

**Uniwersytet Technologiczno-Humanistyczny  
im. Kazimierza Pułaskiego w Radomiu**

mgr inż. Mirosław Cezary NESKA

**ROZPRAWA DOKTORSKA**

**Badanie efektywności dwusekcyjnego, cieczowego  
wymiennika ciepła, będącego elementem układu konwersji  
niskotemperaturowego ciepła na energię elektryczną**

Promotor:  
prof. dr hab. inż. Tadeusz Andrzej OPARA

- RADOM 2022 -



*Rozprawę dedykuję mojej żonie Agnieszce i Rodzicom*



**Uniwersytet Technologiczno-Humanistyczny  
im. Kazimierza Pułaskiego w Radomiu**

mgr inż. Mirosław Cezary NESKA

**ROZPRAWA DOKTORSKA**

**Badanie efektywności dwusekcyjnego, cieczowego  
wymiennika ciepła, będącego elementem układu konwersji  
niskotemperaturowego ciepła na energię elektryczną**

Promotor:  
prof. dr hab. inż. Tadeusz Andrzej OPARA

- RADOM 2022 -



## Streszczenie

Zmniejszające się zasoby paliw kopalnych oraz dążenie do tworzenia gospodarki obiegu zamkniętego w systemach technologicznych i wytwórczych implikują rozwój układów umożliwiających zagospodarowanie ciepła odpadowego, zakumulowanego w gorących spalinach, płynach eksploatacyjnych, cieczach procesowych lub płynach z upustów ciepłowniczych. Jednym z urządzeń skonstruowanych w tym celu jest dwusekcyjny, cieczowy wymiennik ciepła, stanowiący element modułu wyposażonego w ogniwa termoelektryczne do jego konwersji na energię elektryczną.

W rozprawie przedstawione zostały wyniki eksperymentalnej weryfikacji efektywności takiej konwersji oraz ocena możliwości jej poprawy poprzez dobór parametrów geometrycznych kanałów wewnętrznych wymiennika „gorącej” strony generatorów termoelektrycznych.

Opracowano czteroetapową metodykę badawczą; zbudowano prototypowe stanowisko symulujące źródło ciepła o parametrach niskotemperaturowych, umożliwiające prowadzenie testów cieczowego, sekcyjnego wymiennika ciepła „gorącej” strony modułu z termogeneratorami; zaprojektowano, wykonano i zastosowano płaski, dwusekcyjny, cieczowy wymiennik ciepła; opracowano prototypowy układ chłodniczy zasilany niskotemperaturową energią cieplną; przeprowadzono symulacje numeryczne i badania eksperymentalne wymiennika ciepła oraz zweryfikowano możliwość zastosowania adsorpcyjnego układu chłodniczego w procesie konwersji energii.

Przeprowadzono analizę ekonomiczną kosztów termoelektrycznego procesu wytwarzania energii elektrycznej i opłacalności zastosowania adsorpcyjnej technologii chłodniczej.

Prototypowy, dwusekcyjny, cieczowy wymiennik ciepła, ze względu na swoją sekcyjną konstrukcję, zwiększa efektywność procesów wymiany ciepła i jej konwersji na energię elektryczną od kilkunastu do kilkudziesięciu procent w porównaniu z jedno-sekcyjnymi układami i przeciwprądowym przepływem płynu.





## Summary

Depleting fossil fuel reserves and efforts aimed to ensure that technological and manufacturing systems comply with the principles of circular economy call for the development of systems which enable recovery of waste heat accumulated in hot flue gases, operating fluids, process liquids or fluids discarded from power plants. In response to this need, a two-section liquid heat exchanger constituting an element of a module equipped with thermoelectric cells for heat-to-electricity conversion was developed.

The thesis presents the results of experimental verification of efficiency of such conversion and the assessment of potential improvement through the selection of geometric parameters of internal channels of the exchanger of the “hot” side of thermoelectric generators.

A four-step research methodology was developed; a prototype test stand simulating a low-temperature heat source and enabling the study of a section liquid hot side exchanger of a module with thermoelectric generators was built; a flat two-section liquid heat exchanger was designed, developed and applied; a prototype cooling system powered by low-temperature heat was developed; and numerical simulations and experimental studies of the heat exchanger were performed and the possibility to use an adsorption cooling system in the energy conversion process was verified.

Costs of the thermoelectric power generation process and cost-effectiveness of adsorption cooling technology application were analysed.

Compared to one-section systems and countercurrent fluid flow, the prototype two-section liquid heat exchanger – due to its sectional design – boosts the efficiency of heat exchange and heat-to-electricity conversion processes a dozen or so times.



## Podziękowania

Autor pragnie podziękować panu profesorowi Tadeuszowi Opara za wspólną analizę zagadnień naukowych i utylitarnych, sformułowanie celu badawczego oraz opiekę naukową w trakcie studiów doktoranckich na Wydziale Mechanicznym Uniwersytetu Technologiczno-Humanistycznego im. Kazimierza Pułaskiego w Radomiu (2018 – 2022).

Za pomoc i umożliwienie realizacji pracy, wsparcie naukowe i techniczne autor pragnie podziękować dyrekcji i kierownictwu Sieci Badawczej Łukasiewicz – Instytutu Technologii Eksploatacji w Radomiu oraz współpracownikom i wszystkim osobom, które przyczyniły się do powstania tej dysertacji.

Budowę stanowiska i badania wykonano w ramach zrealizowanych projektów:

- Regionalny Program Operacyjny Województwa Mazowieckiego na lata 2014 – 2020; pt. „Utworzenie Ośrodka Inteligentnych Specjalizacji w Zakresie Innowacyjnych Technologii Przemysłowych oraz Bezpieczeństwa Technicznego i Środowiskowego” (projekt nr: RPMA.01.01.00-14-8249/17); termin realizacji: 01.10.2017 – 31.01.2022). Zadanie III.1.2 pt. „Wytworzenie eksperymentalnego systemu badań układów odzyskiwania energii ciepłej z wentylacji kominowej wykorzystujących termogeneratory”.
- Subwencja Ministerstwa Edukacji i Nauki (Decyzja nr 2/CŁ-Inst./2021 z dnia 26 marca 2021 roku) na finansowanie działalności bieżącej Łukasiewicz – Instytutu Technologii Eksploatacji w 2021 roku. Zadanie pt. „Modelowy system odzysku ciepła odpadowego z adsorpcyjnym układem chłodniczym” (zlec. nr 02.949).



## Spis treści

Streszczenie .....	7
Summary .....	9
Podziękowania .....	11
Wykaz ważniejszych oznaczeń i akronimów .....	15
1. Wprowadzenie.....	17
1.1. Sformułowanie problemu.....	17
1.2. Cele i zakres pracy .....	17
2. Model procesu ustalonej wymiany ciepła w module z generatorami termoelektrycznymi.....	19
2.1. Opis modelu .....	19
2.2. Model wymiany ciepła dla wymiennika „gorącej” strony modułu MTEG .....	22
2.3. Model numeryczny i przykładowe wyniki symulacji .....	23
3. Przegląd literatury .....	31
3.1. Mechanizmy zjawisk termoelektrycznych.....	31
3.1.1. Efekt Seebecka .....	31
3.1.2. Efekt Peltiera.....	31
3.1.3. Efekt Thomsona .....	32
3.1.4. Efekt Joule’a.....	32
3.2. Generatory termoelektryczne .....	32
3.3. Wymienniki ciepła modułów z termogeneratorami .....	35
3.3.1. Wymiennik heksagonalny .....	38
3.3.2. Wymiennik prostopadłościenny .....	40
3.3.3. Wymiennik płytowy uźebrowany .....	41
3.3.4. Wymiennik płytowy bezźebrowy .....	41
3.4. Adsorpcyjny układ chłodniczy .....	42
3.4.1. Cykl chłodniczy .....	45
3.4.2. Analiza konstrukcji adsorbera.....	47
3.4.3. Urządzenia i ich zastosowania .....	50

4. Analiza aspektów ekonomicznych termoelektrycznej generacji energii elektrycznej i adsorpcyjnej technologii chłodniczej.....	55
4.1. Technologia termoelektrycznego wytwarzania energii elektrycznej .....	55
4.2. Adsorpcyjna technologia chłodnicza.....	58
5. Metodyka badań płaskiego cieczowego wymiennika ciepła „gorącej” strony modułu MTEG.....	61
5.1. Cele i założenia stosowanej metodyki badawczej .....	62
5.2. Model systemu badawczego .....	63
6. Stanowisko do badania wymienników ciepła „gorącej” strony modułu z termogeneratorami .....	69
6.1. Cel i założenia stanowiska badawczego .....	69
6.2. Struktura i opis modelu stanowiska .....	70
6.3. Moduł przygotowania cieczy „gorącej” strony elementu MTEG .....	76
6.4. Moduł przygotowania cieczy „zimnej” strony elementu MTEG .....	83
6.5. Moduł badania termogeneratorów .....	89
6.6. Moduł adsorpcyjnego układu chłodniczego .....	99
6.7. System sterowania .....	107
7. Badania weryfikacyjne .....	119
7.1. Badania efektywności wymiennika ciepła „gorącej” strony .....	120
7.2. Badania procesu generowania mocy elektrycznej z MTEG.....	126
7.3. Badania sprawności modułu z termogeneratorami.....	129
7.4. Badania adsorpcyjnego układu chłodniczego.....	131
8. Podsumowanie i wnioski .....	137
Bibliografia.....	141
Spis rysunków .....	161
Spis tabel .....	169

## Wykaz ważniejszych oznaczeń i akronimów

$A$	–	powierzchnia / pole powierzchni / pole przekroju
$\alpha$	–	współczynnik przejmowania ciepła
$C$	–	stała
CF	–	zimne medium cieczowe
COP	–	współczynnik wydajności chłodniczej
$C_p$	–	ciepło właściwe, J/(kg·K)
CS	–	„zimna” strona / układ zasobnika zimnej cieczy
CSHE	–	wymiennik ciepła „zimnej” strony zestawu generatorów termoelektrycznych
$d$	–	średnica
$\varepsilon$	–	efektywność
$\eta$	–	sprawność
$F_m$	–	powtórzenia próbek pomiarowych
$h$	–	godzina
HF	–	gorące medium cieczowe
HS	–	„gorąca” strona / układ zasobnika gorącej cieczy
HSHE	–	wymiennik ciepła „gorącej” strony zestawu generatorów termoelektrycznych
$I$	–	natężenie prądu, A
$k$	–	współczynnik przenikania ciepła
$\lambda$	–	współczynnik przewodzenia ciepła
$m$	–	masa
MAUC	–	moduł adsorpcyjnego układu chłodniczego
MTEG	–	moduł generatorów termoelektrycznych
$Nu$	–	liczba Nusselta
$p$	–	ciśnienie, Pa
$P$	–	moc elektryczna, W

---

$Pr$	–	liczba Prandtla
$q$	–	natężenie przepływu
$\dot{Q}$	–	strumień ciepła
$r$	–	rezystancja wewnętrzna, $\Omega$
$R$	–	rezystancja, $\Omega$ / opór cieplny
$Re$	–	liczba Reynoldsa
SCC	–	współczynnik właściwej wydajności chłodniczej
$t$	–	temperatura, $^{\circ}\text{C}$
$T$	–	temperatura, K
TEG	–	generator termoelektryczny
THM	–	bateria / zestaw generatorów termoelektrycznych
$\tau$	–	czas
$U$	–	napięcie elektryczne, V / niepewność rozszerzona



# 1. Wprowadzenie

## 1.1. Sformułowanie problemu

Zmniejszające się zasoby i dostęp do złóż (węgla, gazu i ropy naftowej), będących potencjalnym źródłem energii cieplnej [59], powoduje zwiększenie intensywności prac nad efektywniejszym wykorzystaniem pozyskanych surowców [58]. Można to osiągnąć poprzez częściowy lub niemal całkowity odzysk energii traconej podczas procesów technologicznych lub wytwórczych.

Dążenie do zmniejszenia emisji dwutlenku węgla CO<sub>2</sub> oraz poprawy bilansu energetycznego przedsięwzięcia implikuje poszukiwanie nowych metod odzyskiwania i zagospodarowania odpadu w postaci traconego ciepła [262].

Procesy realizowane w obiegu zamkniętym są podatne na aplikację technologii, służących efektywniejszemu wykorzystaniu energii produktów wejściowych. Ciepło o niskiej temperaturze [5] jest zwykle odpadem w procesie technologicznym lub produkcyjnym. Straty ciepła powstają zarówno podczas eksploatacji naturalnych źródeł ciepła, jak i podczas wymuszonych procesów ciepłowniczych. Głównym problemem w zagospodarowaniu ciepła odpadowego jest jego niska temperatura. Z tego powodu jest ono obecnie spożytkowane w niewielkim stopniu i zwykle jest przejmowane przez otoczenie, pogarszając w ten sposób bilans energetyczny realizowanych procesów.

Podejmowanych jest szereg przedsięwzięć mających na celu wykorzystywanie ciepła odpadowego poprzez jego konwersję do innej postaci. Z analizy literatury wynika, że metody zagospodarowania energii cieplnej o niskiej temperaturze polegają na jej utylizacji w układach komplementarnych, zasilaniu obiegów chłodniczych [5, 190, 222, 249] oraz przetworzeniu w postać elektryczną za pomocą ogniw termoelektrycznych, na przykład przez termogeneratory TEG [22, 63, 191, 266].

W niniejszej pracy przedstawiono prototypowe stanowisko symulujące niskotemperaturowe źródło ciepła, umożliwiające realizację testów cieczowego, sekcyjnego wymiennika ciepła „gorącej” strony modułu z termogeneratorami, dające możliwość oceny jego funkcjonowania i wpływu na parametry generowanej energii elektrycznej. Poddano weryfikacji technicznej płaski, dwusekcyjny, cieczowy wymiennik ciepła. Sprawdzono możliwość zastosowania adsorpcyjnego układu chłodniczego w procesie konwersji energii, wykorzystując prototypowe rozwiązanie układu chłodniczego, zasilanego również niskotemperaturową energią cieplną.

## 1.2. Cele i zakres pracy

Na podstawie wyników kwerendy literatury, dotyczącej technologii konwersji ciepła na energię elektryczną poprzez zastosowanie termogeneratorów oraz wykorzystanie

chłodziarki adsorpcyjnej zasilanej ciepłem niskotemperaturowym do jej wspomagania, autor prezentuje następujące główne cele dysertacji:

*Eksperymentalna weryfikacja możliwości konwersji niskotemperaturowego ciepła na energię elektryczną z wykorzystaniem generatorów termoelektrycznych oraz ocena możliwości poprawy ich efektywności poprzez dobór parametrów geometrycznych kanałów przepływowych w wymienniku ciepła od „gorącej” strony generatorów termoelektrycznych i natężenia przepływu gorącego płynu.*

Wskazano następujące cele szczegółowe:

1. Opracowanie metodyki badań wymiennika ciepła (umieszczonego od „gorącej” strony termogeneratorów).
2. Opracowanie koncepcji i budowa systemu badawczego do obserwacji zjawisk fizycznych zachodzących podczas konwersji niskotemperaturowego ciepła na energię elektryczną przez generatory termoelektryczne.
3. Opracowanie i budowa układu badawczego do wytwarzania chłodu zasilanego ciepłem niskotemperaturowym przy wykorzystaniu zjawisk fizycznych adsorpcji i desorpcji.
4. Eksperymentalna weryfikacja możliwości wykorzystania chłodziarki adsorpcyjnej do wspomagania przejmowania ciepła z wymiennika modułu z termogeneratorami.

Realizacja powyższych celów wymaga doświadczalnego wyznaczenia parametrów procesów konwersji ciepła niskotemperaturowego na energię elektryczną przy zastosowaniu termogeneratorów oraz wytwarzania chłodu przy wykorzystaniu zjawisk adsorpcji i desorpcji. Uzyskane dane umożliwią przeprowadzenie analizy termodynamicznej zachodzących zjawisk oraz ekperymentalną weryfikację efektywności modelowego wymiennika od „gorącej” strony generatorów modułu z termogeneratorami.

Zakres prac obejmuje zaprojektowanie, budowę i analizę funkcjonowania: modelowego stanowiska badawczego modułów z generatorami termoelektrycznymi, obiektu badań (modułu z termogeneratorami) oraz prototypu chłodziarki adsorpcyjnej wykorzystującej żel krzemionkowy (silikażel) i wodę jako układ adsorbent – adsorbat.

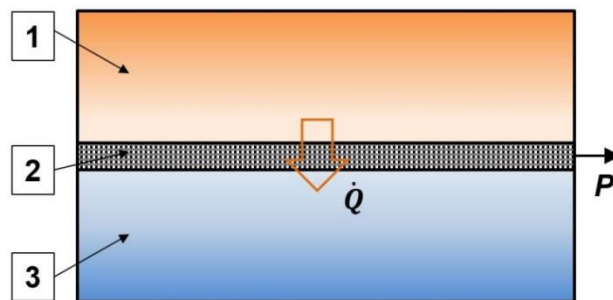
Założono, że realizacja wymienionych celów będzie wymagała:

1. Budowy modułów wykonawczych urządzenia badawczego oraz prototypu modułu z generatorami termoelektrycznymi.
2. Przeprowadzenia badań ekperymentalnych parametrów pracy modułu z termogeneratorami według opracowanej metodyki badań.
3. Oceny możliwości poprawy efektywności pracy modułu z generatorami termoelektrycznymi poprzez dobór intensywności i wartości oddziaływań oraz ich kierunków wymuszanych w wymienniku od strony „gorącej” termogeneratorów.
4. Budowy modelowej chłodziarki adsorpcyjnej.
5. Dokonania weryfikacji ekperymentalnej parametrów pracy agregatu adsorpcyjnego i oceny możliwości zastosowania urządzenia do przejmowania ciepła z wymiennika modułu z generatorami termoelektrycznymi.

## 2. Model procesu ustalonej wymiany ciepła w module z generatorami termoelektrycznymi

### 2.1. Opis modelu

Jednym z celów realizowanego programu badawczego było opracowanie prototypu modułu z generatorami termoelektrycznymi. Typowy moduł MTEG (rys. 2.1) złożony jest z następujących elementów: wymiennika ciepła „gorącej” strony HSHE (1), zestawu generatorów termoelektrycznych/termogeneratorów THM (2) oraz wymiennika ciepła „zimnej” strony CSHE (3) [178].



Rys. 2.1. Schemat modułu z termogeneratorami

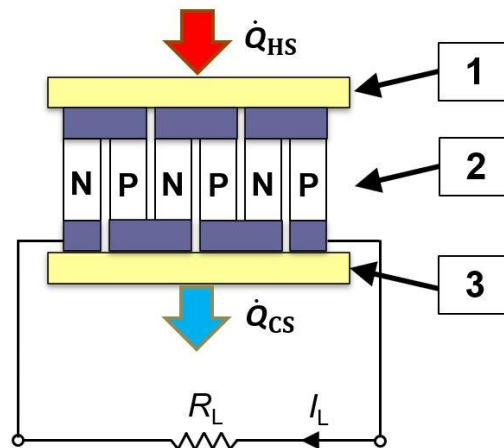
1 – wymiennik ciepła HSHE; 2 – zestaw termogeneratorów THM; 3 – wymiennik ciepła CSHE;  $\dot{Q}$  – strumień ciepła;  $P$  – generowana moc elektryczna

Zestaw / układ THM składa się z połączonych elektrycznie termogeneratorów TEG. Pojedynczy element TEG (rys. 2.2) tworzą trzy warstwy: zewnętrzne okładki ceramiczne (1 i 3) oraz warstwa środkowa (2) złożona z połączonych szeregowo elementów półprzewodnikowych typu  $N$  i  $P$  [3].

Moc elektryczna generowana na obciążeniu  $R_L$  obwodu elektrycznego termogenera-tora (rys. 2.2) opisana jest zależnością:

$$P = I_L^2 \cdot R_L \quad (2.1)$$

Ciepło z niskotemperaturowego źródła  $\dot{Q}_{HW}$  jest pochłaniane przez wymiennik HSHE, a następnie przejmowane w postaci strumienia  $\dot{Q}_{HS}$  przez zestaw generatorów termoelektrycznych od ich „gorącej” strony. Z „zimnej” strony zestawu elementów TEG jest przejmowany strumień  $\dot{Q}_{CS}$  do wymiennika CSHE i rozpraszany do otoczenia w postaci ciepła  $\dot{Q}_{CW}$ .

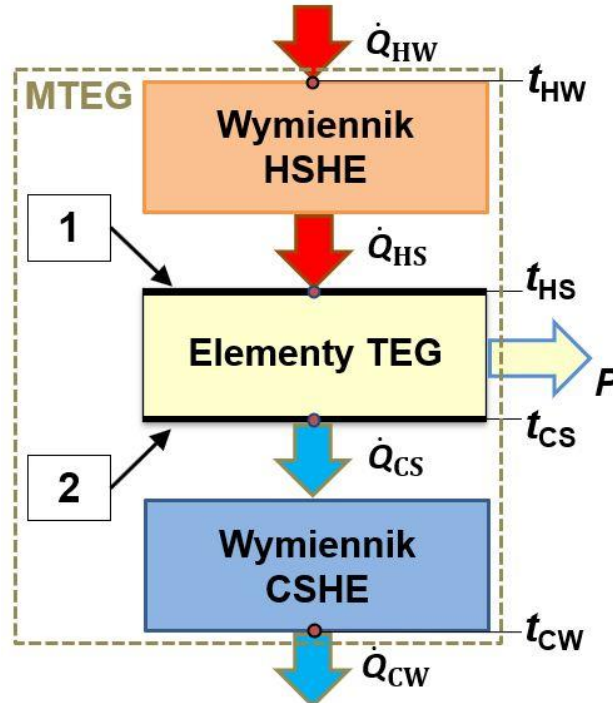


Rys. 2.2. Budowa pojedynczego termogeneratora

1 i 3 – okładka z ceramiki; 2 – wewnętrzna warstwa połączonych półprzewodników typu  $N$  i  $P$ ;  $R_L$  – rezystancja obciążenia;  $I_L$  – natężenie prądu elektrycznego;  $\dot{Q}_{HS}$  – strumień ciepła przejmowany przez „gorącą” stronę elementu TEG;  $\dot{Q}_{CS}$  – strumień ciepła przejmowany od elementu TEG

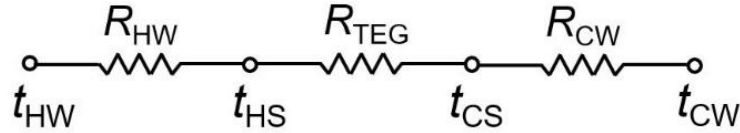
Różnica temperatury  $\Delta t = t_{HS} - t_{CS}$  powoduje powstanie siły termoelektrycznej (zjawisko Seebecka) i wytwarzanie mocy elektrycznej  $P$  w obwodzie elementów TEG, przedstawionych na rysunku 2.3 [62].

Opory cieplne [255] dla poszczególnych ścianek elementów modułu z termogeneratorami przedstawiono na rysunku 2.4. Są to opory podzespołów modułu MTEG: wymiennika HSHE ( $R_{HW}$ ), zestawu termogeneratorów ( $R_{TEG}$ ) oraz wymiennika CSHE ( $R_{CW}$ ).



Rys. 2.3. Schemat modułu termogeneratorów i przepływu energii pomiędzy elementami HSHE, TEG i CSHE

1 – „gorąca” strona termogeneratorów; 2 – „zimna” strona zestawu elementów TEG;  $\dot{Q}$  – strumień ciepła;  $P$  – generowana moc elektryczna;  $t_{HW}$ ,  $t_{HS}$ ,  $t_{CS}$  i  $t_{CW}$  – średnie temperatury powierzchni wymienników ciepła i elementów TEG



Rys. 2.4. Schemat oporów przejmowania ciepła elementów TEG

$R_{HW}$  – opór cieplny wymiennika HSHE;  $R_{TEG}$  – opór cieplny termogeneratorów TEG;  
 $R_{CW}$  – opór cieplny wymiennika CSHE

Moc elektryczną  $P$  powstającą w termogeneratorach przedstawia zależność [187, 260]:

$$P = \dot{Q}_{HS} - \dot{Q}_{CS} \quad (2.2)$$

Strumień ciepła  $\dot{Q}_{HS}$  przejęty przez „gorącą” stronę termogeneratorów oraz strumień  $\dot{Q}_{CS}$  przejęty przez wymiennik CSHE określają zależności:

$$\dot{Q}_{HS} = (\dot{Q}_{FH} + \dot{Q}_{PEH} - \frac{1}{2} \dot{Q}_{JH}) \cdot N_{TEG} \quad (2.3)$$

$$\dot{Q}_{CS} = (\dot{Q}_{FH} + \dot{Q}_{PEC} + \frac{1}{2} \dot{Q}_{JH}) \cdot N_{TEG} \quad (2.4)$$

Wielkości  $\dot{Q}_{HS}$  i  $\dot{Q}_{CS}$  są sumą strumieni wynikającą z: ciepła chłodzenia Peltiera  $\dot{Q}_{PEC}$ , ciepła grzania Peltiera  $\dot{Q}_{PEH}$ , ciepła Fouriera  $\dot{Q}_{FH}$  i ciepła Joule'a  $\dot{Q}_{JH}$ , zaś  $N_{TEG}$  jest liczbą termopar elementów TEG [82, 98, 113]:

$$\dot{Q}_{PEC} = \alpha_S \cdot I \cdot t_{CS} \quad (2.5)$$

$$\dot{Q}_{PEH} = \alpha_S \cdot I \cdot t_{HS} \quad (2.6)$$

$$\dot{Q}_{FH} = k_T \cdot (t_{HS} - t_{CS}) \quad (2.7)$$

$$\dot{Q}_{JH} = I^2 \cdot r_{im} \quad (2.8)$$

gdzie:

$\alpha_S$  – współczynnik Seebecka, V/K,

$k_T$  – przewodność cieplna elementów TEG, W/K,

$r_{im}$  – rezystancja wewnętrzna elementu TEG,  $\Omega$ .

