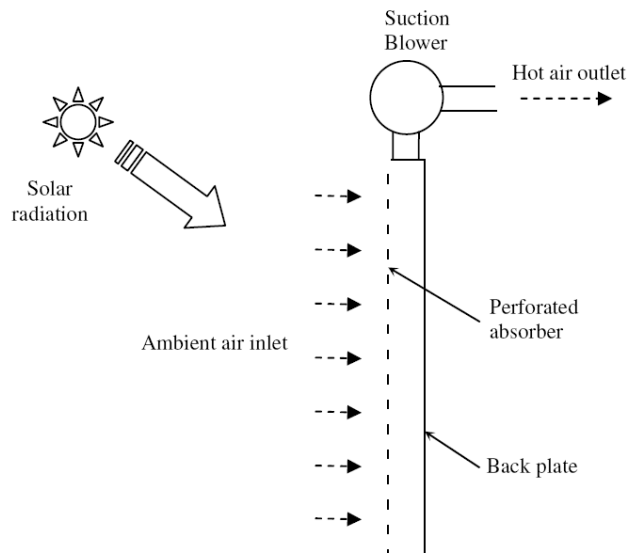


Rys. 1.7. Schemat kolektora analizowanego w pracy [34]

Interesujące wyniki przedstawiono także w pracy [35]. Autorzy badali i wyznaczali straty ciepła trapezoidalnych absorberów dla różnych ich pokryć oraz dla różnych rur zainstalowanych w kolektorach koncentrycznych. Współczynnik strat ciepła obliczany był, jak w przypadkach opisanych powyżej, również przy założeniu warunków ustalonych.

Jedną z niewielu prac poświęconych symulacji pracy płaskich kolektorów słonecznych w warunkach nieustalonych z uwzględnieniem nierównomierności przepływu przez poszczególne rury kolektora, jest publikacja [36]. Równania bilansowe zapisano dla objętości skończonych, których liczbę i wielkość uzależniono od temperatury: mniejsze elementy odpowiadały większym gradientom temperatury. Dla kolektora o wymiarach  $2,205 \times 1$  m zdefiniowano 430 objętości dla czynnika, 55 dla izolacji oraz jedną dla przykrycia kolektora. Jako weryfikację przedstawiono porównanie wyników symulacji oraz eksperymentu wyznaczając jedynie sprawność kolektora dla stanu ustalonego. Analizując natomiast wpływ nierównomierności przepływu czynnika przez rury kolektora na jego sprawność, stwierdzono, dla przepływu przez skrajne rury zewnętrznego większego 1,5 razy od przepływu przez rurę centralną, jedynie nieznaczne zmiany sprawności przy znacznych różnicach temperatury wylotowej czynnika z poszczególnych rur kolektora. Nie dysponowano jednak w tym przypadku danymi pomiarowymi, a jedynie symulowano nierównomierność przepływu.

Augustus i Kumar [37] opracowali model matematyczny nieoszlowanego kolektora UTC (unglazed transpired collectors) – rys. 1.8, nazywanego także kolektorem perforowanym, stanowiącego pewną innowację w technice solarnej.



Rys. 1.8. Schemat kolektora UTC [37]

Fan i inni [38] zaprezentowali analizę numeryczną oraz badania eksperymentalne rozkładu temperatury oraz przepływu w kolektorze. Rozkład przepływu w rurach wyznaczano numerycznie z wykorzystaniem pakietu CFD. Autorzy uzyskali dobrą zgodność wyników obliczeń i pomiarów dla dużych strumieni masowych. Dla strumieni mniejszych natomiast pojawiły się pewne rozbieżności, wynikające prawdopodobnie ze zbyt dużych uproszczeń modelu matematycznego kolektora.

Przykładem opracowań, w których proponuje się wykorzystanie uproszczonych modeli kolektorów słonecznych dla nieco innych celów są prace [39, 40]. Poświęcone są one mianowicie solarnym układom destylacyjnym, w których wykorzystano rozwiązania analityczne nie nadające się do zastosowania w trybie on-line.

Przedstawiony dotychczasowy stan zagadnienia wskazuje na wieloletnie już badania i eksperymenty prowadzone pod kątem modelowania pracy kolektorów słonecznych. Pojawiające się jednak wciąż nowe publikacje dotyczące tego problemu pozwalają na stwierdzenie jego aktualności i potrzeby podejmowania prób symulacji pracy tych kolektorów, zwłaszcza biorąc pod uwagę zmienność warunków atmosferycznych i wynikającą stąd niestabilność pracy kolektorów. Próby te powinny dotyczyć stworzenia modeli pozwalających na symulację dynamiki płaskich cieczowych kolektorów słonecznych.

Biorąc pod uwagę możliwość ich zastosowania na obiektach rzeczywistych w trybie on-line, modele te nie mogą być jednak zbyt złożone, a same obliczenia zajmować dużo czasu.

## 2. Cel i zakres pracy

Przeprowadzona w rozdziale pierwszym analiza literatury wskazuje, że większość publikacji dotyczy zagadnień związanych z modelowaniem pracy płaskich kolektorów cieczowych, występujących w różnych konfiguracjach, w warunkach ustalonych. Wpływ zmiennych warunków atmosferycznych na wydajność cieplną kolektorów brano pod uwagę jedynie w kilku pracach. Prace te nie dotyczą jednak typowych płaskich cieczowych kolektorów słonecznych, wykorzystywanych powszechnie przez użytkowników indywidualnych. Proponowane modele matematyczne nie uwzględniają przy tym akumulacji ciepła w poszczególnych elementach tych kolektorów, metody rozwiązywania zapisanych równań nie nadają się do wykorzystania w trybie on-line lub też posiadają inne ograniczenia związane np. z dopuszczaniem ograniczonej zmienności strumienia masy czynnika roboczego.

Przegląd dotychczasowych publikacji wskazuje także, że nie była do tej pory podjęta próba odtworzenia zmiennego przebiegu temperatury czynnika na wylocie z płaskiego cieczowego kolektora słonecznego przy zmiennych warunkach atmosferycznych. Nie napotkano modelu  $5 \times N$  węzłowego, obejmującego wszystkie elementy takiego kolektora w kierunku poprzecznym do kierunku przepływu czynnika, tj. szybę solarną, warstwę powietrza pomiędzy tą szybą i absorberem, absorber, czynnik roboczy oraz izolację. Stworzenie modelu matematycznego, pozwalającego na szybkie odtwarzanie rzeczywistego przebiegu temperatury czynnika na wylocie z kolektora, pozwoliłoby indywidualnym użytkownikom na bieżącą kontrolę poprawności pracy płaskich cieczowych kolektorów słonecznych. Poprawność ta mogłaby być stwierdzana na podstawie porównywania w trybie on-line mierzonego przebiegu temperatury czynnika na wylocie z kolektora z wynikami obliczeń numerycznych. Wyższa temperatura czynnika otrzymana z obliczeń mogłaby wskazywać na zanieczyszczenie szyby solarnej, żelowanie glikolu lub pogorszenie własności optycznych absorbera.



Celem niniejszej rozprawy jest więc stworzenie modelu matematycznego i zaproponowanie takiego rozwiązania wyprowadzonych równań bilansowych, aby możliwe było modelowanie dynamiki płaskich cieczowych kolektorów słonecznych dla dowolnie zmiennych warunków ich pracy. Szczegółowej analizie poddana zostanie przy tym możliwość dokładnego odtwarzania zmiennego przebiegu temperatury czynnika na wylocie z kolektora. Napisany na podstawie modelu program komputerowy powinien umożliwiać jego wykorzystanie na obiekcie rzeczywistym do pracy w trybie on-line.

Zakres pracy obejmuje, oprócz zaproponowania samego modelu matematycznego, obszerną jego weryfikację obliczeniową i eksperymentalną. Weryfikacja obliczeniowa polegała będzie na porównaniu wyników uzyskiwanych za pomocą opracowanego modelu z wynikami dostępnych rozwiązań ścisłych dla stanów niestabilnych. Wynikiem tych porównań będzie także uzyskanie odpowiednich kroków podziału czasowo-przestrzennego na potrzeby programu komputerowego. Podział ten powinien być tak dobrany, aby uniknąć efektów dyssypacji i dyspersji, powodujących powstawanie błędów obliczeń numerycznych. W celu weryfikacji eksperymentalnej zbudowano odpowiednie stanowisko badawcze i wyposażono je w układ akwizycji danych. Na podstawie mierzonych niestabilnych przebiegów temperatury czynnika na wejściu do kolektora, temperatury otoczenia, strumienia masy czynnika oraz natężenia promieniowania słonecznego odtwarzane będą niestabilne przebiegi temperatury czynnika na wylocie z kolektora i porównywane z wynikami pomiarów. Weryfikacja ta przeprowadzona zostanie dla różnych warunków atmosferycznych. Podjęta zostanie także próba eksperymentalnego wyznaczenia, wg aktualnie obowiązującej normy, stałej czasowej kolektora. Stała ta obliczona zostanie także numerycznie za pomocą opracowanego modelu i porównana ze stałą wyznaczoną na stanowisku.

Wyznaczona będzie także chwilowa sprawność kolektora oraz obliczony błąd jej wyznaczania.

### 3. Teza pracy

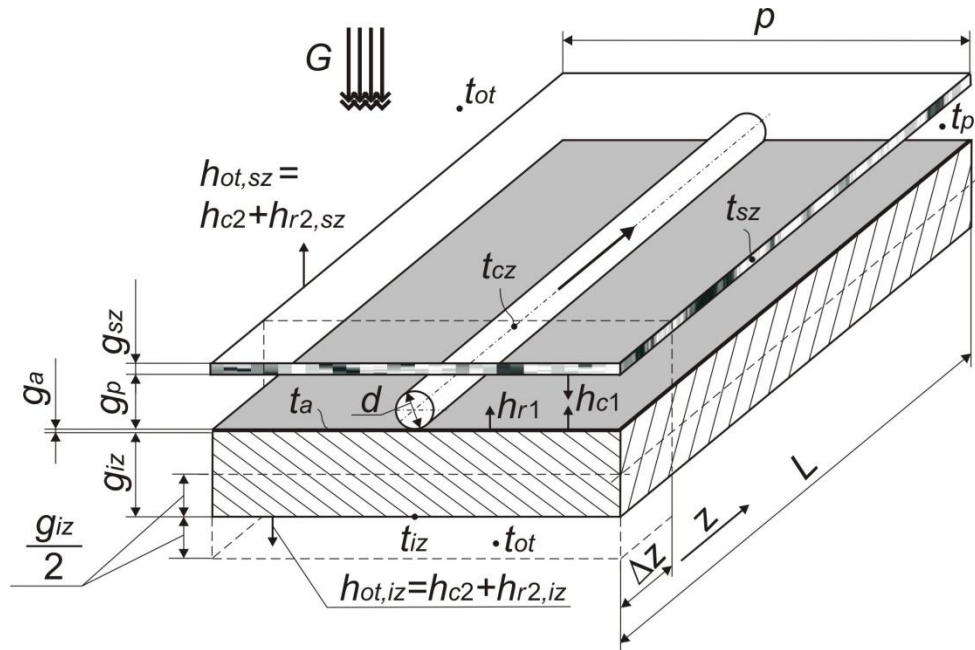
Analiza dotychczasowego stanu zagadnienia, przedstawiona w rozdziale pierwszym, jak również uzyskane wyniki, prezentowane w pracach własnych, pozwalają na sformułowanie tezy niniejszej rozprawy w następującym brzmieniu:

*Możliwe jest numeryczne odtworzenie nieustalonego przebiegu temperatury czynnika roboczego na wylocie z płaskiego cieczowego kolektora słonecznego. Symulacja numeryczna może uwzględniać dowolnie zmienne warunki ciepłno-przepływowe po stronie czynnika, jak również dowolnie zmienne warunki atmosferyczne.*

#### **4. Model matematyczny dynamiki płaskiego cieczowego kolektora słonecznego**

W niniejszym rozdziale przedstawiony zostanie model matematyczny pozwalający na symulację dynamiki płaskich cieczowych kolektorów słonecznych. Model ten obejmował będzie pięć węzłów (model  $5 \times N$  węzłowy, gdzie  $N$  oznacza ilość węzłów w kierunku przepływu czynnika) w kierunku prostopadłym do kierunku przepływu czynnika, tj. szybę solarną, warstwę powietrza pomiędzy tą szybą i absorberem, absorber, czynnik roboczy oraz izolację. Wyprowadzone równania różniczkowe rozwiązane zostaną iteracyjnie z wykorzystaniem niejawnego schematu różnicowego. Zastosowanie tego schematu pozwoli na uniknięcie ograniczeń występujących w wielu modelach do tej pory opracowanych. Wszystkie własności termofizyczne czynnika roboczego, materiału absorbera oraz powietrza pomiędzy szybą solarną i absorberem wyznaczone są na bieżąco. Wszystkie współczynniki wnikania ciepła także obliczane są w trybie on-line na podstawie dostępnych w literaturze zależności.

Płaski cieczowy kolektor słoneczny, pracujący w układzie kanałów równoległych, podzielony zostanie na objętości kontrolne (rys. 4.1). Pod uwagę brana jest przy tym rzeczywista podziałka rozmieszczenia rurek kolektora. Proponowany model będzie modelem jednowymiarowym o parametrach rozłożonych. Obliczenia przeprowadzane będą wzdłuż drogi przepływu czynnika w jednej rurce kolektora o wymiarach jak na obiekcie rzeczywistym. Przy założeniu równomiernego przepływu czynnika przez wszystkie rurki, strumień masy czynnika w modelu obliczeniowym także odniesiony będzie do pojedynczej rurki. Opisany poniżej model matematyczny proponowany jest do symulacji dynamiki płaskich kolektorów cieczowych przy dowolnie zmiennych warunkach brzegowych.



Rys. 4.1. Analizowana objętość kontrolna płaskiego cieczowego kolektora słonecznego

Proponowany w pracy model wykazywał się będzie takim samym zachowaniem w warunkach niustalonych jak kolektor rzeczywisty, jeżeli:

- wszystkie elementy zawarte w objętości kontrolnej (rys. 4.1) mają wymiary jak na obiekcie rzeczywistym,
- strumień masy czynnika wynosi:

$$\dot{m}_{cz} = \frac{\dot{m}_{całk}}{n} \quad (4.1)$$

- wszystkie własności termofizyczne czynnika roboczego, warstwy powietrza oraz absorbera wyznaczone są na bieżąco w funkcji temperatury (własności szyby solarnej oraz izolacji założono jako stałe),
- wszystkie współczynniki wnikania obliczane są także na bieżąco.

Niustalone przebiegi temperatury obliczane będą iteracyjnie na podstawie zapisanych poniżej równań wyrażających bilans energii (rys. 4.1):

- dla pojedynczej szyby solarnej:

$$c_{sz}\rho_{sz}V_{sz} \frac{dt_{sz}}{d\tau} = [h_{ot,sz}(t_{ot} - t_{sz}) + h_{r1}(t_a - t_{sz}) + h_{c1}(t_p - t_{sz}) + \alpha G] p \Delta z, \quad (4.2)$$

– dla warstwy powietrza pomiędzy szybą i absorberem:

$$c_p \rho_p V_p \frac{dt_p}{d\tau} = [h_{c1}(t_{sz} - t_p) + h_{c1}(t_a - t_p)] p \Delta z, \quad (4.3)$$

– dla absorbera:

$$c_a \rho_a V_a \frac{dt_a}{d\tau} = \left[ G(\tau\alpha) + h_{r1}(t_{sz} - t_a) + h_{c1}(t_p - t_a) + \frac{\lambda_{iz}}{g_{iz}}(t_{iz} - t_a) \right] p \Delta z + \pi d_w h_{cz} \Delta z (t_{cz} - t_a), \quad (4.4)$$

– dla czynnika:

$$c_{cz} \rho_{cz} V_{cz} \frac{\Delta t_{cz}}{\Delta \tau} = \dot{m}_{cz} i_{cz}|_z - \dot{m}_{cz} i_{cz}|_{z+\Delta z} + h_{cz} \pi d_w \Delta z (t_a - t_{cz}), \quad (4.5)$$

– dla warstwy izolacji:

$$c_{iz} \rho_{iz} V_{iz} \frac{dt_{iz}}{d\tau} = \left[ \frac{\lambda_{iz}}{g_{iz}}(t_a - t_{iz}) + h_{ot,iz}(t_{ot} - t_{iz}) \right] p \Delta z. \quad (4.6)$$

Po stronie czynnika roboczego zapisano jedynie, tak jak i dla pozostałych węzłów, równanie bilansu energii (4.5). W równaniu tym uwzględniono zmianę energii całkowitej w objętości kontrolnej w czasie, strumień energii wpływający i wypływający z objętości kontrolnej oraz strumień ciepła wpływający do niej przez jej powierzchnię. Pozostałe człony równania zachowania energii (tj. strumień ciepła wpływający do objętości kontrolnej na drodze przewodzenia oraz zmiana w czasie pracy wykonanej przez siły powierzchniowe i siły tarcia) zostaną, ze względu na ich niewielki wpływ, pominięte. Pominięto także równania bilansu pędu i masy. Otrzymano dzięki temu mniejszą ilość równań końcowych oraz prostszą ich postać, a tym samym szybciej przebiegały będą obliczenia numeryczne. Pominięcie w/w równań bilansowych nie stanowi ograniczenia proponowanej metody i nie powoduje błędów

w obliczeniach numerycznych, co wykazała przeprowadzona w kolejnych rozdziałach pracy weryfikacja obliczeniowa oraz eksperymentalna.

Po przekształceniach oraz założeniu, że  $\Delta\tau \rightarrow 0$  i  $\Delta z \rightarrow 0$ , równanie (4.5) przyjmuje następującą postać:

$$c_{cz}\rho_{cz}A\frac{\partial t_{cz}}{\partial\tau} = h_{cz}\pi d_w(t_a - t_{cz}) - \dot{m}_{cz}c_{cz}\frac{\partial t_{cz}}{\partial z}, \quad (4.7)$$

gdzie:  $A = \frac{\pi d_w^2}{4}$ .

W celu rozwiązania układu równań (4.2) – (4.4) oraz (4.6) – (4.7) zastosowano niejawną schemat różnicowy. Pochodne czasowe zastąpiono ilorazami różnicowymi wprzód, natomiast pochodne przestrzenne ilorazami różnicowymi wstecz:

$$\frac{dt_{sz}}{d\tau} = \frac{t_{sz,j}^{\tau+\Delta\tau} - t_{sz,j}^{\tau}}{\Delta\tau}, \quad \frac{dt_p}{d\tau} = \frac{t_{p,j}^{\tau+\Delta\tau} - t_{p,j}^{\tau}}{\Delta\tau}, \quad \frac{dt_a}{d\tau} = \frac{t_{a,j}^{\tau+\Delta\tau} - t_{a,j}^{\tau}}{\Delta\tau}, \quad \frac{dt_{iz}}{d\tau} = \frac{t_{iz,j}^{\tau+\Delta\tau} - t_{iz,j}^{\tau}}{\Delta\tau},$$

$$\frac{\partial t_{cz}}{\partial\tau} = \frac{t_{cz,j}^{\tau+\Delta\tau} - t_{cz,j}^{\tau}}{\Delta\tau} \quad \text{oraz} \quad \frac{\partial t_{cz}}{\partial z} = \frac{t_{cz,j}^{\tau+\Delta\tau} - t_{cz,j-1}^{\tau+\Delta\tau}}{\Delta z}. \quad (4.8)$$

Po uwzględnieniu zależności (4.8) w równaniach (4.2) – (4.4) oraz (4.6) – (4.7) i odpowiednich przekształceniach otrzymano następujące zależności pozwalające obliczać czasowo-przestrzenne rozkłady temperatury, odpowiednio: szyby solarnej, warstwy powietrza pomiędzy szybą i absorberem, absorbera, czynnika oraz izolacji:

$$t_{sz,j}^{\tau+\Delta\tau} = \frac{1}{F_j\Delta\tau}t_{sz,j}^{\tau} + \frac{B_j}{F_j}t_{ot}^{\tau+\Delta\tau} + \frac{C_j}{F_j}t_{a,j}^{\tau+\Delta\tau} + \frac{D_j}{F_j}t_{p,j}^{\tau+\Delta\tau} + \frac{E}{F_j}G^{\tau+\Delta\tau}, \quad j = 1, \dots, N; \quad (4.9)$$

$$t_{p,j}^{\tau+\Delta\tau} = \frac{1}{H_j\Delta\tau}t_{p,j}^{\tau} + \frac{G_j}{H_j}(t_{sz,j}^{\tau+\Delta\tau} + t_{a,j}^{\tau+\Delta\tau}), \quad j = 1, \dots, N; \quad (4.10)$$

$$t_{a,j}^{\tau+\Delta\tau} = \frac{1}{Q_j\Delta\tau} t_{a,j}^{\tau} + \frac{K_j}{Q_j} G^{\tau+\Delta\tau} + \frac{L_j}{Q_j} t_{sz,j}^{\tau+\Delta\tau} + \frac{M_j}{Q_j} t_{p,j}^{\tau+\Delta\tau} + \frac{O_j}{Q_j} t_{cz,j}^{\tau+\Delta\tau} + \frac{P_j}{Q_j} t_{iz,j}^{\tau+\Delta\tau}, \quad j = 1, \dots, N; \quad (4.11)$$

$$t_{cz,j}^{\tau+\Delta\tau} = \frac{1}{U_j\Delta\tau} t_{cz,j}^{\tau} + \frac{R_j}{U_j} t_{a,j}^{\tau+\Delta\tau} + \frac{S_j}{U_j\Delta z} t_{cz,j-1}^{\tau+\Delta\tau}, \quad j = 2, \dots, N; \quad (4.12)$$

$$t_{iz,j}^{\tau+\Delta\tau} = \frac{1}{X_j\Delta\tau} t_{iz,j}^{\tau} + \frac{V}{X_j} t_{a,j}^{\tau+\Delta\tau} + \frac{W_j}{X_j} t_{ot}^{\tau+\Delta\tau}, \quad j = 1, \dots, N. \quad (4.13)$$

W powyższych zależnościach:

$$B_j = \frac{h_{ot,sz;j}}{c_{sz}\rho_{sz}g_{sz}}, \quad C_j = \frac{h_{r1,j}}{c_{sz}\rho_{sz}g_{sz}}, \quad D_j = \frac{h_{c1,j}}{c_{sz}\rho_{sz}g_{sz}}, \quad E = \frac{\alpha}{c_{sz}\rho_{sz}g_{sz}}.$$

$$F_j = \frac{1}{\Delta\tau} + B_j + C_j + D_j, \quad G_j = \frac{h_{c1,j}p}{c_p(t_p)_j \rho_p(t_p)_j (pg_p - \pi r_z^2)},$$

$$H_j = \frac{1}{\Delta\tau} + 2G_j \quad J_j = c_a(t_a)_j \rho_a(t_a)_j [pg_a + \pi(r_z^2 - r_w^2)],$$

$$K_j = \frac{p(\tau\alpha)}{J_j}, \quad L_j = \frac{h_{r1,j}p}{J_j}, \quad M_j = \frac{h_{c1,j}p}{J_j}, \quad O_j = \frac{\pi d_w h_{cz,j}}{J_j}, \quad P_j = \frac{p\lambda_{iz}}{J_j g_{iz}},$$

$$Q_j = \frac{1}{\Delta\tau} + L_j + M_j + O_j + P_j, \quad R_j = \frac{\pi d_w h_{cz,j}}{c_{cz}(t_{cz})_j \rho_{cz}(t_{cz})_j A}, \quad S_j = \frac{\dot{m}_{cz}}{\rho_{cz}(t_{cz})_j A},$$

$$U_j = \frac{1}{\Delta\tau} + R_j + \frac{S_j}{\Delta z}, \quad V = \frac{2\lambda_{iz}}{c_{iz}\rho_{iz}g_{iz}^2}, \quad W_j = \frac{2h_{ot,iz;j}}{c_{iz}\rho_{iz}g_{iz}} \quad \text{oraz} \quad X_j = \frac{1}{\Delta\tau} + V + W_j. \quad (4.14)$$

Przedstawione powyżej zależności dotyczą płaskiego cieczowego kolektora z pojedynczą szybą solarną, pracującego w układzie kanałów równoległych. Metoda jest także odpowiednia dla kolektorów pracujących w układzie serpentynowym oraz dla kolektorów z podwójną szybą solarną. W przypadku kolektorów pracujących w układzie przepływu

serpentynowego, prezentowana metoda nie wymaga modyfikacji. Zastosowanie natomiast drugiej szyby solarnej wymaga wyprowadzenia dodatkowych równań bilansu energii dla drugiej szyby oraz dla warstwy powietrza pomiędzy szybami.

Biorąc pod uwagę iteracyjny charakter proponowanej metody, obliczenia należy prowadzić z uwzględnieniem następującej zależności:

$$\frac{|Y_{j,(k+1)}^{\tau+\Delta\tau} - Y_{j,(k)}^{\tau+\Delta\tau}|}{Y_{j,(k+1)}^{\tau+\Delta\tau}} \leq \delta \quad (4.15)$$

gdzie:

$Y$  – aktualnie obliczana temperatura w węźle  $j$ ,

$\delta$  – założona dokładność obliczeń iteracyjnych,

$k = 1, 2, \dots$  – kolejny numer iteracji na tym samym kroku czasowym.

Ponadto, spełniony powinien być warunek stabilności, który dla zagadnienia dwuwymiarowego przyjmuje postać (warunek von Neumanna):

$$\frac{1}{2} - (\alpha_x^2 + \alpha_y^2) \geq 0, \quad (4.16)$$

gdzie:  $\alpha_x = \frac{w_x \Delta\tau}{\Delta z}$ ,  $\alpha_y = \frac{w_y \Delta\tau}{\Delta z}$ .

Ze wzoru (4.16) wynika ograniczenie na krok czasowy dla zagadnień dwuwymiarowych (warunek Couranta-Friedrichsa-Lewy'ego) [41]:

$$\Delta\tau \leq \frac{\Delta z}{(w_x^2 + w_y^2)^{1/2} \sqrt{2}}. \quad (4.17)$$

Warunek ten nakładany na krok czasowy w przypadku  $N$  wymiarów przestrzennych przyjmuje postać:

$$\Delta\tau \leq \frac{\Delta z}{|\vec{w}| \sqrt{N}}, \quad (4.18)$$

gdzie  $\vec{w}$  jest największą prędkością propagacji na siatce.



Ponieważ analizowane w pracy schematy różnicowe dotyczą zagadnień jednowymiarowych, warunek stabilności Couranta-Friedrichsa-Lewy'ego nakładany na krok czasowy opisany jest zależnością:

$$|\beta| \leq 1, \quad \Delta\tau \leq \frac{\Delta z}{w_{cz}}, \quad (4.19)$$

gdzie:  $\beta = \frac{w_{cz}\Delta\tau}{\Delta z}$  jest liczbą Couranta.

Spełnienie powyższego warunku zapewnia przeniesienie się rozwiązania numerycznego z prędkością  $\Delta z/\Delta\tau$  większą od prędkości fizycznej  $w_{cz}$ .

W proponowanym modelu warunki brzegowe mogą być zależne od czasu:

$$\dot{m}_{cz} \Big|_{z=0} = \dot{m}_{cz}(\tau), \quad t_{cz} \Big|_{z=0} = t_{cz}(\tau) \quad \text{oraz} \quad G = G(\tau). \quad (4.20)$$

Metoda pozwala na wyznaczanie niestabilnych przebiegów temperatury w dowolnym analizowanym przekroju poprzecznym od czasu  $\tau = 0$ , tj. od początku trwania procesu, na co nie pozwalają np. metody ścisłe.

Rozkłady współczynników wnikania ciepła obliczane są za pomocą podanych poniżej wzorów:

a) na wewnętrznej powierzchni rur kolektora współczynnik ten obliczany jest jako:

$$h_{cz,j} = \frac{\text{Nu}_{cz,j} \lambda_{cz,j}}{d_w}. \quad (4.21)$$

Prędkość czynnika przepływającego przez rury kolektora jest niewielka, od ok. kilku mm/s do ok. kilkunastu cm/s [42]. Biorąc pod uwagę małą średnicę tych rurek, osiągane wartości liczby Reynoldsa – od kilkunastu do kilkuset – są znacznie mniejsze od wartości krytycznej  $\text{Re}_{kr} = 2300$ . Przepływ ma więc charakter laminarny.

Dla oszacowania wartości współczynnika wnikania ciepła wykorzystano w tym przypadku empiryczny wzór Heatona [28] (przepływ laminarny w krótkich kanałach dla odcinka rozbiegu hydraulicznego i termicznego):

$$\text{Nu}_{cz,j} = \text{Nu}_{\infty} + \frac{a \left( \text{Re}_{cz,j} \text{Pr}_{cz,j} \frac{d_w}{L} \right)^k}{1 + b \left( \text{Re}_{cz,j} \text{Pr}_{cz,j} \frac{d_w}{L} \right)^n}; \quad 1 < \text{Re}_{cz,j} \text{Pr}_{cz,j} \frac{d_w}{L} \leq 1000, \quad (4.22)$$

gdzie:

Re oraz Pr – odpowiednio liczba Reynoldsa oraz Prandtla,

L – długość kanału (jego odcinka prostoliniowego),

Nu<sub>∞</sub>, a, b, k, n – współczynniki.