Sprawność konwersji energii cieplnej na elektryczną dla pojedynczego elementu TEG określa współczynnik:

$$\eta_{TEG} = \frac{P}{\dot{Q}_{HS}} \quad (2.9)$$

Strumień cieplny absorbowany przez wymiennik HSHE –  $\dot{Q}_{HW}$  i przejmowany z elementu CSHE –  $\dot{Q}_{CW}$  przedstawiają zależności (2.10 i 2.11) [15]:

$$\dot{Q}_{HW} = k_{HW} \cdot (t_{HW} - t_{HS}) \quad (2.10)$$

$$\dot{Q}_{CW} = k_{CW} \cdot (t_{CS} - t_{CW}) \quad (2.11)$$

gdzie:

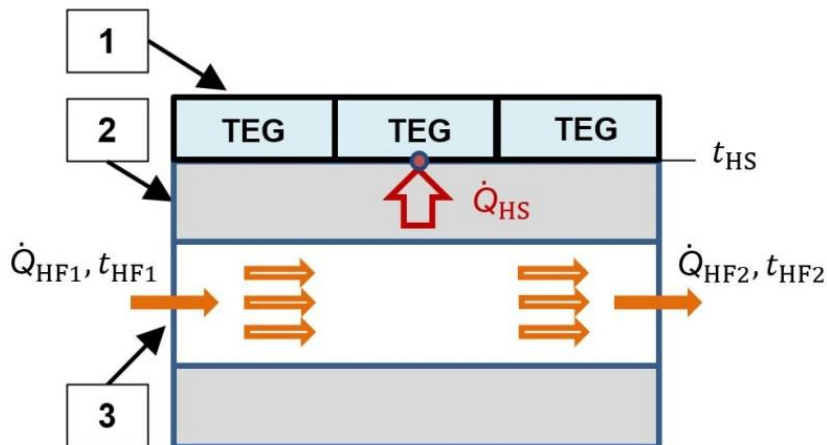
$k_{HW}$  – przewodność cieplna wymiennika od strony „gorącej” elementów TEG, W/K,

$k_{CW}$  – przewodność cieplna wymiennika od strony „zimnej” elementów TEG, W/K.

Wartości wyznaczone z zależności 2.10 i 2.11 mogą być wykorzystane do wyznaczenia generowanej mocy elektrycznej  $P$  w module MTEG w wyniku konwersji ciepła na energię elektryczną.

## 2.2. Model wymiany ciepła dla wymiennika „gorącej” strony modułu MTEG

Wymiennik HSHE (rys. 2.3) pochłania ciepło z zewnętrznego, niskotemperaturowego źródła. W module MTEG jest ono przejmowane przez elementy TEG (rys. 2.5). Jako medium (3), służące przenoszeniu energii cieplnej do tego wymiennika, może być stosowana ciecz lub gaz. Ciepło gorącego płynu jest przejmowane przez ściankę wymiennika (2), a następnie jest absorbowane przez termogeneratory TEG od strony ich „gorących” ścianek.



Rys. 2.5. Płaski wymiennik ciepła HSHE z kanałem przepływu gorącego płynu  
1 – „zimna” strona termogeneratorów; 2 – ścianka wymiennika ciepła od „gorącej” strony elementów TEG; 3 – kanał przepływu gorącego medium

Pomijając straty ciepła pomiędzy płaską ścianką wymiennika ciepła a termogeneratorami (rys. 2.5) oraz straty do otoczenia, przyjęto następujący opis modelu [260]:

$$\dot{Q}_{Hin} \cong \dot{Q}_{HW} \quad (2.12)$$

$$\dot{Q}_{HW} \cong \dot{Q}_{HS} \quad (2.13)$$

Strumień ciepła  $\dot{Q}_{Hin}$  przejmowany z płynu przez wymiennik ciepła HSHE opisano poniższą zależnością:

$$\dot{Q}_{Hin} = \dot{Q}_{HF1} - \dot{Q}_{HF2} = q_H \cdot c_p \cdot (t_{HF1} - t_{HF2}) \quad (2.14)$$

Korzystając z zależności Carnot’a [189, 218], określono efektywność wymiennika ciepła „gorącej” strony modułu MTEG [18]:

$$\varepsilon_{\text{HSHE}} = \frac{\dot{Q}_{\text{Hin}} - \dot{Q}_{\text{HS}}}{\dot{Q}_{\text{Hin}}} = \frac{t_{\text{HFm}} - t_{\text{HS}}}{t_{\text{HFm}}} \quad (2.15)$$

gdzie:

$t_{\text{HFm}}$  – średnia temperatura cieczy w kanale wymiennika, °C.

Analizowana efektywność wymiennika odnosi się do przejmowania ciepła z jednego ośrodka  $\dot{Q}_{\text{Hin}}(t_{\text{HFm}})$  i pochłaniania przez drugi  $\dot{Q}_{\text{HS}}(t_{\text{HS}})$ .

### 2.3. Model numeryczny i przykładowe wyniki symulacji

Podstawą opracowania modelu są równania bilansu energetycznego dla poszczególnych elementów modułu MTEG: wymiennika ciepła HSHE, baterii elementów TEG i wymiennika ciepła CSHE.

Przyjęto poniższe założenia:

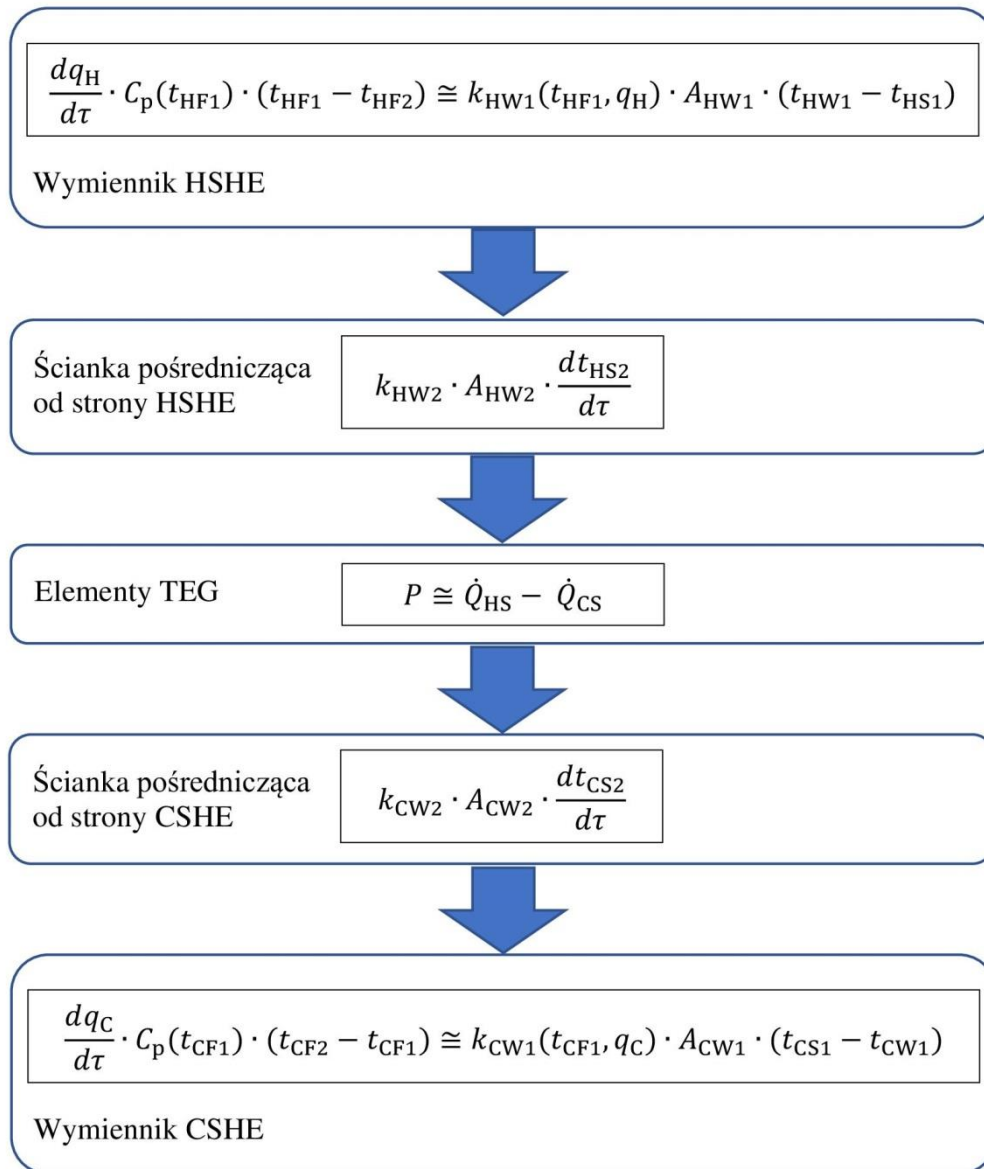
- przepływy cieczy w wymiennikach HSHE i CSHE są współbieżne (współprądowe),
- przepływ cieczy gorącej w kanale wymiennika HSHE jest turbulentny (liczba Reynoldsa  $Re > 10000$ ) [255],
- rozkład temperatury w elementach modułu z termogeneratorami jest stały w czasie dla zróżnicowanego pola  $t(x,y,z) = idem$ ,
- wartości współczynników przenikania ciepła materiałów, z których wykonane zostały wymienniki ciepła HSHE i CSHE, są stałe,
- uwzględniono zależność współczynników przenikania ciepła cieczy od wartości jej masowego natężenia przepływu oraz temperatury,
- strumień ciepła z modułu MTEG do otoczenia jest pomijalnie mały.

Modelowany układ modułu z termogeneratorami przedstawiono na rysunku 2.6.

Konwekcyjne współczynniki przenikania ciepła ( $k_{\text{HW1}}$  i  $k_{\text{CW1}}$ ) pomiędzy cieczą a elementami wymienników ciepła HSHE i CSHE wyznaczono z poniższych zależności:

$$k_{\text{HW1}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{HF}}} + \frac{\delta_{\text{HW1}}}{\lambda_{\text{HW}}}} \quad (2.16)$$

$$k_{\text{CW1}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{CF}}} + \frac{\delta_{\text{CW1}}}{\lambda_{\text{CW}}}} \quad (2.17)$$



Rys. 2.6. Schemat blokowy modelowanego modułu z termogeneratorami

Liczbę Nusselta  $Nu$  dla obu cieczowych wymienników ciepła HSHE i CSHE wyznaczono z zależności podanej w pracy [260]:

$$\frac{\alpha_F \cdot d_S}{\lambda_F} = Nu_F = \frac{\frac{c_F}{2} \cdot (Re_F - 1000) \cdot Pr_F}{1 + 2,7 \cdot \left(\frac{c_F}{2}\right)^{1/2} \cdot (Pr_F^{2/3} - 1)} \quad (2.18)$$

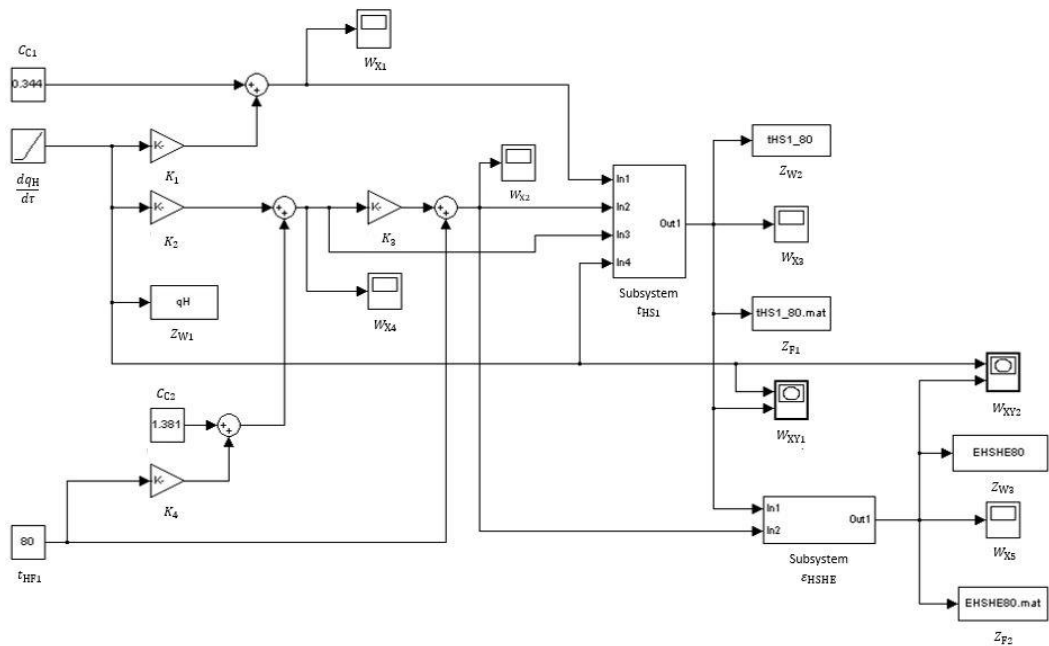
$$c_F = c_1 + \frac{c_2}{Re_F^{1/m}} \quad (2.19)$$

Numeryczny model wymiany ciepła w postaci równań bilansowych wprowadzono do środowiska Matlab & Simulink [235], w którym opracowano program do realizacji iteracyjnych badań elementów modułu MTEG. Przykładową aplikację modelu wymiennika ciepła HSHE przedstawiono na rysunku 2.7. Umożliwiła ona przeprowadzenie

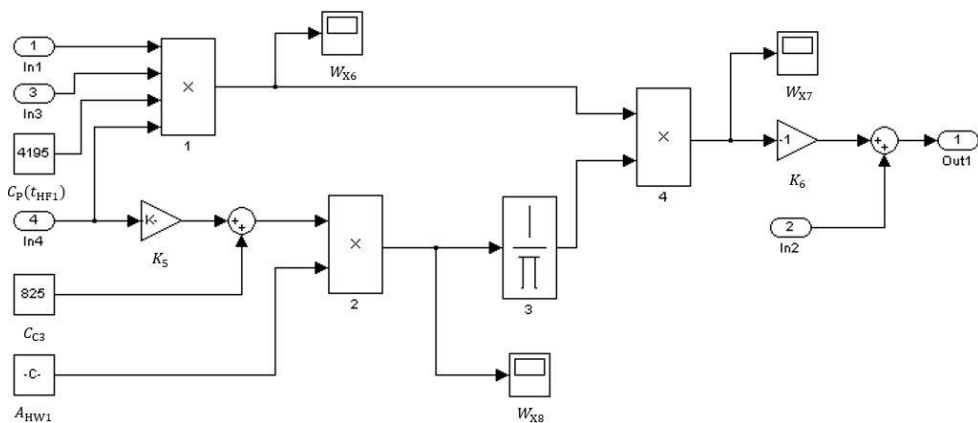


symulacji zmian temperatury wymiennika od strony „gorącej” modułu MTEG w funkcji czasu oraz temperatury i masowego natężenia przepływu medium niskotemperaturowego.

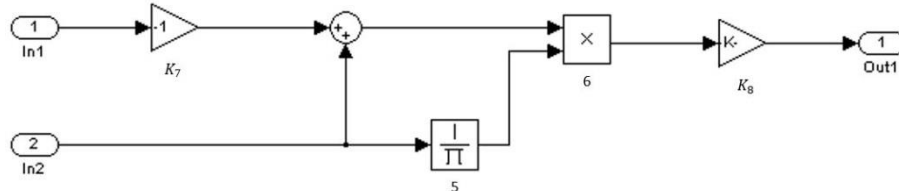
Dane przyjęte do obliczeń numerycznych przedstawiono w tabeli 2.1. Pozostałe wielkości opisujące model numeryczny (rys. 2.7) to:  $C_{C1} \div C_{C3}$  i  $K_1 \div K_8$  (wyznaczone eksperymentalnie),  $W_{X1} \div W_{X8}$ ,  $W_{XY1}$  i  $KW_{XY2}$  (bloki tworzenia wykresów jednej (X) lub dwóch (X,Y) zmiennych) oraz  $Z_{W1} \div Z_{W3}$ ,  $Z_{F1}$  i  $Z_{F2}$  (bloki zapisu danych do przestrzeni roboczej (W) i pliku (F) środowiska Matlab).



a)



b)



c)

Rys. 2.7. Schemat blokowy numerycznego modelu wymiennika ciepła HSHE

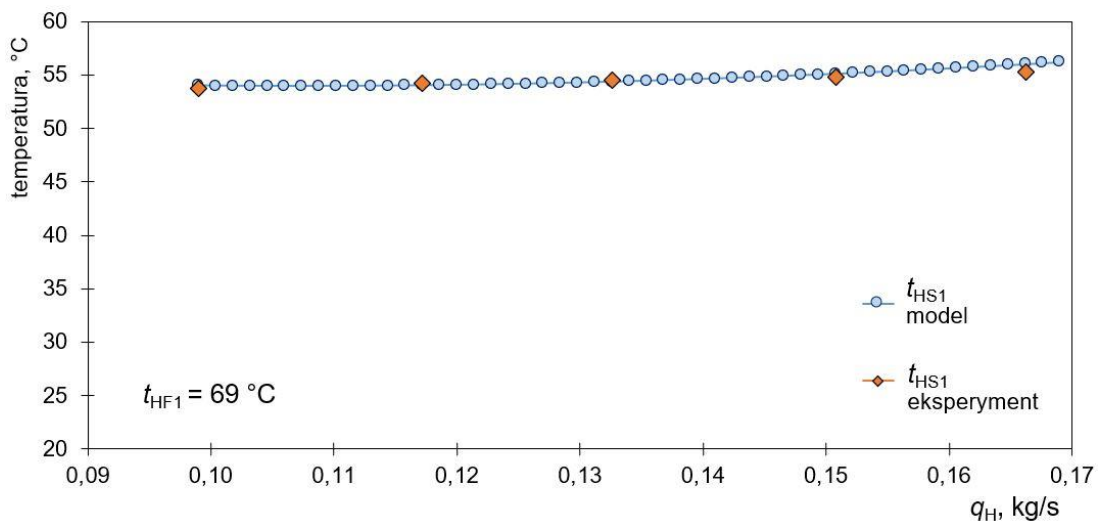
a) panel główny aplikacji; b) Subsystem  $t_{HS1}$ ; c) Subsystem  $e_{HSHE}$

Tab. 2.1. Dane przyjęte do numerycznego modelowania wymiennika HSHE

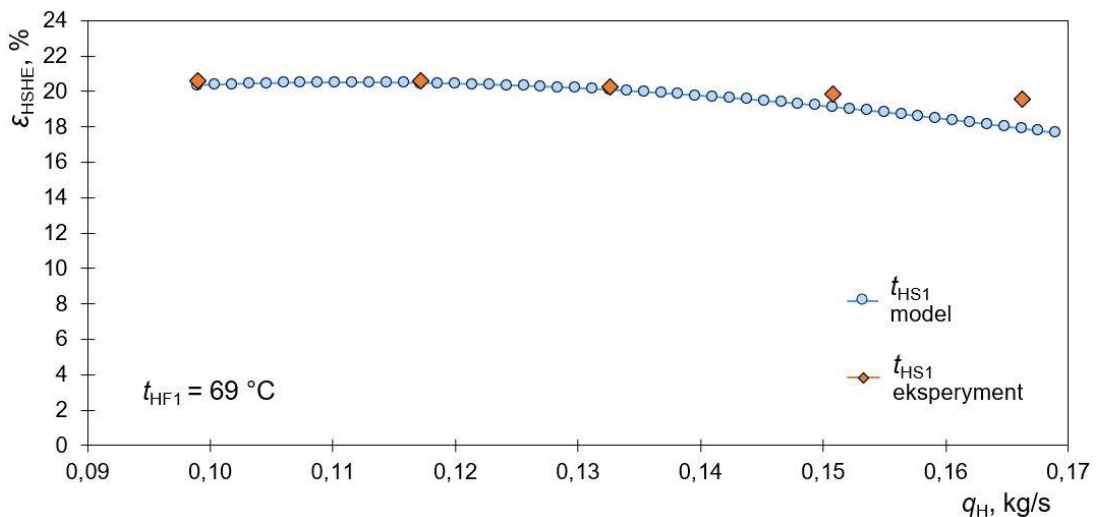
Parametr	Wartość
$\frac{dq_H}{d\tau}$ [kg/s]	0,099 ÷ 0,169
$\frac{dq_C}{d\tau}$ [kg/s]	0,173 ÷ 0,175
$t_{HF1}$ [°C]	69, 80, 90
$t_{CF1}$ [°C]	12 ÷ 18
$C_p(t_{HF1})$ [kJ/(kg·K)]	dane z tablic wody
$C_p(t_{CF1})$ [kJ/(kg·K)]	dane z tablic wody
$\rho_{HF}(t_{HF1})$ [kg/m <sup>3</sup> ]	dane z tablic wody
$\rho_{CF}(t_{CF1})$ [kg/m <sup>3</sup> ]	dane z tablic wody
$\lambda_{HF}(t_{HF1})$ [W/(m·K)]	dane z tablic wody
$\lambda_{CF}(t_{CF1})$ [W/(m·K)]	dane z tablic wody
$\nu(t_{HF1})$ [m <sup>2</sup> /s]	dane z tablic wody
$\nu(t_{CF1})$ [m <sup>2</sup> /s]	dane z tablic wody
$Pr(t_{HF1})$ [-]	dane z tablic wody
$Pr(t_{CF1})$ [-]	dane z tablic wody
$\lambda_{HW} = \lambda_{CW}$ [W/(m·K)]	132
$\lambda_{P1}$ [W/(m·K)]	3,8
$Re(t_{HF1}, q_H)$ [-]	10720 ÷ 23364
$Re(t_{CF1}, q_C)$ [-]	5631 ÷ 7627
$c_1$	0,00128
$c_2$	0,1143
$m$	3,215
$\delta_{HW1} = \delta_{CW1}$ [m]	0,017
$\delta_{P1}$ [m]	0,0005
$k_{HW1}(t_{HF1}, q_H)$ [W/(m <sup>2</sup> ·K)]	1757 ÷ 2423
$k_{HW2} = k_{CW2}$ [W/(m <sup>2</sup> ·K)]	3841
$k_{CW1}(t_{CF1}, q_C)$ [W/(m <sup>2</sup> ·K)]	2100 ÷ 2298
$d_s$ [m]	0,0244
$A_{HW1} = A_{CW1}$ [m <sup>2</sup> ]	0,0182
$A_{HW2} = A_{CW2}$ [m <sup>2</sup> ]	0,0473
$\tau$ [ms]	70

Rezultaty badań symulacyjnych porównano z wynikami uzyskanymi w badaniach eksperymentalnych, przeprowadzonych w następujących warunkach:

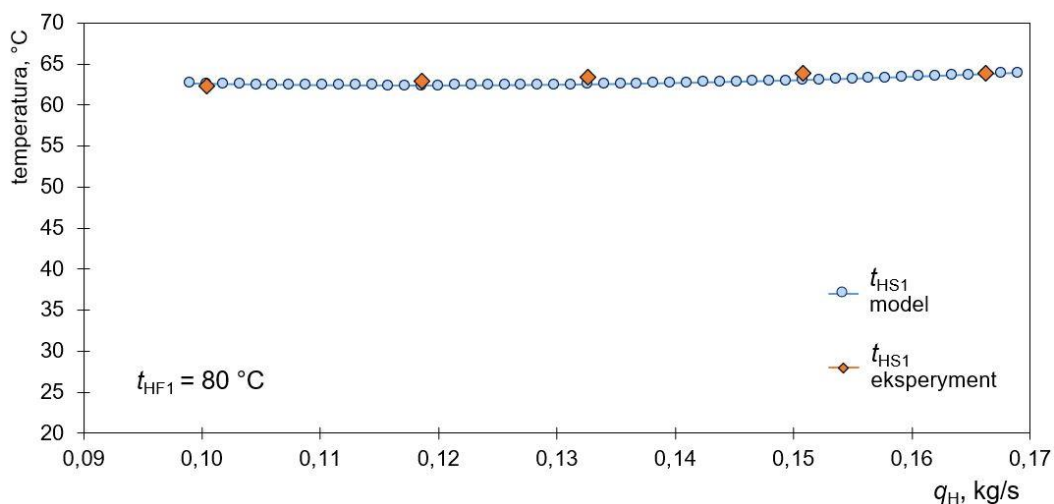
- temperatura wody w przekroju wejściowym wymiennika ciepła HSHE: 69 °C, temperatura wody w przekroju wejściowym wymiennika ciepła CSHE: 12 °C i masowe natężenie przepływu wody: 0,173 kg/s (rys. 2.8 i 2.9),
- temperatura wody w przekroju wejściowym wymiennika ciepła HSHE: 80 °C, temperatura wody w przekroju wejściowym wymiennika ciepła CSHE: 18 °C i masowe natężenie przepływu wody: 0,175 kg/s (rys. 2.10 i 2.11),
- temperatura wody w przekroju wejściowym wymiennika ciepła HSHE: 90 °C, temperatura wody w przekroju wejściowym wymiennika ciepła CSHE: 12 °C, masowe natężenie przepływu wody: 0,174 kg/s (rys. 2.12 i 2.13).