W większości zastosowań kolektorów płaskich czynnik roboczy ma temperaturę zmieniającą się w zakresie 20÷90°C, czemu odpowiada zakres zmiany liczby Prandtla dla wody 2÷7 [42].

- b) zastępczy współczynnik przejmowania ciepła przez promieniowanie pomiędzy absorberem i szybą solarną [42]:

$$h_{r1,j} = \frac{\sigma(T_{a,j}^2 + T_{sz,j}^2)(T_{a,j} + T_{sz,j})}{\frac{1}{\varepsilon_a} + \frac{1}{\varepsilon_{sz}} - 1}. \quad (4.23)$$

- c) konwekcja na wewnętrznej powierzchni szyby solarnej (konwekcja swobodna w pochylonej przestrzeni zamkniętej):

$$h_{c1,j} = \frac{\text{Nu}_{p,j} \lambda_{p,j}}{g_p}, \quad (4.24)$$

W pochylonej przestrzeni zamkniętej pomiędzy absorberem i szybą solarną występują naturalne ruchy konwekcyjne. Za najlepszą zależność opisującą współczynnik przejmowania ciepła uznaje się zależność podaną przez Hollandsa [43]:

$$\text{Nu}_{p,j} = 1 + 1,44 \left\{ 1 - \frac{1708 [\sin(1,8\beta)]^{1,6}}{\text{Ra}_j \cos \beta} \right\} \left( 1 - \frac{1708}{\text{Ra}_j \cos \beta} \right)^+ + \left[ \left( \frac{\text{Ra}_j \cos \beta}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right]^+, \quad (4.25)$$

dla:  $0 \leq \beta \leq 75^\circ$ ,  $0 \leq \text{Ra} \leq 10^6$ .

W powyższym wzorze  $Ra$  oznacza liczbę Rayleigha. Wyrażenia oznaczone symbolem „+” należy uwzględnić w przypadku, gdy przyjmują wartości większe od 0. W przeciwnym wypadku wyrażenia te przyjmują wartość 0.

- d) konwekcja na zewnętrznej powierzchni szyby solarnej i izolacji (konwekcja wymuszona przez wiatr):

$$h_{c2} = \frac{Nu_{ot} \lambda_{ot}}{\delta}. \quad (4.26)$$

Zależność pozwalającą określać liczbę Nusselta wyrazić można w tym przypadku np. za pomocą wzoru Sparrowa dla płyt [42]:

$$Nu_{ot} = 0,86 Re_{ot}^{1/2} Pr_{ot}^{1/3}. \quad (4.27)$$

Wielkość  $\delta$  natomiast jako:

$$\delta = \frac{4ab}{\sqrt{a^2 + b^2}}, \quad (4.28)$$

gdzie:  $a$  oraz  $b$  oznaczają odpowiednio długość i szerokość kolektora, m.

- e) zastępczy współczynnik przejmowania ciepła na zewnętrznej powierzchni szyby solarnej:

$$h_{ot,sz;j} = h_{c2} + h_{r2,sz} = h_{c2} + \frac{\sigma \varepsilon_{sz} (T_{sz,j}^4 - T_n^4)}{T_{sz,j} - T_{ot}}. \quad (4.29)$$

Wielkość  $T_n$  w powyższym wzorze oznacza temperaturę niebosłonu, wyznaczaną np. wg zależności podanej przez Swinbanka [44]:

$$T_n = 0,0552 T_{ot}^{1,5}. \quad (4.30)$$

f) zastępczy współczynnik przyjmowania ciepła na zewnętrznej powierzchni izolacji:

$$h_{ot,iz;j} = h_{c2} + h_{r2,iz} = h_{c2} + \frac{\sigma \varepsilon_{iz} (T_{iz,j}^4 - T_n^4)}{T_{iz,j} - T_{ot}}. \quad (4.31)$$

Ponieważ w proponowanej metodzie wszystkie współczynniki przyjmowania ciepła obliczane są na bieżąco z uwzględnieniem rzeczywistej podziałki rozmieszczenia rurek kolektora, fizyka zjawisk zachodzących w kolektorze nie ulega zmianie.

## 5. Weryfikacja obliczeniowa proponowanego modelu

Zaproponowany w poprzednim rozdziale model matematyczny zweryfikowany zostanie obliczeniowo poprzez porównanie wyników uzyskanych za jego pomocą z wynikami dostępnymi w literaturze rozwiązań ścisłych dla stanów niustalonych. Przedstawione zostaną wybrane do analizy rozwiązania ścisłe, natomiast proponowany w pracy model zostanie zmodyfikowany na potrzeby takiej weryfikacji. Zasadniczym jej celem będzie oszacowanie optymalnych kroków podziału czasowo-przestrzennego, niezbędnych dla numerycznego zapisu. Porównania wyników rozwiązań analitycznych oraz uzyskiwanych za pomocą proponowanej metody przedstawione zostaną więc dla różnych kroków wspomnianego podziału. Kroki  $\Delta\tau$  oraz  $\Delta z$  dla których uzyskana zostanie najlepsza zgodność wyników zostaną następnie przyjęte do weryfikacji eksperymentalnej.

### 5.1. Rozwiązania analityczne dotyczące niustalonych stanów pracy

Dotychczasowe modele wymiany ciepła w stanach niustalonych opracowane zostały tylko dla najprostszych przypadków, takich jak nieogrzewana rura przy skokowym wymuszeniu temperatury czynnika na wlocie, czy też dla skokowego wymuszenia ogrzewania na powierzchni zewnętrznej rury [45]. Zaproponowana w rozdziale 4 metoda numeryczna pozwala rozwiązywać problemy niustalonych przepływów zarówno dla tych wybranych elementów, dla których istnieją rozwiązania analityczne, jak też dla przypadków bardziej złożonych.

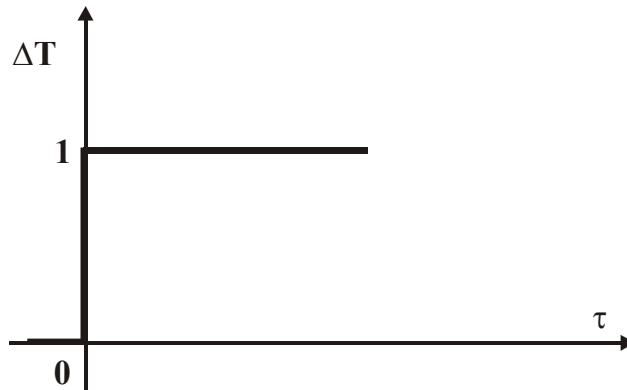
Poniżej zostaną przedstawione podstawowe zależności analityczne pozwalające wyznaczać:

- czasowo-przestrzenny rozkład temperatury materiału ścianki rury, izolowanej na powierzchni zewnętrznej, jako jej odpowiedź na skokowe wymuszenie temperatury czynnika na wejściu,
- czasowo-przestrzenny rozkład temperatury czynnika roboczego w przypadku skokowego wymuszenia ogrzewania na powierzchni zewnętrznej rury (przypadek najbardziej zbliżony do warunków rzeczywistych, w jakich pracują kolektory słoneczne).

### 5.1.1. Skokowe wymuszenie temperatury czynnika na wejściu do kolektora

Analizowane wymuszenie ma postać (rys. 5.1):

$$\Delta T(\tau) = \begin{cases} 0 & \text{dla } \tau < 0 \\ 1 & \text{dla } \tau \geq 0 \end{cases} \quad (5.1)$$



Rys. 5.1. Skokowe wymuszenie temperatury czynnika na wejściu do kolektora

Przy takim wymuszeniu bezwymiarowa czasowo-przestrzenna funkcja wyrażająca przyrost temperatury materiału ścianki rury przyjmuje postać [45]:

$$\frac{\Delta \Theta}{\Delta T} = V_1 - V_0, \quad (5.2)$$

gdzie:

$$V_1 = e^{-(\zeta+\eta)} U(\zeta, \eta), \quad (5.3)$$

oraz

$$V_0 = e^{-(\zeta+\eta)} I_0(2\sqrt{\zeta\eta}). \quad (5.4)$$

Funkcja  $U(\zeta, \eta)$  opisana jest następującą zależnością:

$$U(\zeta, \eta) = \sum_{n=0}^{\infty} \sum_{k=0}^n \frac{\eta^n \zeta^k}{n! k!}, \quad (5.5)$$

funkcja Bessela natomiast:

$$I_0(2\sqrt{\zeta\eta}) = \sum_{k=0}^{\infty} \frac{(\zeta\eta)^k}{(k!)^2}. \quad (5.6)$$

Występujące we wzorach (5.3) – (5.6)  $\zeta$  oraz  $\eta$  to bezwymiarowe zmienne odpowiednio długości i czasu wyrażone następującymi zależnościami:

$$\zeta = \frac{z}{F_1}; \quad \eta = \frac{\tau - \tau_{TP}(z)}{D_1}, \quad (5.7)$$

gdzie:

$$\tau_{TP}(z) = B_1 \zeta = \frac{z}{w}. \quad (5.8)$$

Współczynniki  $B_1$ ,  $D_1$  oraz  $F_1$  opisane zostaną w podrozdziale 5.1.3 niniejszej pracy.

### 5.1.2. Skokowe wymuszenie ogrzewania na powierzchni zewnętrznej rurki kolektora

Bezwymiarowa, czasowo-przestrzenna funkcja opisująca przyrost temperatury czynnika  $\Delta T$ , wywołany wymuszeniem ogrzewania  $\Delta q$  na powierzchni zewnętrznej rury, wyrażona jest wzorem [45]:

$$\varphi_1 = \frac{\Delta T}{-\frac{c}{1-c} E_1 \Delta q} = \frac{\tau}{D_1} - \frac{1}{1-c} \varphi_0 - V_2, \quad (5.9)$$

gdzie:

$$c = -D_1/B_1,$$

$E_1$  oraz  $\Delta q$  – opisane zostaną w podrozdziale 5.1.3 niniejszej pracy.

Funkcje  $\varphi_0$  oraz  $V_2$  opisane są natomiast następującymi zależnościami:

$$\varphi_0 = 1 - e^{-\frac{(1-c)\tau}{D_1}} - V_1 + V_{00}, \quad (5.10)$$

$$V_2 = e^{-(\zeta+\eta)} \left[ (\eta - \zeta) U(\zeta, \eta) + \zeta I_0(2\sqrt{\zeta\eta}) + \sqrt{\zeta\eta} I_1(2\sqrt{\zeta\eta}) \right], \quad (5.11)$$

gdzie:

$$I_1(2\sqrt{\zeta\eta}) = \sum_{k=0}^{\infty} \frac{(\zeta\eta)^{\frac{2k+1}{2}}}{(k!)(k+1)!}. \quad (5.12)$$

Funkcja  $V_{00}$  występująca we wzorze (5.10) przyjmuje postać:

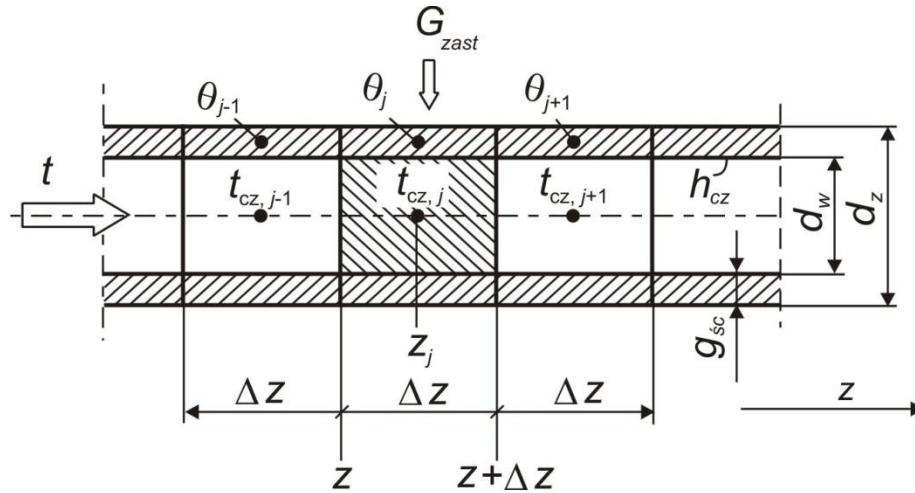
$$V_{00} = e^{-(\zeta+\eta)} U\left(\frac{\zeta}{c}, c\eta\right). \quad (5.13)$$

Podane zależności analityczne (5.2) i (5.9) pozwalają wyznaczać czasowo-przestrzenne przyrosty temperatury, odpowiednio  $\Delta\theta$  dla ścianki oraz  $\Delta T$  dla czynnika, w dowolnym przekroju  $z$ , poczynając od czasu  $\tau_{TP}(z) = z/w_{cz}$ , tj. od czasu osiągnięcia tego przekroju przez cząstkę płynu płynącego z prędkością  $w_{cz}$ . Przykładowo, jeżeli prędkość ta wynosi 1m/s, to rozwiązania analityczne pozwalają wyznaczać zmiany temperatury w przekroju oddalonym np. 10 m od początku rury dopiero po 10 s.

### 5.1.3. Modyfikacja proponowanej metody na potrzeby weryfikacji obliczeniowej

W celu porównania wyników proponowanej metody z wynikami opisanych powyżej rozwiązań ścisłych niezbędna jest jej modyfikacja. Polegała ona będzie na zapisaniu i rozwiązaniu po stronie rurki kolektora równania bilansu energii z uwzględnieniem zastępczej gęstości strumienia ciepła promieniowania słonecznego  $G_{zast}$  padającego równomiernie na zewnętrzną powierzchnię rurki. Po stronie czynnika roboczego bez zmian pozostaje natomiast równanie bilansu energii (4.5), przy czym w równaniu tym zamiast temperatury absorbera  $t_a$  pojawi się średnia temperatury ścianki  $\theta$ . Nie będzie brana pod uwagę szyba solarna, izolacja oraz warstwa powietrza pomiędzy szybą i absorberem. Po rozwiązaniu równań zapisanych dla objętości kontrolnej pokazanej na rys. 5.2, możliwe więc będzie modelowanie nieustalonych procesów wymiany ciepła zachodzących w rurce płaskiego cieczowego kolektora słonecznego [46-49]. Własności optyczne szyby solarnej oraz absorbera zasymulowane zostaną przy tym poprzez założenie wartości współczynnika transmisyjno-absorpcyjnego ( $\tau\alpha$ ).



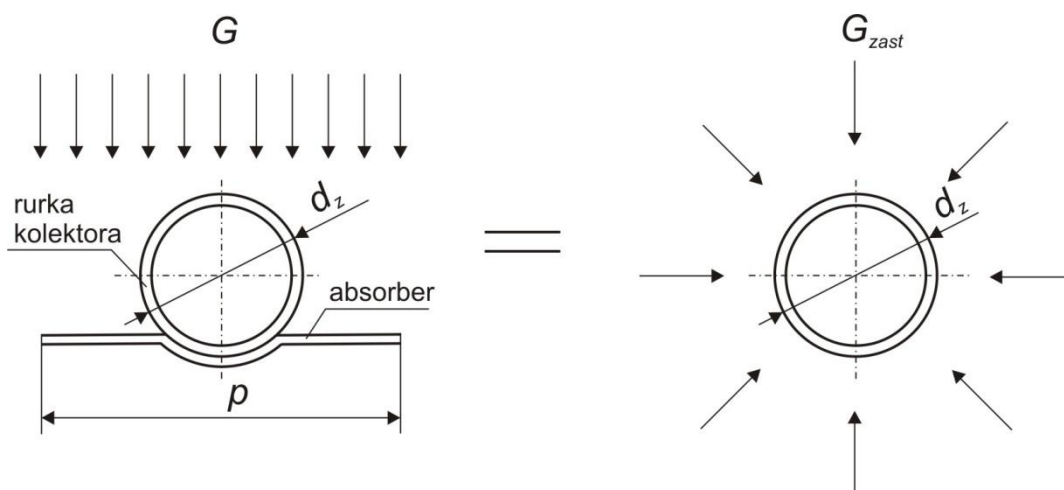


Rys. 5.2. Analizowana objętość kontrolna rurki kolektora

Zastępcza gęstość natężenia promieniowania słonecznego, odniesiona do zewnętrznej powierzchni rurki kolektora, wyznaczana jest z zależności (rys. 5.3):

$$G_{zast} = \frac{G p}{\pi d_z} = \frac{\Delta q}{\pi d_z} . \quad (5.14)$$

Wielkość  $\Delta q$  występująca w powyższym równaniu opisuje skokowe wymuszenie w postaci ogrzewania strumieniem ciepła:  $\Delta q = G \cdot p = G_{zast} \cdot \pi \cdot d_z$  (także w równaniu (5.9)).



Rys. 5.3. Wyznaczenie zastępczej gęstości strumienia ciepła promieniowania słonecznego

Równanie bilansu energii dla rurki kolektora przyjmuje postać:

$$c_{\dot{s}c} \rho_{\dot{s}c} g_{\dot{s}c} d_{\dot{s}r} \frac{d\theta}{d\tau} = h_{cz} d_w (t_{cz} - \theta) + G_{zast} d_z, \quad (5.15)$$

gdzie:  $d_{\dot{s}r} = r_z + r_w = \frac{d_z + d_w}{2}$ .

Po przekształceniach zależność (5.15) można zapisać jako:

$$D_1 \frac{d\theta}{d\tau} = t_{cz} - \theta + E_1 \Delta q, \quad (5.16)$$

gdzie:

$$D_1 = \frac{c_{\dot{s}c} \rho_{\dot{s}c} g_{\dot{s}c} d_{\dot{s}r}}{h_{cz} d_w} \quad \text{oraz} \quad E_1 = \frac{1}{h_{cz} \pi d_w}.$$

Współczynnik  $D_1$  stanowi przy tym stałą czasową charakteryzującą bezwładność cieplną rurki (stała czasowa ma wymiar czasu). Współczynnik  $E_1$  natomiast to opór wnikania ciepła od wewnętrznej powierzchni ścianki rurki do czynnika.

Zależność (5.16) można także uzyskać rozwiązując poniższe jednowymiarowe równanie niustalonego przewodzenia ciepła dla ścianki cylindrycznej:

$$c_{\dot{s}c} \rho_{\dot{s}c} \frac{\partial \theta}{\partial \tau} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[ r \lambda_{\dot{s}c} \frac{\partial \theta}{\partial r} \right]. \quad (5.17)$$

Po wykonaniu całkowania w granicach  $r_w$  oraz  $r_z$  otrzymujemy:

$$c_{\dot{s}c} \rho_{\dot{s}c} \frac{(r_z^2 - r_w^2)}{2} \frac{\partial \theta}{\partial \tau} = \left[ r \lambda_{\dot{s}c} \frac{\partial \theta}{\partial r} \right]_{r=r_z} - \left[ r \lambda_{\dot{s}c} \frac{\partial \theta}{\partial r} \right]_{r=r_w}. \quad (5.18)$$

Zapisując następnie warunki brzegowe:

$$\lambda_{\dot{s}c} \frac{\partial \theta}{\partial r} \Big|_{r=r_z} = G_{zast}, \quad (5.19)$$

$$\lambda_{sc} \frac{\partial \theta}{\partial r} \Big|_{r=r_w} = h(\theta - t) \Big|_{r=r_w} = h_{cz}(\theta - t_{cz}) \quad (5.20)$$

i podstawiając je do (5.18), otrzymujemy równanie (5.16) z tak samo opisanymi współczynnikami  $D_1$  oraz  $E_1$ .

Równanie różniczkowe po stronie czynnika roboczego przyjmuje natomiast postać (analogicznie do zapisanej w pełnej formie zależności (4.7)):

$$B_1 \frac{\partial t_{cz}}{\partial \tau} = \theta - t_{cz} - F_1 \frac{\partial t_{cz}}{\partial z}. \quad (5.21)$$

W równaniu tym:

$$B_1 = \frac{Ac_{cz}\rho_{cz}}{h_{cz}\pi d_w}, \quad F_1 = \frac{\dot{m}_{cz}c_{cz}}{h_{cz}\pi d_w} \quad \text{oraz} \quad A = \frac{\pi d_w^2}{4}.$$

Współczynnik  $B_1$  to stała czasowa czynnika roboczego, współczynnik  $F_1$  natomiast opisuje stosunek pojemności cieplnej czynnika do mocy cieplnej powierzchni kanału o długości 1 m.

Do rozwiązania równań (5.16) i (5.21) zastosowano niejawną metodę różnicową, zastępując pochodne po czasie ilorazami różnicowymi wprzód oraz pochodną przestrzenną we wzorze (5.21) ilorazem różnicowym wstecz:

$$\frac{d\theta}{d\tau} = \frac{\theta_j^{\tau+\Delta\tau} - \theta_j^\tau}{\Delta\tau}, \quad \frac{\partial t_{cz}}{\partial \tau} = \frac{t_{cz,j}^{\tau+\Delta\tau} - t_{cz,j}^\tau}{\Delta\tau}, \quad \frac{\partial t_{cz}}{\partial z} = \frac{t_{cz,j}^{\tau+\Delta\tau} - t_{cz,j-1}^{\tau+\Delta\tau}}{\Delta z}. \quad (5.22)$$

Podstawiając powyższe zależności różnicowe do tych równań, otrzymano po przekształceniach:

$$\theta_j^{\tau+\Delta\tau} = \left( \frac{D_{1,j}^\tau}{D_{1,j}^\tau + \Delta\tau} \right) \theta_j^\tau + \left( \frac{\Delta\tau}{\Delta\tau + D_{1,j}^\tau} \right) (t_{cz,j}^{\tau+\Delta\tau} + E_{1,j}^\tau \Delta q_j^{\tau+\Delta\tau}), \quad j = 1, \dots, M; \quad (5.23)$$

$$t_{cz,j}^{\tau+\Delta\tau} = \frac{\theta_j^{\tau+\Delta\tau} + \frac{B_{1,j}^{\tau}}{\Delta\tau} t_{cz,j}^{\tau} + \frac{F_{1,j}^{\tau}}{\Delta z} t_{cz,j-1}^{\tau+\Delta\tau}}{\frac{B_{1,j}^{\tau}}{\Delta\tau} + \frac{F_{1,j}^{\tau}}{\Delta z} + 1}, \quad j = 2, \dots, M. \quad (5.24)$$

Równania (5.23) oraz (5.24) powinny spełniać wymagania (4.15) i (4.19).

Rozwiązania ściśle, przedstawione w podrozdziałach 5.1.1 oraz 5.1.2, nie pozwalają na uwzględnianie zmian własności termofizycznych czynnika i materiału ścianki rurki w zależności od temperatury. W celu porównania wyników uzyskiwanych za ich pomocą z wynikami proponowanego rozwiązania, w równaniach (5.23) oraz (5.24) własności te należy przyjmować jako stałe.

#### 5.1.4. Analiza wpływu gęstości podziału czasowo-przestrzennego na dokładność wyników uzyskiwanych za pomocą proponowanej metody

Dotychczasowe rozwiązania analityczne wymiany ciepła w stanach niestabilnych opracowane zostały tylko dla najprostszycch przypadków. Jednym z nich jest skokowe wymuszenie ogrzewania na powierzchni zewnętrznej rurki. Ponieważ jest to przypadek najbardziej zbliżony do warunków rzeczywistych, w jakich pracują kolektory słoneczne – podrozdział 5.1.2 – rozwiązanie to zostanie wzięte pod uwagę w pierwszej kolejności. Pozwala ono obliczać bezwymiarowy przyrost temperatury czynnika, wywołany wymuszonym skokowo ogrzewaniem  $\Delta q$  na powierzchni zewnętrznej rury. Biorąc pod uwagę straty ciepła kolektora, wymuszenie to można opisać jako:

$$\Delta q = \left( G(\tau\alpha) - \frac{\dot{Q}_{str}}{A_{ap}} \right) p, \quad (5.25)$$

gdzie straty ciepła kolektora  $\dot{Q}_{str}$  wyznaczane są z bilansu jego energii:

$$\dot{Q}_{str} = \dot{Q}_d - \dot{Q}_{opt} - \dot{Q}_u. \quad (5.26)$$

W powyższym równaniu:

$\dot{Q}_d$  – energia promieniowania słonecznego docierającego do powierzchni kolektora:

$$\dot{Q}_d = GA_{ap}, \quad (5.27)$$

$\dot{Q}_{opt}$  – straty optyczne kolektora:

$$\dot{Q}_{opt} = GA_{ap}(1 - \tau\alpha), \quad (5.28)$$

$\dot{Q}_u$  – energia użyteczna odbierana przez przepływający kanałami kolektora czynnik:

$$\dot{Q}_u = \dot{m}_{cz} c_{cz} (t_{cz, wylot} - t_{cz, wlot}). \quad (5.29)$$

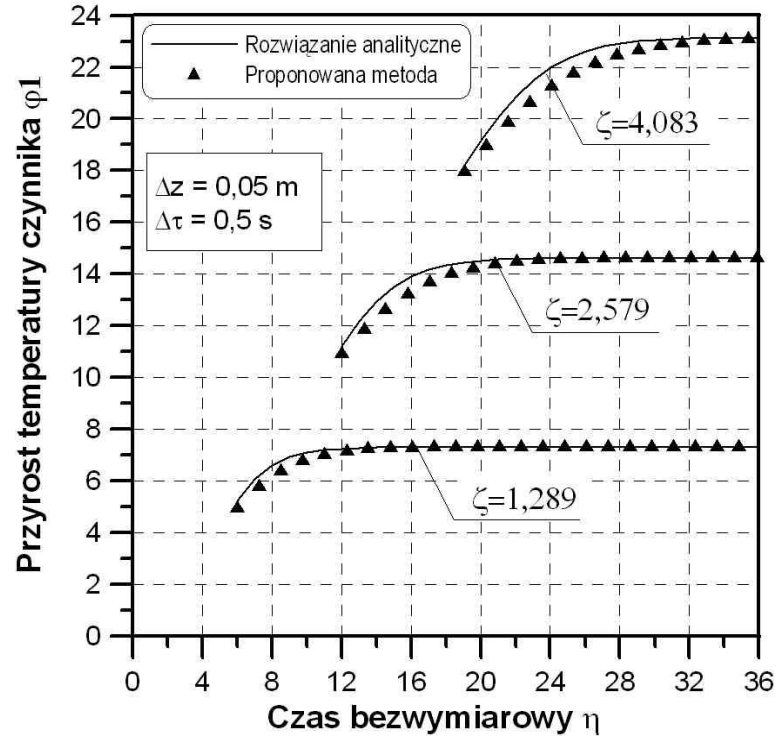
Zakładając na potrzeby weryfikacji, że efektywny współczynnik transmisyjno-absorpcyjny  $(\tau\alpha) = 1$  oraz że energia promieniowania słonecznego docierającego do powierzchni kolektora w całości odbierana jest przez przepływający kanałami kolektora czynnik, otrzymujemy teoretycznie jedynie możliwy przypadek, w którym  $\dot{Q}_{str} = 0$ .

Jako czynnik roboczy założono wodny roztwór 50% wagowo glikolu propylenowego  $C_3H_8O_2$ . Ponieważ rozwiązania ściśle nie pozwalają na uwzględnianie zmian własności termofizycznych w zależności od temperatury, do obliczeń przyjęto następujące własności wodnego roztworu glikolu (dla temperatury  $40^\circ\text{C}$ ):  $\rho_{cz} = 1020 \text{ kg/m}^3$ ,  $c_{cz} = 3750 \text{ J/(kg}\cdot\text{K)}$ ,  $\lambda_{cz} = 0,447 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$  oraz  $\mu_{cz} = 0,0013 \text{ kg/(s}\cdot\text{m)}$ . Założono ponadto, że rurka kolektora o długości 1,9 m; średnicy zewnętrznej  $d_z = 0,01 \text{ m}$  i grubości ścianki  $g_{sc} = 0,0005 \text{ m}$  wykonana jest z miedzi o następujących własnościach:  $\rho_{sc} = 8960 \text{ kg/m}^3$  oraz  $c_{sc} = 390 \text{ J/(kg}\cdot\text{K)}$ . Współczynnik wnikania ciepła na wewnętrznej powierzchni rurki  $h_{cz} = 185 \text{ W/(m}^2\text{K)}$ . Dla potrzeb weryfikacji założono, że początkowa temperatura przepływającego czynnika oraz rurki wynosi  $t_{cz} = \theta = 10^\circ\text{C}$ . Od następnego kroku czasowego na powierzchni zewnętrznej kolektora pojawia się wymuszenie w postaci ogrzewania strumieniem ciepła o gęstości  $G = 500 \text{ W/m}^2$  padającego na podziałkę rozmieszczenia rurek kolektora  $p = 0,12 \text{ m}$ .