Rys. 2.8. Porównanie eksperymentalnych i symulacyjnych temperatur ścianki wymiennika ciepła HSHE od strony „gorącej” modułu MTEG przy różnym masowym natężeniu przepływu i stałej temperaturze gorącej cieczy 69 °C



Rys. 2.9. Porównanie eksperymentalnej i symulacyjnej efektywności wymiennika ciepła HSHE przy różnym masowym natężeniu przepływu i stałej temperaturze gorącej cieczy 69 °C



Rys. 2.10. Porównanie eksperymentalnych i symulacyjnych temperatur ścianki wymiennika ciepła HSHE od strony „gorącej” modułu MTEG przy różnym masowym natężeniu przepływu i stałej temperaturze gorącej cieczy 80 °C

Jako miarę dokładności wyznaczanych parametrów  $t_{HS1}$  i  $\varepsilon_{HSHE}$ , z wykorzystaniem modelu numerycznego wymiennika ciepła HSHE, przyjęto odchylenie standardowe próbki [87]:

$$\delta(x)_{\text{model}} = \sqrt{\frac{1}{n_p} \cdot \sum_{i=1}^{n_p} (x_{\text{model}_i} - x_{\text{pomiar}_i})^2} \quad (2.20)$$

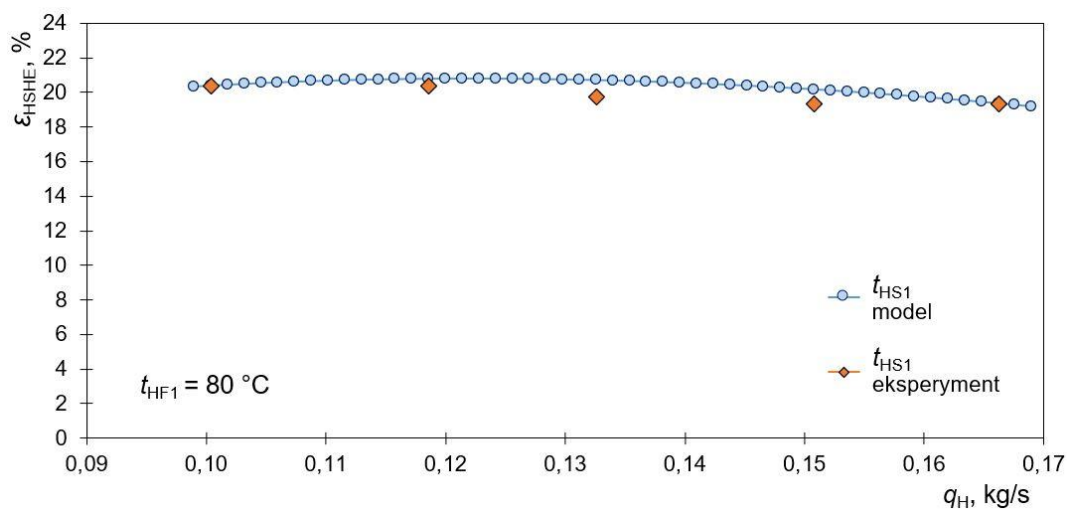
gdzie:

$\delta(x)_{\text{model}}$  – odchylenie standardowe próbki, określające dokładność wyznaczania parametrów  $t_{HS1}$  i  $\varepsilon_{HSHE}$  na podstawie modelu,

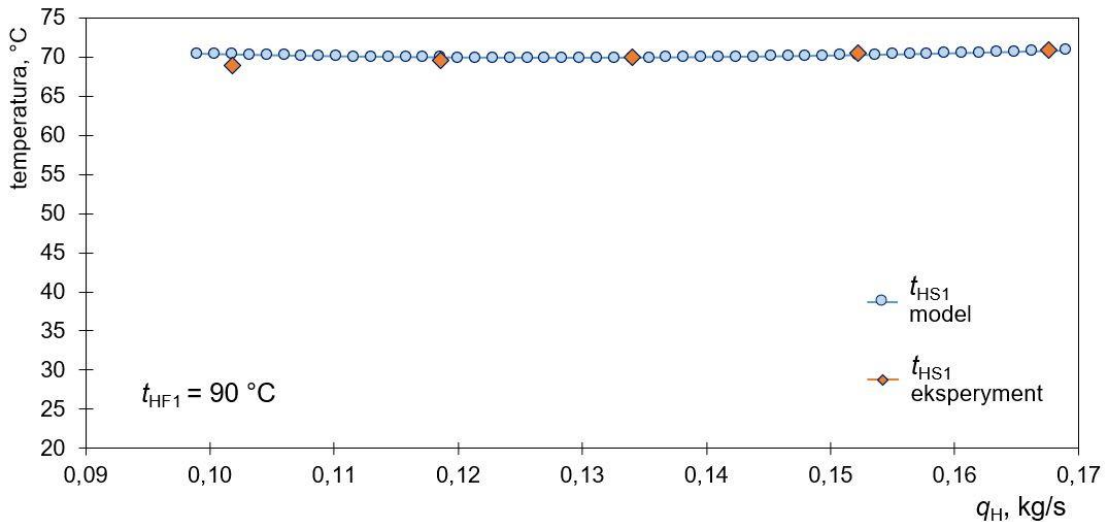
$x_{\text{model}_i}$  – wartość  $i$ -tego elementu parametrów  $t_{HS1}$  i  $\varepsilon_{HSHE}$  wyznaczonych z wykorzystaniem modelu numerycznego,

$x_{\text{pomiar}_i}$  – wartość  $i$ -tego elementu parametrów  $t_{HS1}$  i  $\varepsilon_{HSHE}$  wyznaczonych w badaniach eksperymentalnych,

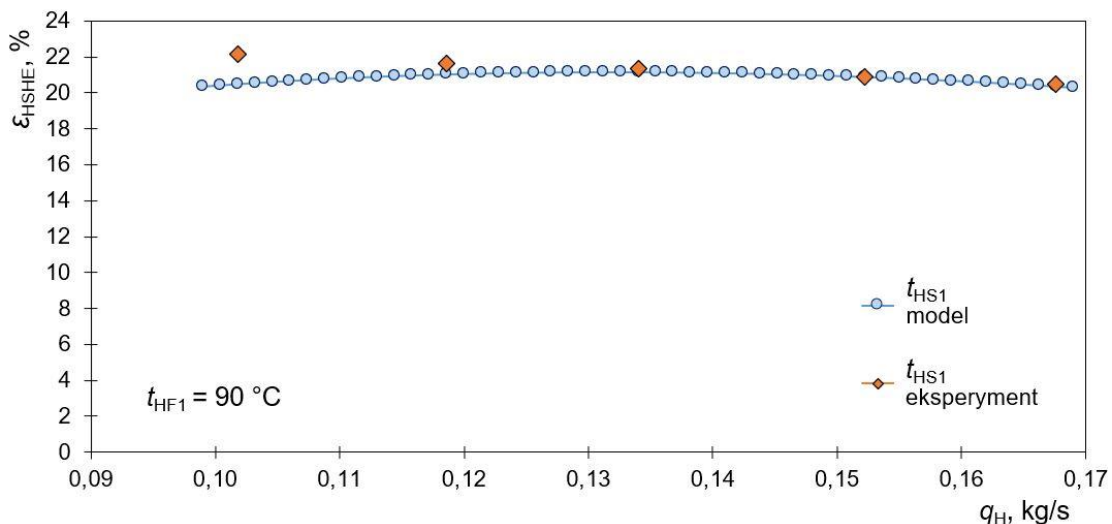
$n_p$  – numer pomiaru.



Rys. 2.11. Porównanie eksperymentalnej i symulacyjnej efektywności wymiennika ciepła HSHE przy różnym masowym natężeniu przepływu i stałej temperaturze gorącej cieczy 80 °C



Rys. 2.12. Porównanie eksperymentalnych i symulacyjnych temperatur ścianki wymiennika ciepła HSHE od strony „gorącej” modułu MTEG przy różnym masowym natężeniu przepływu i stałej temperaturze gorącej cieczy 90 °C



Rys. 2.13. Porównanie eksperymentalnej i symulacyjnej efektywności wymiennika ciepła HSHE przy różnym masowym natężeniu przepływu i stałej temperaturze gorącej cieczy 90 °C

Tab. 2.2. Zestawienie szacowanych dokładności wielkości  $t_{HS1}$  i  $\varepsilon_{HSHE}$  modelu numerycznego dla temperatury gorącej cieczy  $t_{HF1}$

Wariant symulacji	Temperatura $t_{HF1}$ , °C	Odchylenie standardowe	
		Temperatura $\delta(t_{HS1})_{model}$ , °C	Efektywność HSHE $\delta(\varepsilon_{HSHE})_{model}$ , %
1	69	0,41	0,83
2	80	0,61	0,60
3	90	0,64	0,79

---

Z analizy oszacowanych dokładności obliczeń temperatury ścianki wymiennika ciepła HSHE od strony „gorącej” modułu MTEG oraz efektywności wymiennika ciepła HSHE (tab. 2.2) wynikają następujące wnioski:

- Odchylenie standardowe różnicy temperatur  $t_{HS1model} - t_{HS1pomiar}$  ścianki wymiennika ciepła HSHE od strony „gorącej” modułu z termogeneratorami, wyznaczonej z modelu numerycznego i z pomiaru, jest najmniejsze dla pierwszego wariantu symulacji ( $t_{HF1}=69\text{ °C}$ ) i wynosi  $0,41\text{ °C}$ . Największą wartość ( $0,64\text{ °C}$ ) osiąga ono dla wariantu trzeciego ( $t_{HF1}=90\text{ °C}$ ).
- Minimalną wartość odchylenia standardowego wyznaczania efektywności wymiennika ciepła HSHE z wykorzystaniem modelu numerycznego i zmierzoną doświadczalnie uzyskano dla temperatury  $t_{HF1}=80\text{ °C}$  i wyniosła ona  $0,60\%$ , a wartość maksymalna ( $0,83\%$ ) wystąpiła dla temperatury  $t_{HF1}=69\text{ °C}$ .

Z przeprowadzonej analizy wynika, że odchylenie standardowe wyznaczania temperatury ścianki wymiennika ciepła HSHE od strony „gorącej” modułu MTEG z zastosowaniem prezentowanego modelu nie przekracza  $0,7\text{ °C}$ , zaś oszacowane odchylenie standardowe efektywności wymiennika ciepła HSHE nie przewyższa wartości  $0,9\%$ . Dokładność modelu numerycznego uznano za wystarczającą ( $< 5\%$ ) dla obu wielkości  $t_{HS1}$  i  $\varepsilon_{HSHE}$  po ich weryfikacji eksperymentalnej.

### 3. Przegląd literatury

#### 3.1. Mechanizmy zjawisk termoelektrycznych

Zależności zachodzące pomiędzy procesami cieplnymi i elektrycznymi w metalach i półprzewodnikach noszą nazwę zjawisk termoelektrycznych. Mają one zarówno charakter odwracalny, jak i nieodwracalny. Są to dwa procesy bezpośredniej konwersji: wytwarzanie ciepła z energii elektrycznej i energii elektrycznej z ciepła. Zjawiskami odwracalnymi są efekty: Seebecka, Peltiera i Thomsona [199], zaś nieodwracalnym jest efekt Joule'a [67]. Są one wykorzystywane w aparaturze pomiarowej (termopary) [16, 194], w urządzeniach chłodniczych (termoogniwa Peltiera) [98] oraz w generatorach termoelektrycznych, wytwarzających energię elektryczną (termogeneratory – TEG) [86].

##### 3.1.1. Efekt Seebecka

Pierwsze zjawisko termoelektryczne zostało odkryte w 1821 roku przez T. J. Seebecka. Jeżeli w obwodzie złożonym z dwóch różnych przewodników metalicznych złącza tych materiałów będą utrzymywane w różnych temperaturach ( $T_1 > T_2$ ), to powstanie w nim siła termoelektromotoryczna  $E_S$  i popłynie prąd elektryczny [62, 198].

$$E_S = \int_{T_1}^{T_2} \alpha_S \cdot dT \quad (3.1)$$

Gdzie:

$\alpha_S$  – współczynnik Seebecka, V/K,  
 $T_1, T_2$  – temperatura spoin przewodników, K.

##### 3.1.2. Efekt Peltiera

Zjawisko termoelektryczne odkryte w 1835 roku przez J. C. A. Peltiera polega na tym, że przy przepływie stałego prądu elektrycznego  $I$  przez obwód złożony z dwóch różnych przewodników następuje wydzielanie ciepła  $\dot{Q}_{PE}$  na jednym ze złącz, zaś na drugim jest ono pochłaniane ( $-\dot{Q}_{PE}$ ) [3, 62]:

$$\dot{Q}_{PE} = |-\dot{Q}_{PE}| = \pi_{PE} \cdot I \quad (3.2)$$

gdzie:

$\pi_{PE}$  – współczynnik Peltiera, W/A.

### 3.1.3. Efekt Thomsona

W 1856 roku W. Thomson zaobserwował kolejne zjawisko termoelektryczne polegające na tym, że w zależności od kierunku przepływu stałego prądu elektrycznego przez jednorodny przewodnik lub półprzewodnik, w którym występuje gradient temperatury, wydzielana się lub jest pochłaniana pewna ilość ciepła [2, 199].

$$\beta_{\text{TM}} = \frac{d\alpha_S}{dT} \cdot T \quad (3.3)$$

$$\pi_{\text{PE}} = \alpha_S \cdot T \quad (3.4)$$

W. Thomson zdefiniował relacje pomiędzy współczynnikami Peltiera  $\pi_{\text{PE}}$ , Seebecka  $\alpha_S$  oraz Thomsona  $\beta_{\text{TM}}$ , które zależą od właściwości fizycznych materiału przewodnika lub półprzewodnika i różnicowania pola temperatury [62, 198].

### 3.1.4. Efekt Joule'a

Zjawisko Joule'a jest związane z wydzielaniem się ciepła  $\dot{Q}_J$  w wyniku przepływu prądu elektrycznego  $I$  przez przewodnik o rezystancji  $R$ . Jest ono wprost proporcjonalne do rezystancji i kwadratu natężenia prądu elektrycznego [2].

$$\dot{Q}_J = R \cdot I^2 \quad (3.5)$$

Przemiana ta jest nieodwracalna, a zmiana kierunku przepływu prądu elektrycznego nie wpływa na wartość generowanego strumienia ciepła.

## 3.2. Generatory termoelektryczne

Termogeneratory służą do konwersji energii cieplnej na energię elektryczną poprzez wykorzystanie zjawisk termoelektrycznych. Technologię tę stosowano dotychczas na szerszą skalę w rozwiązaniach medycznych, wojskowych i kosmicznych [47, 191, 266]. Budowę takiego elementu oraz jego obwód elektryczny przedstawiono na rysunku 3.1.

W generatorach termoelektrycznych pojedyncze półprzewodniki ich ogniów stanowią elementy typu  $P$  i  $N$  [134, 199]. Materiały zastosowane w tych ogniwach określają ich parametry funkcjonalne [198]. Poszukiwanie nowych półprzewodników, które efektywniej przetworzą ciepło na prąd elektryczny, jest intensywnie rozwijanym kierunkiem technologii termoelektrycznej [97, 240].

Wielkością charakteryzującą zdolność materiału termoelektrycznego do konwersji energii jest współczynnik  $ZT$  [217], który określają parametry  $\alpha_S$ ,  $T$ ,  $\rho_m$  i  $\lambda_m$ :

$$ZT = \frac{\alpha_S^2}{\rho_m \cdot \lambda_m} T \quad (3.6)$$

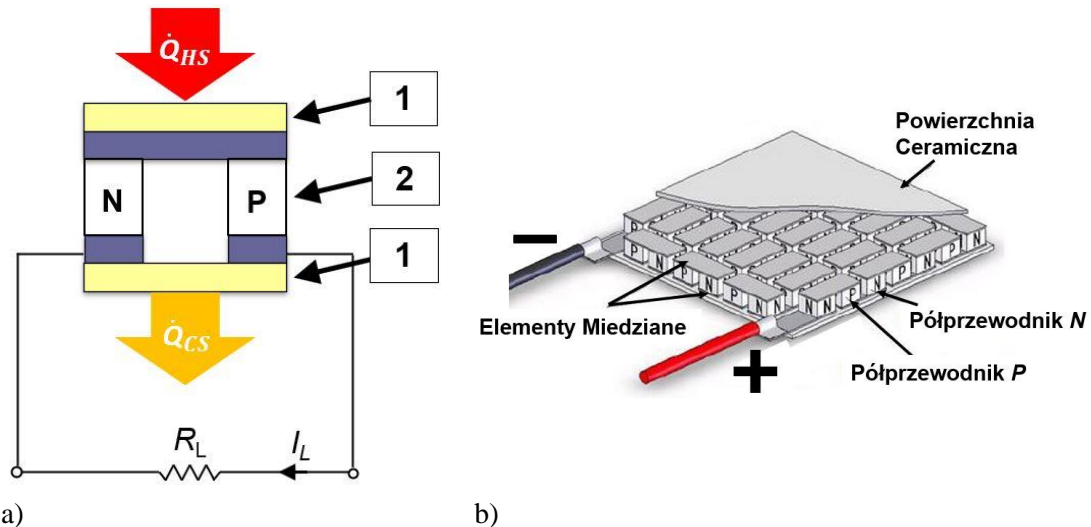
gdzie:

$T$  – temperatura bezwzględna materiału, K,

$\rho_m$  – rezystywność elektryczna materiału,  $\Omega$  m,

$\lambda_m$  – współczynnik przewodzenia ciepła materiału, W/(K m).





a) b)  
 Rys. 3.1. Konstrukcja termogeneratora [195, 226]  
 a) obwód elektryczny (1 – okładka z ceramiki; 2 – wewnętrzna warstwa półprzewodników typu N i P); b) widok warstwy półprzewodników N i P

Wraz z postępowaniem w poszukiwaniu nowych materiałów termoelektrycznych bezwymiarowy współczynnik  $ZT$  wzrósł od  $\sim 0,5$  [64, 81] do wartości większej od 2 (tab. 3.1). Powoduje to zwiększenie efektywności  $\varepsilon_{\text{TEG}}$  termoelektrycznego generatora Carnot'a [80], zgodnie z zależnością podaną przez D. M. Rowe [198]:

$$\varepsilon_{\text{TEG}} = \left( \frac{\sqrt{1 + ZT} - 1}{\sqrt{1 + ZT} + (T_{\text{CS}}/T_{\text{HS}})} \right) \cdot \left( \frac{T_{\text{HS}} - T_{\text{CS}}}{T_{\text{HS}}} \right) \quad (3.7)$$

gdzie:

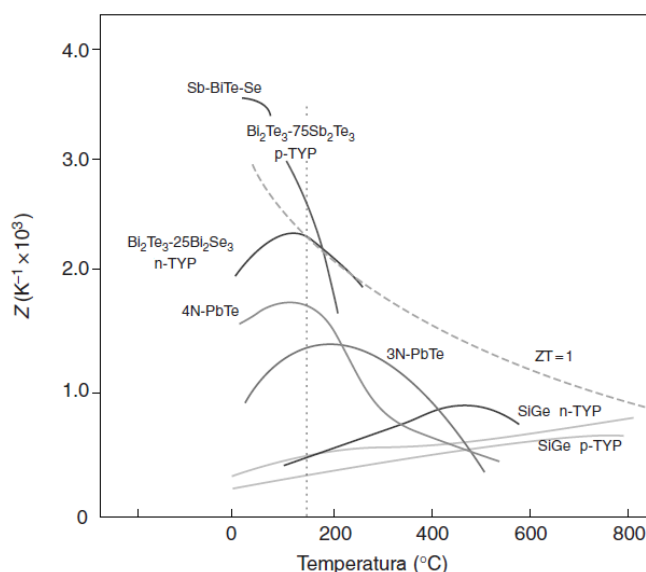
- $T$  – temperatura materiału ( $T = (T_{\text{HS}} + T_{\text{CS}})/2$ ) [80], K,
- $T_{\text{HS}}$  – temperatura strony „gorącej” termogeneratora, K,
- $T_{\text{CS}}$  – temperatura strony „zimnej” termogeneratora, K.

Wartości współczynnika efektywności  $ZT$  wraz z temperaturowym zakresem stosowania materiałów z tabeli 3.1 przedstawiono na rysunku 3.2. Półprzewodnikami o niskiej temperaturze pracy ( $<180^\circ\text{C}$ ) są stopy bizmutu z antymonem, tellurem i selenem; śródotemperaturowe ( $180 \div 580^\circ\text{C}$ ) to materiały oparte na tellurku ołowiu, a materiały wysokotemperaturowe ( $580 \div 1030^\circ\text{C}$ ) to stopy krzemu i germanu [53, 199].

Obecne tendencje rozwoju materiałów termoelektrycznych są ukierunkowane na podwyższenie wartości współczynnika  $ZT$ . Skupiają się głównie na wprowadzaniu nanomateriałów jako dodatków lub wytwarzaniu ich w pełni z nanomateriałów [266] oraz nietoksycznych materiałów organicznych [97].

Tab. 3.1. Zestawienie parametrów funkcjonalnych wybranych materiałów stosowanych na ogniwa termoelektryczne

Material	ZT	Zakres temperatury pracy, K	Źródło
$\text{Cu}_x\text{Sn}_1\text{S}_4$	0,6	370 ÷ 570	[74]
$\text{Mm}_{0,9}\text{Fe}_{3,5}\text{Co}_{0,5}\text{Sb}_{12}$	0,9	773 ÷ 973	[264]
$\text{Bi}_2(\text{Te,Se})_3$ nano	1,0	~ 300	[231]
$\text{Bi}_{0,5}\text{Sb}_{1,5}\text{Te}_3$ & $\text{Bi}_{0,3}\text{Sb}_{1,7}\text{Te}_3$	> 1,0	323 ÷ 523	[175]
$\text{Bi}_2\text{Te}_{3-x}\text{Se}_x$	1,5	300	[25]
$\text{PbTe}_{(1-x)}\text{Se}_{(x)}$	1,8	850	[177]
$\text{Ge}_{0,92}\text{Cr}_{0,03}\text{Bi}_{0,05}\text{Te}$	2,0	600	[216]
$\text{PbTe}_{0,7}\text{S}_{0,3}$	2,2	673 ÷ 923	[257]
$\text{Bi}_2\text{Te}_3/\text{Sb}_2\text{Te}_3$ supersieć	2,4	300	[244]
$\text{Bi}_2\text{Te}_3$ nanostrukturalne	> 2,0	-	[34, 131]



Rys. 3.2. Porównanie właściwości materiałów termoelektrycznych [199]

Stosowanie generatorów termoelektrycznych jako źródła energii elektrycznej jest korzystne i uzasadnione ekonomicznie [117]. Zaletą tego rozwiązania jest możliwość bezpośredniej generacji energii elektrycznej ze strumienia ciepła o relatywnie niskiej temperaturze [12]. Charakteryzuje je: długa żywotność, możliwość pracy niezależnie od pozycji w przestrzeni, bezgłośna praca [256], odporność na wibracje, szeroki zakres temperatury pracy, bezobsługowość, wysoka jednostkowa wydajność generacji energii elektrycznej ( $\text{W}/\text{cm}^2$ ), niezawodność [83], mała masa, brak części ruchomych i wymogu konserwacji [92]. Korzyści te, pomimo wysokiego kosztu niezbędnej aparatury,

niejednokrotnie decydują o przewadze termogeneratorów nad konwencjonalnymi układami generacji energii elektrycznej [79, 108].

Głównym celem prac rozwojowych jest podniesienie sprawności konwersji energii cieplnej na elektryczną, która obecnie jest na poziomie około 5 % (TEC1-12730) dla produktów komercyjnych [83], choć w układach laboratoryjnych osiąga się wartości około 10 % dla stopów  $\text{Bi}_2\text{Te}_3$  [106] i 11,7 % dla materiału  $\text{Pb}_{1-x}\text{Sb}_x\text{Te}$  [176].

Ograniczeniem efektywności termogeneratorów jest konieczność utrzymania równomiernego rozkładu temperatury na jego płaszczyznach („gorącej” i „zimnej”) oraz wysokiej i stałej różnicy temperatury pomiędzy nimi [256]. Wadą tych urządzeń jest niska odporność na uderzenia [266].

Komercyjne wersje generatorów termoelektrycznych mają kształt graniastosłupa prostego, najczęściej o podstawie kwadratu [126], w którym najkrótszą krawędzią jest wysokość (rys. 3.1b). Jego warstwy zewnętrzne zwykle są wykonane z materiałów ceramicznych [86].

W produkcji masowej wykorzystywane są elementy półprzewodnikowe wykonane z tellurku bizmutu  $\text{Bi}_2\text{Te}_3$ , tellurku ołowiu  $\text{PbTe}$  lub tellurku antymonu  $\text{Sb}_2\text{Te}_3$  [83, 186, 256]. Wymiary podstaw typowych termogeneratorów to:  $30 \times 30$  mm,  $40 \times 40$  mm,  $50 \times 50$  mm,  $56 \times 56$  mm oraz  $62 \times 62$  mm. Pojedynczy generator termoelektryczny może wytworzyć do 18 W mocy elektrycznej dla temperatur:  $t_{\text{HS}} = 300^\circ\text{C}$  i  $t_{\text{CS}} = 30^\circ\text{C}$  [233]. Dla mniejszych różnic temperatury ( $< 100^\circ\text{C}$ ) pomiędzy jego ściankami osiągana jest moc elektryczna poniżej 5 W przy wartości napięcia elektrycznego nie większej niż 5 V [144].

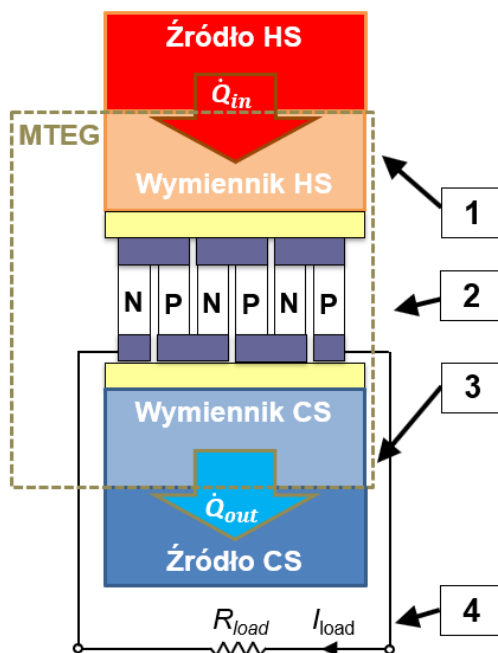
Pojedyncze termogeneratory, ze względu na niską wartość generowanej mocy elektrycznej, są stosowane do zasilania elementów elektronicznych małej mocy [17, 66, 75] takich jak czujniki pomiarowe i proste moduły wykonawcze. Stosując układy wielu połączonych ze sobą generatorów termoelektrycznych (baterie), można wytworzyć znacznie większą moc elektryczną [14, 117, 227]. Aby oddawać ją do publicznej sieci elektroenergetycznej, stosuje się dodatkowy układ konwersji energii elektrycznej (specjalizowane przekształtniki DC/AC) [133, 143]. Do bezpośredniego wykorzystania wytworzonej w ten sposób energii elektrycznej używa się zaawansowane przekształtniki DC/DC [109, 112].

### 3.3. Wymienniki ciepła modułów z termogeneratorami

Konstrukcja modułu generatora termoelektrycznego MTEG zawiera trzy główne elementy: wymiennik ciepła strony „gorącej” (wymiennik HS), termogeneratory oraz wymiennik ciepła strony „zimnej” (wymiennik CS) (rys. 3.3).