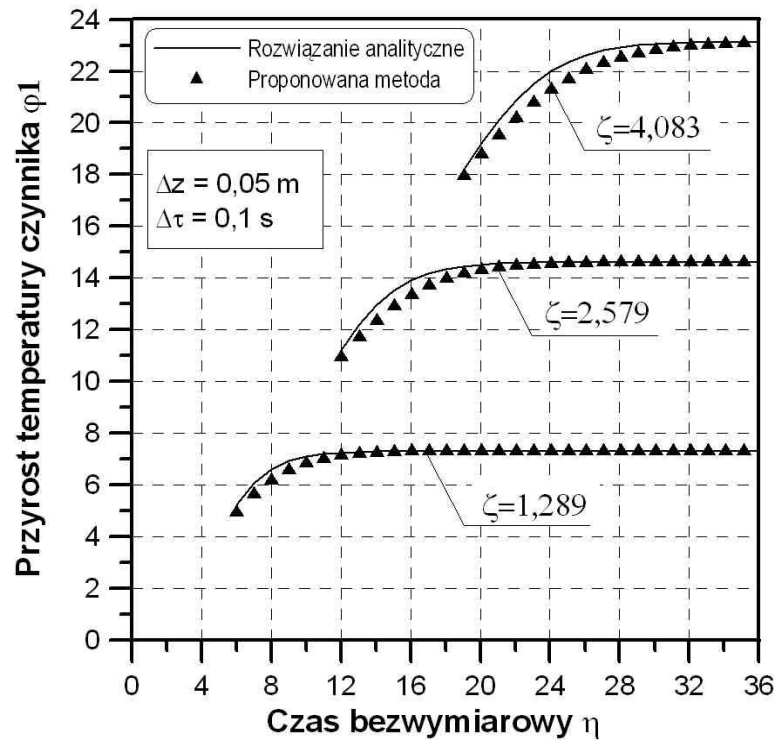
Pomijając straty uwzględnione we wzorze (5.26) otrzymujemy wymuszenie skokowe:  $\Delta q = G \cdot p = 500 \cdot 0,12 = 60 \text{ W/m}$ .

Wybrane wyniki obliczeń i porównań przedstawiono na rys. 5.4-5.7. Prezentowanym współrzędnym bezwymiarowym  $\zeta = 1,289$ ;  $2,579$  oraz  $4,083$  odpowiadają współrzędne wymiarowe, odpowiednio  $z = 0,6$  m;  $1,2$  m oraz  $1,9$  m.

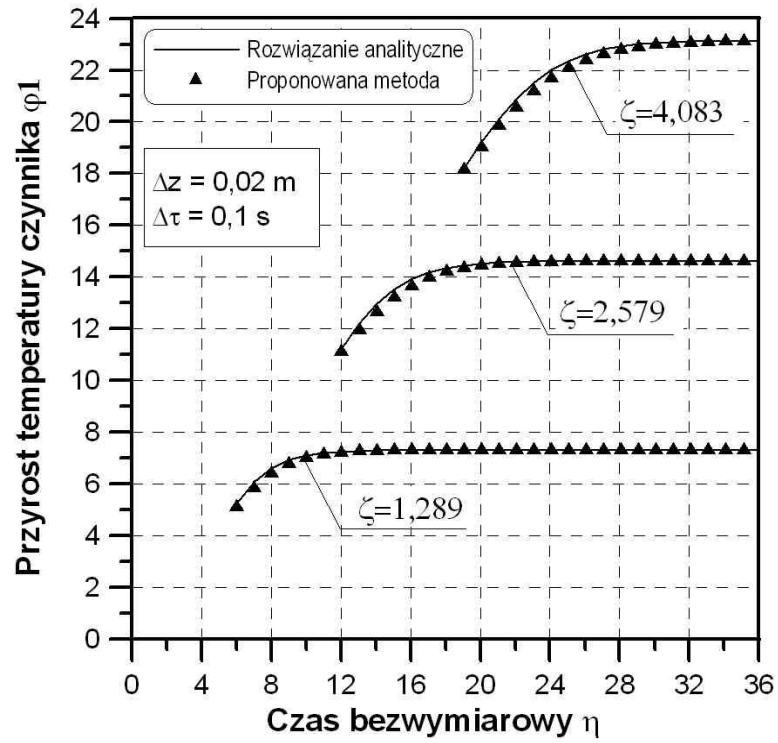
a)



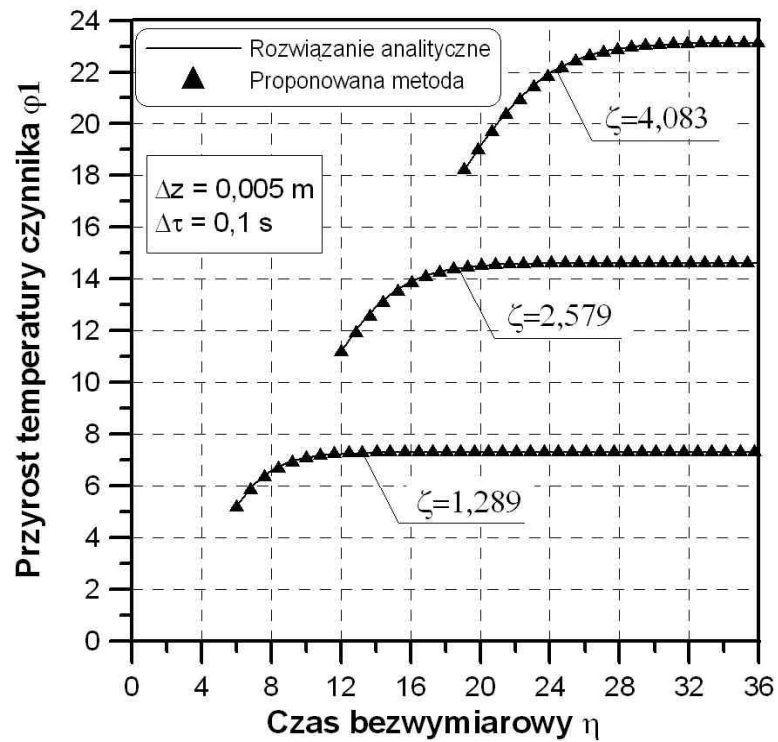
b)



c)



d)



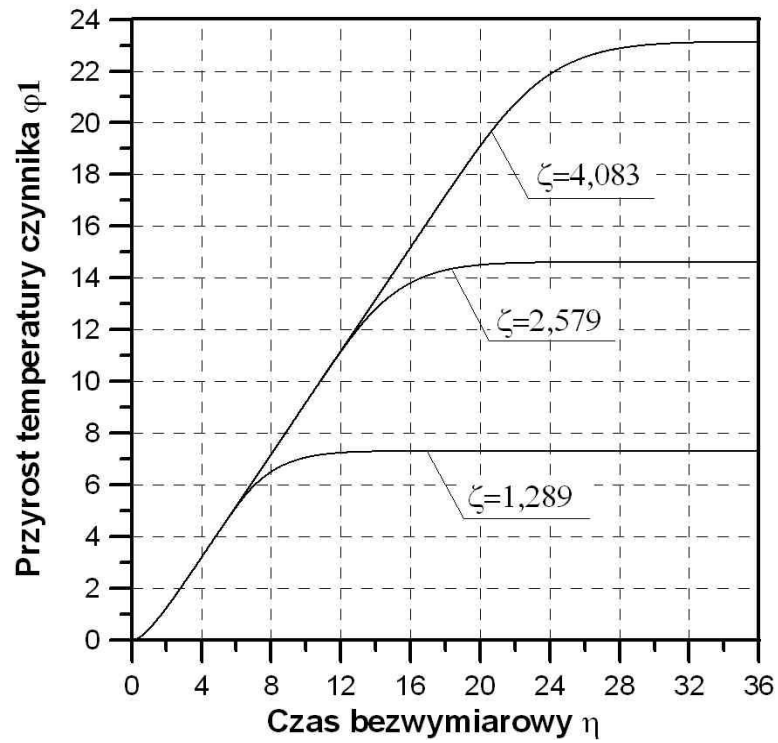
Rys. 5.4. Porównania przebiegów bezwymiarowych przyrostów temperatury czynnika

Z analizy rys. 5.4 wynika, że aby uniknąć efektów dyssypacji i dyspersji, należy przeprowadzać obliczenia numeryczne z krokiem czasowym np.  $\Delta\tau = 0,1$  s przy podziale rurki kolektora na objętości kontrolne o długości np.  $\Delta z = 0,02$  m (rys. 5.4c) lub  $\Delta z = 0,005$  m (rys. 5.4d). Dla tych wartości otrzymano w pełni zadowalającą zgodność wyników obliczeń numerycznych z wynikami rozwiązania analitycznego. Obliczenia przeprowadzono przy tym zakładając w każdym przypadku prędkość przepływu czynnika przez rurkę kolektora  $w_{cz} = 0,01$  m/s, zapewniającą spełnienie warunku (4.19).

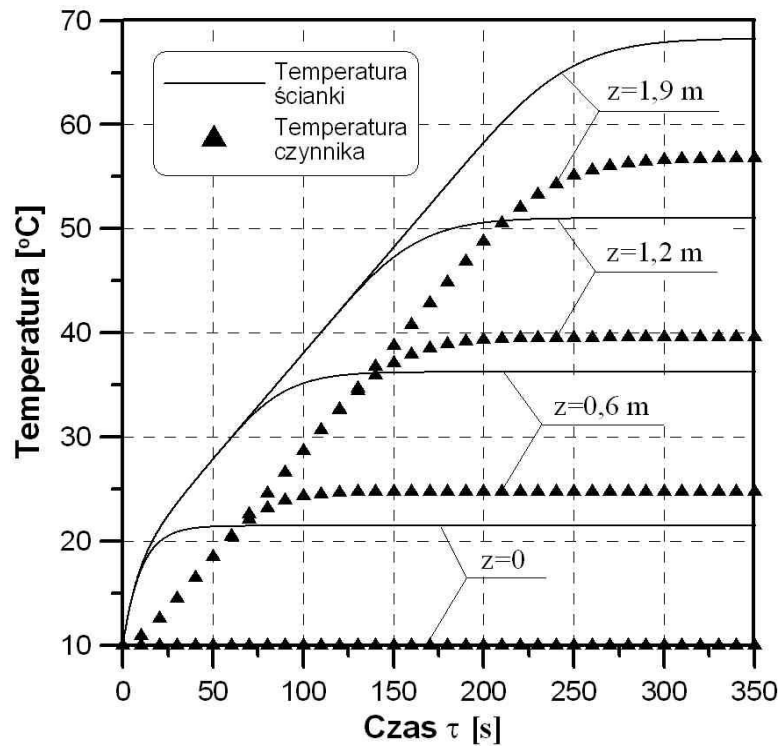
Celem przeprowadzonej analizy było także oszacowanie odpowiednich kroków podziału czasowo-przestrzennego, niezbędnych do przedstawionej w rozdziale 6 niniejszej pracy weryfikacji eksperymentalnej. Wydaje się, że przyjęcie kroku przestrzennego  $\Delta z = 0,02$  m, wg rys. 5.4c, jest wystarczające i nie ma potrzeby większego jego zagęszczenia. Krok ten o wartości 0,005 m (rys. 5.4d) będzie powodował jedynie zwiększenie czasu obliczeń bez wyraźnej poprawy dokładności uzyskiwanych wyników.

Widoczne na rys. 5.4 przesunięcia czasowe przebiegów w poszczególnych przekrojach wynikają z faktu, iż zależności analityczne pozwalają wyznaczać czasowo-przestrzenne przyrosty temperatury czynnika w dowolnym przekroju  $z$ , poczynając od czasu  $\tau_{TP}(z) = z/w_{cz}$ , tj. od czasu osiągnięcia tego przekroju przez cząstkę płynu płynącego z prędkością  $w_{cz}$ . Ograniczenia tego nie posiada proponowana metoda, która pozwala wyznaczać przebiegi temperatury od początku trwania procesu (od czasu  $\tau = 0$ ) i mogą to być bezwymiarowe przyrosty temperatury (rys. 5.5), jak również temperatura rzeczywista (rys. 5.6). Na rys. 5.7 przedstawiono uzyskane także za pomocą prezentowanej metody rozkłady temperatury czynnika oraz ścianki na długości rurki po ustaleniu się warunków pracy, co nastąpiło po czasie ok. 350 s.

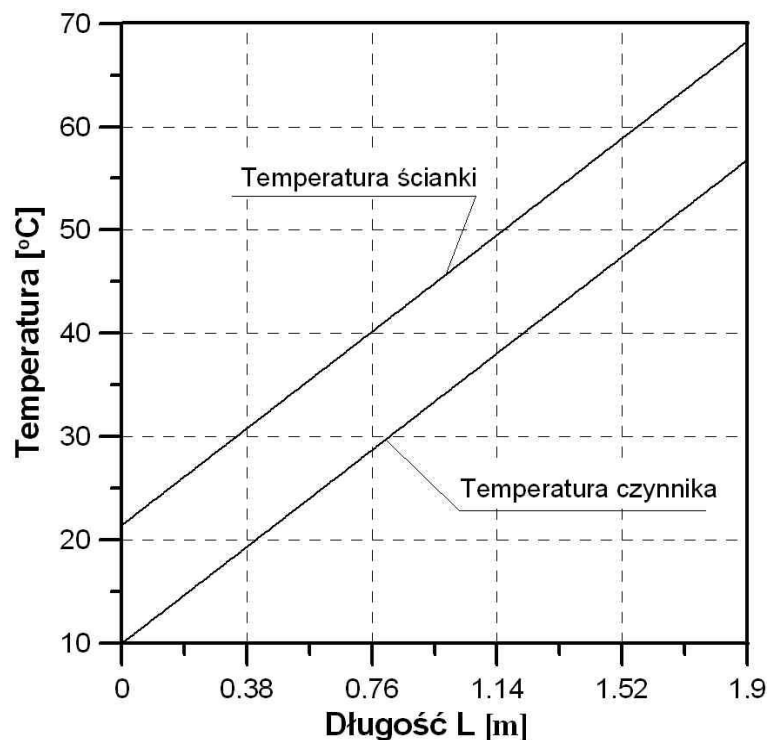




Rys. 5.5. Przebiegi bezwymiarowych przyrostów temperatury czynnika

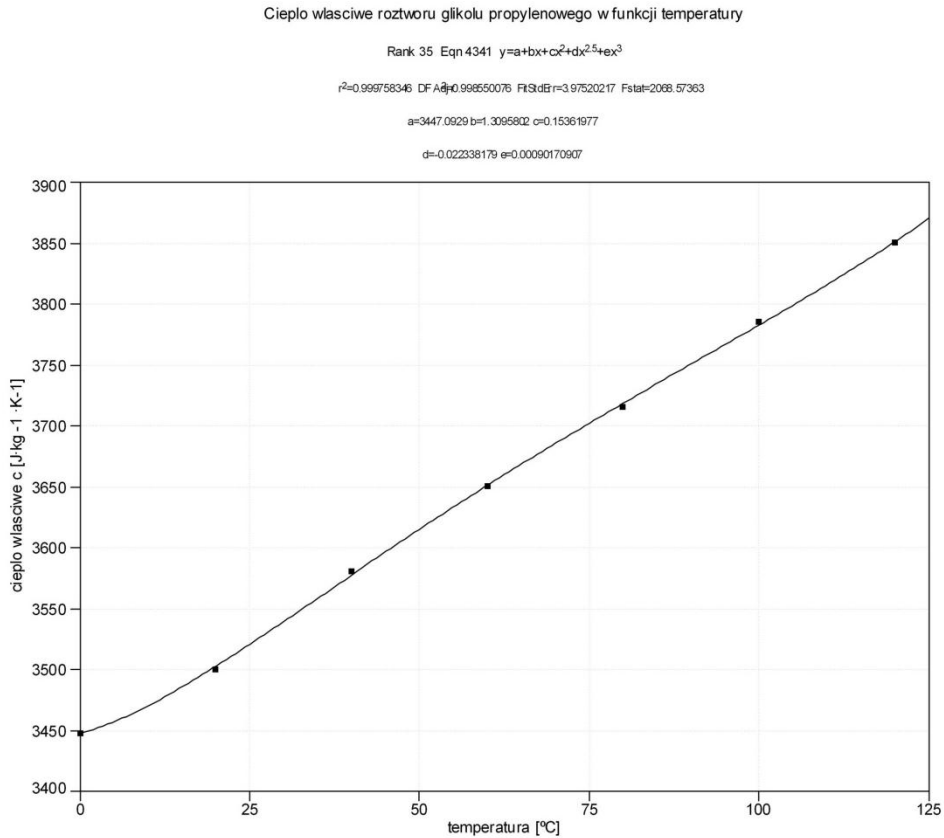


Rys. 5.6. Przebiegi temperatury czynnika oraz ścianki w analizowanych przekrojach

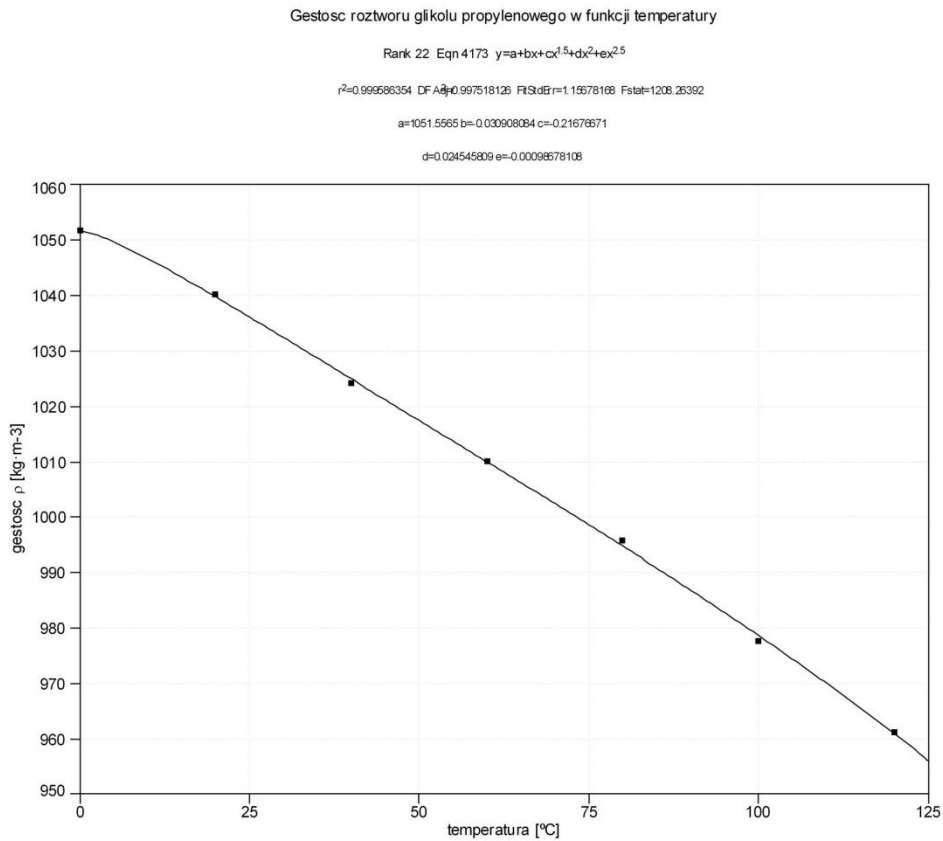


Rys. 5.7. Rozkłady temperatury czynnika oraz ścianki na długości rurki po ustaleniu się warunków pracy

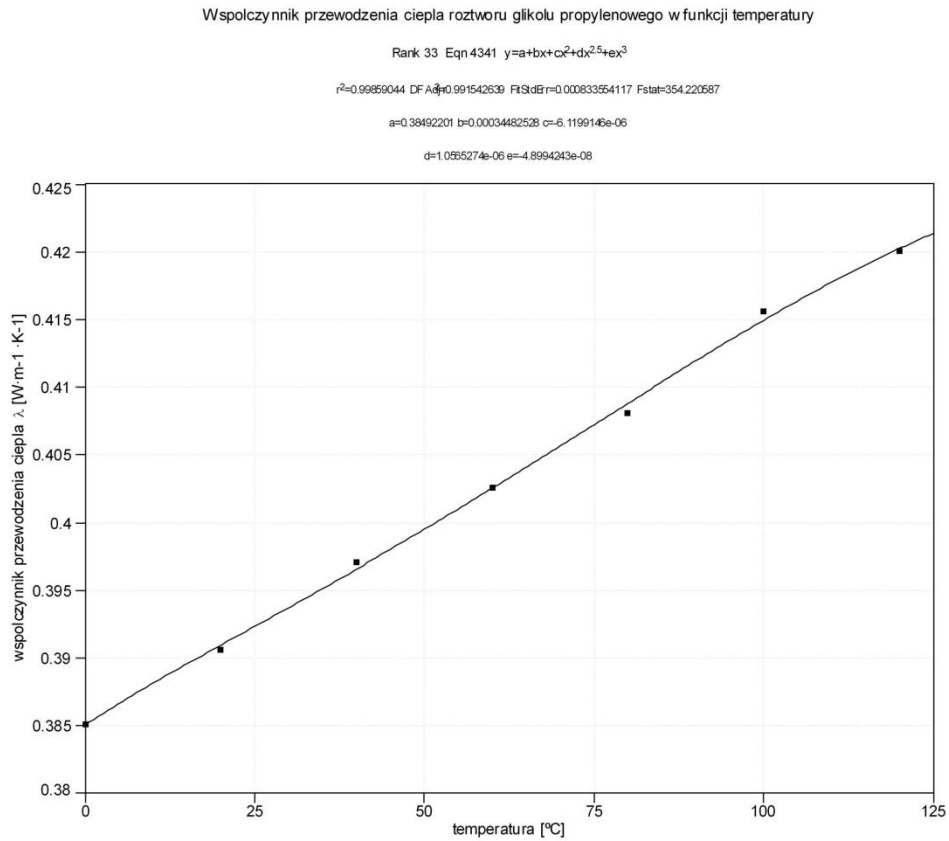
Wyniki przedstawione na powyższych rysunkach uzyskano przy założeniu, że własności termofizyczne czynnika roboczego (wodny roztwór 50% wagowo glikolu propylenowego  $C_3H_8O_2$ ) oraz absorbera wykonanego z miedzi są stałe. W warunkach rzeczywistych są one jednak zmienne i mają wpływ na przyrost temperatury czynnika na wylocie z kolektora. W celu uwzględnienia zależności tych własności od temperatury, opracowano z wykorzystaniem programu Table Curve [50] funkcje i podprogramy pozwalające na ich obliczanie w trybie on-line (rys. 5.8 – 5.12).



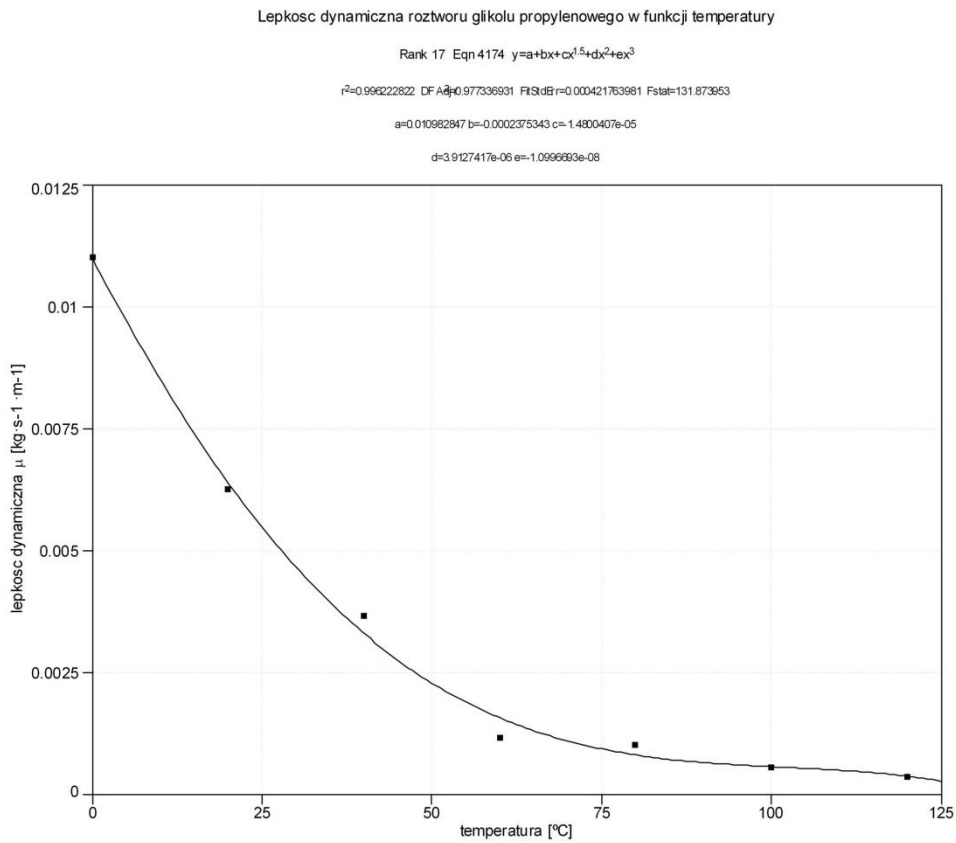
Rys. 5.8. Zależność ciepła właściwego roztworu glikolu propylenowego od temperatury



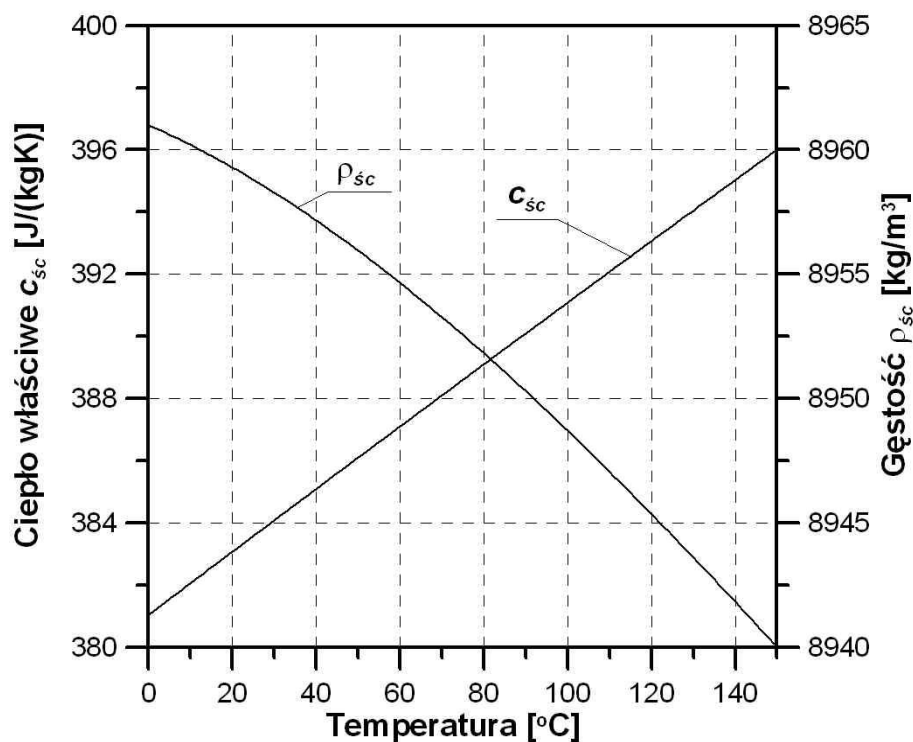
Rys. 5.9. Zależność gęstości roztworu glikolu propylenowego  $C_3H_8O_2$  od temperatury