Ciepło  $\dot{Q}_{in}$  jest przejmowane ze źródła HS przez wymiennik, a następnie pochłaniane przez źródło CS w postaci strumienia  $\dot{Q}_{out}$ . W wyniku procesu przejmowania ciepła na okładkach termogeneratorów powstaje różnica temperatury i następuje generowanie w nich energii elektrycznej prądu stałego. Wytwarzana w ten sposób energia elektryczna może być magazynowana (akumulatory, kondensatory) [30, 44] lub przekształcana do postaci odpowiadającej potrzebom użytkownika [108, 109, 133, 252].

Ten rodzaj układu konwersji energii cieplnej na elektryczną charakteryzuje się niską sprawnością [77, 197]. Potencjalnym źródłem ciepła HS w tego typu układach może być energia słoneczna [41, 95, 122], źródła geotermalne [117] lub ciepło odpadowe [22, 79, 171, 266] w postaci gorących cieczy eksploatacyjnych z chłodzenia maszyn, płynów z procesów przemysłowych i gazów – produktów spalania [17, 84, 125, 172].

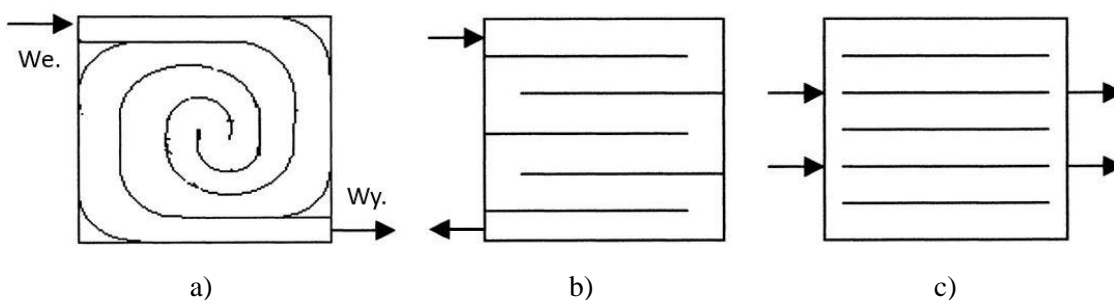


Rys. 3.3. Układ termoelektrycznej generacji prądu w module MTEG

1 – część wysokotemperaturowa; 2 – bateria termogeneratorów; 3 – część niskotemperaturowa; 4 – obciążenie obwodu elektrycznego

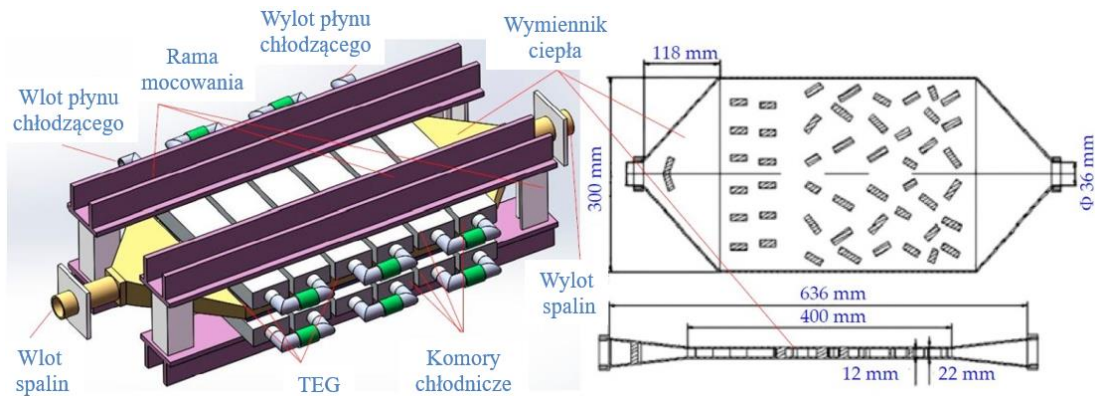
Podwyższenie wydajności modułu termogeneratorów jest uzyskiwane poprzez optymalizację parametrów geometrycznych i termodynamicznych poszczególnych jego elementów. K. S. Garud i inni [63] opracowali model łożebrowanego wymiennika ciepła, który poddano połączonej numerycznej analizie elektro-termo-strukturalnej, a jej rezultaty porównano z wynikami badań eksperymentalnych, dokonując optymalizacji jego parametrów.

Konstrukcję wymiennika określa zastosowane medium wymiany ciepła (ciecz, gaz) oraz geometria kanałów przepływowych [35]. J. Esarte i inni [57] przeprowadzili analizę geometrii kanałów przepływowych wybranych wymienników ciepła. Badania trzech wymienników o różnych kształtach elementów formujących przepływ płynu przedstawionych na rysunku 3.4 wykazały, że dla układu „zig-zag” następuje największy spadek jego ciśnienia i temperatury.



Rys. 3.4. Geometria wewnętrznych elementów wymienników ciepła [57]

a) – łożebrowanie spiralne; b) – łożebrowanie typu „zig-zag”; c) – proste żebra



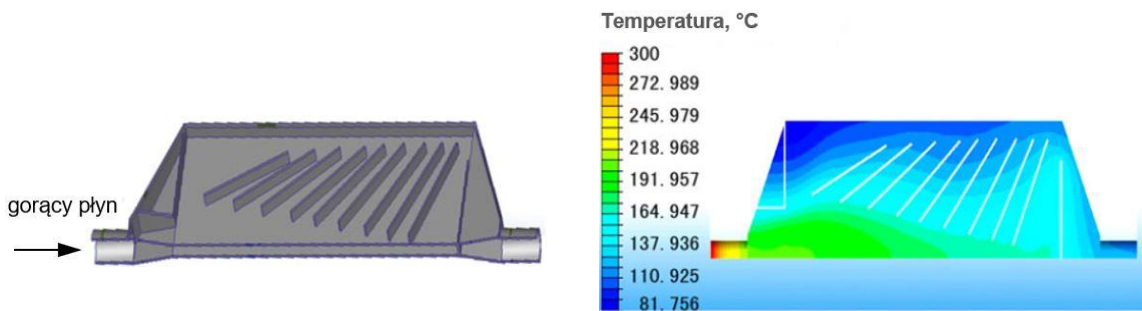
Rys. 3.5. Model konstrukcji płytowego wymiennika ciepła „gorącej” strony modułu MTEG z wewnętrzną geometrią uźbrowania [191]

W projektowaniu geometrii wymienników ciepła modułów z termogeneratorami oprócz kształtu kanałów przepływu płynu [196] duże znaczenie ma również jego konstrukcja zewnętrzna [86] ze względu na różnorodność potencjalnych źródeł ciepła i „chłodu”.

Wewnętrzna geometria kanałów może przybierać złożone kształty: labiryntu, dyfuzora-dyszy (rys. 3.5) lub „rybich ości” (rys. 3.6).

Geometria zewnętrzna wymienników ciepła może także przyjmować różne kształty: od prostokątnych, rurowych [66, 75, 126] po heksagonalne [121].

W tabeli 3.2 przedstawiono wybrane moduły z termogeneratorami, podano parametry oraz cechy ich wymienników ciepła. Niektóre z nich omówiono poniżej.



Rys. 3.6. Model wymiennika ciepła „gorącej” strony modułu MTEG z wewnętrznym uźbrowaniem w kształcie „rybich ości” [220]

Tab. 3.2. Zestawienie wybranych parametrów modułów z termogeneratorami

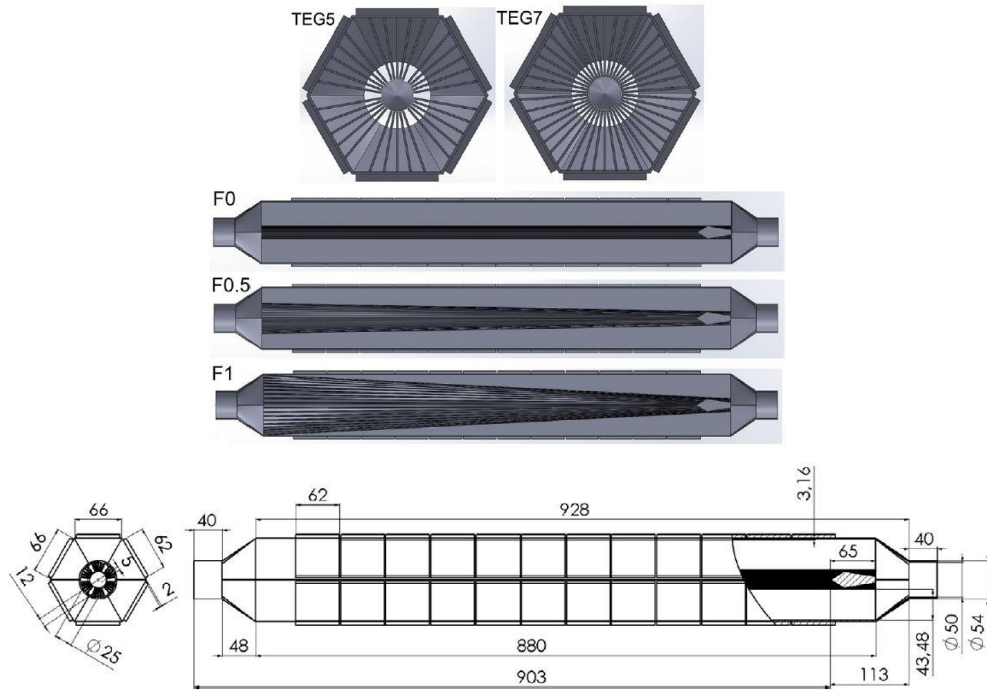
Materiał wymiennika/ termoelement/ aplikacja	Moc elektryczna TEG/ baterii TEG	Sprawność MTEG/ efektywność wymennika	Medium wymiany ciepła (temperatura)	Źródło
stop aluminium / $\text{Bi}_2\text{Te}_3 - \text{Sb}_2\text{Te}_3$ / motoryzacja	7 W / 168 W	1,90 % / 70 %	spaliny (290 °C) – czynnik (25 °C)	[256]
- / $(\text{Bi,Sb})_2\text{Te}_3$ / ciepłownictwo	4,4 W / 23 kW	5,00 % / -	spaliny (300 °C) – powietrze (~50 °C)	[14]
stop aluminium / $\text{Bi}_2\text{Te}_3$ / motoryzacja	0,411 W / 13 W	2,58 % / -	spaliny (300 °C) – woda (18,4 °C)	[28]
miedź / $\text{Bi}_2\text{Te}_3$ / odzysk ciepła	- / 170 W	6,26 % / -	woda (200 °C) – woda (32 °C)	[260]
mosiądz / $\text{Bi}_2\text{Te}_3$ / motoryzacja	- / 646 W	1,03 % / -	spaliny (350 °C) – woda (90 °C)	[191]
aluminium / Skutterudyt / odzysk ciepła	- / 2891 W	1,88 % / -	powietrze (800 °C) – woda (30 °C)	[63]
aluminium / Hi-Z Technology / motoryzacja	14 W / 350 W	2,25 % / 40 %	powietrze (350 °C) – powierzchnia izoterm. (25 °C)	[18]
miedź / SP1848 / odzysk ciepła	1,1 W / -	5,38 % / -	woda (90 °C) – powietrze (-)	[224]

### 3.3.1. Wymiennik heksagonalny

W pracy przedstawionej przez M. Borcucha i innych [18] zaprezentowano wyniki analizy symulacyjnej uźebrowanego wymiennika ciepła „gorącej” strony baterii generatorów termoelektrycznych. Dokonano w niej porównania wpływu parametrów cieplnych, przepływowych i geometrycznych układu na możliwość generowania energii elektrycznej.

Przedmiotem badań numerycznych był wymiennik ciepła zasilany gorącym powietrzem o heksagonalnym kształcie zewnętrznym i w sześciu różnych konfiguracjach uźebrowania wewnętrznego (rys. 3.7). Na każdej z sześciu ścianek wymiennika umieszczono po dwanaście termogeneratorów (14W,  $t_{\max} = 350\text{ °C}$ , *Hi-Z Technology Inc.*). Badania prowadzono przy zmiennych parametrach gorącego gazu w przekroju wejściowym wymiennika o temperaturze  $50 \div 350\text{ °C}$  oraz przy masowym natężeniu przepływu gazu wynoszącym  $0,02\text{ kg/s} \div 0,04\text{ kg/s}$ . „Zimną” stronę zestawu termogeneratorów stanowiła powierzchnia izotermiczna ( $t_{\text{CS}} = 25\text{ °C}$ ).

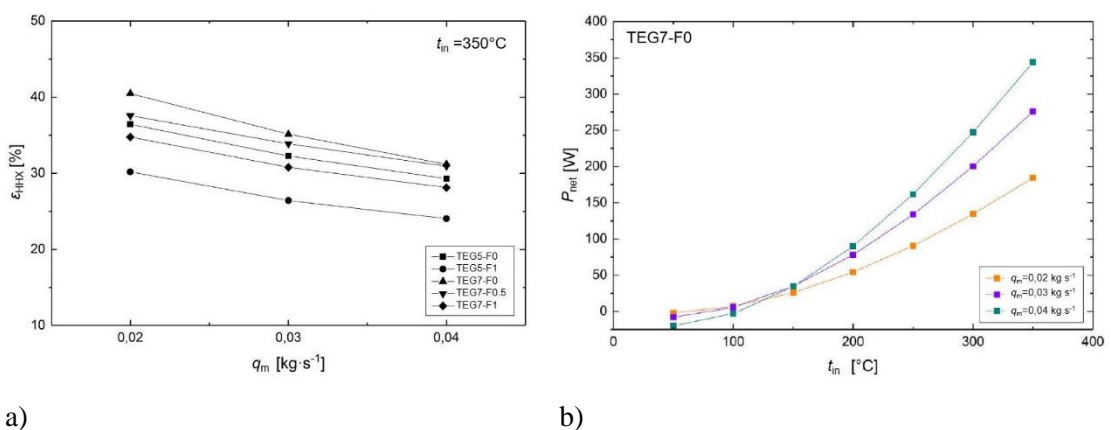
Najwyższą efektywność cieplną wymiennika ( $\varepsilon_{\text{HHX}} = 40\%$ ) i generowaną moc elektryczną  $P_{\text{NET}} = 350\text{ W}$  (przy różnicy  $\Delta t \approx 65\text{ °C}$  i temperaturze w przekroju wejściowym  $t_{\text{in}} = 350\text{ °C}$ ) w układzie uzyskano dla konfiguracji (TEG7-F0) o większej ilości żeber (rys. 3.8), równomiernie rozłożonych wzdłuż osi wymiennika.



Rys. 3.7. Konstrukcja i model wymiennika o różnych konfiguracjach wewnętrznego uezebrowania [18]

Najwyższą sprawność ( $\eta_{\text{TEG}} = 2,25\%$ ) konwersji energii cieplnej na elektryczną uzyskano dla wariantu TEG7-F0 heksagonalnego wymiennika ciepła przy masowym natężeniu gorącego powietrza  $0,04 \text{ kg/s}$  i temperaturze w przekroju wlotowym  $t_{\text{in}} = 350^\circ\text{C}$  (rys. 3.9).

Z przeprowadzonych badań numerycznych modelu (rys. 3.7) wynika, że najlepsze parametry spośród sześciu konfiguracji wymienników ciepła osiągnięto dla rozwiązania TEG7-F0. Charakteryzuje się ono największą liczbą żeber przypadającą na pojedynczą ściankę wymiennika, stykającą się z „gorącą” stroną termogeneratorów. Ponadto w tym rozwiązaniu uezebrowanie rozłożone jest równomiernie wzdłuż osi wymiennika.

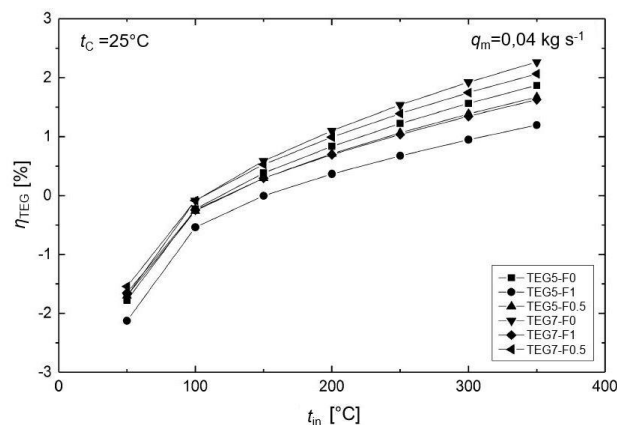


a)

b)

Rys. 3.8. Charakterystyki heksagonalnego wymiennika ciepła [18]

a) efektywność cieplna dla różnych konfiguracji; b) wytwarzana moc elektryczna dla różnego masowego natężenia płynu



Rys. 3.9. Sprawność modułu MTEG dla różnych konfiguracji [18]

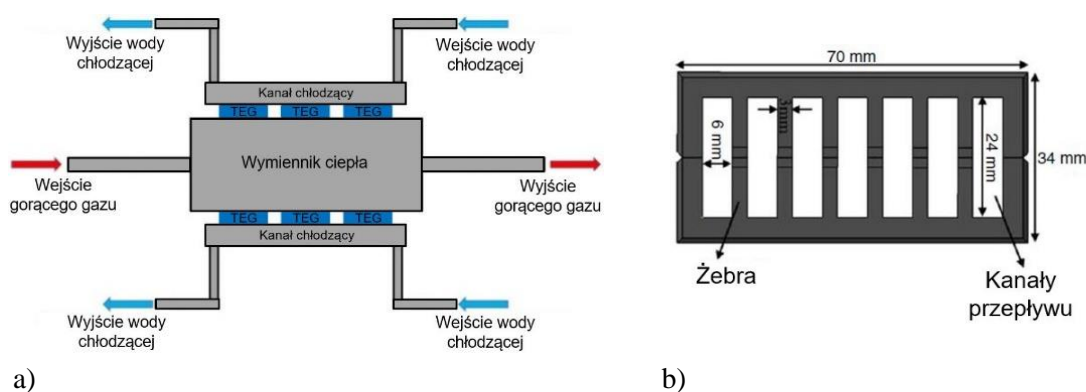
### 3.3.2. Wymiennik prostopadłościenny

Innym modulem termogeneratorsa analizowanego przez K. S. Garud i innych [63] jest rozwiązanie, w którym wymiennik ciepła ma kształt prostopadłościanu (rys. 3.10). W artykule przedstawiono wyniki badań symulacyjnych i eksperymentalnych tego wymiennika dla sześciu wariantów geometrii jego kanałów przepływowych.

Analizowano przepływ przez kanały utworzone z żeber: prostych, równoległych do kierunku przepływu, pochylonych o kształcie „rybich ości” (rys. 3.11), prostopadłych do kierunku przepływu typu „zig-zag” oraz mieszanych („rybiej ości” i „zig-zag”).

Jako gorące medium dostarczane do modułu MTEG zastosowano podgrzane powietrze o temperaturze  $20 \div 800$  °C i masowym natężeniu przepływu  $0 \div 360$  kg h<sup>-1</sup>. „Zimną” stronę modułu z termogeneratorami stanowiły elementy chłodzone wodą o stałych parametrach: temperatury 30 °C, przepływu  $0,0655$  kg s<sup>-1</sup> i ciśnienia.

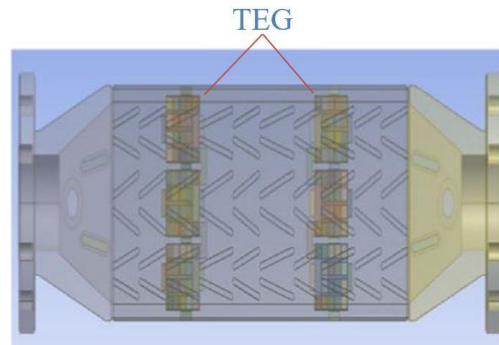
Zastosowano i przebadano dwanaście termogeneratorów (opartych na mineralu Skutterudyt). Najefektywniejszą konstrukcją okazał się wymiennik ciepła o mieszanej formie wewnętrznego uźebrowania. Uzyskano sprawność  $\eta = 1,88$  %, przy temperaturze  $t_{in} = 600$  °C oraz generowaną moc elektryczną  $P = 2891$  W.



Rys. 3.10. Model modułu z termogeneratorami i wymiennikiem prostopadłościennym [63]

a) schemat blokowy; b) przekrój wymiennika





Rys. 3.11. Model wymiennika ciepła ze schematem uźebrowania w kształcie trzech równoległych „rybich ości” [63]

### 3.3.3. Wymiennik płytowy uźebrowany

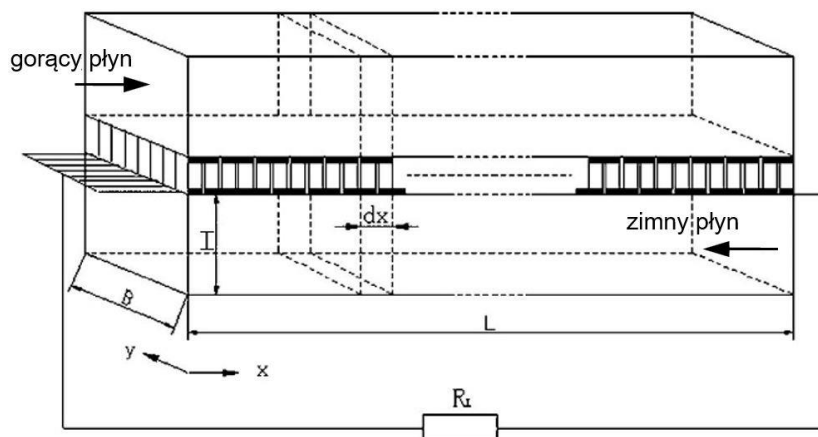
W pracy R. Quan i innych [191] dokonano analizy wyników badań eksperymentalnych uźebrowanego wymiennika ciepła „gorącej” strony modułu z termogeneratorami. Omówiono płaski, płytowy wymiennik ciepła z mosiądzu, w którym uźebrowanie wewnętrzne ma konfigurację dyfuzor-dysza (rys. 3.5). Bateria termogeneratorów składa się z 240 elementów termoelektrycznych z  $\text{Bi}_2\text{Te}_3$ . Jako gorące medium zastosowano spaliny samochodowe o temperaturze  $150 \div 350 \text{ }^\circ\text{C}$  i natężeniu przepływu wynikającym z charakterystyki eksploatacyjnej użytego silnika spalinowego. Czynnikiem wymiany ciepła „zimnej” strony termogeneratorów była woda o stałej temperaturze  $90 \text{ }^\circ\text{C}$  i objętościowym natężeniu przepływu  $13,6 \div 40,8 \text{ dm}^3/\text{min}$ .

W badaniach eksperymentalnych najwyższą wartość generowanej mocy elektrycznej  $P = 646,26 \text{ W}$  osiągnięto przy maksymalnym przepływie medium „zimnej” strony, a najwyższa sprawność konwersji energii w module MTEG wyniosła 1,03 %.

Przeprowadzone badania zestawu termogeneratorów z zastosowaniem płaskiego, płytowego wymiennika ciepła potwierdziły możliwość odzysku ciepła odpadowego z gorących spalin samochodowych. Ponadto stwierdzono, że podwyższenie prędkości pojazdu, zwiększenie nacisku przylegania ścianek termogeneratorów do powierzchni wymiany ciepła, podwyższenie natężenia przepływu płynu chłodzącego silnik oraz niższa temperatura otoczenia zwiększają wydajność generowania energii elektrycznej w układzie.

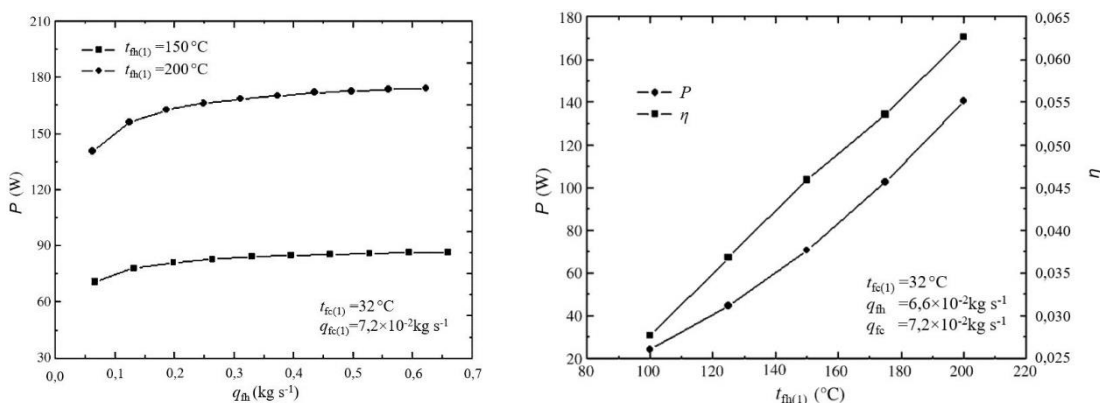
### 3.3.4. Wymiennik płytowy bezźebrowy

Wymiennik płytowy o konstrukcji bezźebrowej omówiono w pracy J. Yu i H. Zhao [260]. Przedstawiono jego model (rys. 3.12) i wyniki badań numerycznych. Analizowano wymiennik ciepła z miedzi, w którym jako gorące medium zastosowano wodę o temperaturze  $100 \div 200 \text{ }^\circ\text{C}$  i masowym natężeniu przepływu  $0,05 \div 0,66 \text{ kg/s}$ . Użyto termogeneratorów z ogniwami wykonanymi z materiału  $\text{Bi}_2\text{Te}_3$ . Zimnym czynnikiem wymiany ciepła modułu z termogeneratorami była woda o stałej temperaturze  $32 \text{ }^\circ\text{C}$  i natężeniu przepływu  $0,072 \text{ kg/s}$ .



Rys. 3.12. Model płytowego wymiennika ciepła modułu MTEG [260]

Badania symulacyjne wymiennika ciepła „gorącej” strony modułu MTEG prowadzono przy zmiennych wartościach temperatury i natężenia przepływu czynnika wymiany ciepła oraz dla dwóch kierunków przepływu (współprądowego i przeciwrządowego) w stosunku do przepływu cieczy po jego „zimnej” stronie. Największą generowaną moc elektryczną  $P = 170 \text{ W}$  i sprawność konwersji energii  $\eta = 6,26\%$  uzyskano przy przepływie przeciwrządowym i najwyższej temperaturze  $t_{\text{th}} = 200 \text{ }^\circ\text{C}$  gorącej cieczy (rys. 3.13).



Rys. 3.13. Wybrane charakterystyki płytowego wymiennika ciepła [260]

Badania symulacyjne wykazały, że zmiana temperatury płynów pomiędzy częścią „gorącą” i „zimną” w module z termogeneratorem jest niemal liniowa, podczas gdy w tradycyjnych wymiennikach płytowych ma charakter logarytmiczny. Wykazano, że ta cecha przejmowania ciepła w module MTEG wynika z efektu Seebecka i zastosowania ogniw termoelektrycznych do konwersji energii cieplnej na elektryczną. Badania modelu numerycznego jednosekcyjnego, płytowego wymiennika ciepła ujawniły efektywniejszą wymianę ciepła dla przeciwrządowego przepływu medium w stosunku do współrządowego.

### 3.4. Adsorpcyjny układ chłodniczy

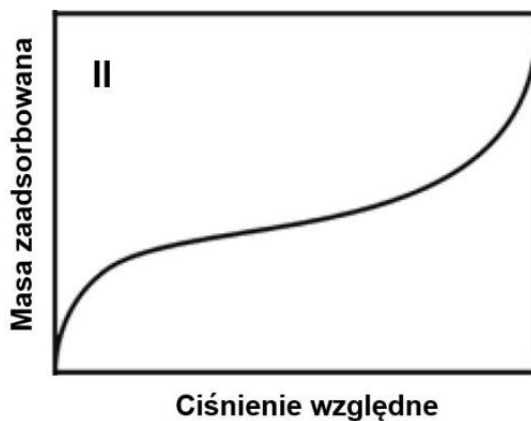
Powszechnie dostępne komercyjnie urządzenia chłodnicze to układy sprężarkowe, wymagające zasilania elektrycznego. Innymi rozwiązaniami są agregaty wykorzystujące procesy sorpcji [33, 174]. Zjawiska te można podzielić na procesy pochłaniania powierzchniowego (adsorpcja) i objętościowego (absorpcja) [172, 173], choć często

zachodzą one równocześnie i trudno wskazać dominujący. W urządzeniach wykorzystujących procesy sorpcji wymuszenie cyklu pracy wymaga dostarczenia ciepła z zewnątrz [70, 219], co powoduje, że czynnik ulega przemianom fazowym [55]. Dostępne komercyjnie układy tego typu to głównie rozwiązania wykorzystujące procesy absorpcji [46, 262]. Zaczynają się również pojawiać systemy adsorpcyjne jako aplikacje chłodnicze w zastosowaniach przemysłowych [73].

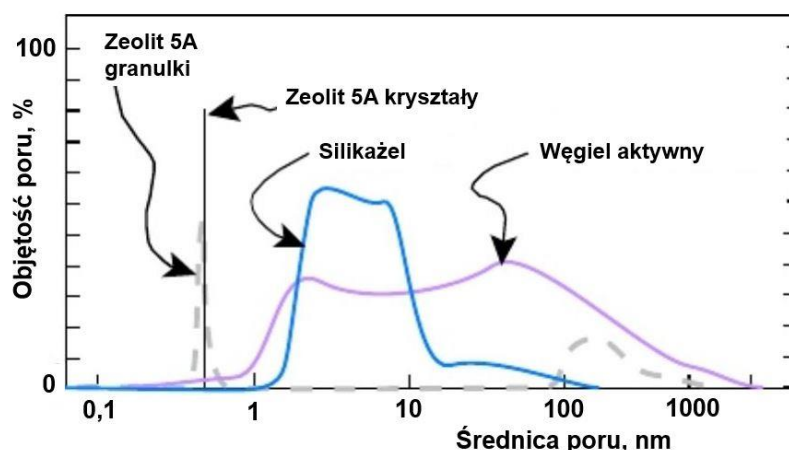
Proces pochłaniania powierzchniowego substancji (adsorbata) na powierzchni adsorbentu (złoża) nosi nazwę adsorpcji, która jest definiowana jako zjawisko gromadzenia się lub zagęszczenia substancji rozpuszczonych w cieczy lub rozproszonych w gazie na granicy faz z ciałem stałym, gazowym lub cieczą [33, 96, 173]. Ze względu na rodzaj graniczących substancji adsorpcja może przebiegać na styku różnych powierzchni: ciecz – ciecz, ciecz – gaz, ciało stałe – ciecz lub ciało stałe – gaz [173]. Ze względu na siły oddziaływania pomiędzy adsorbentem i adsorbatem można wyodrębnić adsorpcję fizyczną (fizysorpcję) i chemiczną (chemisorpcję) [225]. Fizysorpcja zachodzi głównie dzięki oddziaływaniu van der Waalsa i sił elektrostatycznych, zaś podczas procesu chemisorpcji tworzą się wiązania chemiczne (najczęściej kowalencyjne) [33, 173]. Energia uwalniana w trakcie adsorpcji fizycznej jest w przybliżeniu równa ciepłu parowania lub kondensacji fazy adsorbowanej. Fizysorpcję charakteryzuje odwracalność procesu, w odróżnieniu od chemisorpcji, gdzie jest ją trudno osiągnąć. Stąd adsorpcja fizyczna jest korzystniejsza, gdyż pozwala na wydłużenie rezerwu eksploatacyjnego złoża adsorbentu wykorzystywanego w urządzeniach przemysłowych.

Procesem odwrotnym do adsorpcji jest desorpcja, która polega na usuwaniu do postaci gazowej lub roztworu zaadsorbowanych cząstek z powierzchni adsorbentu, w wyniku czego następuje regeneracja złoża i możliwość jego ponownego wykorzystania [33, 173]. Proces ten może przebiegać z użyciem różnych metod [225]. Do regeneracji złoża w fazie gazowej najczęściej stosuje się dwie z nich: wahania ciśnienia (poprzez wymuszone obniżenie ciśnienia) lub podwyższenie temperatury [99].

W adsorpcyjnych urządzeniach chłodniczych, gdzie wykorzystywany jest proces pochłaniania powierzchniowego, para adsorbent – adsorbat stanowi główny element układu. Jest ona tworzona z różnorodnych zestawień substancji. Zachodzące oddziaływania między nimi i proces pochłaniania adsorbentu definiują modele między innymi: Freundlicha, Langmuira, BET, Dubinina-Astakhova i innych [23, 99, 140, 181, 225]. Izotermy adsorpcji opisane powyższymi modelami umożliwiają wyznaczenie parametrów stanu równowagi adsorpcji [85, 173]. Według Międzynarodowej Unii Chemii Czystej i Stosowanej (IUPAC) można wyróżnić sześć głównych typów izoterm adsorpcji [236].



Rys. 3.14. Izoterma adsorpcji fizycznej typu II [236]



Rys. 3.15. Wielkość porów wybranych adsorbentów [99]

Najczęściej występującą izotermą adsorpcji fizycznej jest charakterystyka typu II (rys. 3.14), która określa fizysorpcję gazów na makroporowatych adsorbentach.

Wielkość porów adsorbentu i ich struktura są charakteryzowane średnicą ( $d_{\text{Poru}}$ ), według której można wyróżnić trzy grupy: mikropory ( $d_{\text{Poru}} < 2 \text{ nm}$ ), mezopory ( $2 \text{ nm} \leq d_{\text{Poru}} < 50 \text{ nm}$ ) i makropory ( $d_{\text{Poru}} \geq 50 \text{ nm}$ ) [99]. Średnica porów jest skorelowana z ich objętością i kinetyką oddziaływań w adsorbencie. Według niej można grupować złoża. Przykład wybranych złożeń przedstawiono na rysunku 3.15.

Zestawienie przykładowych par adsorbent – adsorbat przedstawiono w tabeli 3.3. Przy projektowaniu adsorpcyjnego urządzenia chłodniczego niezbędnym jest dobór odpowiedniej pary roboczej, co wiąże się z analizą następujących zagadnień: powinowactwa elementów pary względem siebie, ciepła adsorpcji czynnika, szybkości adsorpcji i desorpcji, możliwości regeneracji złoża, cykliczności i powtarzalności pracy pary, temperatury źródła, dostępności rynkowej i kosztu, wpływu na środowisko naturalne, korozyjności oraz wydajności w cyklu pracy [68, 248].

Tab. 3.3. Zestawienie wybranych adsorpcyjnych par roboczych

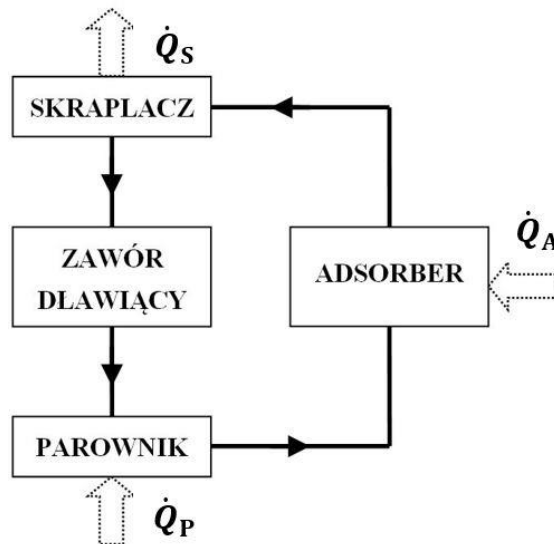
Adsorbent	Adsorbat	Współczynnik COP	Źródło
żel krzemionkowy	woda	0,400	[248]
żel krzemionkowy / LiCl	metanol	0,410	[123]
zeolity	woda	0,900	[111]
węgiel aktywny	metanol	0,400	[250]
węgiel aktywny	amoniak	0,420	[136]
węgiel aktywny	czynnik R134a	0,350	[10]
węgiel aktywny + aktywne aluminium	metanol	0,060	[7]
aktywne aluminium	metanol	0,054	[7]
węgiel drzewny	metanol	0,660	[52]
kompozyt	etanol	0,640	[21]
żel krzemionkowy / LiBr			

Układ adsorpcyjny powinien charakteryzować się dobrą pojemnością adsorpcyjną i odpornością na duże zmiany temperatury [70]. Poszczególne elementy pary (złożenie – czynnik roboczy) powinny wykazywać pożądane właściwości w przypadku adsorbentu: dobrą zdolność do adsorpcji znacznej ilości adsorbentu w niskiej temperaturze, efektywność procesu desorpcji podczas wzrostu temperatury oraz odporność na starzenie podczas

cyklicznej pracy, a dla adsorbentu: niskie ciśnienie nasycenia i temperaturę parowania, małe rozmiary cząstek, wysokie ciepło parowania, niepalność oraz nietoksyczność [193, 221].

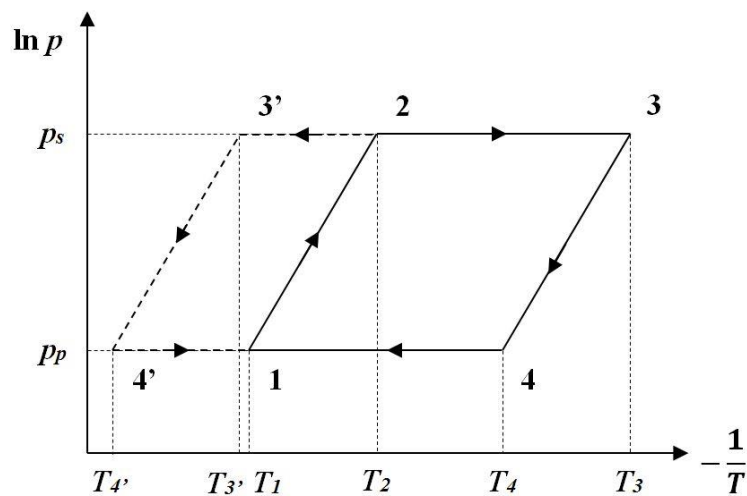
### 3.4.1. Cykl chłodniczy

Typowa struktura adsorpcyjnego systemu chłodniczego składa się z następujących elementów: adsorbentu (ze złożem adsorbentu), parownika, skraplacza oraz zaworu dławiącego (rys. 3.16) [215]. W przeciwieństwie do urządzeń sprężarkowych układy te do swej pracy wymagają energii cieplnej.



Rys. 3.16. Schemat blokowy adsorpcyjnego układu chłodniczego  
 $\dot{Q}$  – strumień ciepła

Zasadę działania systemu przedstawiono na wykresie Clapeyrona (rys. 3.17). Pojedynczy cykl pracy stanowią cztery etapy, podczas których realizowane są następujące procesy: ogrzewanie adsorbentu, wygrzewanie i regeneracja złoża (desorpcja), chłodzenie oraz adsorpcja czynnika. W trakcie procesu (1–2) następuje ogrzewanie złoża i przyjmowanie ciepła  $\dot{Q}_A$  przez adsorbent nasycony adsorbentem. Wówczas w adsorberze wzrasta ciśnienie i temperatura z poziomu odpowiednio  $p_p$  i  $T_1$ .



Rys. 3.17. Wykres cyklu chłodzenia adsorpcyjnego [127, 192, 221]

Po osiągnięciu ciśnienia  $p_s$  w punkcie (2) następuje proces desorpcji. Podczas etapu (2–3), realizowany jest dalszy proces izobarycznego ogrzewania złoża i jego regeneracja. Zakończenie desorpcji następuje po osiągnięciu punktu (3), gdy złoże jest już całkowicie zregenerowane. Dalszym etapem jest proces (3–4), podczas którego następuje chłodzenie złoża poprzez spadek temperatury i ciśnienia w adsorberze. W punkcie (4) po osiągnięciu ciśnienia parowania adsorbentu  $p_p$  zachodzi proces adsorpcji czynnika, trwający od punktu (4) do punktu (1). Podczas tego etapu następuje izobaryczny proces obniżania temperatury w adsorberze. W punkcie (2) początek ma desorpcja na złożu, uwolnione pary czynnika chłodniczego przemieszczają się z adsorbera do skraplacza (punkt 3'), gdzie następuje jego kondensacja (3'–4') i przejmowanie ciepła  $\dot{Q}_S$  z układu. Ciekły czynnik dozowany jest do parownika poprzez zawór dławiący. W parowniku (punkt 4') przebiega jego odparowanie. Następnie pary czynnika trafiają do adsorbera, gdzie ulegają adsorpcji. Odparowanie cieczy w parowniku powoduje przejście przez nią porcji ciepła  $\dot{Q}_P$ , co skutkuje obniżeniem się temperatury i generowaniem efektu chłodzenia.

Wydajność chłodnicza tego typu układów definiowana jest poprzez współczynnik [146, 259]:

$$COP = \frac{\dot{Q}_P}{\dot{Q}_A} \quad (3.8)$$

gdzie:

$\dot{Q}_P$  – strumień ciepła przejmowany z parownika, W,

$\dot{Q}_A$  – strumień ciepła przejmowany przez adsorber z zewnątrz układu, W.

Wykres cyklu chłodzenia adsorpcyjnego (Clapeyrona) jest przedstawiony na rysunku 3.17. Całkowity strumień ciepła  $\dot{Q}_A$  przejmowany przez złoże jest równy sumie ciepła przekazywanego w procesach (1–2) i (2–3), zgodnie z równaniem 3.9 [7, 94]. Podczas ogrzewania złoża strumień ciepła  $\dot{Q}_{1-2}$  pierwszego etapu powoduje podwyższenie jego temperatury, zaś przekazywane ciepło  $\dot{Q}_{2-3}$  utrzymuje rozpoczęty i prowadzony proces desorpcji adsorbentu. Opis zależności matematycznych przedstawiono poniżej:

$$\dot{Q}_A = \dot{Q}_{1-2} + \dot{Q}_{2-3} \quad (3.9)$$

$$\dot{Q}_{1-2} = (m_{AS}c_{pAS} + m_{AW1}c_{pAW})(T_2 - T_1) \quad (3.10)$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{2-3} = & \left( m_{AS}c_{pAS} + c_{pAW} \left[ \frac{(m_{AW1} + m_{AW3})}{2} \right] \right) (T_3 - T_2) \\ & + (m_{AW1} - m_{AW3})H_{AA} \end{aligned} \quad (3.11)$$

gdzie:

$m_{AS}$  – masa adsorbentu pojedynczego złoża,

$m_{AW1}, m_{AW3}$  – masa adsorbentu w punktach (1) i (3),

$T_1, T_2, T_3$  – temperatura w punktach (1), (2) i (3),

$c_{pAS}, c_{pAW}$  – ciepło właściwe adsorbentu (AS) i adsorbentu (AW),

$H_{AA}$  – ciepło adsorpcji adsorbentu.

Całkowity strumień ciepła parowania  $\dot{Q}_P$  adsorbentu, powstały w procesie przejmowania ciepła w parowniku, przedstawiono poniżej:

$$\dot{Q}_P = (m_{AW1} - m_{AW3})H_{PW} \quad (3.12)$$

gdzie:

$H_{PW}$  – ciepło parowania adsorbentu.

Strumień ciepła  $\dot{Q}_S$  kondensacji wody w skraplaczu i przejmowany z układu jest określony przez zależność 3.13:

$$\dot{Q}_S = (m_{AW1} - m_{AW3})C_{pAW}(T_{3'} - T_{4'}) \quad (3.13)$$

gdzie:

$T_{3'}, T_{4'}$  – temperatura adsorbentu w punktach 3' i 4'.

### 3.4.2. Analiza konstrukcji adsorbera

Adsorber stanowi najistotniejszy element adsorpcyjnego układu chłodniczego ze względu na prowadzenie procesów sorpcyjnych na jego złożu [93, 128]. Składa się on z wymiennika ciepła i złoża, które jest rozmieszczone w sposób umożliwiający swobodne przemieszczanie się cząsteczek adsorbowanego czynnika roboczego.

Obiekty, w których źródłem ciepła jest energia promieniowania słonecznego, charakteryzują się płaską, rozległą konstrukcją i dużą masą złoża [8, 202], co umożliwia efektywne absorbowanie promieniowania.

W adsorberach o geometrii cylindrycznej ciecz stanowi medium wymiany ciepła [245]. Posiadają one wymienniki, w których przepływ płynu grzewczego odbywa się poprzez wewnętrzne kanały lub zewnętrzny płaszcz.

Istotne znaczenie dla efektywności adsorbera ma dobra wymiana ciepła pomiędzy złożem a medium wymiany. Zadowalające efekty można uzyskać dla uźebrowanych ścianek wymiennika oraz jego konstrukcji w kształcie plastra miodu [214]. Duże znaczenie ma użyty materiał, rodzaj zastosowanej pary adsorbent – adsorbat oraz dobry przepływ masy czynnika roboczego [120]. Pożądaną zaletą adsorbera jest modułowość jego konstrukcji [261], dająca możliwość łatwej rozbudowy i skalowania rozwiązania.

Tendencje rozwoju adsorberów skupiają się głównie na: obniżaniu ich masy poprzez stosowanie lżejszych materiałów, zmniejszaniu wymiarów gabarytowych, podwyższaniu wydajności [265], zwiększaniu współczynnika przenikania ciepła pomiędzy medium grzewczym i adsorbentem [120], poprawie procesów sorpcji zachodzących na złożu [124] oraz jego modyfikacji poprzez stosowanie mieszanin różnych substancji [119, 213, 232, 247, 249].

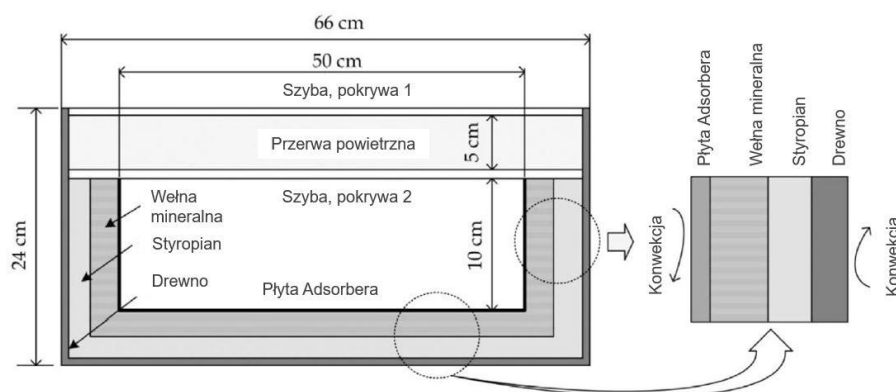
W tabeli 3.4 przedstawiono wybrane rozwiązania adsorberów układów chłodniczych i ich parametry. Przykładowe rozwiązania omówiono poniżej.

H. Ambarita i H. Kawai [7] opracowali adsorber w postaci stalowej płyty o wymiarach  $0,5 \times 0,5$  m (rys. 3.18). Jako parę roboczą zastosowano złożę z aktywnego aluminium i aktywnego węgla o masie 6 kg, a adsorbentem był metanol. Adsorber umieszczono w izolowanej cieplnie obudowie. Od strony górnej złożę zakrywa warstwa szyb, przez którą przenika promieniowanie słoneczne. Konstrukcję pochylono pod kątem  $30^\circ$ . Pojedynczy cykl pracy układu rozpoczyna się od wygrzewania adsorbentu energią promieniowania słonecznego w ciągu dnia, co powoduje proces desorpcji. W nocy przy braku energii promieniowania słonecznego następuje ochłodzenie złoża. Po obniżeniu się temperatury i ciśnienia zachodzi adsorpcja. Chłodzonym obiektem jest woda umieszczona w parowniku od strony użytkowej.

Tab. 3.4. Zestawienie parametrów wybranych adsorberów wypełnionych złożem [7, 27, 118, 212]

Adsorber (kształt / materiał / masa)	Para robocza	Masa adsorbentu, kg	COP
żebrowany rurowy / aluminium / 4,6 kg	węgiel aktywny / amoniak	0,8	0,061
żebrowany cylindryczny / stal nierdzewna / 31,0 kg	zeolit 13X / woda	6,2	0,380
płytowy / stal / -	aktywne aluminium i węgiel / metanol	6,0	0,074
żebrowany rurowy / - / 32,7 kg	silikażel / woda	50,0	0,430
płytowy / stal nierdzewna / 80,0 kg	węgiel aktywny / metanol	6,0	0,200
płytowo – rurowy / - / 90,0 kg	węgiel aktywny / amoniak	26,0	0,370
żebrowana płyta / - / 115,0 kg	silikażel / woda	47,0	0,510
żebrowany rurowy / aluminium / 13,6 kg	silikażel / woda	3,0	0,290
żebrowany płytowy / stal nierdzewna / 20,0 kg	węgiel aktywny / metanol	19,0	0,140
żebrowany cylindryczny / - / -	silikażel / woda	-	0,560

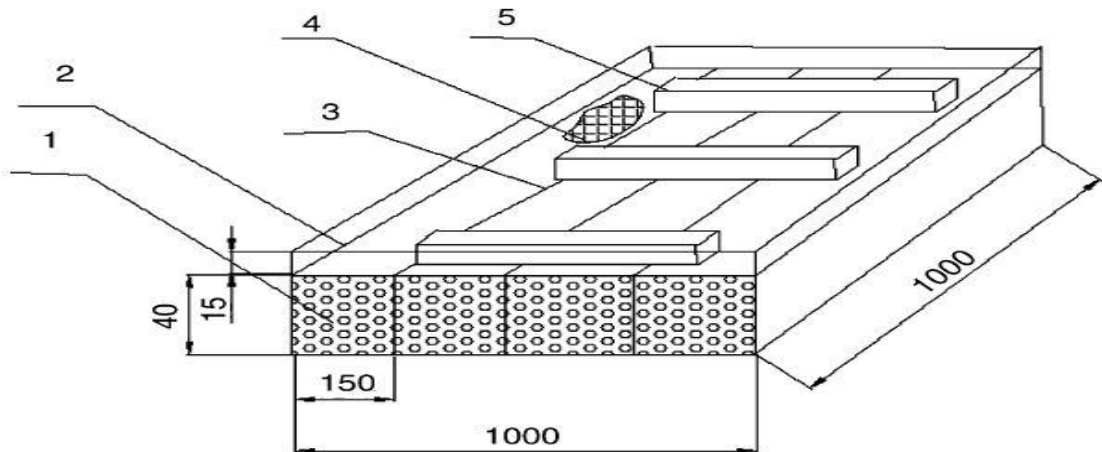
Współczynnik wydajności chłodniczej dla tego rozwiązania mieści się w zakresie od 0,054 do 0,074. Niska wartość współczynnika COP układu stanowi jego ograniczenie. Zaletą tego rozwiązania jest możliwość generowania procesów sorpcyjnych bez konieczności wykorzystywania energii elektrycznej.



Rys. 3.18. Budowa płaskiego adsorbentu w izolowanej obudowie [7]

M. Li i inni [118] skonstruowali płaski adsorber wykorzystujący energię promieniowania słonecznego do wytwarzania lodu. Element ten wykonany jest ze stali nierdzewnej o polu powierzchni 1 m<sup>2</sup> (rys. 3.19). Aby zapewnić równomierną wymianę ciepła pomiędzy złożem adsorbentu i górną częścią adsorbentu, zastosowano żebrowaną konstrukcję. Żebra ze stali nierdzewnej znajdują się wewnątrz adsorbentu i są oddalone od siebie o około 150 mm. Pomiędzy nimi znajduje się złożo adsorbentu o grubości 40 mm.