Rys. 5.10. Zależność współczynnika przewodzenia ciepła roztworu od temperatury

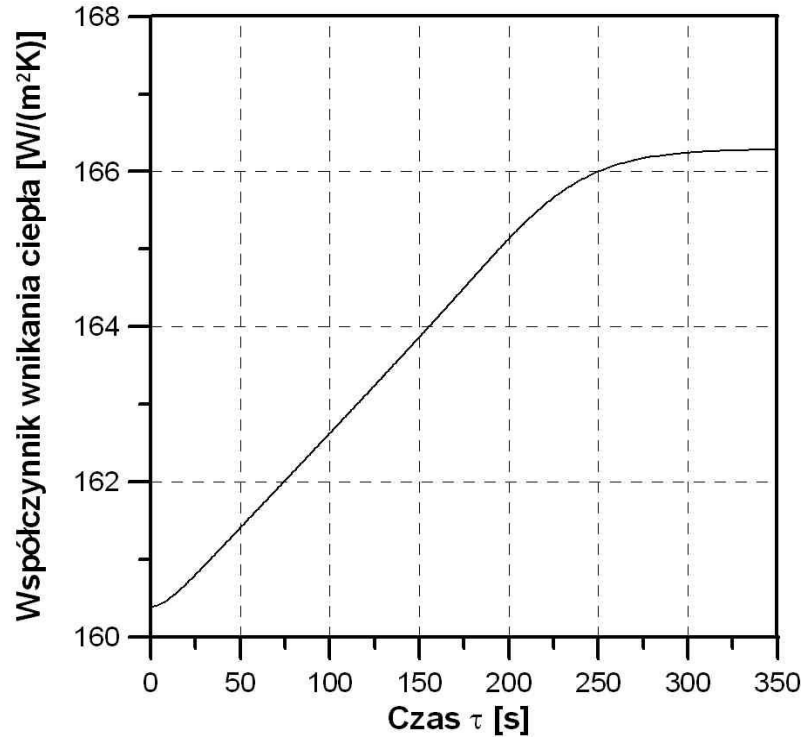


Rys. 5.11. Zależność współczynnika lepkości dynamicznej roztworu od temperatury

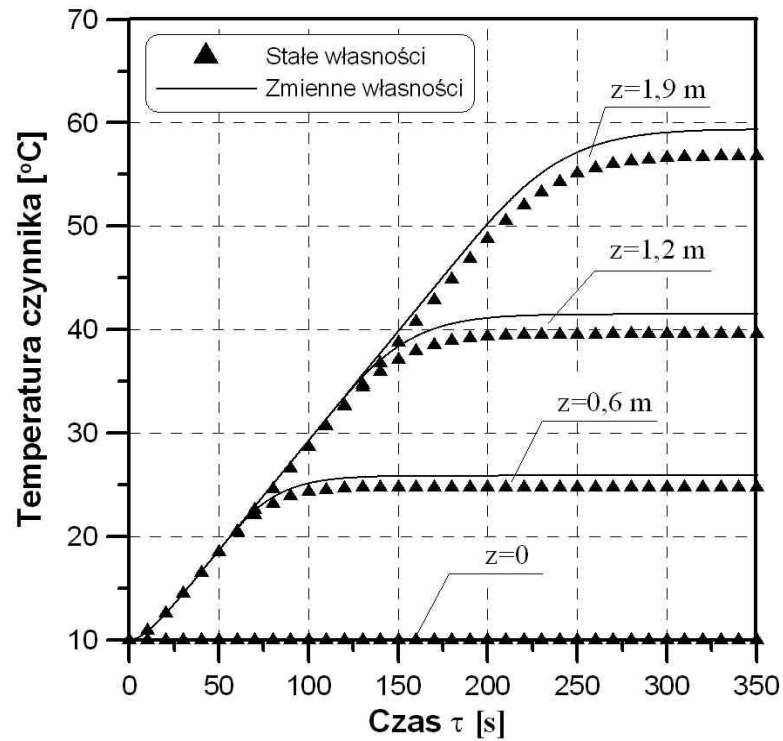


Rys. 5.12. Zależność ciepła właściwego oraz gęstości materiału (miedzi) ścianki rurki kolektora od temperatury

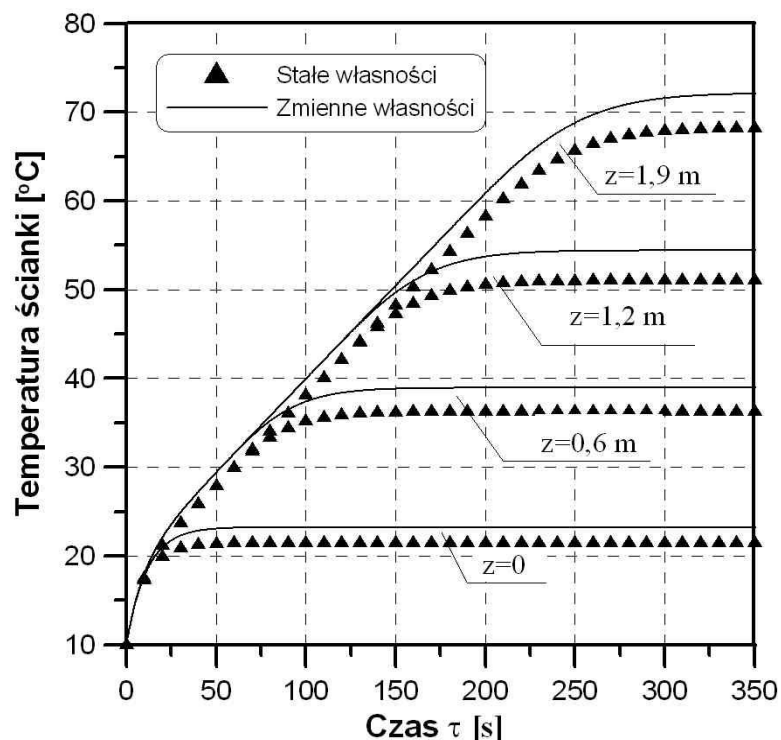
Wybrane wyniki obliczeń i porównań pokazano na rys. 5.14 – 5.15. Wykorzystując empiryczny wzór Heatona (4.22), na bieżąco wyznaczano także rozkład współczynnika wnikania ciepła po stronie czynnika. Przebieg tego współczynnika dla przekroju wylotowego rurki kolektora ( $L = 1,9$  m) przedstawiono na rys. 5.13. Analiza rys. 5.14 – 5.15 wskazuje, że nieuwzględnienie w obliczeniach zależności własności termofizycznych od temperatury powoduje rozbieżności w wynikach sięgające 5K.



Rys. 5.13. Przebieg współczynnika wnikania ciepła na wewnętrznej powierzchni rurki kolektora dla przekroju wylotowego ( $L = 1,9$  m)



Rys. 5.14. Przebiegi temperatury czynnika w analizowanych przekrojach



Rys. 5.15. Przebiegi temperatury ścianki w analizowanych przekrojach

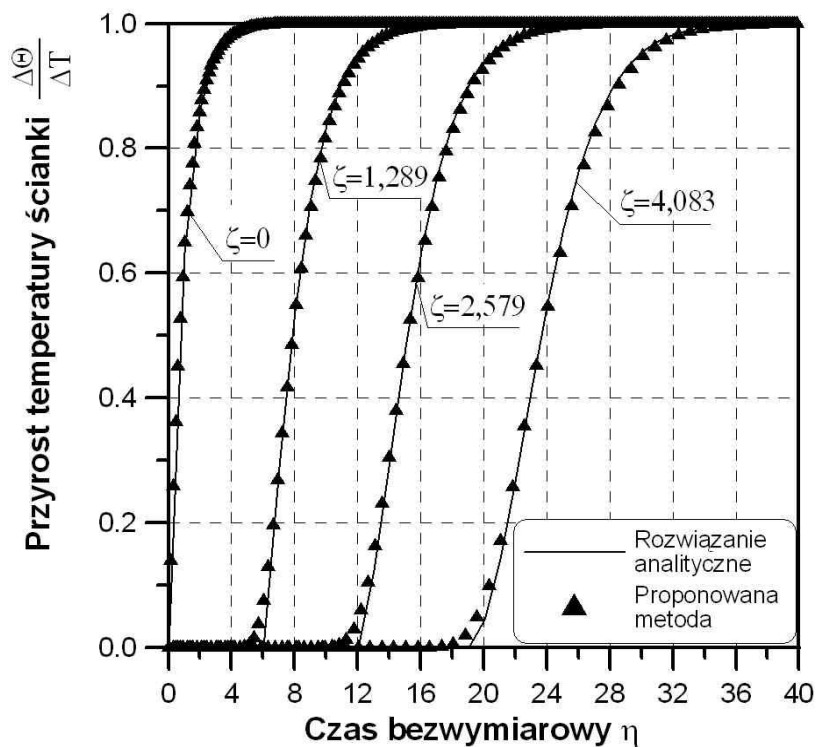
Przedstawione na rysunkach 5.4 – 5.7 oraz 5.13 – 5.15 przebiegi i porównania dotyczą wymuszenia w postaci skokowej zmiany strumienia ciepła na zewnętrznej powierzchni rurki kolektora.

Kolejnym analizowanym w pracy przypadkiem procesu niustalowanego, dla którego dostępne jest rozwiązanie analityczne, jest wymuszenie w postaci skokowej zmiany temperatury czynnika roboczego na wejściu do rurki kolektora (rozwiązanie omówione w podrozdziale 5.1.1 niniejszej rozprawy). Rozwiązanie to pozwala wyznaczać czasowo-przestrzenne przyrosty temperatury  $\Delta\theta$  materiału ścianki rury, izolowanej na powierzchni zewnętrznej, w dowolnym przekroju  $z$ , jako jej odpowiedź na wspomniane wymuszenie.

W celu przeprowadzenia odpowiednich obliczeń oraz porównań założono w tym przypadku, że przez rurkę kolektora przepływa wodny roztwór glikolu o temperaturze początkowej  $t_{cz} = 10^\circ\text{C}$ . Również ścianka rurki ma dla czasu  $\tau = 0$  taką samą temperaturę początkową. Od następnego kroku czasowego na wejściu pojawia się czynnik o temperaturze  $t_{cz} = 80^\circ\text{C}$ . Wymuszenie skokowe wynosi więc  $\Delta T = 70\text{ K}$ . Jest to wymagający test dla proponowanej metody. Tak duże skokowe zmiany temperatury czynnika nie występują w kolektorach pracujących w warunkach rzeczywistych. Biorąc pod uwagę przeprowadzoną wcześniej analizę dokładności uzyskiwanych wyników (rys. 5.4), do obliczeń przyjęto krok czasowy ich

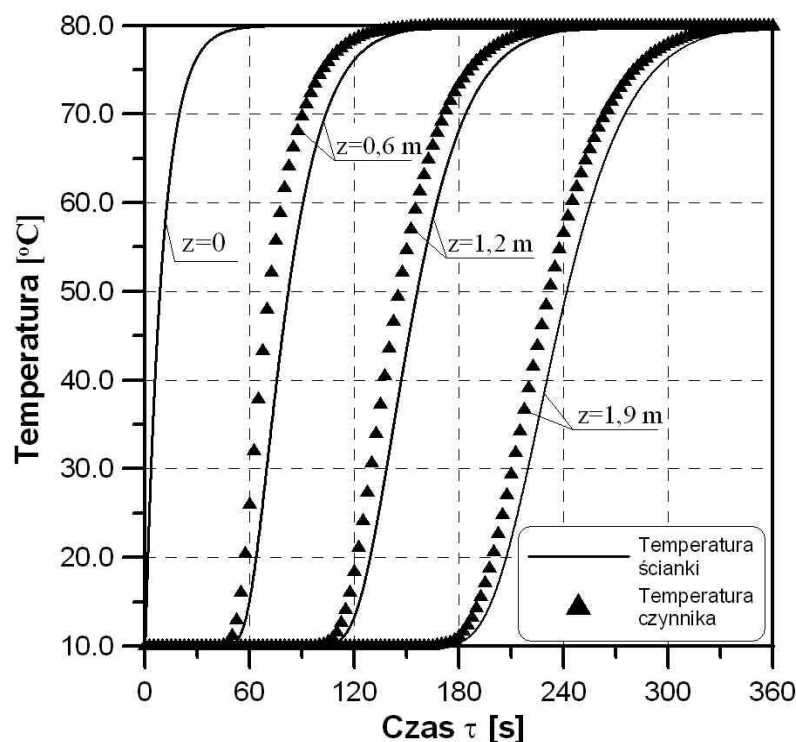
wykonywania  $\Delta\tau = 0,1$  s przy podziale rurki kolektora na objętości kontrolne o długości  $\Delta z = 0,02$  m. Założono stałe własności termofizyczne czynnika oraz materiału rurki.

Wybrane wyniki obliczeń i porównań przedstawiono na rys. 5.16-5.17. Prezentowanym współrzędnym bezwymiarowym  $\zeta = 0; 1,289; 2,579$  i  $4,083$  odpowiadają, podobnie jak w przypadku wymuszenia w postaci strumienia ciepła, współrzędne wymiarowe, odpowiednio  $z = 0; 0,6$  m;  $1,2$  m oraz  $1,9$  m. Z analizy rys. 5.16 wynika w pełni zadowalająca zgodność wyników rozwiązania ścisłego z wynikami uzyskanymi za pomocą prezentowanej metody. Ponadto na rys. 5.17 przedstawiono przebiegi temperatury ścianki rurki oraz czynnika w analizowanych przekrojach. Przebiegi te uzyskano za pomocą proponowanego rozwiązania.



Rys. 5.16. Przebiegi bezwymiarowych przyrostów temperatury materiału ścianki rurki





Rys. 5.17. Przebiegi temperatury ścianki rurki oraz czynnika w analizowanych przekrojach

Przedstawione w niniejszym rozdziale porównania wyników uzyskiwanych za pomocą proponowanego rozwiązania z wynikami dostępnych rozwiązań ścisłych dla stanów niustalonych wskazują na efektywność i dokładność opracowanej metody. W celu dokonania takich porównań nie brano pod uwagę pełnego modelu dynamiki kolektora, opisanego w rozdziale 4, lecz jego wersję nieco uproszczoną, tj. z pominięciem szyby solarnej, izolacji cieplnej oraz warstwy powietrza pomiędzy szybą i absorberem. Właściwości optyczne szyby i absorbera można przy tym brać pod uwagę zakładając odpowiednią wartość współczynnika transmisyjno-absorpcyjnego.

Uzyskane, w pełni zadowalające, wyniki porównań pozwalają na przeprowadzenie weryfikacji eksperymentalnej. Weryfikacja ta polegała będzie na porównaniu zmierzonych i obliczonych przebiegów temperatury czynnika na wylocie z kolektora dla różnych warunków atmosferycznych. Przedstawiona zostanie w kolejnym rozdziale rozprawy.

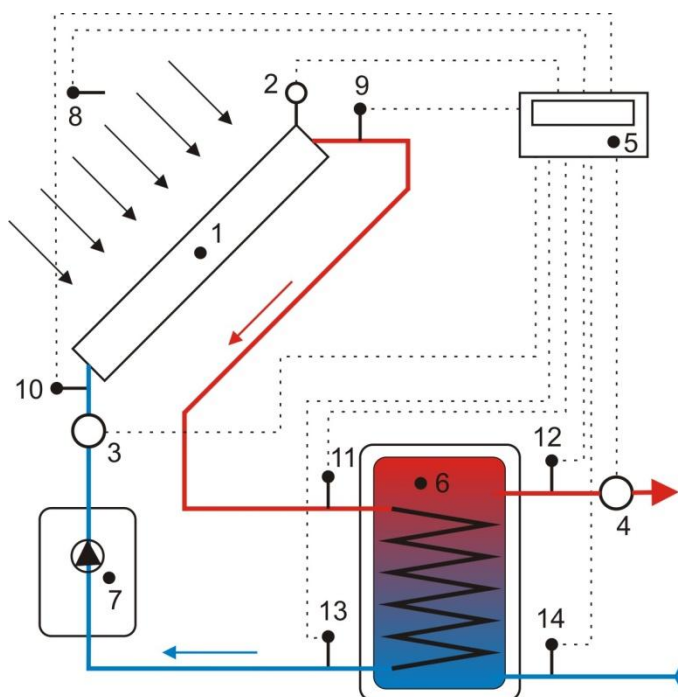
## 6. Weryfikacja eksperymentalna

W niniejszym rozdziale przedstawiona zostanie weryfikacja eksperymentalna proponowanego modelu matematycznego dynamiki płaskich cieczowych kolektorów słonecznych pracujących w warunkach niustalonych. Weryfikacja polegała będzie na porównaniu zmierzonych i obliczonych przebiegów temperatury czynnika roboczego na wylocie z kolektora dla różnych warunków atmosferycznych.

W celu przeprowadzenia takiej weryfikacji, zbudowane zostało w Katedrze Maszyn i Urządzeń Energetycznych Politechniki Krakowskiej stanowisko badawcze wyposażone w płaski cieczowy kolektor słoneczny pracujący w układzie równoległych kanałów przepływowych. Ponadto w skład stanowiska wchodzi: zasobnik ciepłej wody użytkowej, termopary, przepływomierze, piranometr oraz układ akwizycji danych [51].

### 6.1. Opis stanowiska badawczego

Schemat stanowiska badawczego pokazano na rys. 6.1, natomiast zdjęcia wybranych jego elementów na rys. 6.2 – 6.4.



Rys. 6.1. Schemat stanowiska badawczego: 1 – płaski cieczowy kolektor słoneczny, 2 – piranometr, 3 oraz 4 – przepływomierze, 5 – rejestrator elektroniczny, 6 – zasobnik c.w.u., 7 – pompa obiegowa, 8-14 – termoelementy

Stanowisko składa się z płaskiego, cieczowego kolektora słonecznego zamontowanego na płaskim dachu z wykorzystaniem odpowiedniej konstrukcji. Kolektor nachylony jest w odniesieniu do poziomu pod kątem  $45^\circ$  i skierowany na południe. Instalacja zbudowana jest z izolowanych rurek miedzianych. Jako czynnik roboczy zastosowany został wodny 50% roztwór glikolu propylenowego. Do wymuszenia obiegu czynnika roboczego wykorzystano pompę obiegową o regulowanej wydajności. Kolektor połączony jest z biwalentnym węzownicowym zasobnikiem o pojemności 150 l (rys. 6.4), w którym zachodzi wymiana ciepła pomiędzy roztworem glikolu i ciepłą wodą użytkową.

Na stanowisku pomiarowym zainstalowano kolektor słoneczny „TOP” firmy Ariston (Merloni Termosanitari) – rys. 6.2. Jest to cieczowy kolektor płaski o aluminiowej konstrukcji z absorberem zbudowanym z pionowych, równoległe prowadzonych rurek miedzianych.



Rys. 6.2. Widok kolektora słonecznego „TOP” oraz zastosowanego piranometru FLA 6285 typ 8101

W skład zespołu pompowego wchodzi: trzystopniowa pompa obiegowa, zawór bezpieczeństwa, manometr, naczynie wzbiornicze, zawór zamykający oraz zawór spustowy (rys. 6.3).

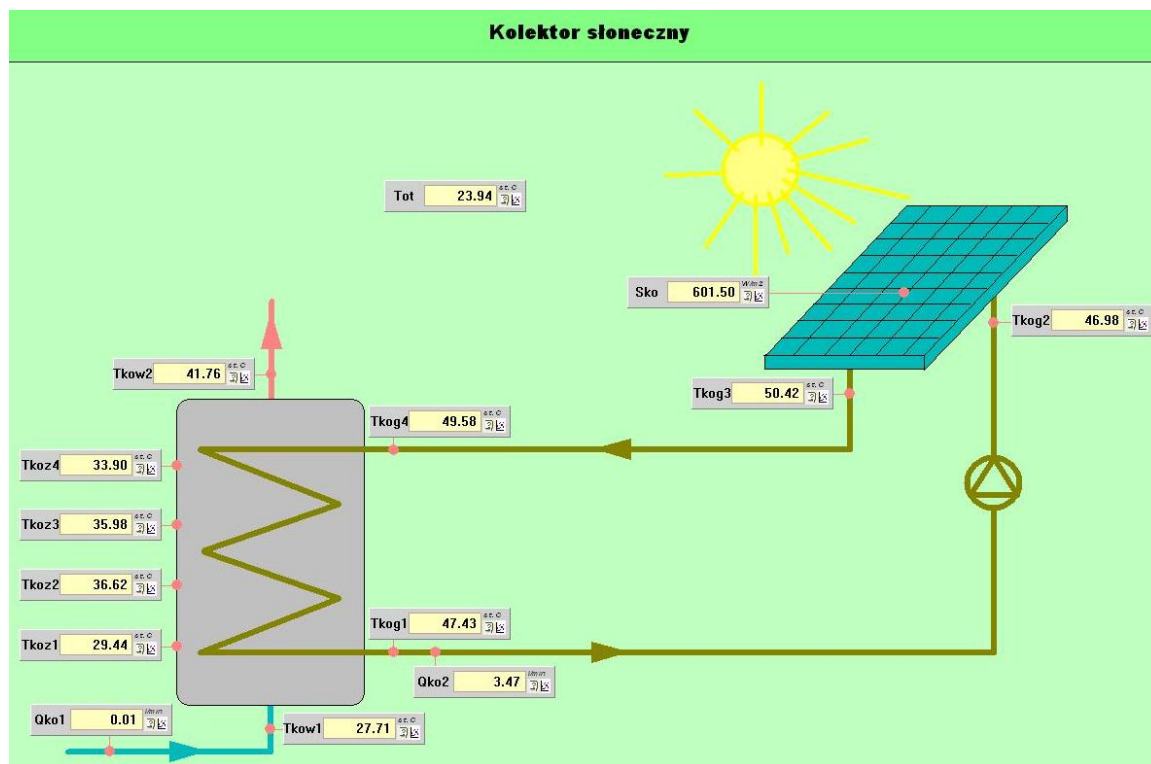


Rys. 6.3. Widok zespołu pompowego wraz z rejestratorem elektronicznym



Rys. 6.4. Widok zasobnika ciepłej wody użytkowej z dodatkowymi punktami pomiarowymi do badania stratyfikacji termicznej (16 punktów)

Dane pomiarowe zbierane przez układ akwizycji danych pokazywane są na bieżąco na ekranie monitora. Przykładowy zrzut ekranu przedstawia rys. 6.5.



Rys. 6.5. Przykładowy zrzut ekranu

Parametry zainstalowanego kolektora zamieszczono w tabelicy 6.1, natomiast zasobnika ciepłej wody użytkowej w tabeli 6.2.

Tabela 6.1. Zestawienie parametrów płaskiego cieczowego kolektora słonecznego

<b>Kolektor</b>	
Typ	Płaski-cieczowy
Materiał obudowy	Aluminium
Waga	37 kg
Wymiary całkowite	1000 x 2000 x 100 mm
Powierzchnia całkowita	2 m <sup>2</sup>
Powierzchnia apertury	1,83 m <sup>2</sup>
Powierzchnia absorbera	1,75 m <sup>2</sup>
<b>Pokrywa</b>	
Ilość pokryw	1
Materiał pokrywy	Szkło (antyodblaskowe)
Grubość pokrywy	4 mm
Transmisyjność	0,9
<b>Absorber</b>	
Ilość rur	8
Długość rur	1900 mm
Podziałka rozstawienia rur	110 mm
Zewnętrzna średnica rury	10 mm
Grubość ścianki	0,5 mm

Materiał	miedź
Powłoka	TiNOX
Typ	płytowy
Objętość czynnika w kolektorze	1,5 l
Wymiary absorbera	1900 x 920 mm
Współczynnik absorpcji	0,95
Współczynnik emisji	0,05
<b>Izolacja</b>	
Materiał izolacji	Włna mineralna
Grubość	50 mm
<b>Dopuszczalne parametry</b>	
Temperatura	99°C
Ciśnienie	6 atm
Czynnik roboczy	Wodny roztwór 50% glikolu propylenowego

Tabela 6.2. Parametry zasobnika c.w.u.

Producent	Ariston
Model	BS1S
<b>Dane techniczne</b>	
Pojemność	150 l
Powierzchnia wymiany	1 m <sup>2</sup>
Moc węzownicy $\Delta T=35$ °C*	30 kW
Czas podgrzania wody $\Delta T=35$ °C*	12 min
Dobowe straty energii przy 65 °C	1,6 kWh/24h
Ciągły wydatek wody przy $\Delta T=35$ °C*	739 l/h
Waga netto	87 kg
Materiał izolacji	Pianka poliuretanowa
Materiał zbiornika	Stal zabezpieczona emalią

\* zasilanie obiegu grzewczego 80 °C; wydatek obiegu grzewczego 3 m<sup>3</sup>/h

Pokazany na rys. 6.2 piranometr FLA 6285 typ 8101 przystosowany jest do pomiaru całkowitego promieniowania słonecznego (promieniowanie bezpośrednie plus rozproszone). Przyrząd ten ma końcówki termopary pokryte naprzemiennie przez białe i czarne płytki przykryte szklaną kopułą. W obszarze fal długich szkło promieniuje jak ciało doskonale czarne, dlatego też, o ile nie ma absorpcji w szkle, ma ono niższą temperaturę od powietrza. Pojawia się więc wymiana ciepła zarówno na drodze przewodzenia jak i promieniowania. Czarne i białe płytki są wystawione na działanie tych samych warunków zewnętrznych. Wskutek różnicy pochłaniania promieniowania przez poczernione i niepoczernione powierzchnie, wytwarza się różnica temperatury między spoinami, proporcjonalna do natężenia promieniowania. Podstawowe dane techniczne zastosowanego piranometru przedstawiono w tabeli 6.3.

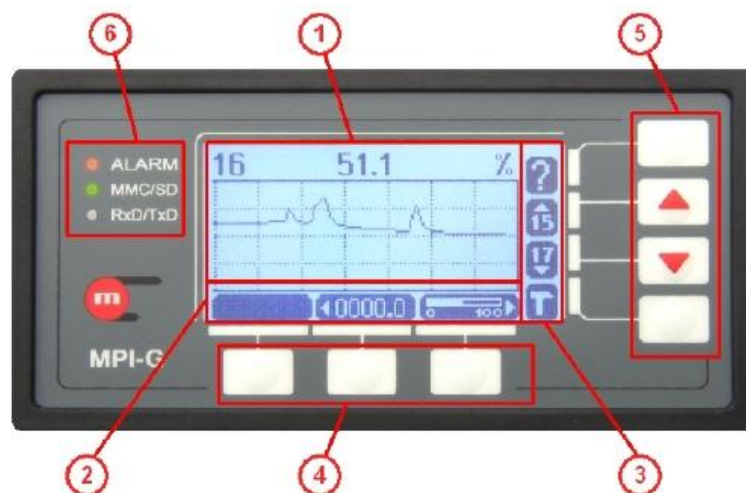
Tabela 6.3. Parametry piranometru FLA 6285 typ 8101

Zakres pomiarowy	0 ... 1500 Wm <sup>-2</sup>
Zakres spektralny	0,3 ... 3 μm
Wyjście	ok. 15 μV/Wm <sup>-2</sup> lub 4 ... 20 mA = 0 ... 1500 Wm <sup>-2</sup>
Impedancja	ok. 35 Ohm
Temperatura otoczenia	- 40°C ... + 60°C
Rozdzielczość	< 1 Wm <sup>-2</sup>
Stabilność	< 1 % wartości mierzonej (zakres przez rok)
Efekt cosinus	< 3 % wartości mierzonej (0 do 80°C)
Efekt kierunkowy	< 3 % wartości mierzonej
Wpływ temperatury	< 1 % wartości w zakresie - 20°C ... + 40°C
Liniowość	< 0,5% w zakresie 0,5 ... 1330 Wm <sup>-2</sup>
Czas odpowiedzi	< 25 sec. (95%), < 45 sec. (99%)
Waga	1,0 kg

Układ akwizycji danych realizuje pomiar i archiwizację następujących wielkości:

- natężenia promieniowania słonecznego – piranometr FLA 6285 typ 8101 (rys. 6.2),
- strumieni objętości czynnika roboczego oraz ciepłej wody użytkowej – przepływomierze FVA915VTH firmy Ahlborn,
- temperatury czynnika na wlocie i wylocie z kolektora – czujniki Pt100,
- temperatury czynnika na wlocie i wylocie z zasobnika – czujniki Pt100,
- temperatury c.w.u. na wlocie i wylocie z zasobnika – czujniki Pt100,
- temperatury płaszcza zasobnika w 16 punktach (po cztery punkty na obwodzie na czterech poziomach wzdłuż wysokości zasobnika) – czujniki Pt100; punkty pomiarowe zainstalowane w celu badania stratyfikacji,
- temperatury otoczenia – termometr.

Układ akwizycji danych oparty jest na rejestratorze elektronicznym MPI-G firmy Metronic [52]. Widok płyty czołowej rejestratora pokazano na rys. 6.6.



Rys. 6.6. Płyta czołowa przyrządu rejestratora: 1 - pole wyników, 2 - piktogramy dolnych przycisków funkcyjnych, 3 - piktogramy bocznych przycisków funkcyjnych, 4 - dolne przyciski funkcyjne, 5 - boczne przyciski funkcyjne, 6 - diody sygnalizacyjne

Rejestrator posiada 16 analogowych wejść pomiarowych, do których można podłączyć bezpośrednio rezystancyjne czujniki temperatury oraz przetworniki o standardowym wyjściu prądowym, napięciowym lub rezystancyjnym oraz 8 półprzewodnikowych przekaźników wyjściowych pozwalających na realizację sygnalizacji przekroczeń oraz sterowania dwustanowego. Wyniki pomiarów mogą być odczytane na ekranie przyrządu lub przeniesione do komputera. Na płycie czołowej znajduje się podświetlany wyświetlacz graficzny LCD oraz trzy dwukolorowe diody LED. W zależności od konfiguracji wyniki pomiarów i obliczeń przedstawione są w postaci cyfrowej, linijki analogowej lub graficznego wykresu. Mogą być też wyświetlane zbiorczo w formie tabeli lub wykresu słupkowego. Kanały pomiarowe mogą być przeglądane sekwencyjnie lub ustawione na wybranym punkcie pomiarowym. Na podstawie wyników pomiarów mogą być obliczane wartości pośrednie, definiowane wprowadzanymi przez użytkownika wzorami. Możliwe są operacje sumowania, różnicy, mnożenia, dzielenia i pierwiastkowania oraz mnożenia lub dodawania wartości stałej. Za pomocą operacji matematycznych można uzyskać sumowanie wartości kanałów, obliczanie wartości średniej arytmetycznej lub geometrycznej, stosunku dwóch wielkości, różnicy. Wyniki pomiarów i obliczeń mogą być rejestrowane na wyjmowanej karcie pamięci MMC o pojemności 32MB, 128MB lub 512MB. Dane zapisywane są w postaci tekstowej wraz z zabezpieczeniem cyfrową sumą kontrolną. Oprócz wartości mierzonych rejestrowane są zdarzenia (zanki zasilania, przekroczenia progów alarmowych itp.) oraz czynności autoryzowane. Przyrząd jest włączony do systemu komputerowego przez wbudowany port



szeregowy RS-485. Dostępne są dwa protokoły transmisji: Modbus RTU (odczyt wartości bieżących i sumatorów) lub ASCII (pełny odczyt, łącznie z wynikami zapisanymi na karcie MMC). Wyniki są ponadto wizualizowane na ekranie.