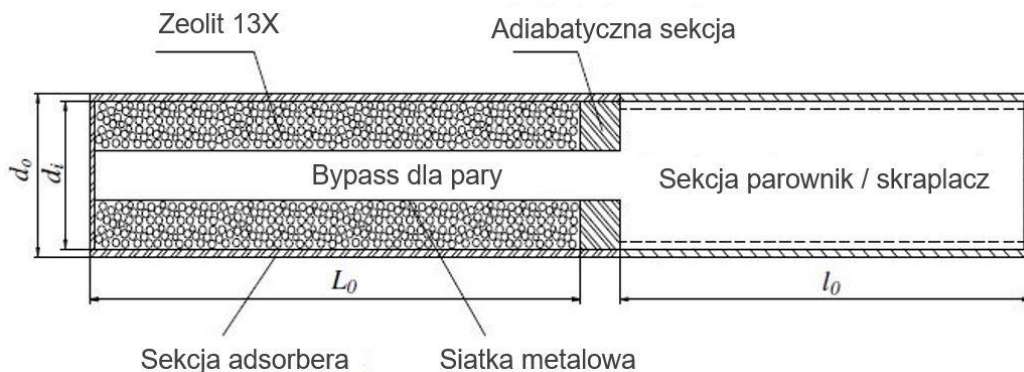


Rys. 3.19. Konstrukcja płaskiego żebrowanego adsorbera [118]

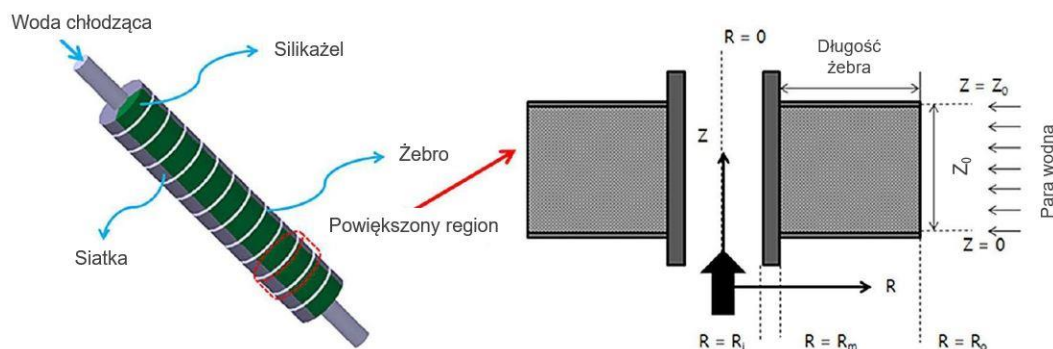
1 – adsorbent; 2 – płyta ze stali nierdzewnej; 3 – żebra; 4 – osłona z metalu;  
5 – wspornik obudowy (wymiary w mm)

W dolnej części warstwy złoża znajduje się płaska, pusta przestrzeń, o wysokości 10 mm, która stanowi kanał, przez który przepływa metanol w postaci gazowej. Jako parę adsorbent – adsorbat zastosowano węgiel aktywny i metanol. Masa złoża wynosi 19 kg, zaś objętość czynnika chłodniczego w układzie to  $\sim 500$  ml. Instalacja, w której zastosowano adsorber pracuje w trybie dzień – noc, korzystając z energii cieplnej promieniowania słonecznego i jest przeznaczona do wytwarzania lodu ( $4 \div 5$  kg / cykl pracy). Współczynnik wydajności chłodniczej w urządzeniu wynosi  $0,12 \div 0,14$ . Zaletą tego układu jest prosta konstrukcja, zaś ograniczeniem niski współczynnik COP.

W. D. Wu i inni [258] analizowali cylindryczny, adsorpcyjny moduł chłodniczy o średnicy 16 mm i długość 1020 mm (rys. 3.20). Jest to rozwiązanie kompaktowe, łączące w jednej konstrukcji adsorber i parownik/skraplacz. Może to stanowić jego zaletę ze względu na oszczędność miejsca, ale zarazem ograniczenie z uwagi na brak separacji parownika i skraplacza. Jako parę roboczą zastosowano zeolit 13X i wodę. Adsorber wykonano ze stali nierdzewnej w kształcie cylindra o długości 600 mm. Drugą sekcję układu tworzy cylindryczny, miedziany moduł parownik/skraplacz o długości 400 mm. Elementem rozdzielającym jest ceramiczna ścianka adiabatyczna o grubości 20 mm, zapobiegająca przepływowi ciepła między sekcjami. Umieszczone w adsorberze złożo ma grubość 3 mm i jest rozmieszczone na całym obwodzie jego wewnętrznej ściany. W osi adsorbera znajduje się wolna przestrzeń, zapewniająca przepływ par czynnika roboczego do adsorbentu, przymocowanego siatką. W układzie użyto 10,5 g czynnika chłodniczego.



Rys. 3.20. Przekrój cylindrycznego adsorbera zintegrowanego z sekcją parownik/skraplacz [258]



Rys. 3.21. Model cylindrycznego, żebrowanego adsorbera z żelazem krzemionkowym [27]

N. V. Cao i J. D. Chung [27] przeprowadzili symulacje numeryczne i badania eksperymentalne cylindrycznego, uźebrowanego adsorbera w urządzeniu do chłodzenia wody. Złoże w postaci żelaza krzemionkowego jest umieszczone w adsorberze w zewnętrznych rowkach na jego obwodzie i przymocowane siatką (rys. 3.21). W jego osi umieszczono rurę o średnicy 10 mm i grubości ścianki 1 mm, w której przepływa medium wymiany ciepła w postaci wody. Wyróżnikiem tej konstrukcji jest jej uźebrowanie zewnętrzne, które poprawia warunki wymiany ciepła pomiędzy złożem a medium. Jako czynnika chłodniczego użyto wody. Osiągnięto współczynnik wydajności chłodniczej równy 0,56.

### 3.4.3. Urządzenia i ich zastosowania

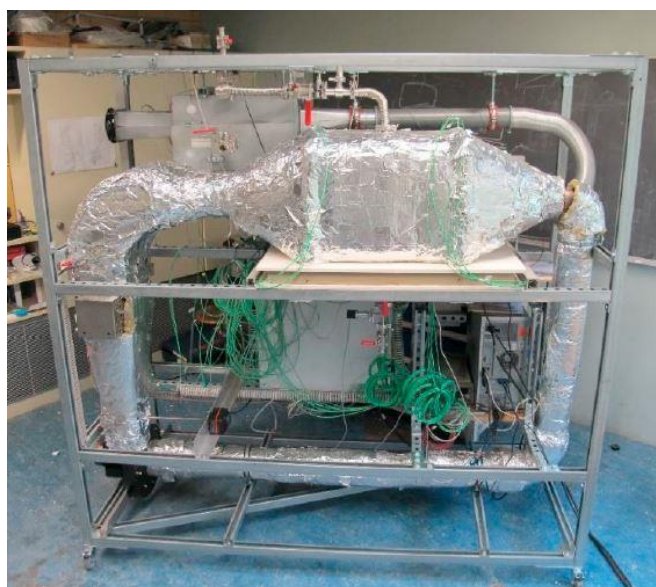
Tendencje rozwoju układów chłodniczych skupiają się obecnie na rozwiązaniach charakteryzujących się mniejszą energochłonnością oraz stosowaniem w nich substancji przyjaznych środowisku [1, 69]. Przykładem takich urządzeń są adsorpcyjne układy chłodnicze ze względu na możliwość użycia płynów bezpiecznych dla środowiska oraz ich minimalne zapotrzebowanie na energię elektryczną lub nawet jej brak [118]. Innymi zaletami są: niskie koszty eksploatacji i konserwacji, wytrzymałość na szoki cieplne, odporność na korozję, cicha praca, odporność na wibracje i brak jej generowania, odporność na zmianę kąta pochylenia i obrót układu oraz brak elementów wirujących [70, 88]. Urządzenia te wciąż jeszcze posiadają szereg ograniczeń, wśród których można wymienić: niską wartość współczynnika wydajności chłodniczej, niewystarczające rozpoznanie procesów adsorpcji i desorpcji, niską zdolność adsorpcji przez adsorbent, duże wymiary i ciężar w odniesieniu do tradycyjnych układów oraz nieciągłość działania [7, 248].

Prowadzone prace badawcze i rozwojowe w tej dziedzinie pozwalają doskonalić rozwiązania adsorpcyjnych urządzeń chłodniczych, które są rozwijane w wielu aspektach [13]. Analizowane i modyfikowane są wszystkie elementy składowe układu, ich konstrukcje i materiały, skojarzenia par roboczych [6], sam adsorbent oraz technologia prowadzenia procesów. Badaniu podlegają stosowane metody sterowania i media wymiany ciepła z zewnętrznymi źródłami oraz wewnątrz samych modułów [73, 161, 223, 229]. Układy te ze względu na ich intensywny rozwój są implementowane i weryfikowane w systemach o różnym przeznaczeniu [49, 246], takich jak: klimatyzatory [132, 193, 248], wytwornice lodu [61, 118, 138, 247], wytwornice wody lodowej [31, 54, 114, 229], układy odsalania wody [137, 237] i pompy ciepła [11, 26, 127, 136, 242, 250].



Rys. 3.22. Widok solarnego adsorpcyjnego urządzenia chłodniczego [78]

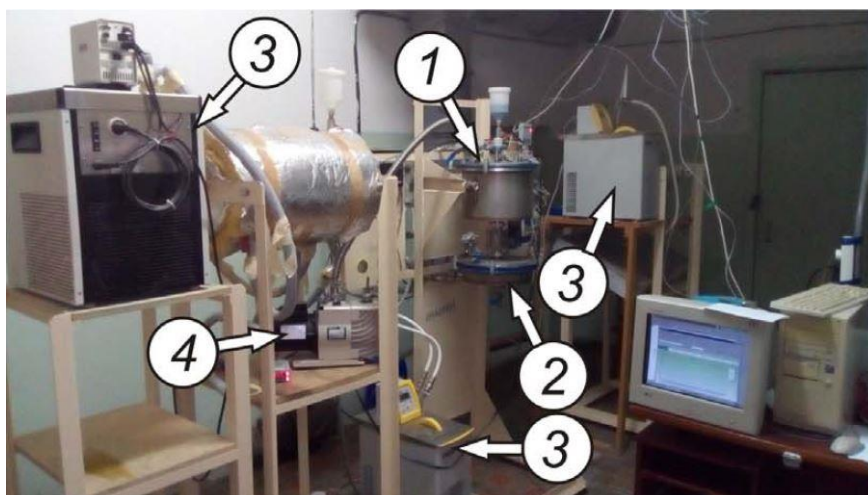
C. Hildbrand i inni [78] opracowali układ służący do wytwarzania lodu, wykorzystując energię ciepłą promieniowania słonecznego, w którym pojedyncze złoże stanowi konstrukcja równoległych cylindrycznych rur (rys. 3.22). Głównymi elementami urządzenia są: kolektor solarny – adsorber, skraplacz, zbiornik kondensatu, komora chłodnicza wraz z parownikiem i miejscem gromadzenia lodu oraz zawór. Adsorber solarny to jeden moduł o powierzchni  $2 \text{ m}^2$ , składający się z dwunastu równoległych cylindrycznych rur o średnicy  $72,5 \text{ mm}$ , wewnątrz których umieszczono adsorbent. W ich osi umieszczono koncentrycznie rury o mniejszej średnicy ( $15 \text{ mm}$ ) wykonane z siatki metalowej. Złoże stanowi żel krzemionkowy o masie  $78,8 \text{ kg}$ , a jako adsorbent zastosowano wodę. Parownik wykonano z rur o przekroju kwadratowym i powierzchni wymiany ciepła  $3,4 \text{ m}^2$ . Umieszczono go w izolowanej komorze o objętości  $320 \text{ dm}^3$ , w której jednorazowo przemianie fazowej w lód poddaje się  $40 \text{ dm}^3$  wody. Osiągnięto współczynnik wydajności chłodniczej dla tego układu na poziomie  $\sim 0,25$ . Zaletami tego rozwiązania są: prosta konstrukcja, możliwość wykorzystania energii promieniowania słonecznego oraz zastosowanie ekologicznych substancji jako pary adsorbent – adsorbent.



Rys. 3.23. Widok stanowiska adsorpcyjnego układu klimatyzacji [211]

S. Semprini i inni [211] zbudowali prototypowy układ chłodniczy, wykorzystujący ciepło spalin silnika samochodowego do cyklicznego generowania chłodu. Urządzenie to jest przeznaczone do chłodzenia powietrza w pomieszczeniu – kabinie pojazdu samochodowego (rys. 3.23). Jego elementami składowymi są: adsorber, parownik / skraplacz w postaci jednego modułu i zawór umieszczony pomiędzy nimi. Jako parę adsorbent – adsorbat zastosowano zeolit 13XBF i wodę. Złoże umieszczone jest wewnątrz uźebrowanego adsorbera w kształcie graniastosłupa o przekroju prostokątnym, z zewnętrznym i wewnętrznym płaszczem. Wymiennik ciepła adsorbera wykonano z miedzi, a jego objętość wewnętrzna wynosi  $35 \text{ dm}^3$ . Charakterystyczne parametry pracy tego układu to: ciśnienie w adsorberze ( $0,1 \div 10 \text{ Pa}$ ), temperatura spalin przepływających przez adsorber (do  $300 \text{ }^\circ\text{C}$ ), temperatura powietrza w chłodzonym pomieszczeniu ( $12 \div 20 \text{ }^\circ\text{C}$ ), energia cieplna ( $3 \text{ kWh}$ ) zmagazynowana do kilkugodzinnego procesu chłodzenia, ciśnienie w parowniku podczas adsorpcji (ok.  $10 \text{ hPa}$ ) oraz temperatura w jego wnętrzu ( $14 \text{ }^\circ\text{C}$ ). Cechy charakterystyczne tego urządzenia to: możliwość wykorzystania ciepła odpadowego spalin, zastosowanie adsorpcyjnego układu chłodniczego jako magazynu energii cieplnej, zastosowanie ekologicznych substancji tworzących parę adsorbent – adsorbat, cykliczna praca oraz brak możliwości długookresowego utrzymania niskiej temperatury.

M. M. Tokarev i inni [239] analizowali prototyp adsorpcyjnej pompy ciepła, opracowanej w skali laboratoryjnej. Układ ten zaprojektowano do podwyższania temperatury powietrza otoczenia (rys. 3.24). Cechą charakterystyczną tego rozwiązania jest zastosowanie powietrza o temperaturze  $2 \div 25 \text{ }^\circ\text{C}$  jako źródła ciepła, aby uzyskać na wyjściu temperaturę ( $32 \div 49 \text{ }^\circ\text{C}$ ) podgrzanego medium. Głównymi elementami urządzenia są adsorber oraz parownik / skraplacz. Adsorber wykonany jest z dwóch wymienników ciepła o powierzchni wymiany równej  $1,24 \text{ m}^2$ . Objętość adsorbera wynosi  $110 \text{ ml}$ . Jest on wypełniony adsorbentem w postaci kompozytu  $\text{CaClBr/SiO}_2$  o masie  $700 \text{ g}$ . W układzie adsorbent – adsorbat zastosowano parę kompozyt i metanol. Rozwiązanie to umożliwia generowanie mocy cieplnej na poziomie  $1,0 \div 2,5 \text{ kW}$ . W urządzeniu tym zastosowano adsorpcyjny układ chłodniczy jako pompę ciepła, w której źródłem jest powietrze otoczenia o bardzo niskiej temperaturze (od  $-60 \text{ }^\circ\text{C}$  do  $30 \text{ }^\circ\text{C}$ ). Taka pompa ciepła może być wykorzystywana na przykład w systemach ogrzewania podłogowego.



Rys. 3.24. Widok adsorpcyjnego układu pompy ciepła [239]

1 – adsorber; 2 – parownik / skraplacz; 3 – termokriostaty; 4 – pompa próżniowa



a)



b)

Rys. 3.25. Komercyjne, adsorpcyjne układy chłodnicze

a) eCoo10 (*Fahrenheit*) [60]; b) BryChill (*Bry-Air*) [24]

W ostatniej dekadzie nastąpił duży rozwój zarówno adsorpcyjnych układów chłodniczych w skali laboratoryjnej, jak i niektórych rozwiązań komercyjnych [246]. Przykładem urządzeń chłodniczych dostępnych na rynku i wykonanych w technologii adsorpcyjnej są dwa agregaty przedstawione na rysunku 3.25. Parametry tych układów podano w tabeli 3.5. Charakteryzują się one możliwością łączenia pojedynczych jednostek w większe systemy chłodnicze, aby uzyskać wyższe moce.

Tab. 3.5. Zestawienie głównych parametrów komercyjnych urządzeń chłodniczych [24, 60]

	eCoo10	BryChill
Adsorbent	żel krzemionkowy	żel krzemionkowy
Adsorbat	woda	woda
Moc chłodnicza, kW	16,7	11,0
COP	0,65	0,55
Temperatura gorącego medium, °C	50 ÷ 95	60 ÷ 90
Temperatura chłodzącego medium, °C	22 ÷ 40	10 ÷ 35
Temperatura chłodzonego medium, °C	8 ÷ 21	7 ÷ 20
Żywotność, lat	-	25
Napięcie zasilania, V AC	230	230
Moc nominalna, W	260	1300
Masa własna, kg	370	450
Wymiary, mm (wys. × szer. × gł.)	2003 × 875 × 765	1350 × 1000 × 1700

Agregaty te wykorzystują substancje bezpieczne dla środowiska, nie generują hałasu, nie posiadają części ruchomych, mają długą żywotność, niskie koszty eksploatacji oraz małe zapotrzebowanie na energię elektryczną.



## 4. Analiza aspektów ekonomicznych termoelektrycznej generacji energii elektrycznej i adsorpcyjnej technologii chłodniczej

### 4.1. Technologia termoelektrycznego wytwarzania energii elektrycznej

Ocenę konkurencyjności rynkowej projektowanego rozwiązania termoelektrycznej generacji energii elektrycznej przeprowadzono dla niskotemperaturowego źródła ciepła [199]. Na podstawie wyznaczonych charakterystyk termoelektrycznych dla wybranej grupy generatorów [83] określono maksymalne wartości wytwarzanej energii elektrycznej w jednakowych warunkach odniesienia ( $\Delta t = 80\text{ }^{\circ}\text{C}$ ), a wyniki podano w tabeli 4.1. Najefektywniejsze okazało się ogniwo TEC1-12730, generujące 4,63 W mocy elektrycznej.

Tab. 4.1. Parametry elektryczne wybranych ogniw termoelektrycznych [83, 142]

Typ ogniwa termoelektrycznego	Maksymalna moc elektryczna przy $\Delta t = 80\text{ }^{\circ}\text{C}$	Natężenie i napięcie generowanego prądu	
	$P[\text{W}]$	$I[\text{A}]$	$U[\text{V}]$
TEC1-12730	4,63	2,52	1,84
TEG1-12611-6.0	3,38	1,93	1,75
G2-56-0352	2,97	1,70	1,75
G2-56-0375	2,78	1,75	1,59
G2-56-0570	2,52	0,89	2,83

P. Jadwiszczak i M. Sidorczyk [83] dokonali porównania parametrów funkcjonalnych oraz kosztów zakupu komercyjnych termogeneratorów, z którego wynika, że cena najefektywniejszego jest najniższą spośród wymienionych w tabeli 4.1. Do dalszych analiz ekonomicznych wybrano element TEC1-12730 (*Hesta*), który jest także najtańszym termogeneratorem (tab. 4.2).

Dokonano analizy ekonomicznej wzrostu kosztów wytwarzania energii elektrycznej w czasie oraz prognozowanych spadków cen ogniw termoelektrycznych [117]. Do określenia progu zwrotu kosztu zakupu termogeneratorów przyjęto następujące założenia: wartość 1 kW wytwarzanej mocy elektrycznej prądu przemiennego, sprawność konwersji DC/AC energii elektrycznej 90 % [203, 234], ciągłe generowanie energii (24 godz./dobę i 365 dni/rok), maksymalną wydajność pojedynczego ogniwa 4,63 W ( $\Delta t = 80\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) (tab. 4.1), okres eksploatacji 20 ÷ 30 lat [117, 143], cenę energii elektrycznej 0,80 zł/kWh oraz wartość pojedynczego termogeneratora 120 zł (tab. 4.2).

Tab. 4.2. Ceny ogniw termoelektrycznych [83]

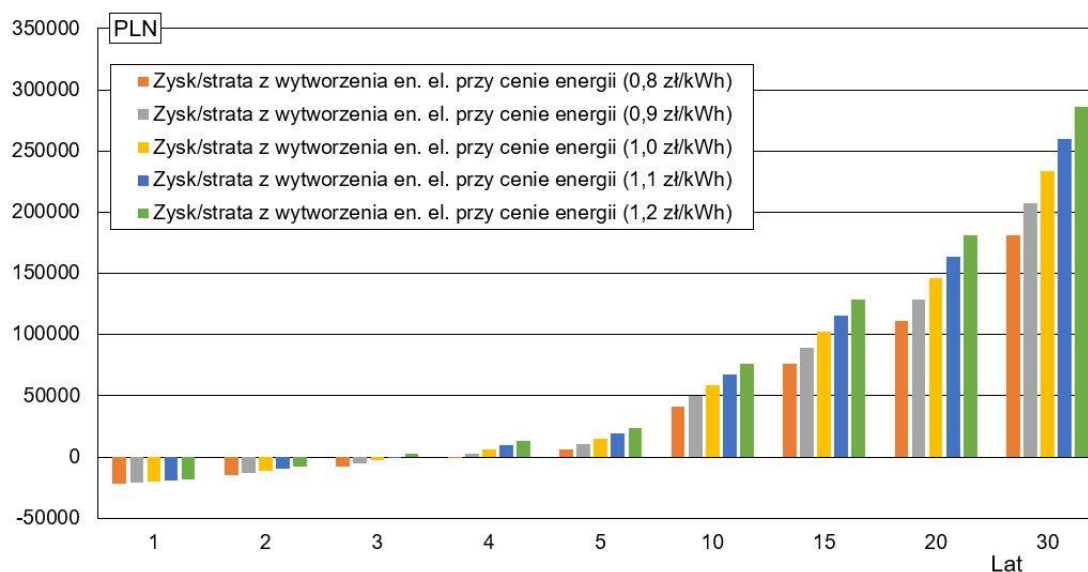
Typ ogniwa termoelektrycznego	Producent	Cena [zł]
TEC1-12730	<i>Hesta</i>	120,00
TEG1-12611-6.0	<i>TECTEG</i>	259,44
G2-56-0352	<i>Tellurex</i>	432,40
G2-56-0375	<i>Tellurex</i>	413,60
G2-56-0570	<i>Tellurex</i>	413,60

Szacunkowe wartości wytworzonej energii elektrycznej w ciągu jednego roku dla przyjętych założeń podano w tabeli 4.3.

Tab. 4.3. Koszt wytworzenia energii elektrycznej z baterii ogniw termoelektrycznych typu TEC1-12730 [83]

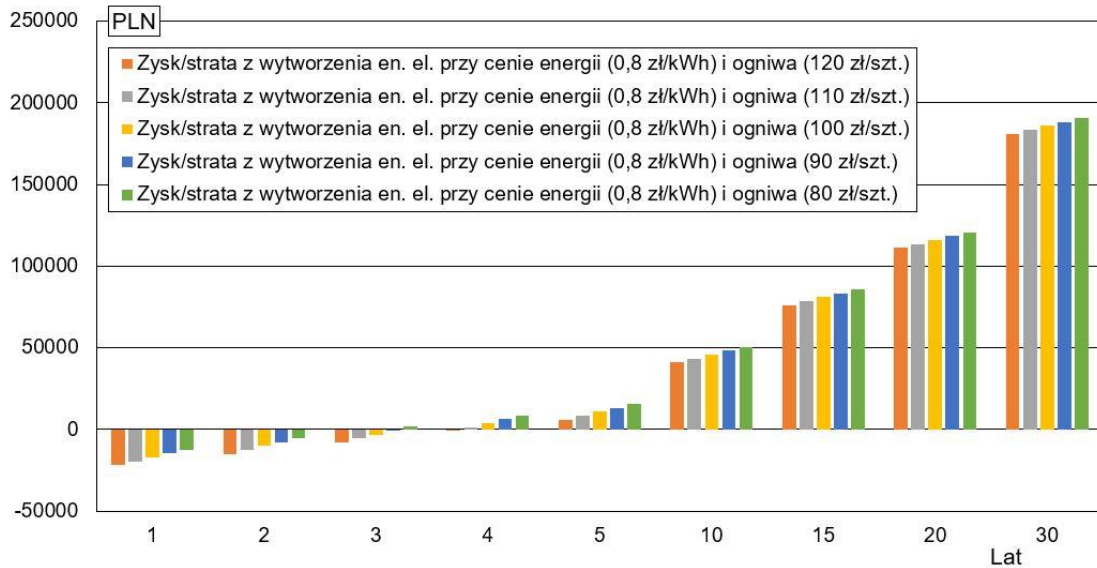
Wytwarzana moc elektryczna [kW]		Ilość ogniw (4,63 W/szt.)	Cena baterii ogniw [zł] (120 zł/szt.)	Koszt wytworzonej en. el. [zł/rok] (0,80 zł/kWh)
DC	AC <sub>90%</sub>			
1,12	1,00	242	29 040	7 008

Wyznaczono charakterystyki prognozujące czas zwrotu nakładów finansowych na zakup termogeneratorów, umożliwiających ciągle generowanie 1 kW energii elektrycznej prądu przemiennego, przyjmując jako dane wyjściowe wartości podane w tabeli 4.3. Założono, że cena jednostkowa ogniwa będzie maleć, a energii elektrycznej rosnać w czasie.



Rys. 4.1. Zysk/strata z wytworzenia energii elektrycznej z baterii ogniw termoelektrycznych typu TEC1-12730 przy zmiennych cenach energii



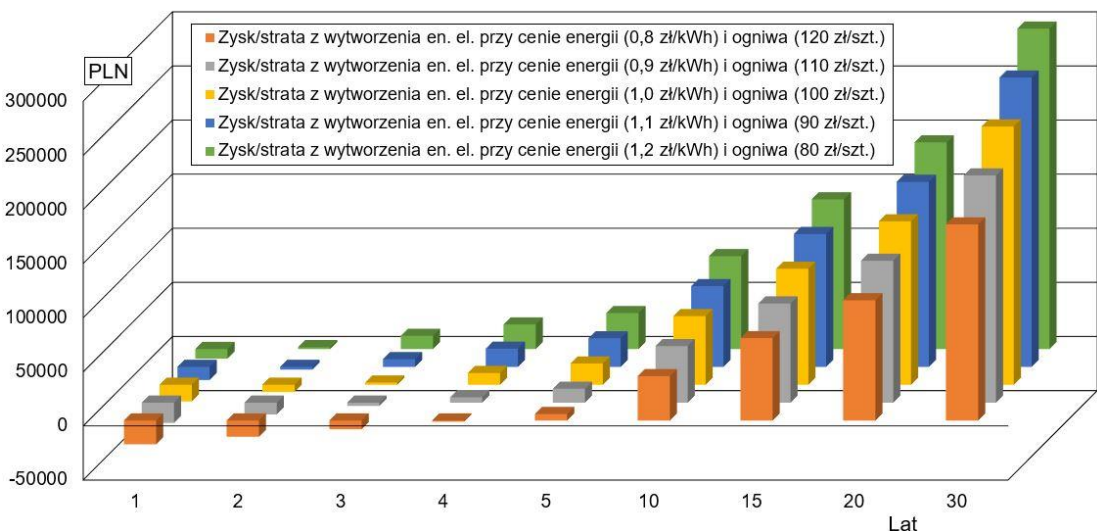


Rys. 4.2. Zysk/strata z wytworzenia energii elektrycznej z baterii ogniów termoelektrycznych typu TEC1-12730 przy zmiennych cenach termogeneratorów

Na wykresach słupkowych przedstawiono wyniki prognozy zysków i strat z wytwarzania energii elektrycznej przy następujących założeniach: cena energii będzie się zwiększać z 0,80 zł/kWh do 1,20 zł/kWh przy stałej wartości ogniwa 120 zł/szt. (rys. 4.1), natomiast cena pojedynczego termogeneratora będzie się obniżać ze 120 zł do 80 zł przy stałych kosztach energii 0,80 zł/kWh (rys. 4.2); ceny obu analizowanych dóbr będą się zmieniać jednocześnie według wspomnianych trendów (rys. 4.3).

Prognozując, że cena energii elektrycznej będzie się zwiększać z 0,80 zł/kWh do 1,20 zł/kWh przy stałej wartości ogniwa 120 zł/szt. (rys. 4.1), zwrot kosztów zakupu termogeneratorów nastąpi najwcześniej w ciągu trzech lat przy najwyższej cenie energii oraz najpóźniej w czasie pięciu lat.

Przyjmując spadek cen ogniów termoelektrycznych ze 120 zł do 80 zł przy stałej wartości energii elektrycznej 0,80 zł/kWh (rys. 4.2), zwrot kosztów inwestycji w termogeneratory nastąpi w ciągu trzech lat przy najniższej cenie ogniów oraz najpóźniej w czasie pięciu lat.



Rys. 4.3. Zysk/strata z wytworzenia energii elektrycznej z baterii ogniów termoelektrycznych typu TEC1-12730 przy zmiennych cenach energii i termogeneratorów

Zakładając jednoczesny wzrost ceny energii elektrycznej i obniżenie się wartości rynkowej termogeneratorów (rys. 4.3), zwrot kosztów zakupu ogniwo termoelektrycznych nastąpi w czasie od dwóch (1,20 zł/kWh i 80 zł/szt.) do najpóźniej pięciu lat.

Z przeprowadzonych symulacji ekonomicznych wynika, że czas zwrotu nakładów na zakup baterii 242 termogeneratorów TEC1-12730 (*Hesta*), które w sposób ciągły generują 1 kW mocy elektrycznej prądu przemiennego to 2 ÷ 3 lata. Resurs eksploatacyjny elementów termoelektrycznych szacowany jest na okres 20 ÷ 30 lat.

## 4.2. Adsorpcyjna technologia chłodnicza

Przeprowadzono ocenę konkurencyjności rynkowej adsorpcyjnej technologii chłodniczej [107, 139, 156, 230], porównując ją ze sprężarkową techniką wytwarzania chłodu, która wymaga energii elektrycznej do swej pracy.

Do analizy wybrano sprężarkowe urządzenie chłodnicze oraz dwa dostępne na rynku układy adsorpcyjne różnych producentów o podobnych mocach (tab. 4.4).

Oceniając opłacalność inwestycji i porównując obie technologie chłodnicze, przyjęto następujące założenia: cykl pracy urządzeń (24 godz./dobę i 365 dni/rok), okres eksploatacji układów (5 lat) oraz cena energii elektrycznej 0,80 zł/kWh. Zużycie energii elektrycznej i ciepła dla poszczególnych rozwiązań podano w tabeli 4.5.

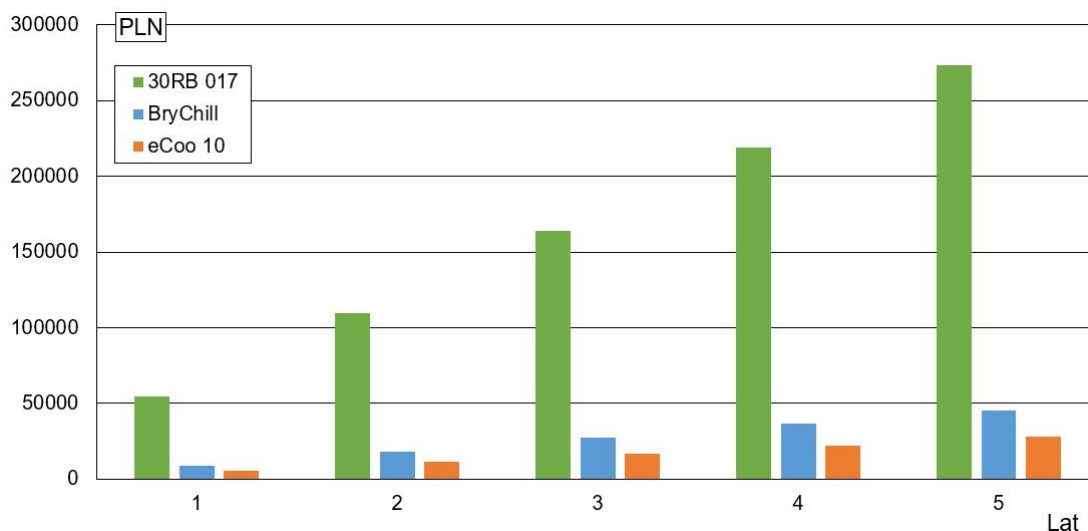
Tab. 4.4. Porównanie parametrów wybranych agregatów chłodniczych [24, 29, 60]

Typ agregatu	Moc chłodnicza, kW	Moc elektryczna, kW	Moc cieplna, kW	Współczynnik wydajności chłodniczej
Sprężarkowy, 30RB 017 ( <i>Carrier</i> )	15,5	7,8	-	2,91
Adsorpcyjny, BryChill ( <i>Bry-Air</i> )	11,0	1,3	20,0	0,55
Adsorpcyjny, eCoo 10 ( <i>Fahrenheit</i> )	16,7	0,8	25,7	0,65

Agregaty adsorpcyjne do swej pracy wymagają wody grzewczej o temperaturze 50 ÷ 95 °C [24, 60, 223]. Szacując koszty inwestycji i eksploatacji przyjęto, że medium cieczowe dostarcza darmową, niskotemperaturową energię ciepła odpadowego, która w normalnych warunkach realizacji procesów technologicznych jest tracona [65, 89, 163, 164, 168, 188].

Tab. 4.5. Zużycie energii wymaganej do wytworzenia chłodu w skali jednego roku [24, 29, 60]

Typ agregatu	Zużycie energii elektrycznej, MWh/rok	Zużycie energii cieplnej, MWh/rok	Wytworzenie mocy chłodniczej, MWh/rok
Sprężarkowy, 30RB 017 ( <i>Carrier</i> )	68,33	-	135,8
Adsorpcyjny, BryChill ( <i>Bry-Air</i> )	11,39	175	96,4
Adsorpcyjny, eCoo 10 ( <i>Fahrenheit</i> )	7,01	225	146,3

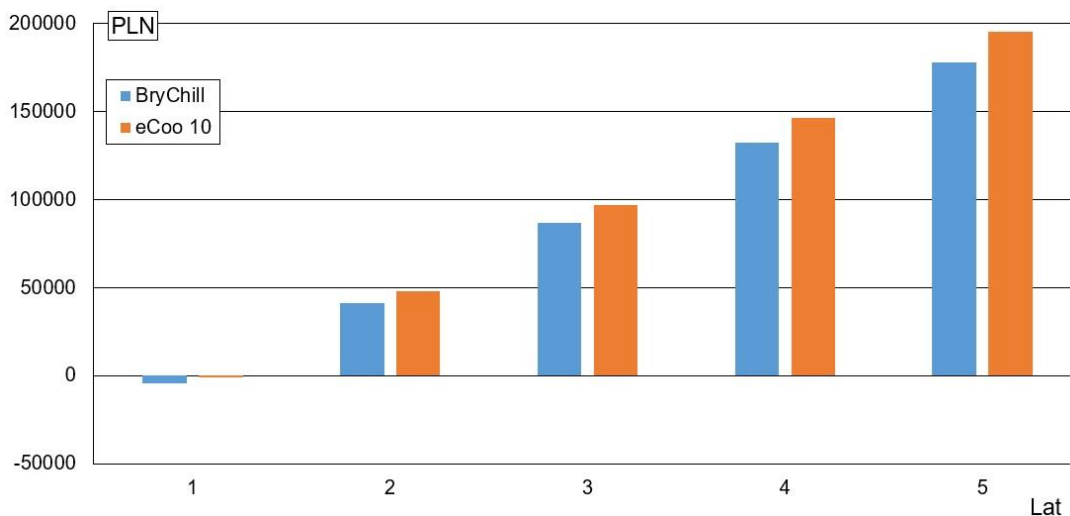


Rys. 4.4. Koszt energii elektrycznej niezbędnej do pracy urządzeń chłodniczych w czasie pięciu lat

Porównując całkowite zużycie energii elektrycznej trzech urządzeń chłodniczych w okresie pięciu lat ich pracy przy założonej stałej cenie energii (0,80 zł/kWh), wykazano najniższy poziom skumulowanych kosztów związanych ze zużyciem energii elektrycznej dla agregatu typu: eCoo 10 (*Fahrenheit*), a najwyższy dla układu typu 30RB 017 (*Carrier*) (rys. 4.4).

Przyjęto ceny analizowanych urządzeń chłodniczych, zbliżone do ich wartości katalogowych: układu sprężarkowego (50 000 zł) i pojedynczych agregatów adsorpcyjnych (100 000 zł). Przy tych założeniach określono próg zwrotu kosztów zakupu urządzeń adsorpcyjnych w odniesieniu do rozwiązania sprężarkowego.

Uwzględniając koszty energii elektrycznej, niezbędnej do funkcjonowania trzech porównywanych agregatów zaobserwowano, że w drugim roku prognozowanej eksploatacji pojawia się znaczący zysk wynikający ze zmniejszenia wydatków na energię elektryczną w wysokości 48 112 zł dla rozwiązania eCoo 10 (*Fahrenheit*) (rys. 4.5). Po pięciu latach użytkowania tego układu adsorpcyjnego zaoszczędzona kwota jest zbliżona do czterokrotnej wartości nowego agregatu sprężarkowego tego samego typu.



Rys. 4.5. Zysk/strata z inwestycji w układy adsorpcyjne w odniesieniu do sprężarkowego w okresie pięciu lat

Tab. 4.6. Zmniejszenie zużycia energii elektrycznej i obniżenie emisji dwutlenku węgla CO<sub>2</sub> przy zastosowaniu agregatów adsorpcyjnych [24, 29, 60, 100]

Typ agregatu	Zużycie energii elektrycznej, MWh/rok	Zmniejszenie zużycia energii elektrycznej, MWh/rok	Zmniejszenie emisji CO <sub>2</sub> , tonCO <sub>2</sub> /rok
Sprężarkowy, 30RB 017 ( <i>Carrier</i> )	68,33	-	-
Adsorpcyjny, BryChill ( <i>Bry-Air</i> )	11,39	56,94	42,42
Adsorpcyjny, eCoo 10 ( <i>Fahrenheit</i> )	7,01	61,32	45,68

Znacząca oszczędność zużycia energii elektrycznej urządzeń adsorpcyjnych wpływa na zmniejszenie emisji dwutlenku węgla CO<sub>2</sub>. Najwyższa jej wartość jest notowana dla agregatu eCoo 10 (*Fahrenheit*) (tab. 4.6). Emisję CO<sub>2</sub> wyznaczono na podstawie wskaźnika (745 kgCO<sub>2</sub>/MWh) podanego przez KOBIZE [100] dla energii elektrycznej wyprodukowanej w instalacjach do spalania paliw.

Porównując technologie sprężarkowe i adsorpcyjne stwierdzono, że mimo wyższych początkowych nakładów inwestycyjnych na zakup agregatu adsorpcyjnego oraz niższych współczynników wydajności chłodniczej, ich koszty eksploatacji są na tyle niskie [159], że już po dwóch latach pracy pojawiają się znaczące oszczędności w zużyciu energii elektrycznej. Przyczynia się to do redukcji emitowanych gazów cieplarnianych i zmniejszenia rosnącego zapotrzebowania na energię elektryczną [91, 241].

Ważnym atutem przy wyborze układu chłodniczego jest długi czas „życia” urządzenia adsorpcyjnego (25 lat) [24] oraz brak elementów ruchomych [201]. Ograniczeniem tego rozwiązania jest zaś konieczność zapewnienia medium o określonej temperaturze, z którego przejmowane jest ciepło. Najwyższą opłacalność z zastosowania agregatu tego typu można osiągnąć w instalacjach, gdzie występują znaczne ilości niezagospodarowanej [105, 185] i traconej energii cieplnej [141, 191, 220].

## **5. Metodyka badań płaskiego cieczowego wymiennika ciepła „gorącej” strony modułu MTEG**

Badania wymiennika ciepła „gorącej” strony modułu z termogeneratorami dostarczają wiedzy na temat efektywności zastosowanej konstrukcji i funkcjonalności rozwiązania. Pozwalają na oszacowanie wartości głównych parametrów pracy całego modułu z termogeneratorami w zależności od temperatury źródła zasilania i strumienia czynnika roboczego. Wpływają na kształtowanie kierunków wymuszanych przepływów. Dla konstruktorów są źródłem empirycznej wiedzy, niezbędnej do projektowania całych modułów z termogeneratorami, optymalizacji ich poszczególnych elementów (wymienników ciepła, termogeneratorów, przekształtników energii elektrycznej) oraz instalacji wykorzystujących MTEG jako komponent. Wyniki badań umożliwiają wyznaczenie maksymalnych i minimalnych wartości parametrów, wpływających na efektywność pracy wymiennika ciepła.

Prognozowanie zachowania się dwusekcyjnego, cieczowego wymiennika ciepła „gorącej” strony modułu z termogeneratorami wymaga zaawansowanej metodyki badań, która umożliwi jego testowanie w zadanych warunkach. Metodyka ta pozwala na symulowanie różnych wymuszeń cieplnych, występujących w rzeczywistych procesach zagospodarowania niskotemperaturowego ciepła odpadowego.

Do identyfikacji zjawisk i procesów wymiany ciepła w obiekcie będącym elementem modułu z termogeneratorami zastosowano prototypową aparaturę testującą, która pozwala na dokonanie badań wymiennika w szerokim zakresie pracy przy precyzyjnym sterowaniu parametrami elementów wymuszających procesy cieplne i zjawiska elektryczne. Istotna jest dokładna regulacja wszystkich elementów wymuszających, ponieważ daje to możliwość korygowania parametrów pracy wymiennika w module MTEG i uwzględnienia wpływu szeregu czynników, które decydują o jego efektywności. Metodykę tę można także wykorzystać do realizacji testów przy różnych wartościach temperatury cieczy górnego źródła w zakresie ciepła niskotemperaturowego, a także przy regulowanym poziomie strumienia cieczy i dowolnie wymuszanych kierunkach przepływu czynnika w sekcjach wymiennika.

Z przeprowadzonej analizy literatury przedmiotu wynika, że nie ma informacji na temat metod badania efektywności dwusekcyjnego cieczowego wymiennika ciepła „gorącej” strony modułu z termogeneratorami. Opublikowane wyniki badań dotyczyły innych konstrukcji wymienników ciepła „gorącej” strony modułów MTEG, w szczególności układów zasilanych energią ciepłą medium gazowego.

### 5.1. Cele i założenia stosowanej metodyki badawczej

Celem badania efektywności płaskiego, dwusekcyjnego wymiennika ciepła „gorącej” strony elementu MTEG jest ocena wpływu parametrów procesu wymiany ciepła na wartość generowanej mocy elektrycznej, efektywność wymiennika i sprawność. Testowana jest także konstrukcja wymiennika i konfiguracje kierunków przepływu czynnika w poszczególnych sekcjach. Szczegółowe cele przedstawiono na rysunku 5.1.

➤	wyznaczenie efektywności wymiennika ciepła
➤	wyznaczenie sprawności konwersji energii cieplnej na elektryczną w układzie modułu z termogeneratorami
➤	wyznaczenie mocy elektrycznej, generowanej w module MTEG
➤	identyfikacja oddziaływań parametrów: przepływu i temperatury gorącego medium wymiany ciepła na efektywność modułu z termogeneratorami
➤	weryfikacja wpływu kierunku przepływu cieczy na efektywność modułu MTEG
➤	weryfikacja skuteczności podziału wymiennika ciepła (dwie sekcje) na poprawę efektywności modułu z termogeneratorami

Rys. 5.1. Cele badań płaskiego, cieczowego wymiennika ciepła „gorącej” strony modułu MTEG

➤	zdefiniowanie wymagań odnośnie do czynników wymiany ciepła dla prowadzenia testów modułu z termogeneratorami
➤	dobór parametrów i kierunku przepływu cieczy w badanym obiekcie
➤	realizacja testów w zależności od wartości wielu zmiennych (m.in.: temperatury, natężenia i kierunku przepływu cieczy, gorącego i zimnego medium)
➤	wyznaczenie wpływu pojedynczej zmiennej procesu konwersji energii na efektywność modułu MTEG
➤	regulacja natężenia przepływu gorącej i zimnej cieczy w wymiennikach ciepła
➤	regulacja temperatury gorącej cieczy
➤	nastawa kierunku przepływu gorącej i zimnej cieczy w wymiennikach ciepła
➤	realizacja kilkuminutowych badań dla pojedynczego testu, umożliwiających analizę statystyczną
➤	obserwacja parametrów procesu konwersji energii w czasie rzeczywistym
➤	zapis wyników badań z prowadzonych testów

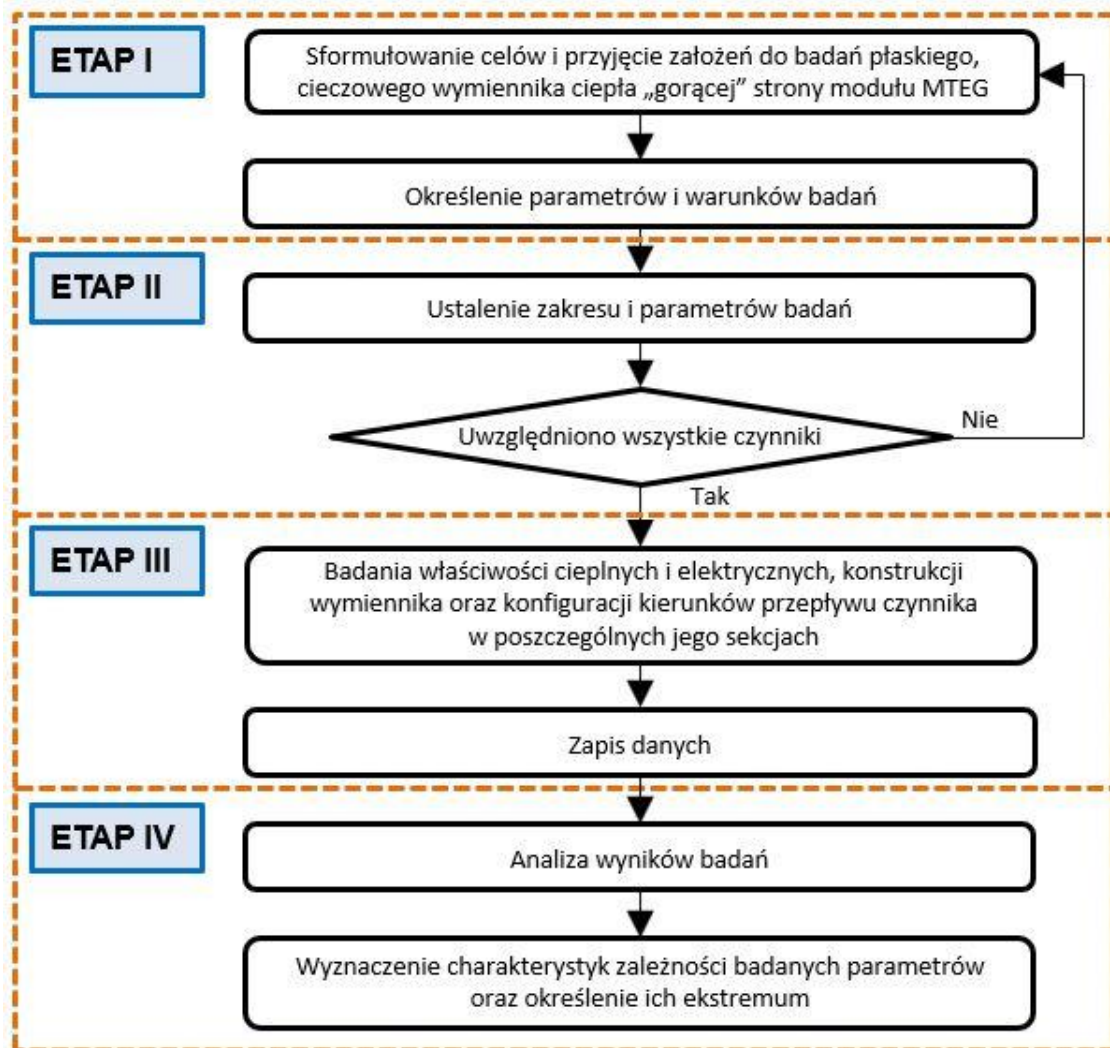
Rys. 5.2. Główne założenia metodyki badań płaskiego, cieczowego wymiennika ciepła „gorącej” strony modułu MTEG

Przeprowadzona kwerenda literaturowa metod badawczych oraz analiza aparatury stosowanej podczas badań modułów z termogeneratorami i ich wymienników ciepła umożliwiła sprecyzowanie założeń metodyki badań płaskiego, cieczowego wymiennika ciepła „gorącej” strony modułu MTEG (rys. 5.2).

## 5.2. Model systemu badawczego

W opracowanej metodyce badań płaskiego, cieczowego wymiennika ciepła „gorącej” strony modułu z termogeneratorami wymieniono cztery etapy: zdefiniowanie celów i zakresu badań, przygotowanie badań, prowadzenie badań oraz analiza uzyskanych wyników (rys. 5.3).

W pierwszym etapie sformułowano cele, przyjęto założenia oraz określono parametry i warunki badań wymiennika ciepła „gorącej” strony modułu MTEG. Założono, że obiekt będzie testowany na stanowisku symulującym niskotemperaturowe źródło ciepła HS, umożliwiającym realizację testów cieczowego, sekcijnego wymiennika ciepła HSHE, umieszczonego od „gorącej” strony zestawu elementów TEG modułu z termogeneratorami.



Rys. 5.3. Schemat metodyki badań płaskiego, cieczowego wymiennika ciepła „gorącej” strony modułu MTEG

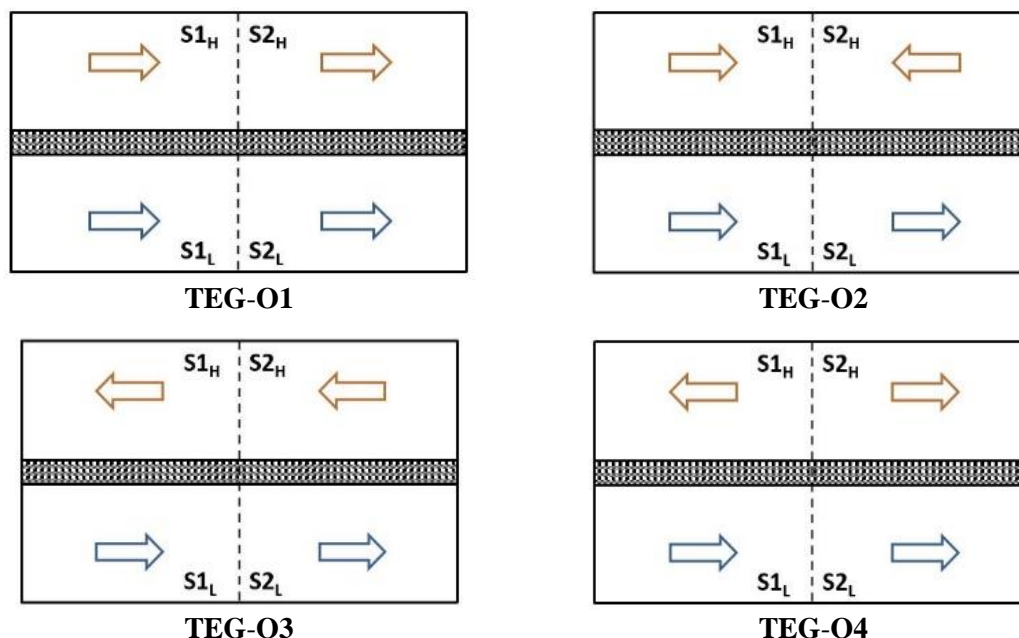
Obiektem poddanym eksperymentom będzie prototypowy moduł z termogeneratorami, złożony z trzech elementów: wymiennika ciepła HSHE (od strony „gorącej” elementów TEG), warstwy skonsolidowanych termogeneratorów THM oraz wymiennika ciepła CSHE (od strony „zimnej” elementów TEG). Wymienniki HSHE i CSHE będą rozwiązaniami modelowymi o analogicznej dwusekcyjnej konstrukcji, wykonanymi ze stopu aluminium PA11.

Badanie parametrów wymiennika ciepła „gorącej” strony modułu MTEG będzie prowadzone przy wymuszonym, regulowanym natężeniu przepływu płynu i zmiennej konfiguracji kierunków jego przepływu oraz nastawianej temperaturze w przekroju wejściowym sekcji wymiennika.

W module do konwersji ciepła na energię elektryczną zastosowano wodę jako płyn roboczy oraz elementy termoelektryczne oparte na stopach bizmutu. Wymiennik CSHE będzie chłodzony cieczą przy jej stałej wartości natężenia przepływu oraz niewielkim zakresie zmian temperatury w przekrojach wejściowych. Takie podejście umożliwi niezależną analizę elementów modułu z termogeneratorami.