## 6.2. Porównania wyników pomiarów i obliczeń dla różnych warunków nasłonecznienia

W celu weryfikacji eksperymentalnej proponowanego modelu matematycznego przeprowadzono obszerną weryfikację eksperymentalną, polegającą na porównywaniu zmierzonych i obliczonych przebiegów temperatury czynnika roboczego na wylocie z płaskiego cieczowego kolektora słonecznego. Pomiarów przeprowadzane były dla różnych warunków nasłonecznienia, obejmujących okresy wiosny, lata i jesieni. Badaniom poddano przy tym typowe dla kolektorów słonecznych przepływy czynnika roboczego oraz, w celu pokazania efektywności metody, przepływy dużo większe. Analiza literatury, przedstawiona w rozdziale 1 niniejszej pracy, wskazuje bowiem na często występujące ograniczenia metod dotychczas opracowanych, związanych z wielkością strumienia masy czynnika.

Do obliczeń numerycznych założono, na podstawie przeprowadzonej weryfikacji obliczeniowej, następujące kroki podziału czasowo-przestrzennego:  $\Delta\tau = 0,1$  s oraz  $\Delta z = 0,02$  m. Dla wszystkich analizowanych przypadków spełniony był przy tym warunek Couranta-Friedrichsa-Lewy'ego (4.19). Dla rurki absorbera o długości  $L = 1,9$  m otrzymano więc  $N = 96$  przekrojów (model  $M \times N = 5 \times 96$  węzłowy). Przebiegi temperatury szyby solarnej, warstwy powietrza pomiędzy szybą i absorberem, absorbera oraz izolacji cieplnej wyznaczane były w każdym z 96 przekrojów. Temperatura czynnika roboczego wyznaczana była natomiast w przekrojach od 2 do 96. W przekroju pierwszym znana była bowiem z pomiaru. Obliczenia przeprowadzono przy założeniu dokładności obliczeń iteracyjnych  $\vartheta = 10^{-6}$ . Wszystkie współczynniki wnikania ciepła obliczane były w trybie on-line. Własności termofizyczne warstwy powietrza, absorbera oraz czynnika obliczane były także na bieżąco. W przypadku szyby solarnej oraz izolacji własności te przyjęto jako stałe. Dla szyby założono:  $c_{sz} = 720$  J/(kgK) oraz  $\rho_{sz} = 2500$  kg/m<sup>3</sup>, natomiast dla warstwy izolacji:  $c_{iz} = 1030$  J/(kgK),  $\rho_{iz} = 70$  kg/m<sup>3</sup> oraz  $\lambda_{iz} = 0,035$  W/(mK). Jako czynnik roboczy zastosowano wodny roztwór 50% wagowo glikolu propylenowego C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>O<sub>2</sub>.

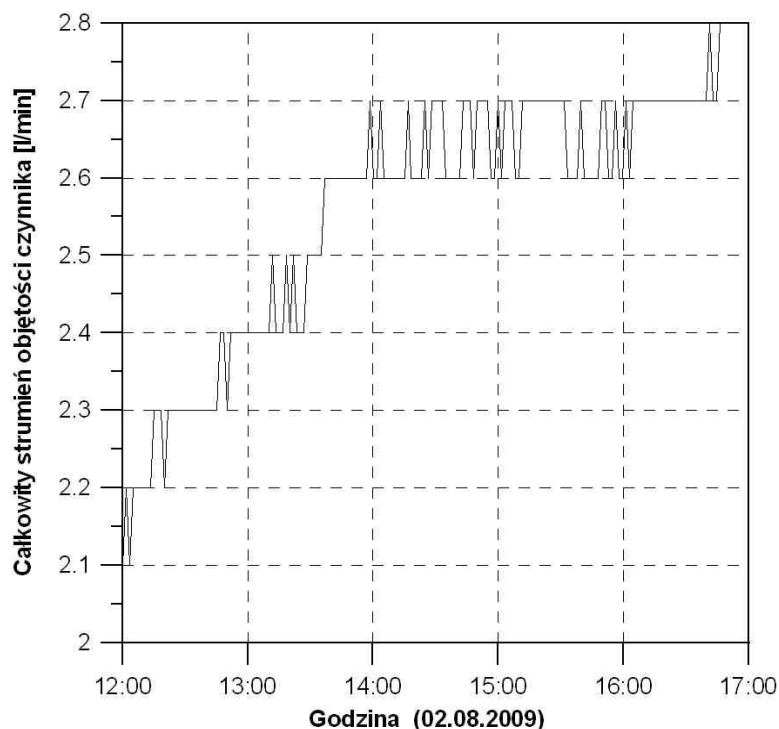
Wybrane wyniki pomiarów, obliczeń oraz porównań przedstawiono na rys. 6.7 – 6.31. Rysunki te odnoszą się do pomiarów wykonywanych przy typowych dla ciekłych kolektorów słonecznych przebiegach strumienia objętości czynnika roboczego (2 sierpnia 2009 r.,

1 listopada 2010 r.) oraz przy zadaniu strumienia objętości ok. dwa razy większego (22 kwietnia 2009 r., 10 listopada 2008 r., 3 czerwca 2009r.). Wyniki weryfikacji eksperymentalnej dostępne są także w pracach [32, 53-56].

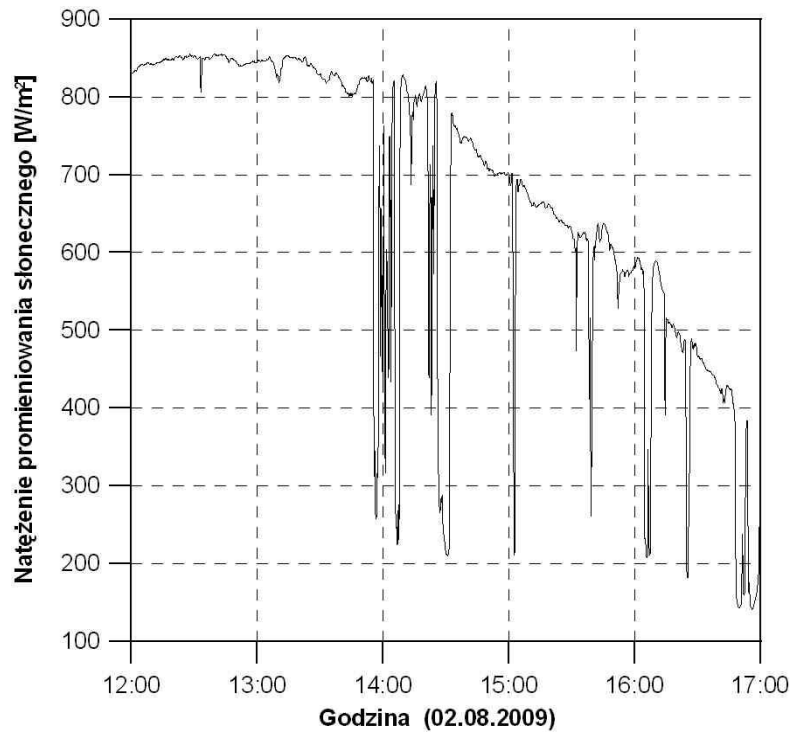
Dane wejściowe do obliczeń numerycznych stanowiły w każdym przypadku następujące zmierzone przebiegi:

- całkowitego strumienia objętości czynnika,
- natężenia promieniowania słonecznego,
- temperatury czynnika na wlocie do kolektora,
- temperatury otoczenia.

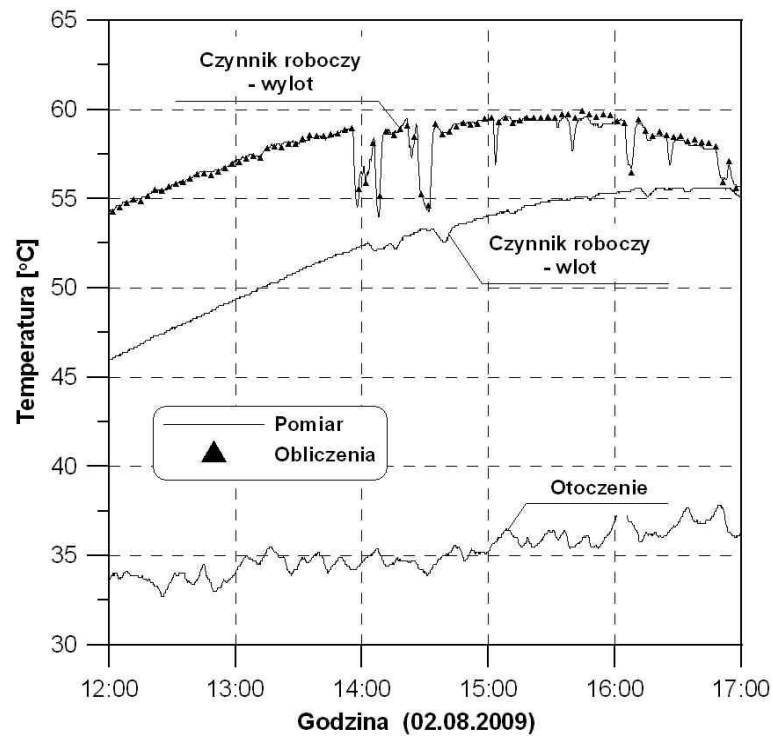
Powyższe przebiegi, uzyskane 2 sierpnia 2009 r., pokazano na rys. 6.7-6.9. Porównanie zmierzonego i obliczonego przebiegu temperatury czynnika na wylocie z kolektora przedstawiono także na rys. 6.9. W celu bardziej szczegółowego pokazania dokładności odtwarzania zmierzonego przebiegu temperatury czynnika, na rys. 6.10 pokazano wycinek rys. 6.9, obejmujący największe zmiany temperatury. Analizując te porównania, stwierdzić można w pełni zadowalającą zgodność przebiegów.



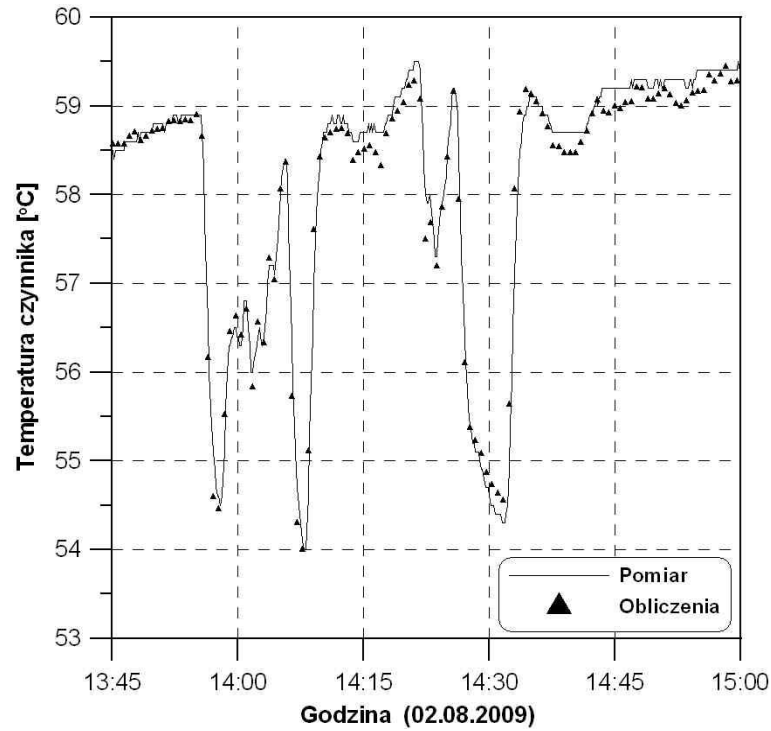
Rys. 6.7. Zmierzony przebieg całkowitego strumienia objętości czynnika



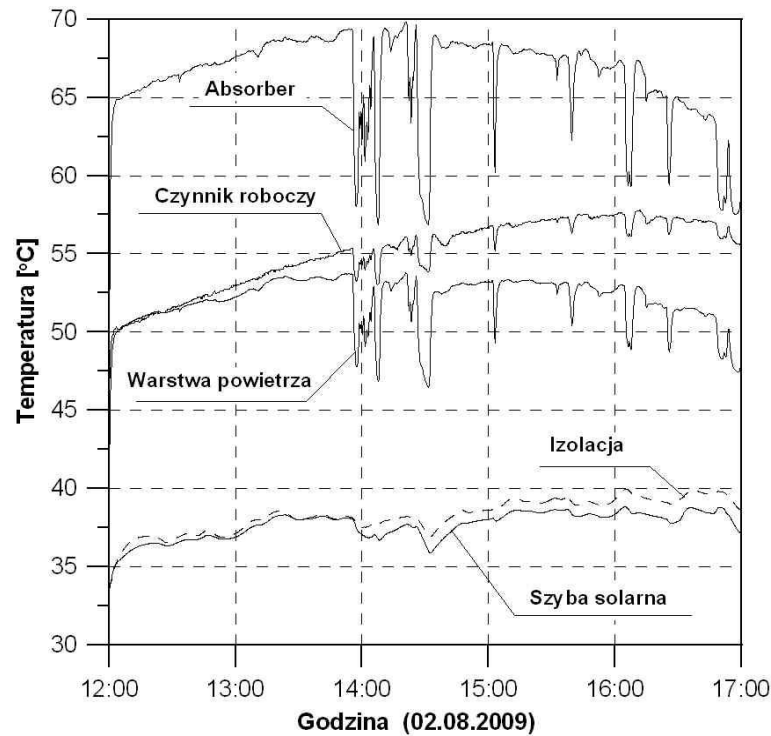
Rys. 6.8. Zmierzony przebieg całkowitego natężenia promieniowania słonecznego



Rys. 6.9. Porównanie zmierzonego i obliczonego przebiegu temperatury czynnika na wylocie z kolektora oraz zmierzone przebiegi temperatury czynnika na wlocie do kolektora i otoczenia



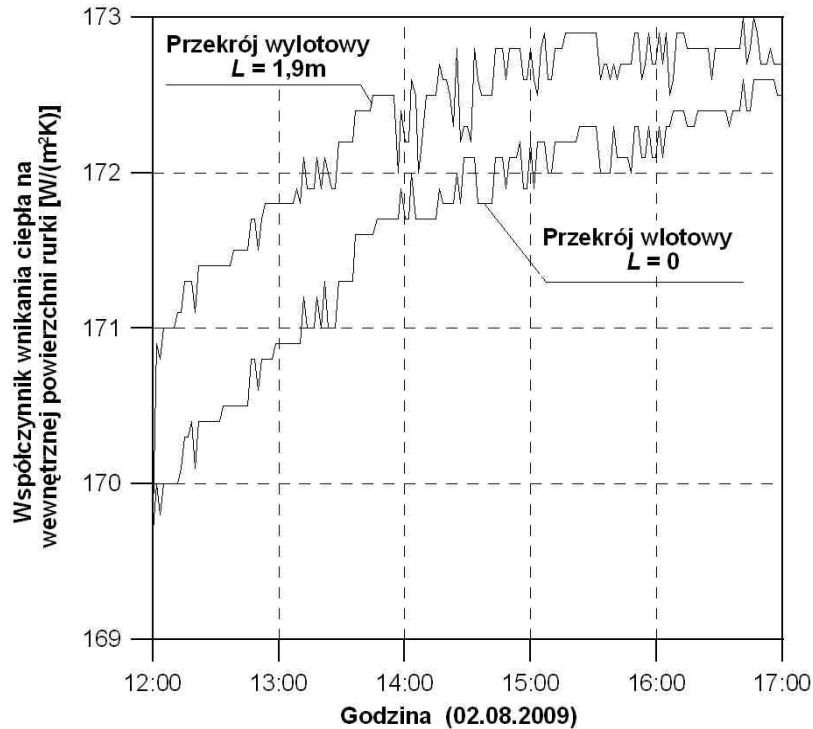
Rys. 6.10. Wycinek czasowy rys. 6.9, obejmujący największe zmiany zmierzonego przebiegu temperatury czynnika na wylocie z kolektora



Rys. 6.11. Obliczone przebiegi temperatury poszczególnych węzłów kolektora w przekroju nr 48 ( $L = 0,94$  m)

Na rys. 6.11 przedstawiono natomiast obliczone przebiegi temperatury poszczególnych elementów kolektora (poszczególnych jego węzłów w kierunku poprzecznym do przepływu

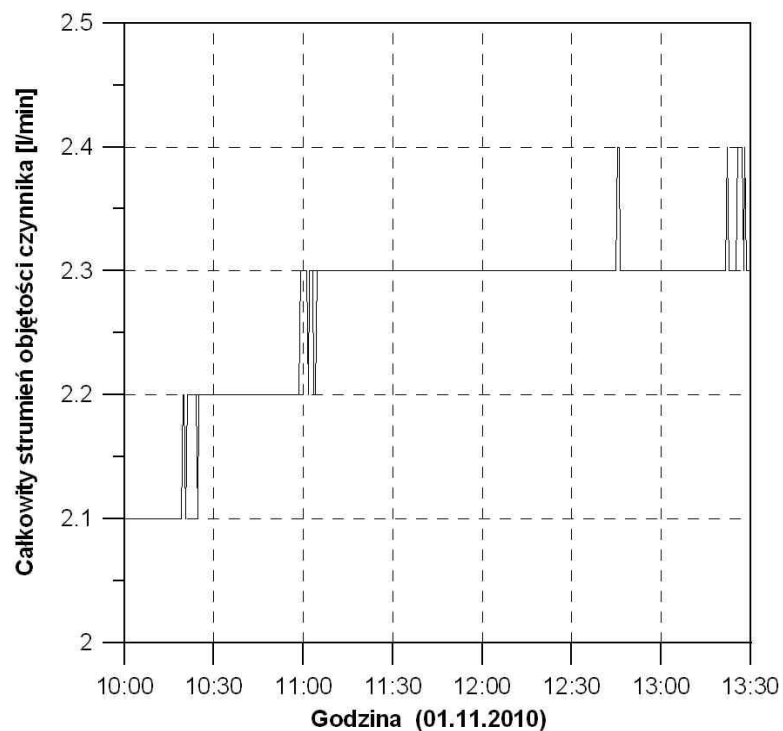
czynnika) dla wybranego przekroju nr 48 ( $L = 0,94$  m). Podobne przebiegi przedstawić można dla każdego z 96 analizowanych przekrojów. Przykładowe przebiegi współczynnika wnikania ciepła na wewnętrznej powierzchni rurki kolektora pokazano na rys. 6.12.



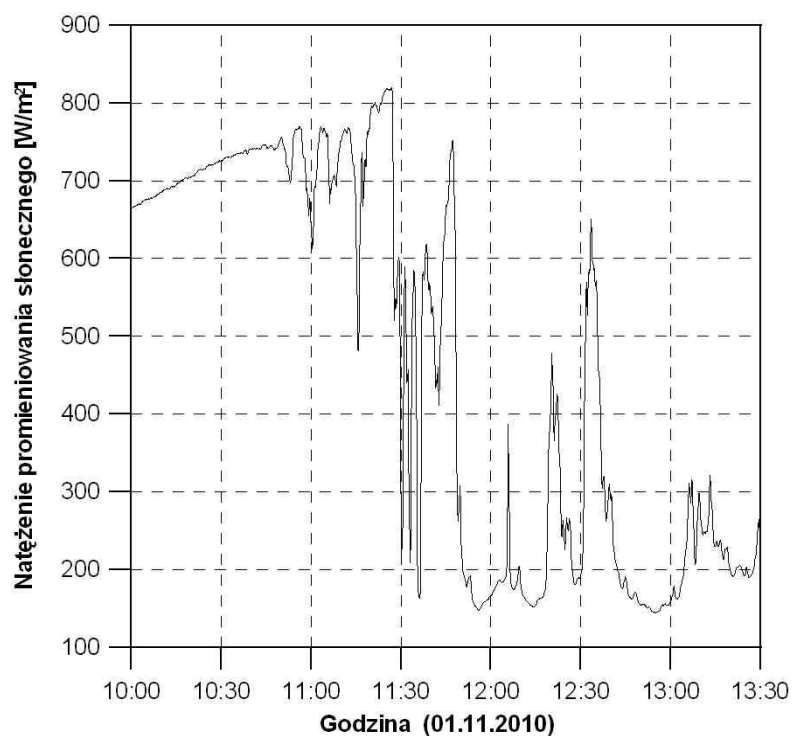
Rys. 6.12. Obliczone przebiegi współczynnika wnikania ciepła na wewnętrznej powierzchni rurki kolektora

Wybrane wyniki dla warunków jesiennych (1 listopada 2010 r.) przedstawiają rys. 6.13-6.16. Są to wyniki uzyskane dla strumienia objętości czynnika (rys. 6.13) zbliżonego do analizowanego poprzednio (rys. 6.7). Dużymi wahaniami charakteryzuje się przy tym przebieg natężenia promieniowania słonecznego (rys. 6.14). Odpowiadające tym warunkom zmierzone przebiegi temperatury otoczenia oraz czynnika na wlocie do kolektora pokazano na rys. 6.15.

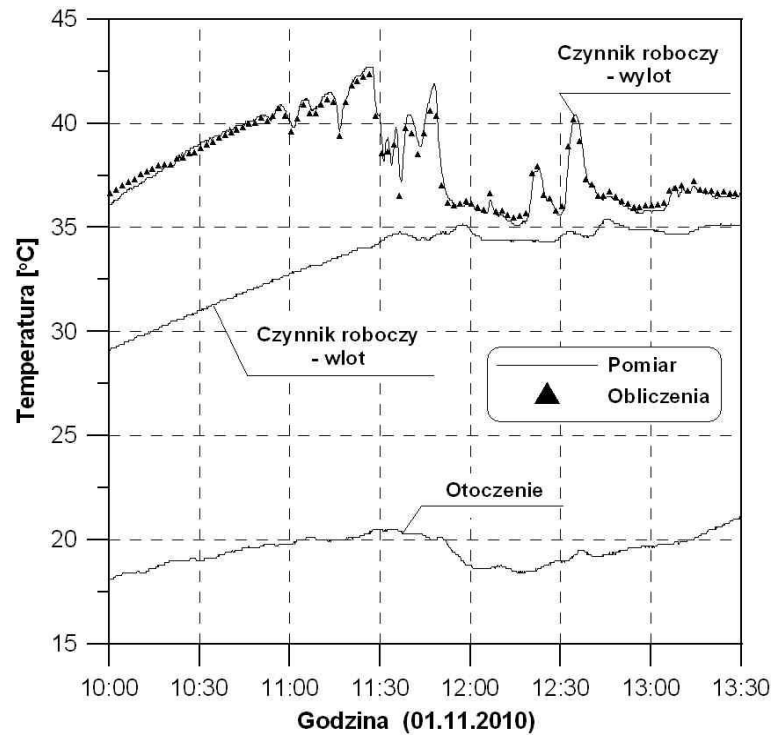
Na rys. 6.15 pokazano także porównanie zmierzonego i obliczonego przebiegu temperatury czynnika na wlocie z kolektora. Podobnie jak w przypadku poprzednio analizowanym, zgodność tych przebiegów uznać należy za w pełni zadowalającą. Obliczone przebiegi liczby Reynoldsa, dla przekroju wlotowego i wylotowego rurki kolektora, przedstawia rys. 6.16.



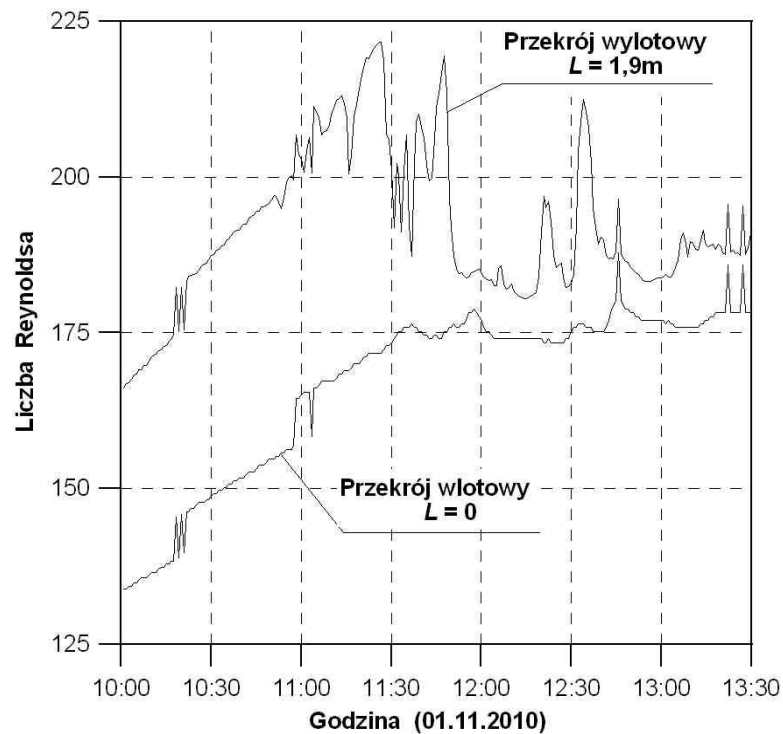
Rys. 6.13. Zmierzony przebieg całkowitego strumienia objętości czynnika



Rys. 6.14. Zmierzony przebieg całkowitego natężenia promieniowania słonecznego



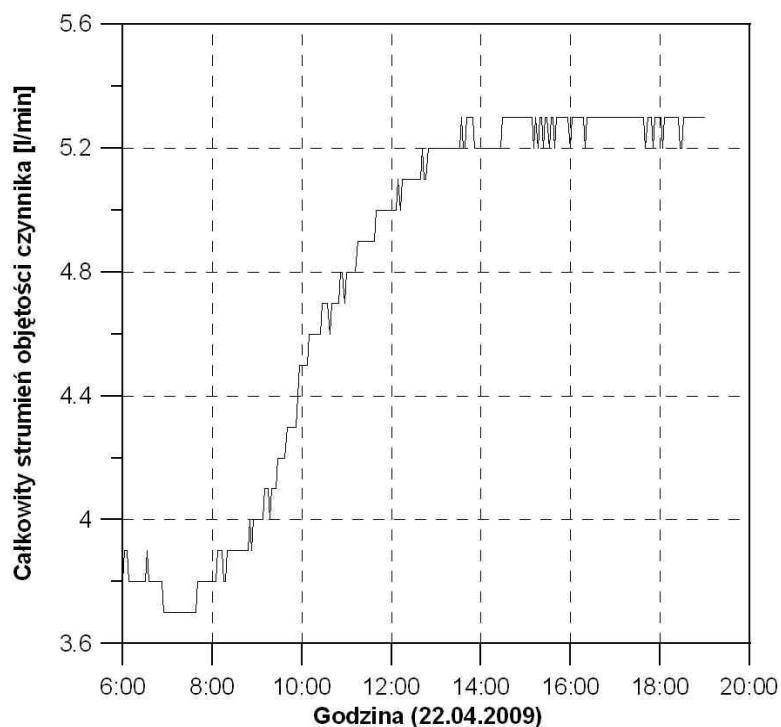
Rys. 6.15. Porównanie zmierzonego i obliczonego przebiegu temperatury czynnika na wylocie z kolektora oraz zmierzone przebiegi temperatury czynnika na wlocie do kolektora i temperatury otoczenia



Rys. 6.16. Obliczone przebiegi liczby Reynoldsa dla przekroju wlotowego i wylotowego rurki kolektora

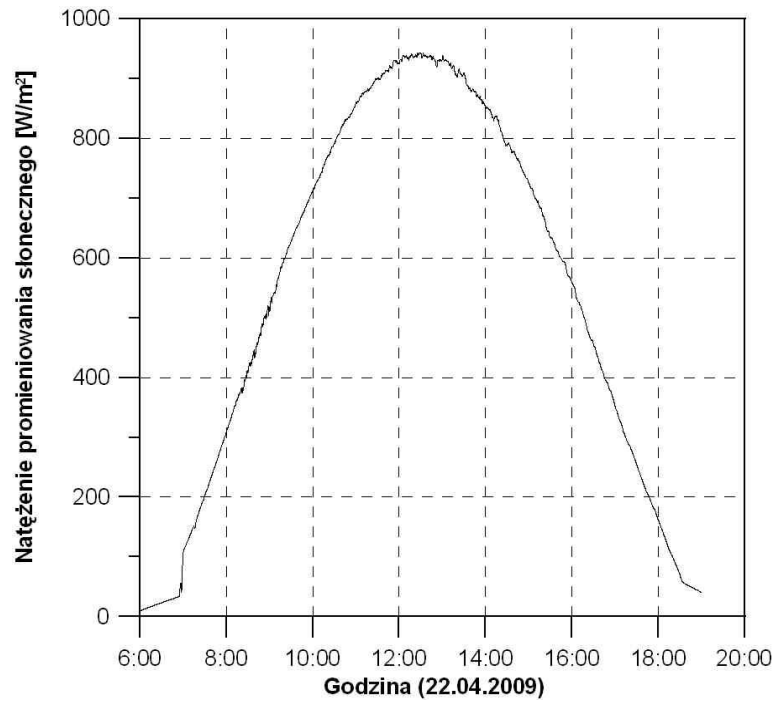
Pokazane na rys. 6.9 i 6.15 początkowe różnice zmierzonych przebiegów temperatury czynnika na wlocie i wylocie z kolektora są znaczne i odczuwalny może być brak tych przebiegów w początkowej fazie nagrzewania czynnika. Jest to związane z zastosowanym przepływomierzem, którego zakres pomiarowy wynosi 2-40 l/min i przy strumieniu objętości poniżej 2 l/min jego wskazania obciążone są dużymi błędami. Przebiegom tym (rys. 6.9 oraz 6.15) odpowiadają przebiegi przedstawione na rys. 6.7 i 6.13 (zmierzone strumienie objętości czynnika roboczego powyżej 2 l/min występowały odpowiednio po godzinie 12 oraz 10).

Powyższe porównania dotyczą typowych strumieni objętości czynnika roboczego przepływającego przez rurki kolektora. Prędkość przepływu w jednej rurce wahała się od ok. 6,5 cm/s do ok. 9,2 cm/s. W celu pokazania efektywności metody także przy większych strumieniach objętości, przeprowadzono analizy porównawcze przy większej prędkości przepływu – w zakresie od ok. 11 cm/s do ok. 18 cm/s. W pierwszej kolejności porównano wyniki pomiarów i obliczeń dla warunków wiosennych przy bezchmurnym niebie (rys. 6.17 – 6.20).

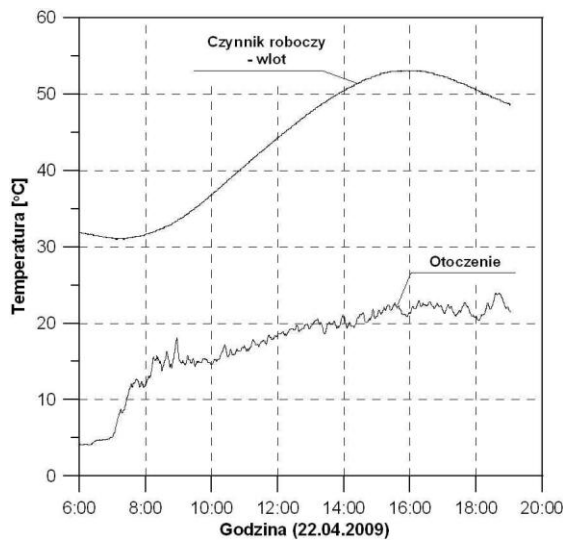


Rys. 6.17. Zmierzony przebieg całkowitego strumienia objętości czynnika

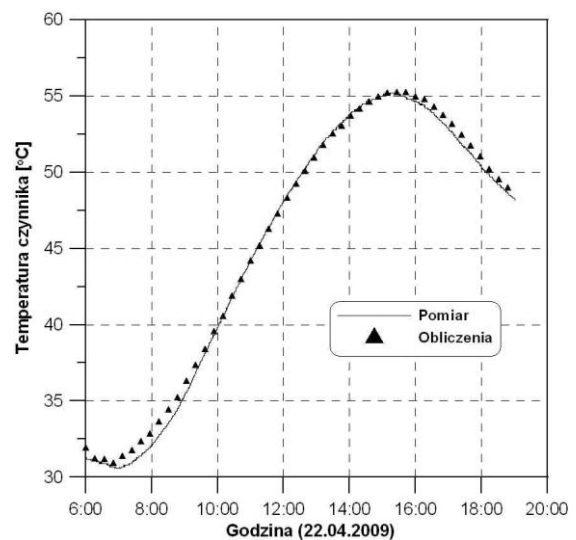




Rys. 6.18. Zmierzony przebieg całkowitego natężenia promieniowania słonecznego



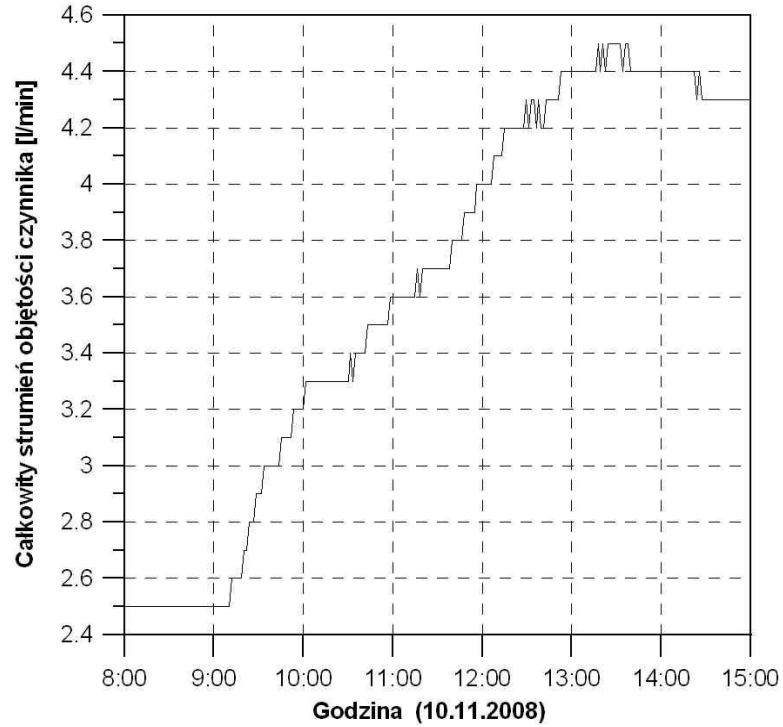
Rys. 6.19. Zmierzone przebiegi temperatury czynnika na wlocie do kolektora i temperatury otoczenia



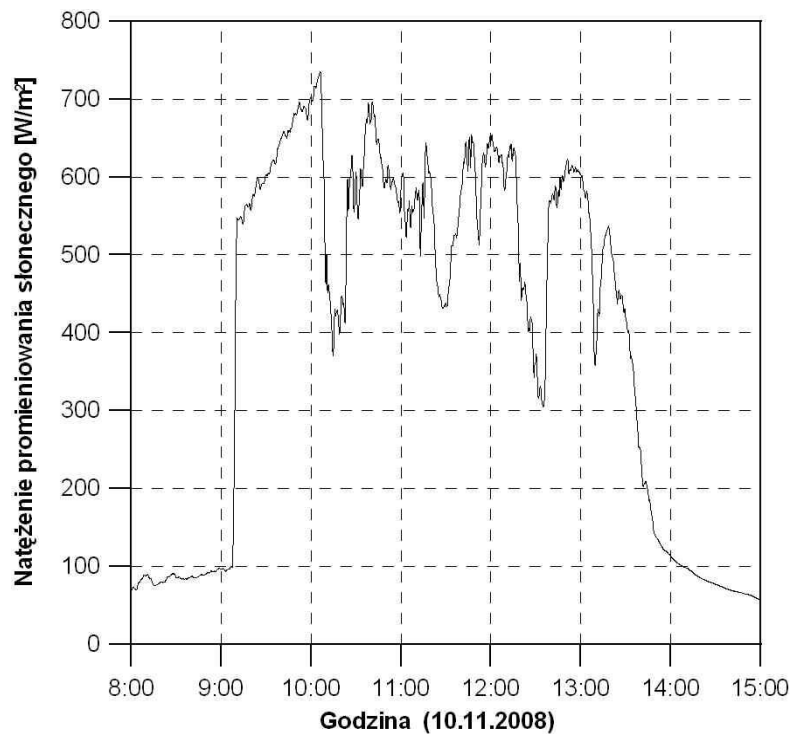
Rys. 6.20. Porównanie zmierzonego i obliczonego przebiegu temperatury czynnika na wylocie z kolektora

Ponieważ w przypadku dużych strumieni objętości czynnika roboczego ma miejsce niezbyt wysokie jego podgrzanie w kolektorze, porównanie zmierzonego i obliczonego przebiegu temperatury czynnika na wylocie z kolektora przedstawiono na osobnym rysunku (rys. 6.20). Analiza tego rysunku wskazuje na w pełni zadowalającą zgodność przebiegów. Kolejne dwa porównania (10 listopada 2008 r., 3 czerwca 2009r.) dotyczą przypadków bardziej wymagających dla opracowanego modelu. Analizie poddano podobne przebiegi strumienia

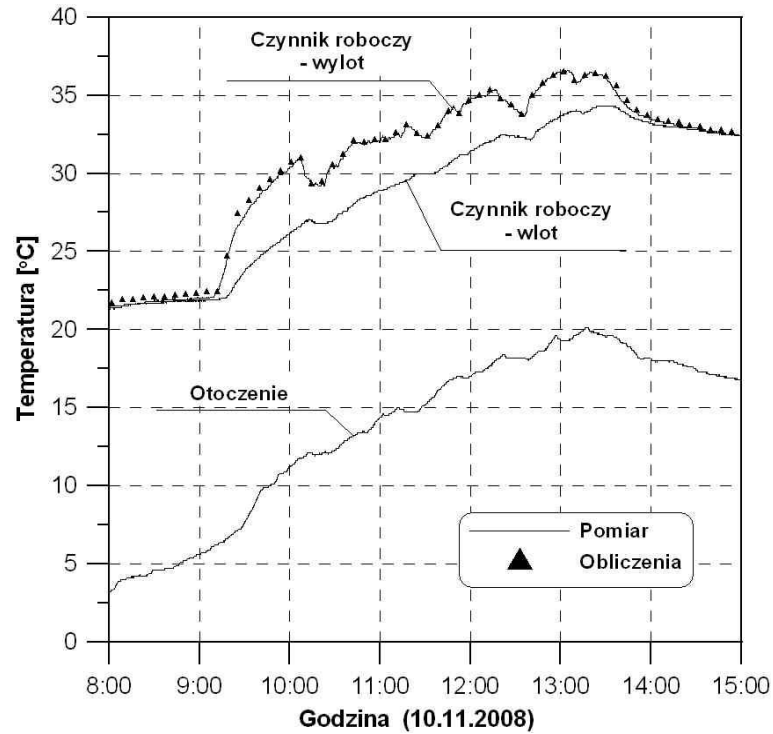
objętości czynnika, jednakże przy bardziej zmiennym natężeniu promieniowania słonecznego. Wybrane wyniki dla warunków jesiennych (10 listopada 2008 r.) przedstawiają rys. 6.21-6.26.



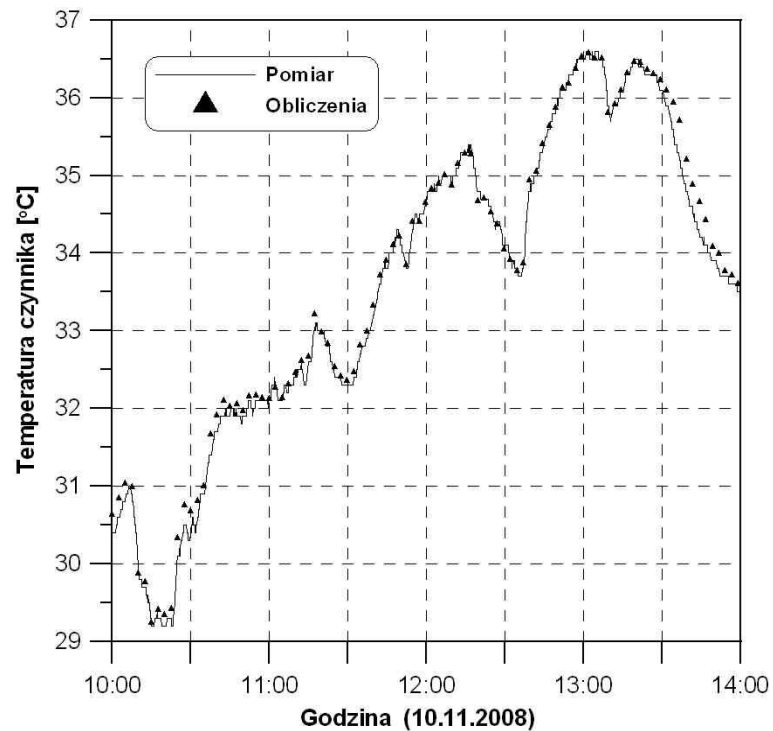
Rys. 6.21. Zmierzony przebieg całkowitego strumienia objętości czynnika



Rys. 6.22. Zmierzony przebieg całkowitego natężenia promieniowania słonecznego

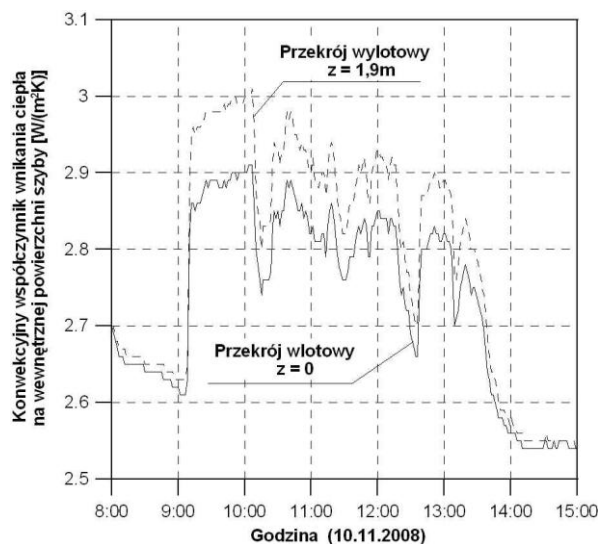


Rys. 6.23. Porównanie zmierzonego i obliczonego przebiegu temperatury czynnika na wylocie z kolektora oraz zmierzone przebiegi temperatury czynnika na wlocie do kolektora i temperatury otoczenia

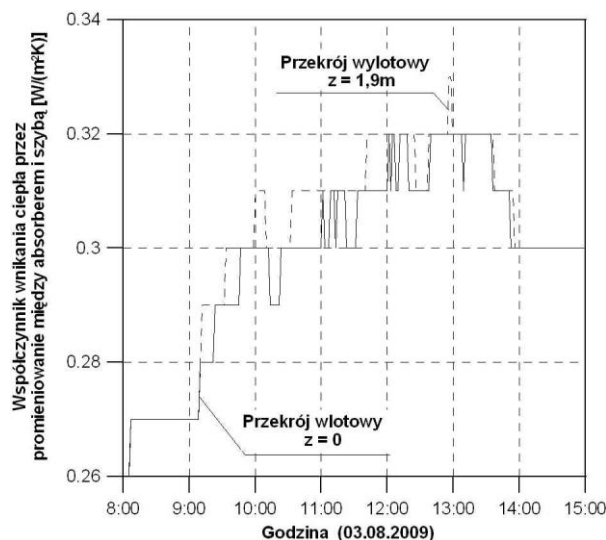


Rys. 6.24. Wycinek czasowy rys. 6.23, obejmujący największe zmiany zmierzonego przebiegu temperatury czynnika na wylocie z kolektora

W celu bardziej szczegółowego pokazania dokładności odtwarzania zmierzonego przebiegu temperatury czynnika, na rys. 6.24 pokazano wycinek rys. 6.23, obejmujący największe zmiany temperatury. Analizując te porównania, stwierdzić można w pełni zadowalającą zgodność przebiegów. Ponadto na rys. 6.25 oraz 6.26 przedstawiono przebiegi obliczonych wartości współczynników ciepła na wewnętrznej powierzchni szyby solarnej dla wybranych przekrojów.

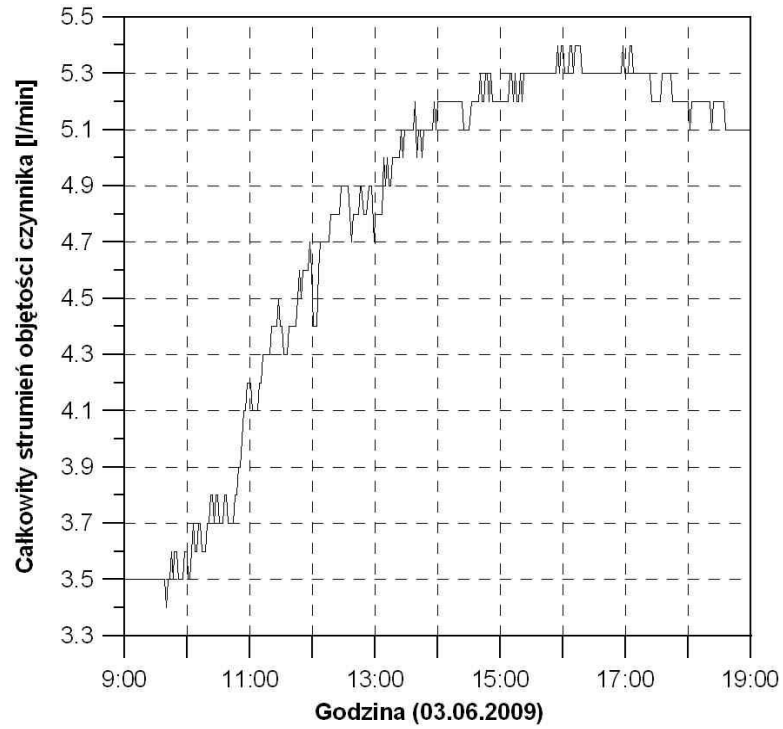


Rys. 6.25. Obliczone przebiegi konwekcyjnego współczynnika wnikania ciepła na wewnętrznej powierzchni szyby solarnej

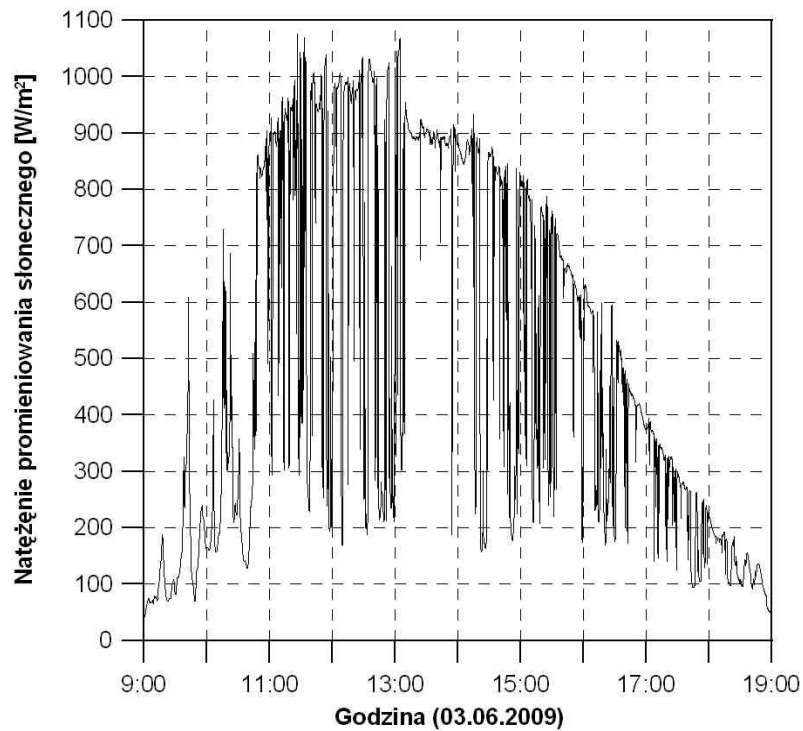


Rys. 6.26. Obliczone przebiegi radiacyjnego współczynnika wnikania ciepła pomiędzy absorberem i szybą solarną

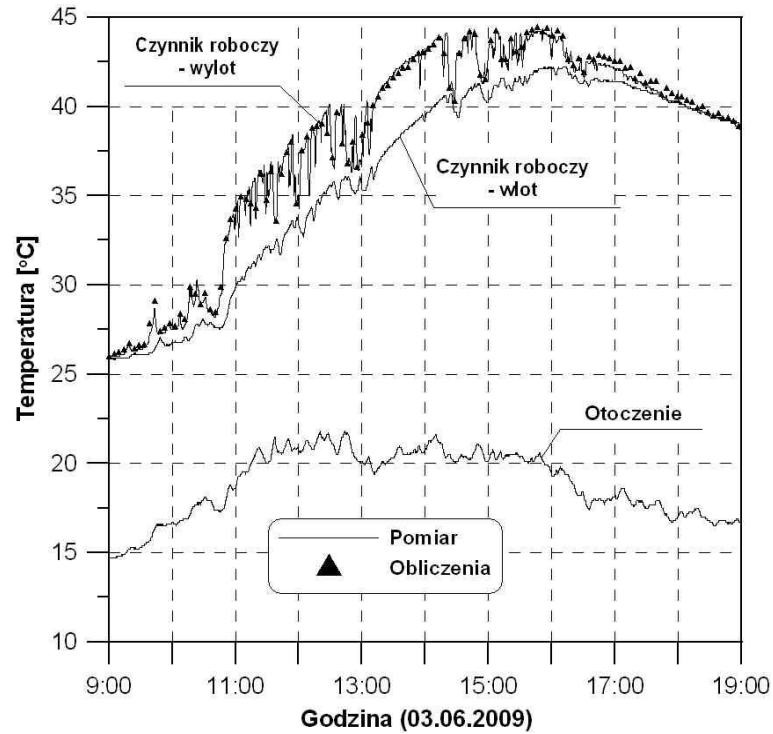
Wyniki ostatnich pomiarów, obliczeń i porównań dotyczą pracy kolektora w warunkach wiosenno-letnich (3 czerwca 2009r.) przy silnie zmiennym przebiegu natężenia promieniowania słonecznego (rys. 6.28). Pozostałe wyniki pokazano na rys. 6.27 oraz 6.29-6.31. Porównanie zmierzonego i obliczonego przebiegu temperatury czynnika na wylocie z kolektora przedstawiono na rys. 6.29. Podobnie jak dla analiz wcześniejszych, również w tym przypadku pokazano wycinek czasowy obejmujący największe zmiany temperatury czynnika (rys. 6.30). Wnioski są identyczne z tymi, które zapisano dla poprzednich porównań. Uzyskano bardzo dobrą zgodność zmierzonego i obliczonego za pomocą proponowanej metody przebiegu temperatury czynnika na wylocie z kolektora.



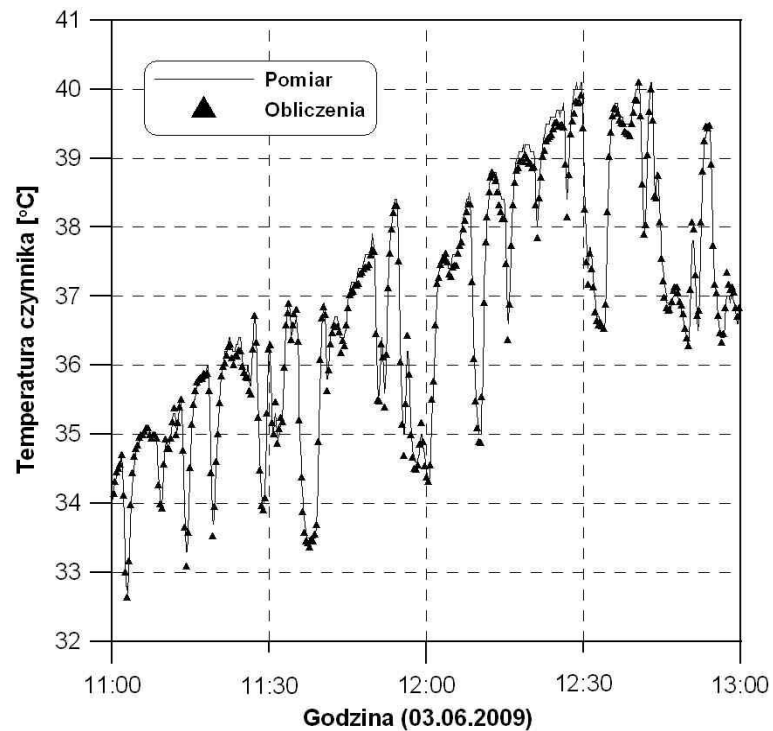
Rys. 6.27. Zmierzony przebieg całkowitego strumienia objętości czynnika



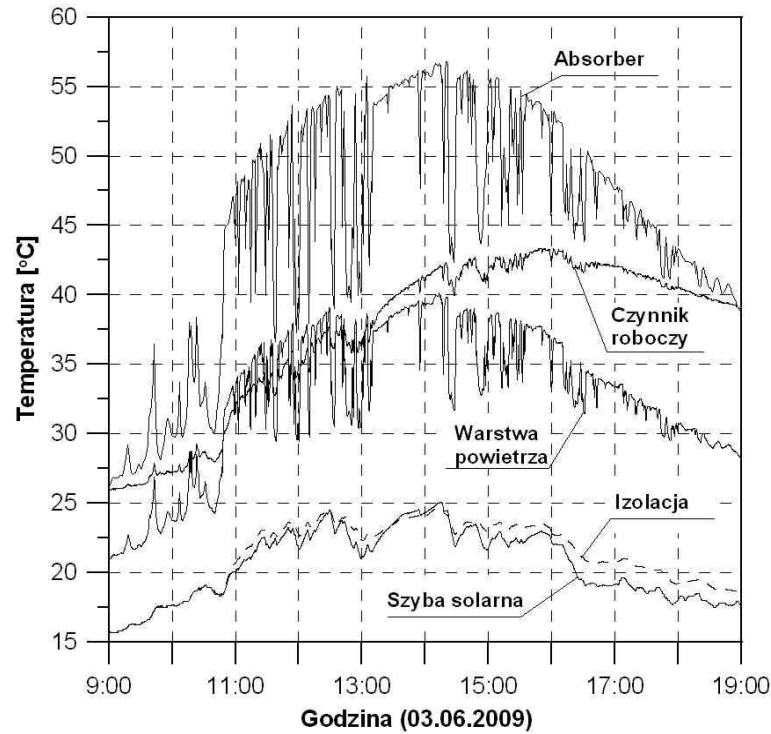
Rys. 6.28. Zmierzony przebieg całkowitego natężenia promieniowania słonecznego



Rys. 6.29. Porównanie zmierzonego i obliczonego przebiegu temperatury czynnika na wylocie z kolektora oraz zmierzone przebiegi temperatury czynnika na wlocie do kolektora i temperatury otoczenia



Rys. 6.30. Wycinek czasowy rys. 6.29, obejmujący największe zmiany zmierzonego przebiegu temperatury czynnika na wylocie z kolektora



Rys. 6.31. Obliczone przebiegi temperatury poszczególnych węzłów kolektora w przekroju nr 71 ( $L = 1,4$  m)

Na rys. 6.31 przedstawiono natomiast obliczone przebiegi temperatury poszczególnych elementów kolektora (poszczególnych jego węzłów w kierunku poprzecznym do przepływu czynnika) dla wybranego przekroju nr 71 ( $L = 1,4$  m).

Analiza przedstawionych porównań pozwala na stwierdzenie efektywności metody i jej wysokiej dokładności w odtwarzaniu zmierzonych przebiegów temperatury czynnika. Może być więc stosowana do modelowania dynamiki płaskich cieczowych kolektorów słonecznych oraz służyć do weryfikacji efektywności różnych absorberów i ich pokryć bez konieczności wykonywania badań na obiektach rzeczywistych. Może zostać wykorzystana do przewidywania efektywności kolektora przy dowolnie zmiennych warunkach brzegowych oraz do numerycznego wyznaczania jego stałej czasowej.

W celu porównywania na bieżąco zmierzonych i obliczonych wartości temperatury czynnika roboczego na wylocie z kolektora, zapewniony powinien być odpowiednio krótki czas obliczeń komputerowych. Zaproponowana w pracy metoda rozwiązywania wyprowadzonych równań różniczkowych, dla analizowanego przypadku jednowymiarowego, pozwala na uzyskanie odpowiednio krótkiego czasu tych obliczeń. Czas ten, dla danych z dnia 03.06.2009 r., wynosił 233 s. Obliczenia przeprowadzono na komputerze z procesorem Intel® Core™2 Duo 2,14 GHz za pomocą programu Fortran PowerStation 4.0.

### 6.3. Eksperymentalne i numeryczne wyznaczenie stałej czasowej kolektora

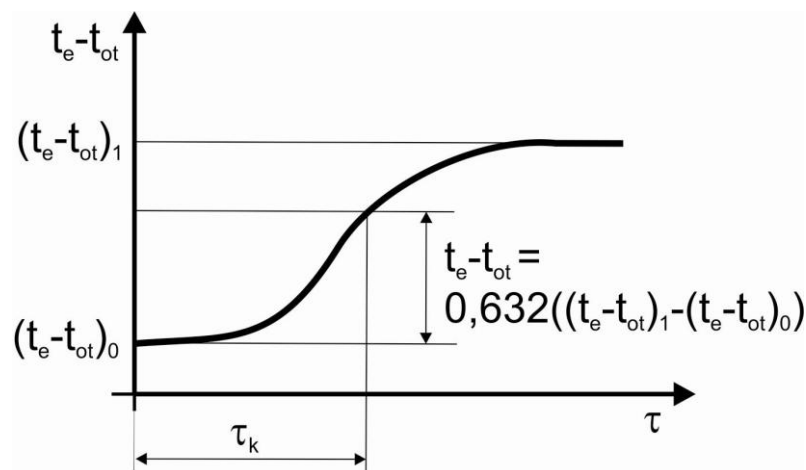
Jako przykład wykorzystania opracowanego modelu matematycznego kolektora, przedstawione zostaną wyniki wyznaczania stałej czasowej kolektora. Stała ta wyznaczona zostanie także eksperymentalnie na stanowisku badawczym i porównana ze stałą oszacowaną za pomocą modelu.

Procedurę wyznaczania stałej czasowej kolektora opisuje norma [57], wg której badanie powinno być przeprowadzone w warunkach polowych lub pod symulatorem natężenia promieniowania słonecznego. Dla obu przypadków natężenie promieniowania słonecznego na płaszczyźnie apertury kolektora powinno być większe niż  $700 \text{ W/m}^2$ . W pierwszej kolejności aperturę należy osłonić przed promieniowaniem słonecznym za pomocą osłony odbijającej promieniowanie słoneczne. Temperaturę czynnika na wlocie do kolektora należy ustawić na wartość niemal równą temperaturze powietrza otoczenia. Kiedy stan ustalony zostanie osiągnięty, osłonę należy usunąć, a pomiar kontynuować do momentu, gdy warunki stanu ustalonego będą znowu osiągnięte.

Należy mierzyć następujące wielkości:

- temperaturę płynu na wlocie do kolektora ( $t_{in}$ ),
- temperaturę płynu na wylocie z kolektora ( $t_e$ ),
- temperaturę powietrza otaczającego ( $t_{ot}$ ).

Różnicę pomiędzy temperaturą płynu na wylocie z kolektora a temperaturą powietrza otaczającego ( $t_e - t_{ot}$ ) należy wykreślić w funkcji czasu, zaczynając od początkowego warunku stanu ustalonego  $(t_e - t_{ot})_0$  i kontynuować do momentu osiągnięcia drugiego stanu ustalonego, w wyższej temperaturze  $(t_e - t_{ot})_1$ . Różnice te przedstawiono na rys. 6.32.



Rys. 6.32. Wyznaczanie stałej czasowej kolektora  $\tau_k$

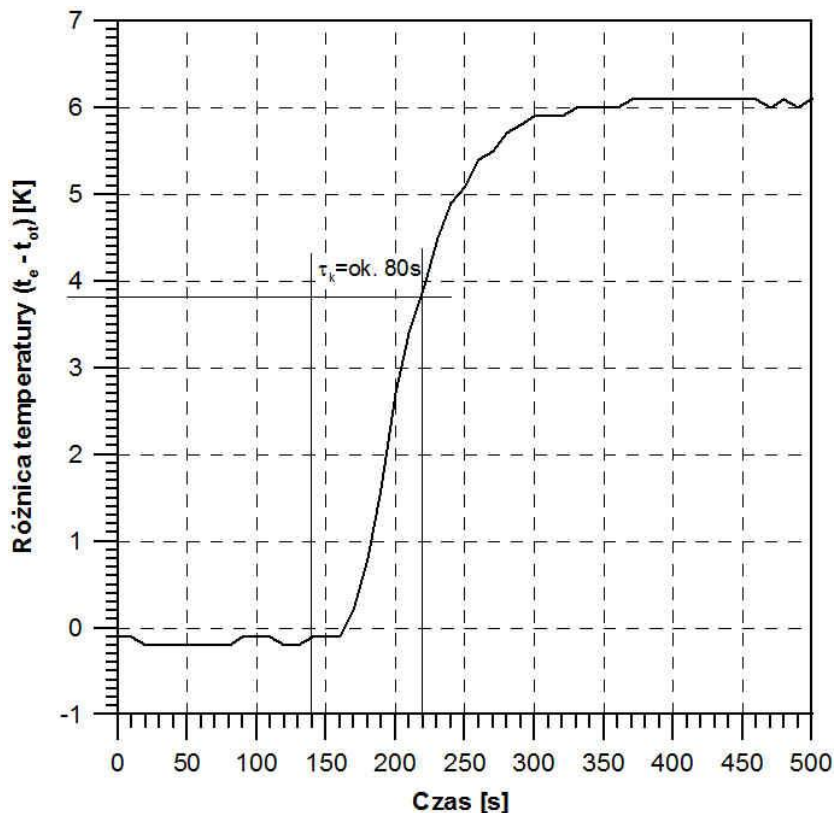


Stała czasowa kolektora definiowana jest jako czas, który minął od momentu zdjęcia osłony do momentu, w którym temperatura na wylocie z kolektora wzrosnie o 63,2% całkowitego przyrostu, od  $(t_e - t_{ot})_0$  do  $(t_e - t_{ot})_1$ :

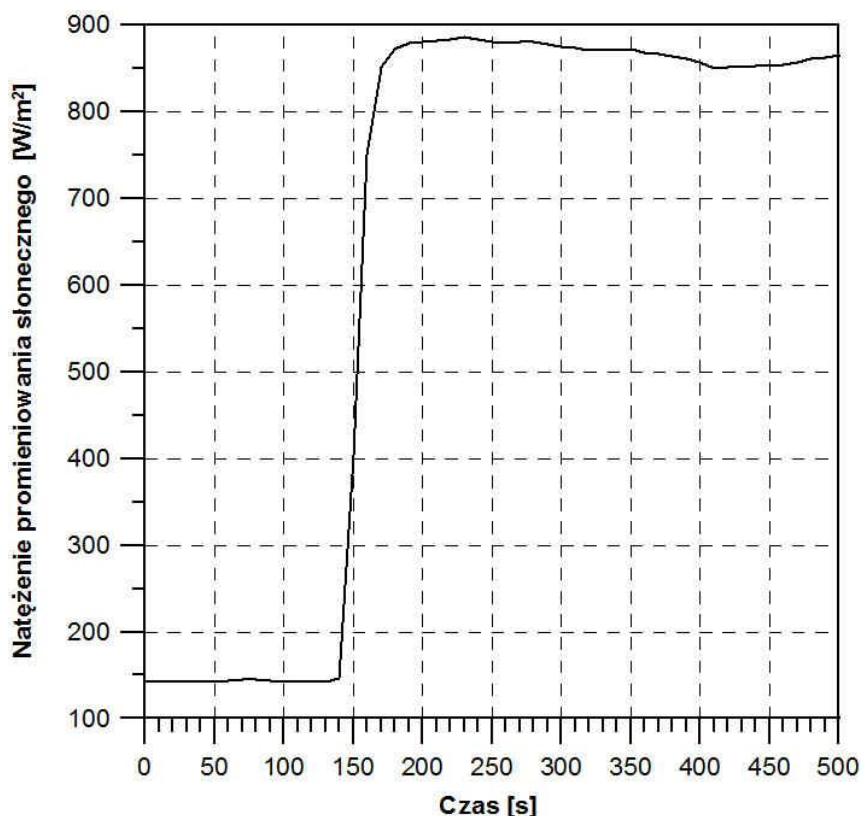
$$t_e - t_{ot} = 0,632( t_e - t_{ot} 1 - t_e - t_{ot} 0) \quad (6.1)$$

Stała czasowa to przedział czasu, liczony od momentu zmiany jakiegoś parametru, po którym wpływ pojemności cieplnej kolektora na jego bilans może być pomijalny [57]. Parametrem tym, w niniejszej pracy, było natężenie promieniowania słonecznego. Stałą czasową można także zdefiniować jako czas, po którym kolektor osiągnie równowagę cieplną i zacznie dostarczać ciepło do odbioru w sposób stabilny, określony chwilowymi warunkami termicznymi, takimi jak natężenie promieniowania słonecznego, temperatura otoczenia lub wiatr.

Przeprowadzono dwie próby eksperymentalnego wyznaczania stałej czasowej badanego kolektora. W obu przypadkach spełnione były wymagania normy [57]. Badania przeprowadzono 07.07.2011 (rys. 6.33-6.34) oraz 21.08.2011 (rys. 6.35-6.36) w godzinach południowych.



Rys. 6.33. Przebieg zmierzonej różnicy temperatury czynnika na wylocie z kolektora i temperatury otoczenia oraz wyznaczona stała czasowa kolektora

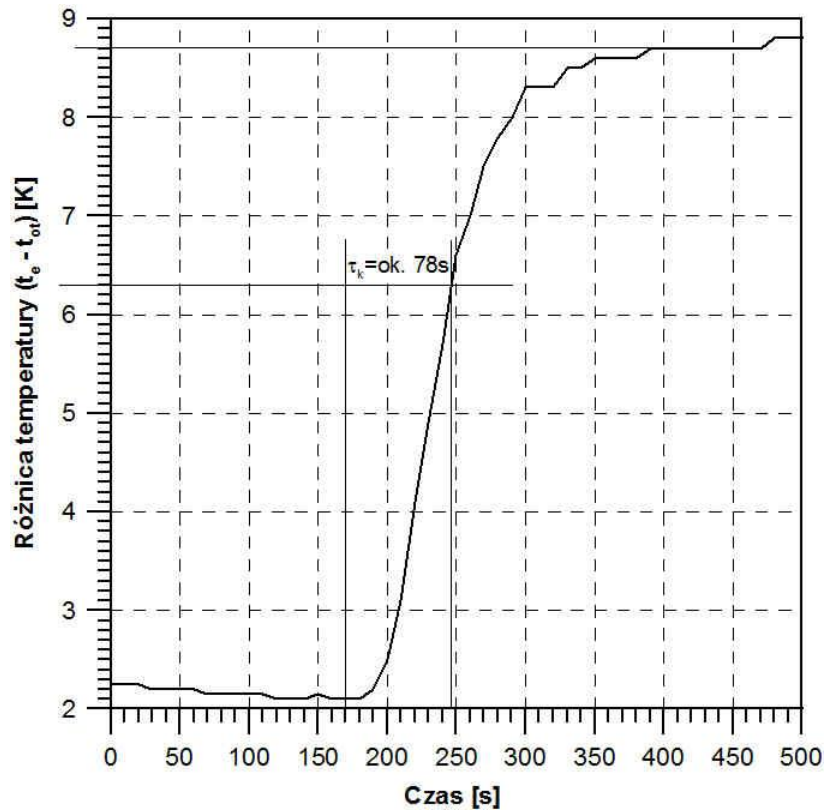


Rys. 6.34. Przebieg zmierzonego natężenia promieniowania słonecznego

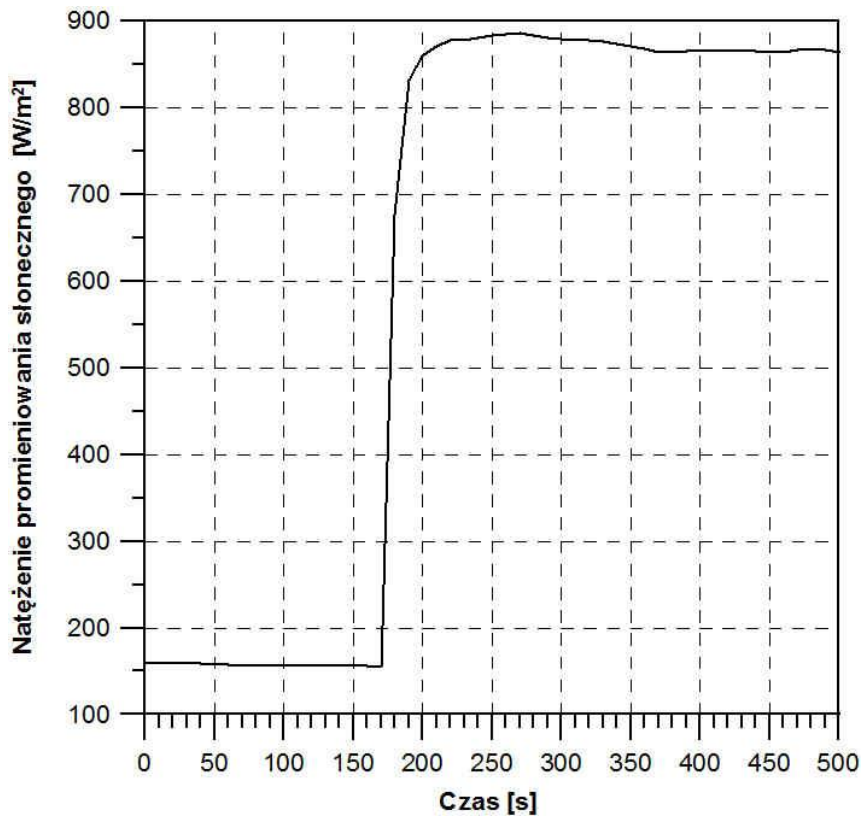
Po osłonięciu kolektora osłoną odbijającą promieniowanie słoneczne oraz osiągnięciu wartości temperatury czynnika na wlocie do kolektora niemal równej temperaturze powietrza otoczenia (pierwszy stan ustalony), usunięto osłonę. Skokowa zmiana natężenia promieniowania słonecznego, spowodowana usunięciem osłony, miała miejsce w 140 s (rys. 6.34). Jak wynika z rys. 6.33 drugi stan ustalony osiągnięto dla czasu ok. 310 s, któremu odpowiada różnica pomiędzy temperaturą czynnika na wylocie z kolektora i temperaturą otoczenia ok. 6 K.

Różnica temperatury, której odpowiada stała czasowa kolektora, wynosi:  $t_e - t_{ot} = 0,632 \cdot (6+0,1) = 3,9$  K. Uwzględniając pierwszy stan ustalony:  $3,9 - 0,1 = 3,8$  K. Stała czasowa, wyznaczona eksperymentalnie, wynosi więc ok.  $\tau_k = 80$  s (rys. 6.33).

W celu potwierdzenia tej wartości przeprowadzono kolejne pomiary w dniu 21.08.2011, postępując identycznie, jak w przypadku wcześniejszym. Wyniki pokazano na rys. 6.35-6.36. Skokowa zmiana natężenia promieniowania słonecznego, spowodowana usunięciem osłony, miała miejsce w 170 s (rys. 6.36).



Rys. 6.35. Przebieg zmierzonej różnicy temperatury czynnika na wylocie z kolektora i temperatury otoczenia oraz wyznaczona stała czasowa kolektora



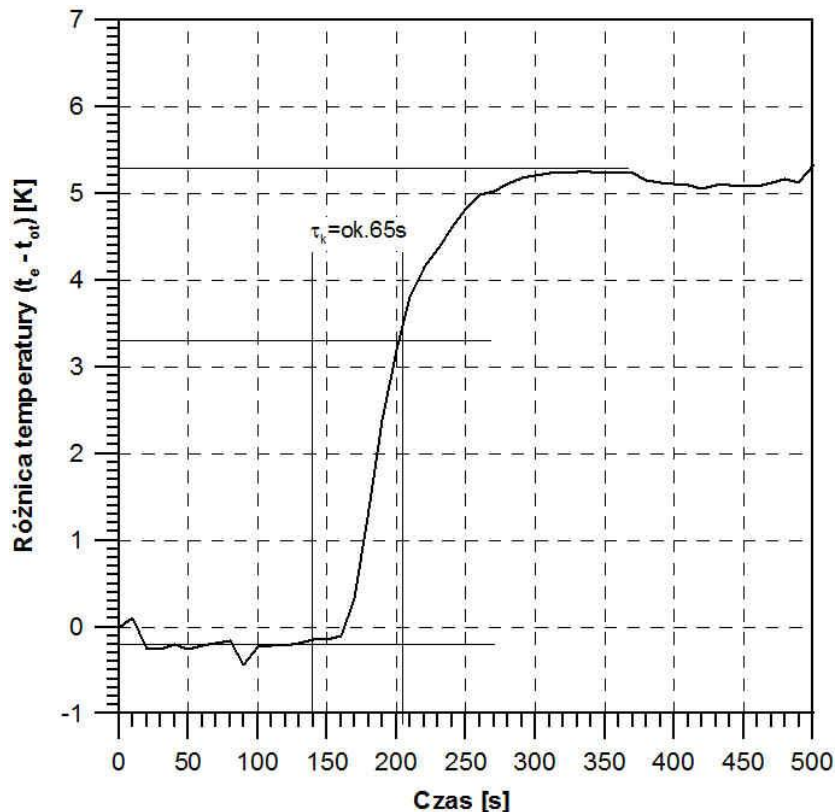
Rys. 6.36. Przebieg zmierzonego natężenia promieniowania słonecznego

Różnica temperatury, której odpowiada stała czasowa kolektora dla warunków z 21.08.2011, wynosi (rys. 6.35):  $t_e - t_{ot} = 0,632 \cdot (8,7-2,1) = 4,2$  K. Uwzględniając pierwszy stan ustalony:  $4,2 + 2,1 = 6,3$  K. Tej wartości różnicy temperatury odpowiada stała czasowa ok. 78 s (rys. 6.35). Jest to wartość bardzo zbliżona do wartości wyznaczonej dla 07.07.2011.

Zgodność wyników obu eksperymentów świadczy o poprawności ich przeprowadzania. Stała czasowa badanego kolektora wynosi ok. 78 – 80 s.

W celu numerycznego wyznaczenia stałej czasowej kolektora za pomocą proponowanego w pracy modelu matematycznego, przeprowadzono obliczenia dla warunków opisanych powyżej (07.07.2011 oraz 21.08.2011). Dane wejściowe do obliczeń numerycznych stanowiły, podobnie jak w podrozdziale 6.2. następujące zmierzone przebiegi:

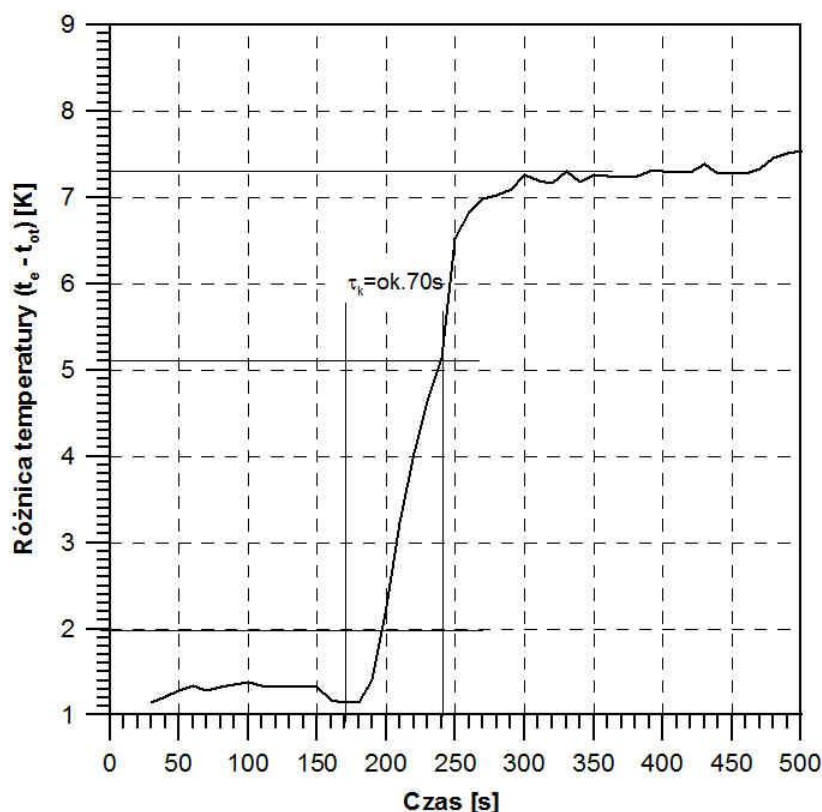
- całkowitego strumienia objętości czynnika,
- natężenia promieniowania słonecznego,
- temperatury czynnika na wlocie do kolektora,
- temperatury otoczenia.



Rys. 6.37. Przebieg różnicy obliczonej temperatury czynnika na wylocie z kolektora i temperatury otoczenia oraz wyznaczona stała czasowa kolektora (07.07.2011)

Przyjmując dla 07.07.2011, że pierwszy stan ustalony miał miejsce na poziomie ok. -0,2 K (różnica pomiędzy temperaturą czynnika na wylocie z kolektora i temperaturą otoczenia) oraz drugi stan ustalony (po zdjęciu osłony) na poziomie 5,3 K, otrzymano stałą czasową ok. 65 s (rys. 6.37).

Dla warunków występujących 21.08.2011 uzyskano natomiast stałą czasową  $\tau_k =$  ok. 70 s (rys. 6.38).



Rys. 6.38. Przebieg różnicy obliczonej temperatury czynnika na wylocie z kolektora i temperatury otoczenia oraz wyznaczona stała czasowa kolektora (21.08.2011)

Wyniki numerycznego wyznaczania stałej czasowej kolektora nieznacznie różnią się od stałej czasowej wyznaczonej eksperymentalnie. Pewnych różnic można było się spodziewać, chociażby ze względu na przyjęcie w modelu numerycznym warunków początkowych odbiegających od rzeczywistych. Biorąc jednak pod uwagę bardzo duży skok natężenia promieniowania słonecznego, który wymagany jest dla prawidłowego wyznaczenia stałej czasowej, uzyskane wyniki obliczeń numerycznych uznać można za zadowalające, a opracowany model matematyczny za narzędzie pomocne także w przypadku wyznaczania stałej czasowej płaskiego cieczowego kolektora słonecznego.

## 7. Wyznaczanie sprawności kolektora

W niniejszym rozdziale przedstawione zostaną wybrane wyniki pomiarów i obliczeń związanych z wyznaczaniem chwilowej sprawności zainstalowanego na stanowisku badawczym płaskiego kolektora słonecznego.

W celu obliczenia chwilowej sprawności kolektora, badania powinny być przeprowadzane przy spełnieniu wymagań podanych w [57].

Sprawność chwilowa kolektora wyznaczana powinna być dla stanu ustalonego. Sprawność ta opisana jest wzorem [58]:

$$\eta = \frac{\dot{Q}_u}{GA_{ap}}, \quad (7.1)$$

gdzie:

$\dot{Q}_u$  – energia użyteczna odbierana przez przepływający kanałami kolektora czynnik:

$$\dot{Q}_u = \dot{m}_{cz} c_{cz} (t_{cz, \text{wylot}} - t_{cz, \text{wlot}}). \quad (7.2)$$

Po podstawieniu wyrażenia (7.2) do wzoru (7.1), otrzymujemy (sprawność chwilowa w stanie ustalonym):

$$\eta = \frac{\dot{m}_{cz} c_{cz} (t_{cz, \text{wylot}} - t_{cz, \text{wlot}})}{GA_{ap}}. \quad (7.3)$$

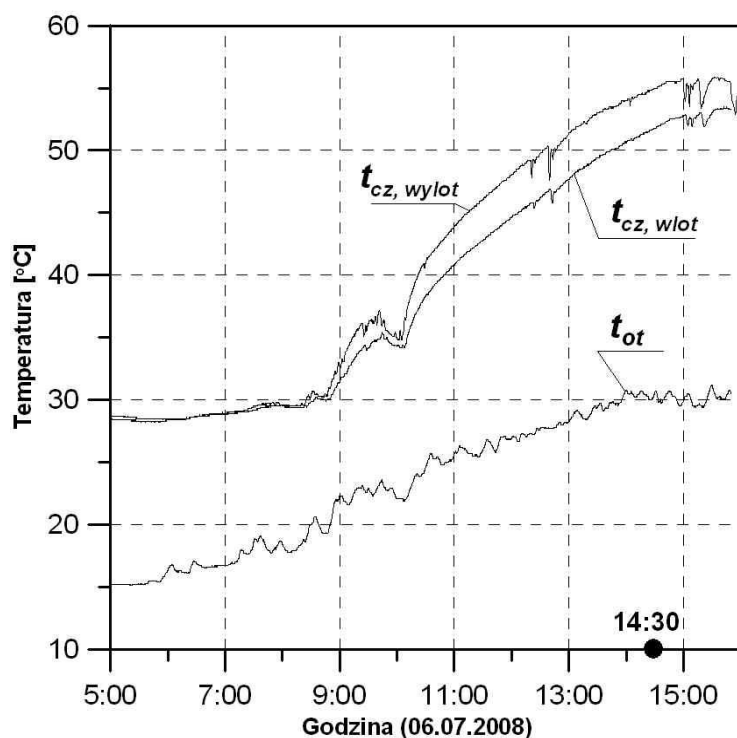
Warunki dla których przyjmuje się, że uzyskano stan ustalony „w warunkach polowych” opisuje norma [57]. Według tej normy okres badań punktów pomiarowych stanu ustalonego powinien zawierać okres wstępny, równy co najmniej 15 min z odpowiednią temperaturą na wlocie, po którym następuje okres pomiarów w stanie ustalonym, równy co najmniej 10 min. Uważa się, że w trakcie okresu pomiarowego kolektor działał w warunkach ustalonych, jeśli w trakcie pomiarów żaden z parametrów eksperymentalnych nie odchyłał się od swoich wartości średnich o wartość większą niż wartość graniczna podana w poniższej tabeli 7.1. Aby ustalić, czy istnieją warunki stanu ustalonego, średnie wartości każdego parametru, otrzymane przez kolejny przedział 30 s należy porównać ze średnimi wartościami

całego okresu pomiarowego. W trakcie badań natężenie netto promieniowania słonecznego na płaszczyźnie apertury kolektora powinno być większe niż  $650 \text{ W/m}^2$ .

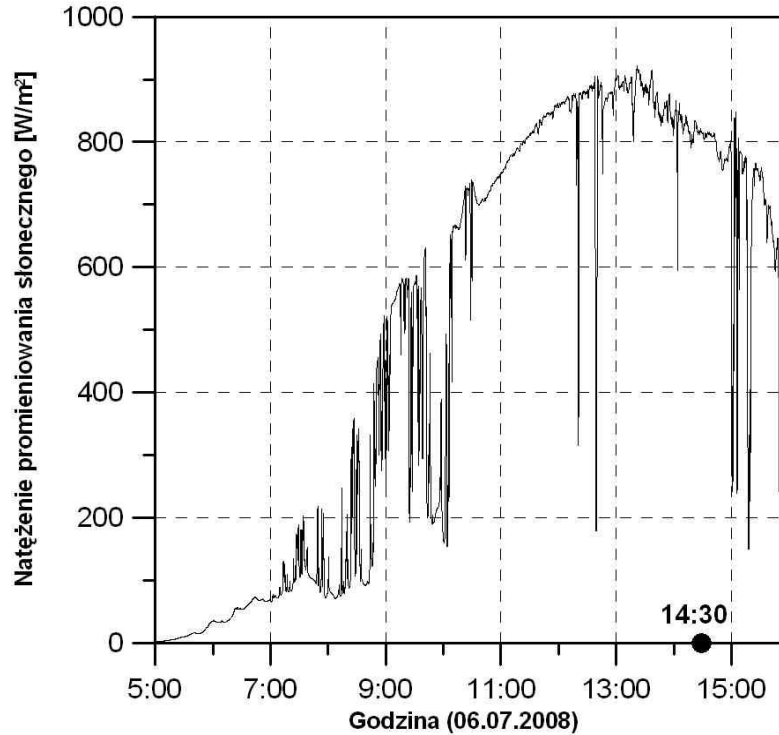
Tabela 7.1. Dozwolone odchyłki mierzonych parametrów podczas okresu pomiarowego [57]

Parametr	Odchylenie od wartości średniej
Natężenie całkowitego krótkofalowego promieniowania słonecznego	$\pm 50 \text{ W/m}^2$
Temperatura powietrza otaczającego	$\pm 1 \text{ K}$
Strumień masy	$\pm 1 \%$
Temperatura płynu na wlocie do kolektora	$\pm 0,1 \text{ K}$
Prędkość powietrza otaczającego	$\pm 0,5 \text{ m/s}$

Poniżej pokazano zmierzone przebiegi temperatury otoczenia, czynnika na wlocie ( $t_{cz, wlot}$ ) i wylocie ( $t_{cz, wylot}$ ) z kolektora (rys. 7.1) oraz zmierzony przebieg gęstości strumienia całkowitego krótkofalowego promieniowania słonecznego  $G$  (rys. 7.2). Pomiary te wykonano 6 lipca 2008 r. Obejmują one okres czasu od godz. 5<sup>00</sup> do godz. 16<sup>00</sup>.



Rys. 7.1. Zmierzone przebiegi temperatury czynnika na wlocie i wylocie z kolektora oraz temperatury otoczenia



Rys. 7.2. Zmierzony przebieg całkowitego natężenia promieniowania słonecznego

Na podstawie pomiarów stwierdzono, że wymagania opisane w wyż. wym. normie spełnione zostały ok. godz. 14<sup>30</sup>. Obliczona, wg wzoru (7.3), chwilowa sprawność kolektora wynosiła  $\eta = 79,6 \%$ , przy czym powierzchnia apertury  $A_{ap} = 1,83 \text{ m}^2$  oraz zmierzony strumień objętości czynnika  $\dot{V}_{cz} = 6,03 \text{ l/min}$  ( $\dot{m}_{cz} = 0,1027 \text{ kg/s}$ ).

Biorąc ponadto pod uwagę, że straty ciepła kolektora przez obudowę wyznaczane są z bilansu jego energii:

$$\dot{Q}_{str} = \dot{Q}_d - \dot{Q}_{opt} - \dot{Q}_u, \quad (7.4)$$

wyznaczono:

– energię promieniowania słonecznego docierającego do powierzchni kolektora

$$\dot{Q}_d = GA_{ap}, \quad (7.5)$$

– straty optyczne kolektora:

$$\dot{Q}_{opt} = GA_{ap}(1 - \tau\alpha). \quad (7.6)$$



Poszczególne składowe wzoru (7.4) dla analizowanego stanu ustalonego wynoszą:

- $\dot{Q}_d = 1485,6 \text{ W}$  (dla  $G = 811,8 \text{ W/m}^2$ ),
- $\dot{Q}_{opr} = 215,4 \text{ W}$  (dla współczynnika transmisyjno – absorpcyjnego  $\tau\alpha = 0,9 \cdot 0,95 = 0,855$ ),
- $\dot{Q}_u = 1182,9 \text{ W}$  (dla  $c_{cz} = 3600 \text{ J/(kgK)}$ ,  $t_{cz, wylot} = 55,2^\circ\text{C}$  oraz  $t_{cz, wlot} = 52^\circ\text{C}$ ),
- $\dot{Q}_{str} = 87,3 \text{ W}$ .

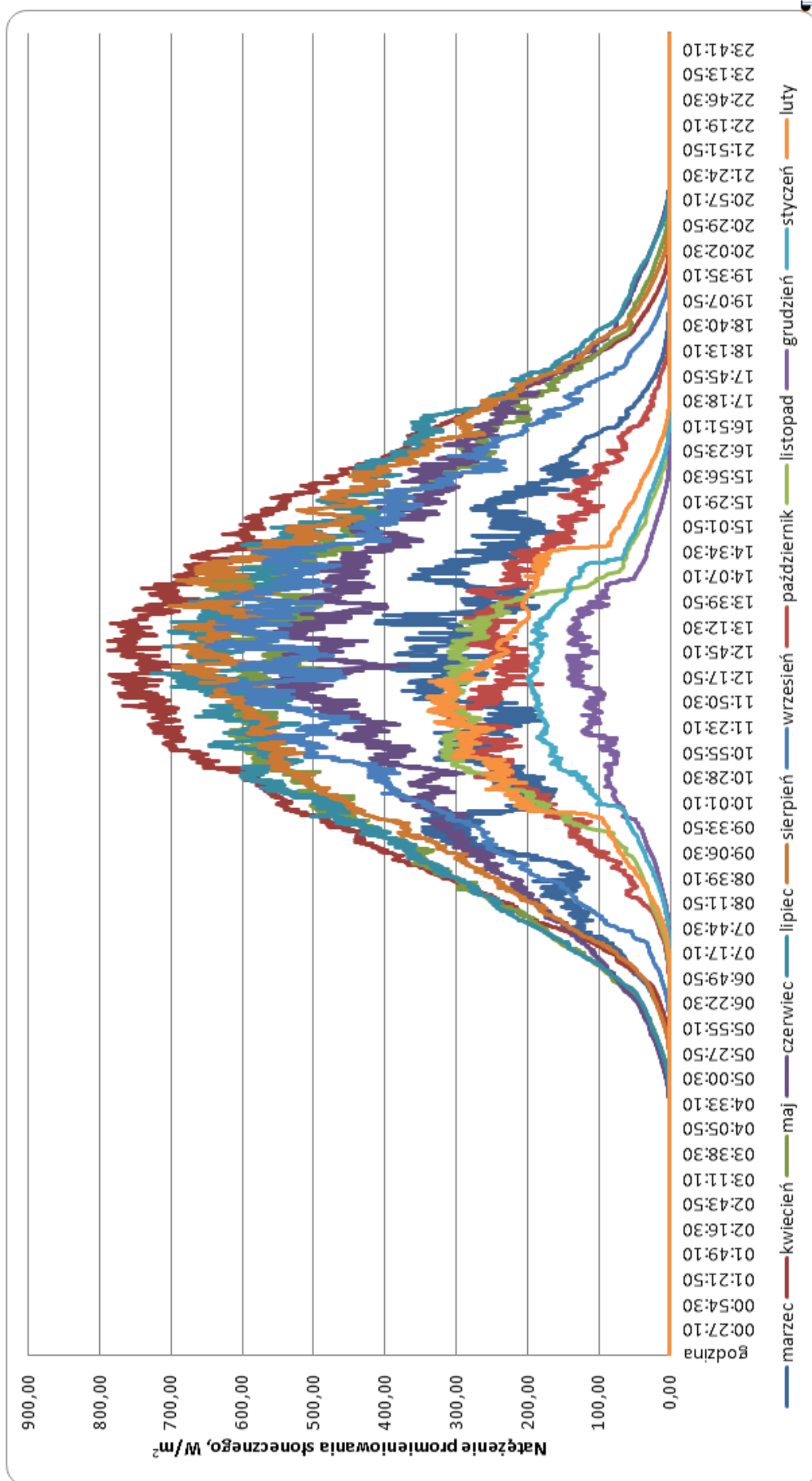
Ponadto korzystając z zależności:

$$\Delta\eta_{\max} = \left| \frac{\partial\eta}{\partial\dot{m}_{cz}} \Delta\dot{m}_{cz, \max} \right| + \left| \frac{\partial\eta}{\partial\Delta t_{cz}} \Delta t_{cz, \max} \right| + \left| \frac{\partial\eta}{\partial G} \Delta G_{\max} \right| \quad (7.7)$$

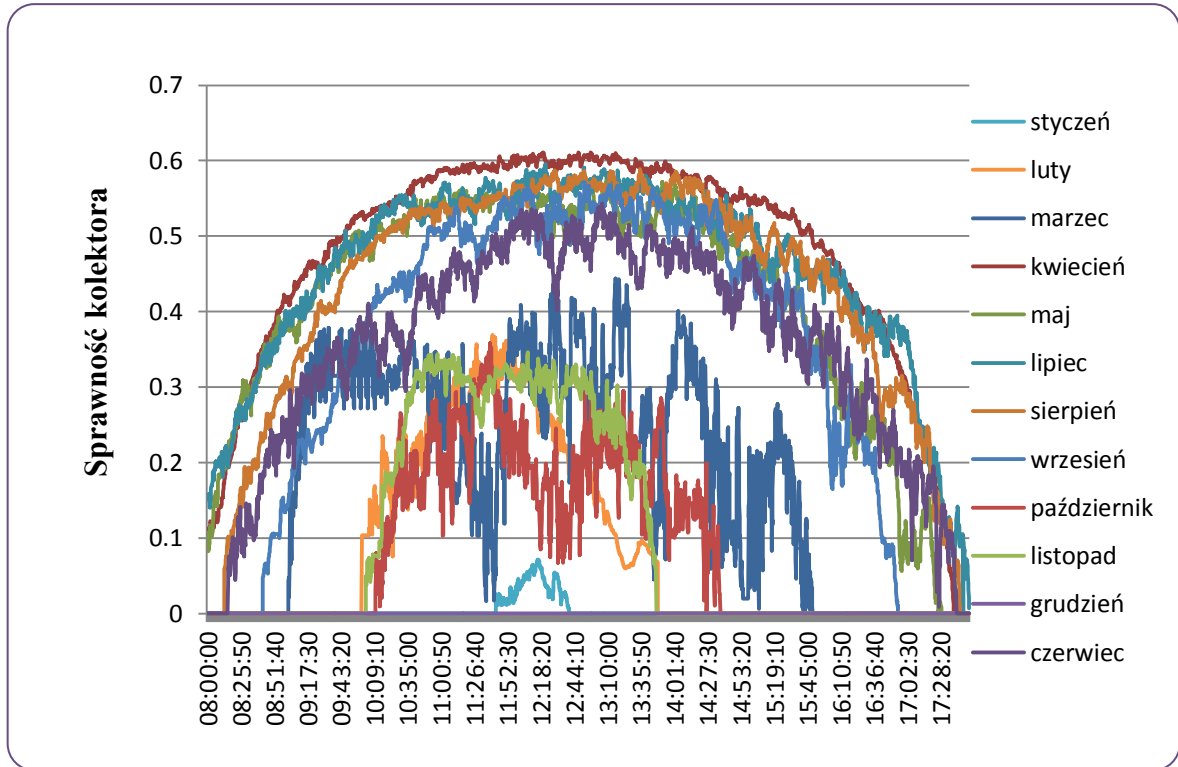
wyznaczono błąd maksymalny pomiaru (pomiar jednorazowy) z prawdopodobieństwem 0,999. Pomiary  $\dot{m}_{cz}$  oraz  $G$  wykonywano przy tym z dokładnością  $\pm 0,1 \%$  zakresu. W przypadku pomiaru różnicy temperatury, przy zastosowaniu kompensacji błędów czujników Pt100 w dwóch punktach pomiarowych, dokładność pomiaru wynosi  $\pm 0,1^\circ\text{C}$ . Jest ona znacznie mniejsza w porównaniu z dokładnością pomiaru pojedynczego wejścia Pt100, która wynosi  $\pm 0,5^\circ\text{C}$ . Obliczony dla powyższych danych błąd maksymalny wynosi 0,032. Rzeczywista, chwilowa sprawność kolektora wynosiła więc  $\eta_{rz} = 79,6 \pm 3,2 \%$ .

W trakcie realizacji pracy zebrano i zarchiwizowano wiele danych pomiarowych, obejmujących okres kilku lat. Jako przykład długotrwałego pomiaru natężenia promieniowania słonecznego, na rys. 7.3 przedstawiono średnie dobowe przebiegi tego natężenia dla danego miesiąca w okresie od marca 2009 do lutego 2010.

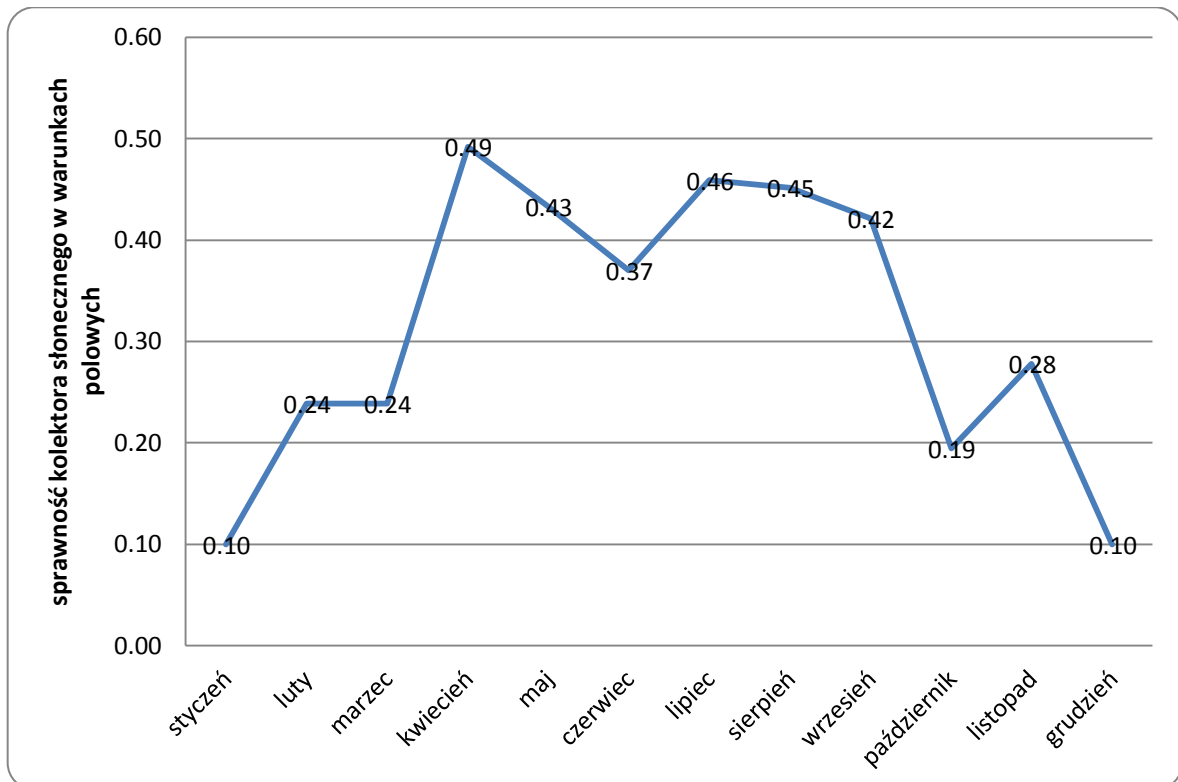
Na podstawie tych danych wyznaczono następnie średnią sprawność kolektora, z jaką pracował on w każdym miesiącu (rys. 7.4). Rysunek 7.5 ilustruje natomiast średnią dobową sprawność przy założeniu, że czas pracy kolektora był liczony po osiągnięciu przez niego sprawności powyżej 10%.



Rys. 7.3. Średnie dobowe przebiegi natężenia promieniowania słonecznego



Rys. 7.4. Średnia sprawność kolektora



Rys. 7.5. Średnia sprawność kolektora w poszczególnych miesiącach

## **8. Podsumowanie**

W ramach pracy zaproponowano model matematyczny płaskiego cieczowego kolektora słonecznego, pozwalającego na symulację pracy takiego kolektora w warunkach nieustalonych. Model ten oparto na równaniach bilansu energii zapisanych dla pięciu węzłów kolektora w kierunku poprzecznym do kierunku przepływu czynnika roboczego. Analizowane węzły obejmowały szybę solarną, warstwę powietrza pomiędzy szybą i absorberem, absorber, czynnik roboczy oraz warstwę izolacji. Do rozwiązania wyprowadzonych równań różniczkowych wykorzystano niejawną schemat różnicowy.

Przeprowadzono obszerną weryfikację proponowanych rozwiązań. W pierwszej kolejności porównano wyniki uzyskane za pomocą opracowanego modelu z wynikami dostępnych rozwiązań ścisłych dla stanów nieustalonych. Analizie poddano wymuszenia skokowe w postaci ogrzewania na powierzchni zewnętrznej rurki (przypadek najbardziej zbliżony do rzeczywistych warunków pracy kolektorów słonecznych) oraz w postaci skokowej zmiany temperatury czynnika na wejściu do rurki. Wykorzystując uzyskane wyniki dla rozwiązań analitycznych, wyznaczono ponadto optymalne kroki podziału czasowo-przestrzennego, z wykorzystaniem których prowadzone powinny być obliczenia numeryczne. W pełni zadowalające wyniki weryfikacji obliczeniowej pozwoliły na przeprowadzenie następnie weryfikacji eksperymentalnej. Dla jej realizacji zbudowano w laboratorium Katedry Maszyn i Urządzeń Energetycznych Wydziału Mechanicznego Politechniki Krakowskiej stanowisko badawcze wyposażone w płaski cieczowy kolektor słoneczny. Opracowano szereg funkcji i podprogramów pozwalających obliczać własności termofizyczne czynnika roboczego, absorbera oraz powietrza w trybie on-line. Wszystkie współczynniki wnikania ciepła (konwekcja, promieniowanie) także wyznaczane były na bieżąco. W celu zapewnienia rzeczywistych nieustalonych warunków pracy, w jakich kolektory pracują zdecydowano się zainstalować kolektor na zewnątrz (prostszym rozwiązaniem byłoby jego zainstalowanie wewnątrz pomieszczenia laboratoryjnego i wykorzystanie symulatora natężenia promieniowania słonecznego). Stanowisko wyposażono ponadto w układ akwizycji danych pozwalający mierzyć i archiwizować wszystkie niezbędne parametry. Celem weryfikacji eksperymentalnej było porównanie zmierzonego przebiegu temperatury czynnika na wylocie z kolektora z wynikami obliczeń numerycznych. Pomiar i obliczenia przeprowadzono dla warunków czystego i nieco zachmurzonego nieba w okresach letnim, wiosennym oraz jesiennym. Dla wszystkich analizowanych przypadków uwzględniano zmienne natężenie

promieniowania słonecznego, zmienną temperaturę otoczenia, zmienny strumień masowy oraz zmienną temperaturę czynnika na wlocie do kolektora. Porównując wyniki pomiarów i obliczeń stwierdzono w pełni zadowalającą zgodność analizowanych przebiegów temperatury. Udowodniono tym samym słuszność tezy sformułowanej w rozdziale trzecim rozprawy. Potwierdzono możliwość numerycznego odtworzenia niestabilnego przebiegu temperatury czynnika na wylocie z płaskiego, cieczowego kolektora słonecznego.

Jako przykład wykorzystania proponowanego modelu przeprowadzono, zgodnie z obowiązującymi wytycznymi, eksperymentalne wyznaczenie stałej czasowej badanego kolektora w warunkach polowych. Stałą tą wyznaczono także numerycznie, uzyskując dobrą zgodność z wynikami eksperymentu.

Opracowany w ramach rozprawy model może być przydatny w wielu przypadkach, pozwalając na uzyskanie parametrów przepływowo-ciepłnych nowych rozwiązań bez potrzeby prowadzenia badań na obiektach rzeczywistych. Przykładem może być wspomniane wcześniej wyznaczenie stałej czasowej, analiza efektywności stosowania nowych powłok dla absorberów lub nowych pokryć (zastępujących tradycyjne szyby solarne) kolektorów. Z punktu widzenia użytkownika model może być przydatny dla diagnostyki poprawności pracy kolektora. Poprzez porównywanie na bieżąco mierzonej temperatury czynnika na wylocie z kolektora z wynikami obliczeń numerycznych, można wnioskować o stanie technicznym kolektora i czynnika roboczego (żelowanie glikolu). Model może być także przydatny na etapie projektowania całych instalacji solarnych, pozwalając na wyznaczanie niezbędnej liczby kolektorów, optymalnego strumienia objętości czynnika lub układu prowadzenia rurek wewnątrz kolektora.

Dalsze prace nad rozbudową modelu matematycznego mogą uwzględniać np. dwie szyby solarne, stosowane w celu zmniejszenia strat ciepła kolektora do otoczenia. W ramach pracy ograniczono się do analizy przepływu w kanałach równoległych, a częstym przypadkiem prowadzenia rurek jest układ serpentynowy, dla którego proponowany model z powodzeniem może zostać wykorzystany. Odpowiednie zapisanie równań bilansu energii pozwoli także na jego zastosowanie dla kolektorów powietrznych.

## **Literatura**

- [1] Goswami D.Y., Vijayaraghavan S., Lu S., Tamm G.: New and emerging developments in solar energy, *Solar Energy*, 2004, 76, 2004, 33-43.
- [2] Kacejko P., Wydra M.: Energetyka wiatrowa w Polsce – realna ocena możliwości wytwórczych, *Rynek Energii* 2010, nr 6 (91), 100-104.
- [3] Zapałowicz Z., Szyszka D.: Stopień wykorzystania energii elektrycznej wytwarzanej przez instalacje fotowoltaiczne, *Rynek Energii* 2010, nr 6 (91), 77-82.
- [4] Wizja rozwoju energetyki słonecznej termicznej w Polsce wraz z planem działań do 2020 r. Raport Instytutu Energetyki Odnawialnej we współpracy z przedstawicielami krajowego przemysłu energetyki słonecznej zgrupowanego w „Panelu Słonecznym 20 x 2020”, Warszawa 2009.
- [5] Yohanis Y.G., Popel O., Frid S.E., Norton, B.: Geographic variation of solar water heater performance in Europe, *Proc. Inst. Mech. Eng., Part A: J. Power and Energy*, 2006, 220, 395-407.
- [6] Duffie J.A., Beckman W.A.: *Solar Engineering of Thermal Processes*, third ed., 2006 (Wiley Interscience, New York).
- [7] Hilmer F., Vajen K., Ratka A., Ackermann, H., Fuhs, W., Melsheimer, O.: Numerical solution and validation of a dynamic model of solar collectors working with varying fluid flow rate, *Solar Energy*, 1999, 65(5), 305-321.
- [8] Close D. J.: A design approach for solar processes, *Solar Energy Journal*, 1967, 11, 112.
- [9] Klein S. A., Duffie J. A. and Beckman W. A.: Transient considerations of flat-plate solar collectors, *Transactions of ASME, Journal of Engineering for Power*, 1974, 96A, 109.
- [10] Oliva A., Costa M., Perez Segarra C.D.: Numerical simulation of solar collectors: the effect of nonuniform and nonsteady state of the boundary conditions, *Solar Energy*, 1991, 47(5), 359-373.
- [11] Muschawek J., Spirkel W.: Dynamic solar collector performance testing, *Solar Energy Materials & Solar Cells*, 1993, 30, 95-105.
- [12] Wittwer C., Rommel M.: Implementierung des 2x4-Knotenmodells eines Kollektors und die Validierung anhand von Meßdaten bei Normal- und Low-Flow-Betrieb, *Tagungsband Sechstes Symposium Thermische Solarenergie*, Regensburg, Germany 1996.

- [13] Meaburn A., Hughes F.M.: Resonance characteristics of distributed solar collector fields, *Solar Energy*, 1993, 51(3), 215-221.
- [14] Isakson P.: Solar collector model for testing and simulation, *Building Services Engineering*, Royal Institute of Technology, Stockholm, Sweden 1995.
- [15] Kamminga W.: The approximate temperatures within a flat-plate solar collector under transient conditions, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 1985, 28(2), 433-440.
- [16] de Ron A. J.: Dynamic modelling and verification of a flat-plate solar collector, *Solar Energy*, 1980, 24, 117-128.
- [17] Soltau H.: *Das thermische Verhalten offener Kollektoren*, Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 6, Nr. 239, Düsseldorf, Germany 1989.
- [18] Schnieders J.: Comparison of the energy yield predictions of stationary and dynamic solar collector models and the models' accuracy in the description of a vacuum tube collector, *Solar Energy*, 1997, 61, 179-190.
- [19] Zueva G.A., Magiera J.: Mathematical model of heat transfer in a solar collector and its experimental validation, *Theoretical Foundations of Chemical Engineering*, 2001, 35(6), 604-608.
- [20] Razavi J., Riazi M.R., Mahmoodi M.: Rate of heat transfer in polypropylene tubes in solar water heaters, *Solar Energy*, 2003, 74, 441-445.
- [21] Morrison G.L., Budihardjo I., Behnia M.: Water-in-glass evacuated tube solar collectors, *Solar Energy*, 2004, 76, 135-140.
- [22] Bourdoukan P., Wurtz E., Joubert P., Spérandio M.: Potential of solar heat pipe vacuum collectors in the desiccant cooling process: Modelling and experimental results, *Solar Energy* 82 (2008) 1209-1219.
- [23] SPARK, Simulation Problem Analysis and Research Kernel. LBNL, California, Berkeley, 2003.
- [24] Budihardjo I., Morrison G.L., Behnia M.: Natural circulation flow through water-in-glass evacuated tube solar collectors, *Solar Energy* 81 (2007) 1460-1472.
- [25] Janjai S., Esper A., Mühlbauer W.: Modelling the performance of a large area plastic solar collector, *Renewable Energy*, 2000, 21, 363-376.
- [26] Burch J., Christensen C., Salasovich J., Thornton J.: Simulation of an unglazed collector system for domestic hot water and space heating and cooling, *Solar Energy* 77 (2004) 399-406.
- [27] Kalogirou S.A.: Prediction of flat-plate collector performance parameters using artificial neural networks, *Solar Energy*, 2006, 80, 248-259.

- [28] Duffie J.A., Beckman W.A.: *Solar Engineering of Thermal Processes*, second ed., 1991 (Wiley Interscience, New York).
- [29] Weitbrecht V., Lehmann D., Richter A.: Flow distribution in solar collectors with laminar flow conditions, *Solar Energy*, 2002, 73, 433-441.
- [30] Wang X.A., Wu L.G.: Analysis and performance of flat-plate solar collector arrays, *Solar Energy*, 1990, 45(2), 71-78.
- [31] Cadafalch J.: A detailed numerical model for flat-plate solar thermal devices, *Solar Energy*, 2009, 83, 2157–2164.
- [32] Dziewa P., Zima W.: Badania i modelowanie dynamiki cieczowego kolektora słonecznego, *Ciepłownictwo Ogrzewnictwo Wentylacja*, Sigma-NOT, nr 12/2009, 9-12.
- [33] Martinopoulos G., Missirlis D., Tsilingiridis G., Yakinthos K., Kyriakis N.: CFD modeling of a polymer solar collector, *Renewable Energy*, 2010, 35, 1499-1508.
- [34] Anderson, T.N., Duke, M., Carson, J.K.: The effect of colour on the thermal performance of building integrated solar collectors, *Solar Energy Materials & Solar Cells*, 2010, 94, 350-354.
- [35] Singh P.L., Sarviya R.M., Bhagoria J.L.: Heat loss study of trapezoidal cavity absorbers for linear solar concentrating collector, *Energy Conversion and Management*, 2010, 51, 329-337.
- [36] Molero Villar, N., Cejudo López, J.M., Domínguez Muñoz, F., Rodríguez García, E., Carrillo Andrés, A.: Numerical 3-D heat flux simulation on flat plate solar collectors, *Solar Energy*, 2009, 83, 1086-1092.
- [37] Augustus M.L., Kumar S.: Mathematical modeling and thermal performance analysis of unglazed transpired solar collectors, *Solar Energy*, 2007, 81, 62-75.
- [38] Fan J., Shah L.J., Furbo S.: Flow distribution in a solar collector panel with horizontally inclined absorber strips, *Solar Energy*, 2007, 81, 1501-1511.
- [39] Voropoulos K., Mathioulakis E., Belessiotis V.: Solar stills coupled with solar collectors and storage tank—analytical simulation and experimental validation of energy behavior, *Solar Energy* 75 (2003) 199–205.
- [40] Dev R., Tiwari G.N.: Characteristic equation of a hybrid (PV-T) active solar still, *Desalination* 254 (2010) 126–137.
- [41] Gerald C.F., Wheatley, P.O.: *Applied numerical analysis*, 1994 (Addison-Wesley Publishing Company, New York).
- [42] Pluta Z.: *Podstawy teoretyczne fototermicznej konwersji energii słonecznej*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2000.



- [43] Hollands K., Unny T., Raithby G., Konicek L.: Free Convective Heat Transfer Across Inclined Air Layers, *Trans. ASME, Journal of Heat Transfer*, 1976, 98, 189-193.
- [44] Swinbank W.C.: Long-wave radiation from clear skies, *Quarterly Journal of the Royal Meteorological Society*, 1963, 89, 339-348.
- [45] Serov E.P., Korolkov B.P.: Dynamics of steam generators (in Russian), 1981 (Energia, Moscow).
- [46] Zima W., Dziewa P.: Mathematical modelling of heat transfer in liquid flat-plate solar collector tubes, *Archives of Thermodynamics*, Vol. 31(2010), No. 2, pp. 45-62.
- [47] Zima W., Dziewa P.: Dynamika płaskich cieczowych kolektorów słonecznych – badania i modelowanie, *Czysta energia - Czyste środowisko 2008*, praca pod redakcją prof. dr hab. inż. Ireneusza Solińskiego, Agencja Wydawniczo-Poligraficzna „ART-TEKST”, str. 525-535, Kraków 2008.
- [48] Zima W., Dziewa P.: Model matematyczny płaskiego kolektora słonecznego pracującego w warunkach nieustalonych, *Termodynamika w nauce i gospodarce*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Praca pod redakcją Zbigniewa Gnutka i Władysława Gajewskiego, Tom II, Wrocław 2008, str. 622-629.
- [49] Dziewa P., Zima W.: Modelowanie dynamiki cieczowych kolektorów słonecznych, *Zeszyty Naukowe Politechniki Opolskiej*, z. 60, Opole 2008, str. 111 – 112 (pełny tekst na płycie CD).
- [50] Table Curve 3D. Jandel Scientific Software 1995.
- [51] Dziewa P.: Badania i modelowanie dynamiki cieczowego kolektora słonecznego. Część I: Stanowisko badawcze, *Ciepłownictwo Ogrzewnictwo Wentylacja*, nr 09/2008. Sigma NOT, Warszawa, 2008.
- [52] METRONIC Instruments s.c. – 20 kanałowy rejestrator elektroniczny MPI-G – Dokumentacja Techniczno-Ruchowa – 2007.
- [53] Zima W., Dziewa P.: Symulacja dynamiki płaskich cieczowych kolektorów słonecznych. Systemy, technologie i urządzenia energetyczne, *Monografia pod redakcją Jana Talera*, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków 2010, Tom I, str. 487-498.
- [54] Zima W., Dziewa P.: Modelling of liquid flat-plate solar collector operation in transient states, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, Vol. 225, 2011, 53-62.
- [55] Zima W., Dziewa P.: Numeryczne modelowanie dynamiki płaskich cieczowych kolektorów słonecznych, *Archiwum Energetyki*, Nr 2, 2011, 59–73.

- [56] Zima W., Dziewa P.: Symulacja pracy płaskich cieczowych kolektorów słonecznych w warunkach niestabilnych, Rynek Energii, Nr 5 (96), 2011, 52-57.
- [57] PN-EN 12975-2: 2007 - Słoneczne systemy grzewcze i ich elementy – Kolektory słoneczne – Część 2: Metody badań.
- [58] Chochowski A., Czekański D.: Słoneczne instalacje grzewcze, Centralny Ośrodek Informacji Budownictwa, Warszawa 1999.