W układzie modułu MTEG występują straty hydrauliczne  $\Delta p$  (lokalne straty ciśnienia), które wynikają z geometrii zastosowanego wymiennika ciepła, natężenia przepływu płynu oraz jego rodzaju i parametrów. Do pokonania sił oporów wewnętrznych przepływu płynu w wymiennikach ciepła niezbędna jest dodatkowa pompa o mocy  $P_p$ . Moc ta może być uwzględniona w bilansie energetycznym urządzenia jako dodatkowe obciążenie.

Przyjęto, że pozostałe straty w badanym układzie stanowi ubytek ciepła, spowodowany jego przewodzeniem przez obudowę elementów HSHE i CSHE oraz ich przyłącza. Założono, że ciepło przenika tylko przez powierzchnię elementu HSHE stykającą się z termogeneratorami THM.



Rys. 5.4. Konfiguracje kierunków obiegu płynów w sekcjach (S) wymienników ciepła „gorącej” (H) i „zimnej” (L) strony modułu MTEG [165]



Tab. 5.1. Wybrane parametry elementów badanego układu MTEG

Element/Parametr	Materiał/Medium	Opis/Wartość
wymiennik	stop aluminium	wymiary: $680 \times 200 \times 68$ mm, masa: $\sim 25$ kg
$q_{\text{HSHE}}$	woda	$0,20 \div 0,34$ kg/s
$t_{\text{in-HSHE}}$	woda	$50 \div 90$ °C
HSHE obiegi	woda	zmienne kierunki przepływu: TEG-O1, TEG-O2, TEG-O3, TEG-O4
HSHE sekcje		S1, S2
$q_{\text{CSHE}}$	woda	$\sim 0,34$ kg/s
$t_{\text{in-CSHE}}$	woda	$9 \div 22$ °C
CSHE obiegi	woda	Stałe
CSHE sekcje		S1, S2

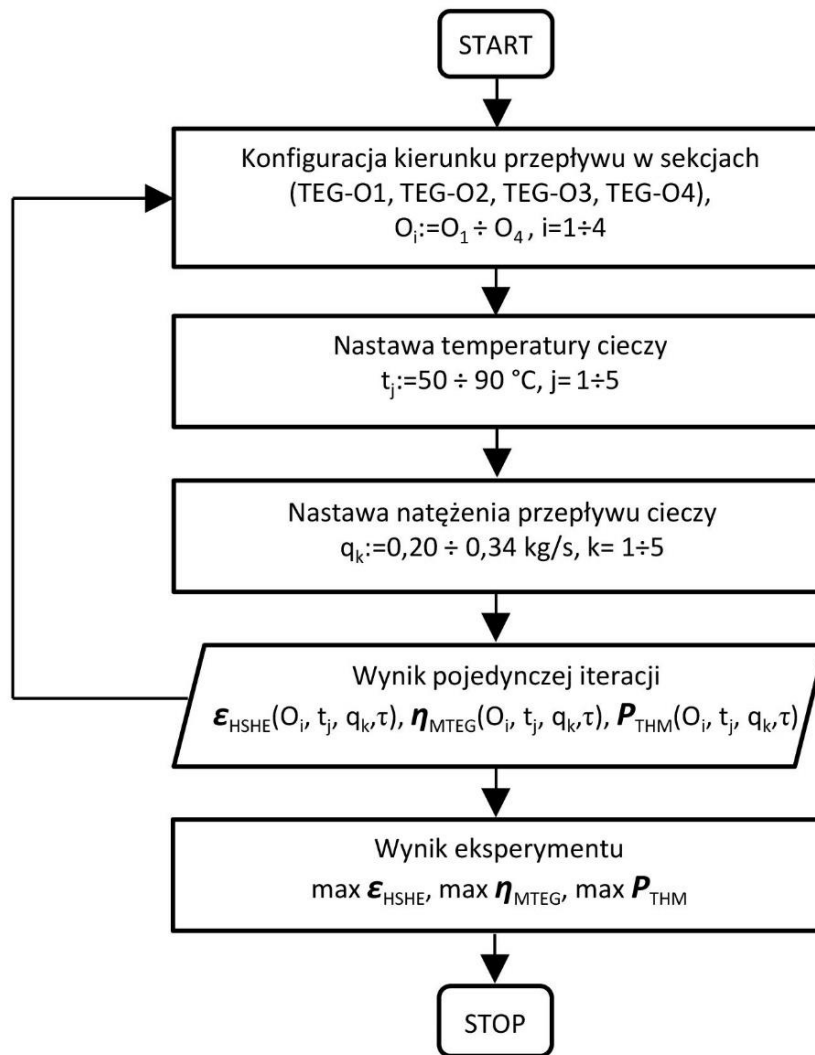
Pozostałe powierzchnie osłonięto warstwą izolacji termicznej i przyjęto, że mają one właściwości przegród adiabatycznych, co oznacza pominięcie strat ciepła przez obudowę wymiennika HSHE do otoczenia. Rozpatrzono cztery przypadki konfiguracji kierunków obiegu gorącego płynu w badanym module MTEG (rys. 5.4).

W drugim etapie metodyki ustalono zakres i parametry badań modułu z termogeneratorami oraz jego wymiennika ciepła od strony „gorącej”. Przyjęte wartości parametrów badań podano w tabelach 5.1 i 5.2.

Eksperyment prowadzono dla czterech konfiguracji kierunków obiegu gorącego płynu w wymienniku HSHE (rys. 5.4), takich jak: współprądowy (współbieżny) TEG-O1, do środka TEG-O2, przeciwprądowy (przeciwbieżny) TEG-O3 i od środka TEG-O4 oraz stałym kierunku przepływu zimnej cieczy w elemencie CSHE. Badania prowadzono przy tych samych wymiarach geometrycznych wymiennika i parametrach termofizycznych półprzewodników TEG. W każdym z czterech obiegów cieczy „gorącej” strony dodatkowo regulowano natężenie przepływu płynu. W wymienniku „zimnej” strony ustalono jeden obieg oraz stałą, jednakową prędkość przepływu zimnego płynu. Przyjęto dwusekundowy krok próbkowania mierzonych parametrów oraz maksymalny 30-minutowy czas trwania pojedynczej iteracji eksperymentu.

Tab. 5.2. Wybrane parametry termogeneratorsa i modułu MTEG [76,142]

Parametr / Wielkość	Wartość
Wymiary termogeneratorsa	$62 \times 62 \times 3,9$ mm
Liczba elementów TEG w module MTEG	20
Natężenie prądu podczas generowania energii elektrycznej	2,52 A
Napięcie podczas generowania energii elektrycznej	1,84 V
Rezystancja elementu TEG ( $t=50$ °C)	0,31 $\Omega$
Maksymalna generowana moc elektryczna z pojedynczego elementu TEG ( $\Delta t=80$ °C)	4,63 W
Maksymalna całkowita wytwarzana moc elektryczna w module MTEG	92,6 W
Maksymalna temperatura pracy termogeneratorsa	138 °C
Liczba złącz P-N w pojedynczym elemencie TEG	127 par



Rys. 5.5. Algorytm przebiegu eksperymentu

Trzecim etapem są badania właściwości cieplnych i elektrycznych oraz wpływu konfiguracji kierunków przepływu czynnika w poszczególnych sekcjach wymiennika na pracę całego modułu z termogeneratorami. Uzyskana wiedza na temat wpływu badanych parametrów na właściwości cieplne i elektryczne pozwala na określanie ich współzależności. W tej części metodyki realizowane są testy badanego obiektu według opracowanego planu badań, określone na etapie formułowania celów i założeń.

W czwartym etapie analizowane są wartości zarejestrowanych wyników uzyskanych z przeprowadzonych eksperymentów. Wyznaczane są charakterystyki zależności parametrów, aby określić ich wpływ na efektywność modułu z termogeneratorami oraz wymiennika ciepła umieszczonego od jego strony „gorącej”. Obliczane są maksymalne i minimalne wartości badanych funkcji.

Przebiegi etapów trzeciego i czwartego opisuje algorytm (rys. 5.5), w którym dla każdej z: czterech konfiguracji kierunku przepływu medium ciekowego ( $O_1 \div O_4$ ), pięciu nastaw temperatury cieczy w przekrojach wejściowych sekcji wymiennika HSHE ( $50 \div 90 \text{ }^\circ\text{C}$ ) oraz pięciu ustawień wartości natężenia przepływu ( $0,20 \div 0,34 \text{ kg/s}$ ), określane są transfery cieplne w wymiennikach (podczas pojedynczej iteracji eksperymentu), sprawność konwersji oraz wartość generowanej energii elektrycznej w module z termogeneratorami.

Parametr	Konfiguracja kierunku przepływu w sekcjach wymiennika HSHE				Temperatura gorącej cieczy [°C]					Natężenie przepływu gorącej cieczy [kg/s]				
	O <sub>1</sub>	O <sub>2</sub>	O <sub>3</sub>	O <sub>4</sub>	50	60	70	80	90	0,20	0,24	0,27	0,30	0,34
$\epsilon_{\text{HSHE}}$	x				x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
		x			x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
			x		x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
				x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
$\eta_{\text{MTEG}}$	x				x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
		x			x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
			x		x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
				x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
$P_{\text{THM}}$	x				x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
		x			x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
			x		x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
				x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x

Rys. 5.6. Zestawienie głównych parametrów badań dwusekcyjnego, cieczowego wymiennika ciepła modułu z termogeneratorami w zależności od warunków prowadzonego eksperymentu

Wyniki każdej iteracji są zapisywane i poddawane analizie, która pozwala na wyrysowanie charakterystyk zależności badanych parametrów oraz wyznaczenie ich ekstremum.

Jako główne parametry określające efektywność dwusekcyjnego, cieczowego wymiennika ciepła, będącego elementem układu konwersji niskotemperaturowego ciepła na energię elektryczną, przyjęto: efektywność wymiennika  $\epsilon_{\text{HSHE}}$ , generowaną moc elektryczną  $P_{\text{THM}}$  oraz sprawność konwersji w module z termogeneratorami  $\eta_{\text{MTEG}}$ .

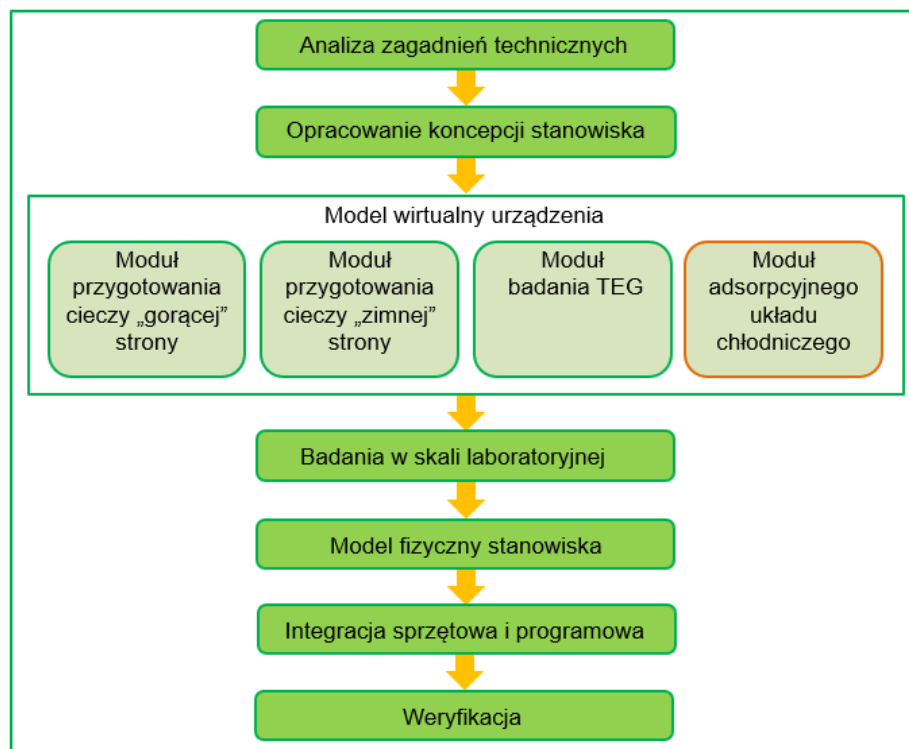
Opracowany algorytm metody umożliwia porównanie wpływu konfiguracji kierunku przepływu gorącego płynu na rozkład temperatury i efektywność wykorzystania ciepła. Pozwala także na prowadzenie szerokiej analizy wyników eksperymentu, 42 parametrów układu w funkcji trzech zmiennych (kierunku przepływu cieczy, temperatury gorącej cieczy i jej natężenia przepływu), z regulowanym krokiem próbkowania i czasem trwania  $\tau$  pojedynczej iteracji. Zestawienie testów trzech głównych parametrów opisujących efektywność wymiennika ciepła „gorącej” strony modułu MTEG przedstawia macierz nastaw (rys. 5.6).



## 6. Stanowisko do badania wymienników ciepła „gorącej” strony modułu z termogeneratorami

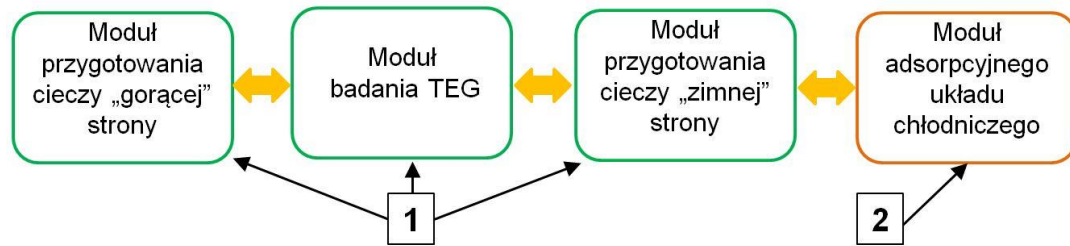
### 6.1. Cel i założenia stanowiska badawczego

Do oceny i weryfikacji procesu przetwarzania niskotemperaturowej energii cieplnej na elektryczną przy wykorzystaniu generatorów termoelektrycznych koniecznym jest wyznaczenie parametrów zjawisk, służących poprawie efektywności mechanizmu tej konwersji. Opracowano koncepcję modułu z generatorami termoelektrycznymi oraz laboratoryjnych układów badawczych, umożliwiających symulację rzeczywistych warunków przejmowania ciepła pomiędzy jego elementami funkcjonalnymi. Urządzenia te wyposażone są w układy umożliwiające regulację parametrów procesu: temperatury gorącej cieczy i „gorącej” strony elementów TEG, strumienia masy gorącego i zimnego medium, temperatury „zimnej” strony generatorów termoelektrycznych oraz ich parametrów elektrycznych.



Rys. 6.1. Schemat blokowy procesu projektowania stanowiska do badania modułów z termogeneratorami





Rys. 6.3. Schemat blokowy stanowiska  
1 – główne moduły; 2 – moduł dodatkowy

Dzięki zmianom w nastawach poszczególnych modułów i konfiguracji sprzętowej przyłączy mechanicznych możliwe jest prowadzenie testów przy: różnych natężeniach przepływu cieczy, regulowanej temperaturze czynnika wymiany ciepła oraz wymuszonych kierunkach jego przepływu w wymienniku. Zaprojektowane stanowisko badawcze pozwala na automatyczną i płynną regulację parametrów, wpływających na przekazywanie energii cieplnej i jej konwersję na postać elektryczną. Układ filtracji wody, jako cieczy roboczej, zapewnia również wysoką jej czystość, co nie jest bez wpływu na powtarzalność parametrów podczas badań.

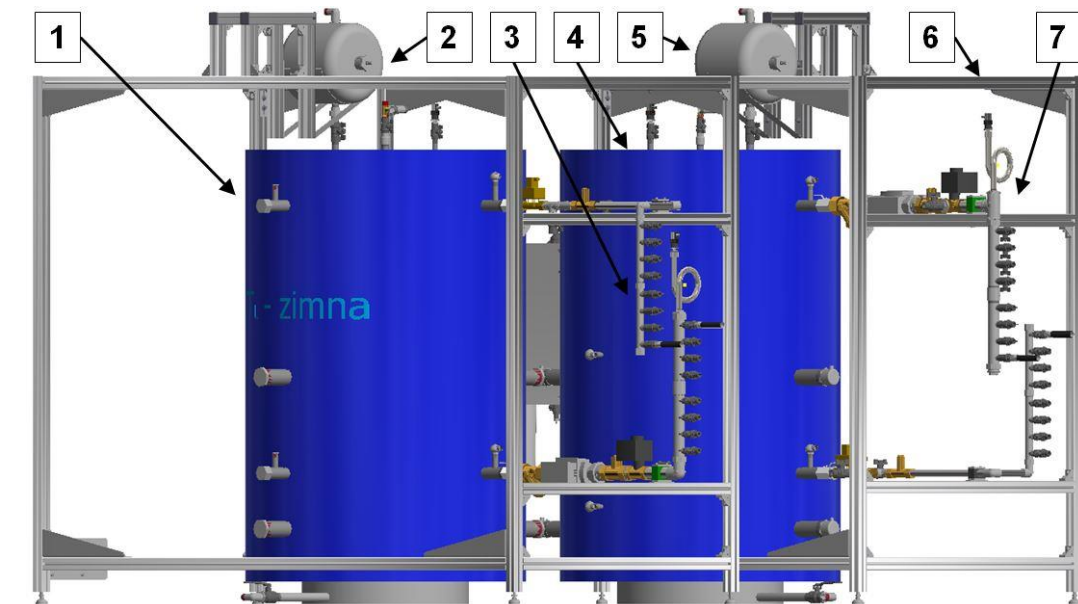
W zaprojektowanej aparaturze zastosowano układy zasilania energią cieplną, wykorzystując medium cieczowe. Schemat blokowy systemu badania efektywności wymiennika ciepła oraz jego moduły przedstawiono na rysunkach 6.2 i 6.3.

Model wirtualny głównych modułów urządzenia przedstawiono na rysunku 6.4, zaś prototyp urządzenia wraz z adsorpcyjnym układem chłodniczym pokazano na rysunku 6.5.

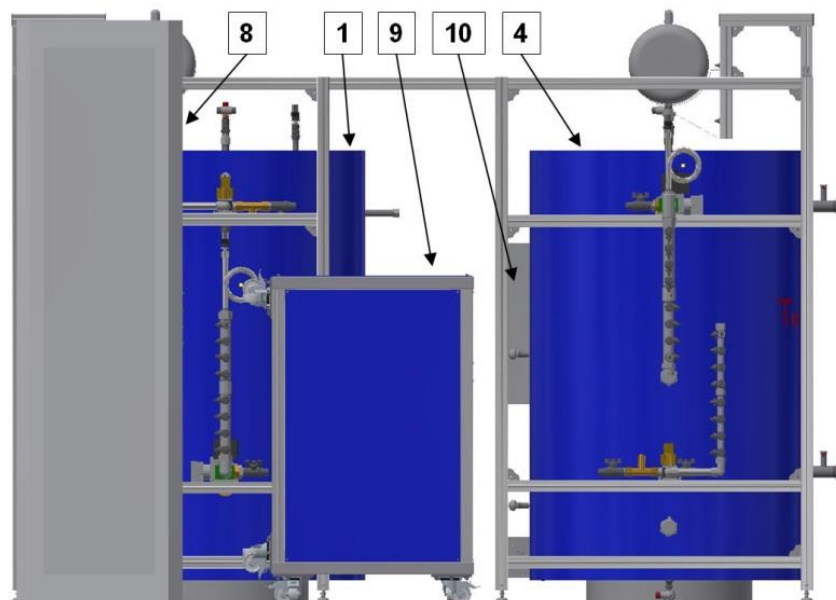
Stanowisko składa się z dwóch modułów przygotowania cieczy i doprowadzenia jej odpowiednio do wymienników „gorącej” i „zimnej” strony elementu MTEG (rys. 6.6). Zasobniki cieczy zimnej i gorącej (rys. 6.4 i 6.5) zaprojektowano jako naczynia otwarte, powyżej których umieszczono zbiorniki wyrównawcze. Jako ciecz wypełniającą układy obu zasobników zastosowano wodę, oczyszczoną w sześciostopniowym układzie filtracji mechanicznej.

Moduł przygotowania cieczy „gorącej” strony zawiera: zasobnik HS, zespół doprowadzenia i filtracji wody, elementy wykonawcze w postaci grzałek oraz układ zasilania HS (obejmujący pompę  $M_H$ , zawory oraz komponenty pomiarowe z czujnikami poziomu cieczy, temperatury, przepływu i ciśnienia). Zadaniem tego modułu jest krótkotrwała akumulacja energii cieplnej w gorącej cieczy (wodzie) cyrkulującej w obiegu zamkniętym testowanego wymiennika HSHE. W trakcie tego procesu mierzone jest natężenie przepływu czynnika roboczego oraz jego temperatura i ciśnienie.

Moduł badania TEG realizuje funkcje pomiarowe parametrów elektrycznych, niezbędnych do wyznaczenia wartości generowanej mocy elektrycznej, rezystancji wewnętrznej pojedynczych termogeneratorów i rezystancji obciążenia zestawu THM, grupy połączonych ze sobą generatorów termoelektrycznych.



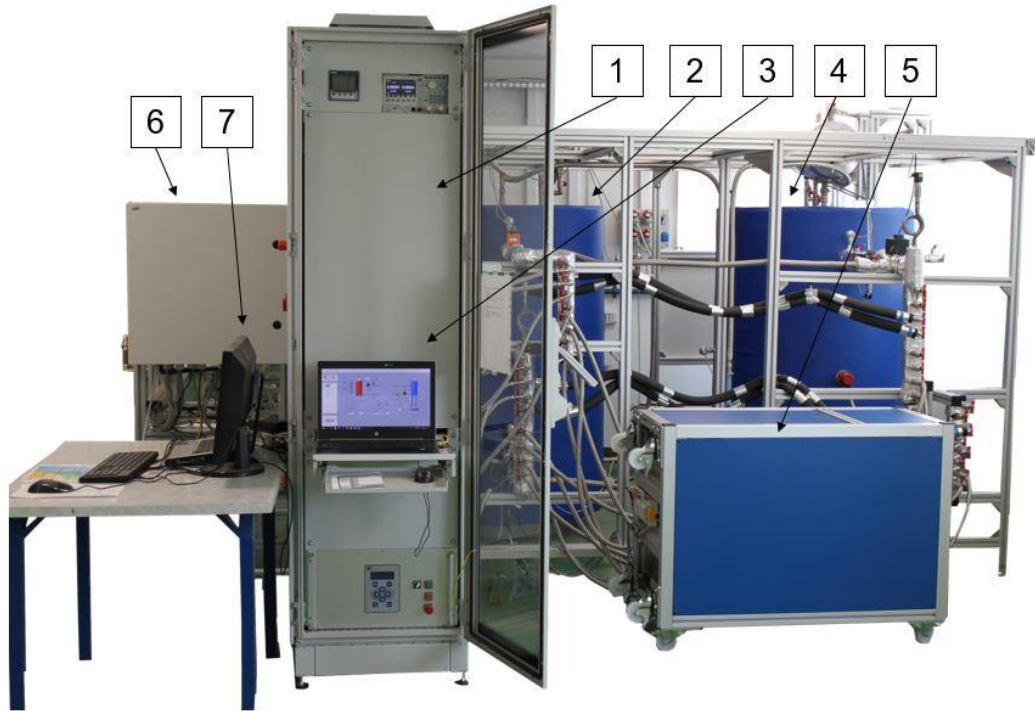
a)



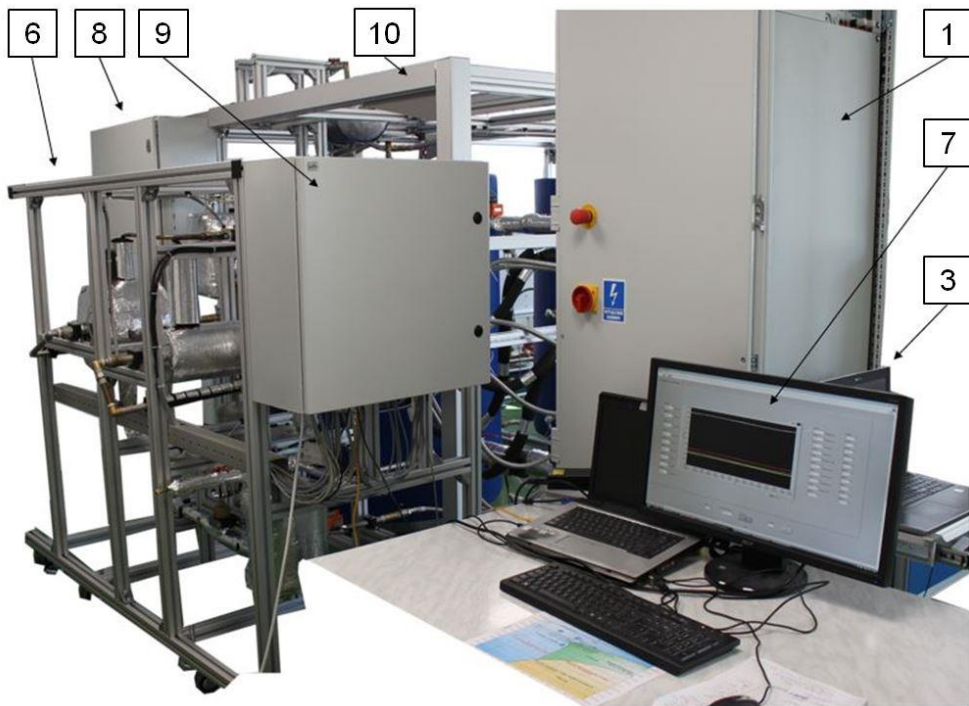
b)

Rys. 6.4. Model wirtualny konstrukcji mechanicznej głównych elementów stanowiska  
 a) widok zasobników i przyłączy; b) pełny widok z przodu; 1 – zasobnik cieczy zimnej; 2 – zbiornik wyrównawczy zimnej cieczy; 3 – przyłącza zasobnika cieczy zimnej; 4 – zasobnik cieczy gorącej; 5 – zbiornik wyrównawczy gorącej cieczy; 6 – rama; 7 – przyłącza zasobnika cieczy gorącej; 8 – obudowa układu sterowania; 9 – izolowana obudowa modułów MTEG; 10 – płyta montażowa układu filtracji cieczy





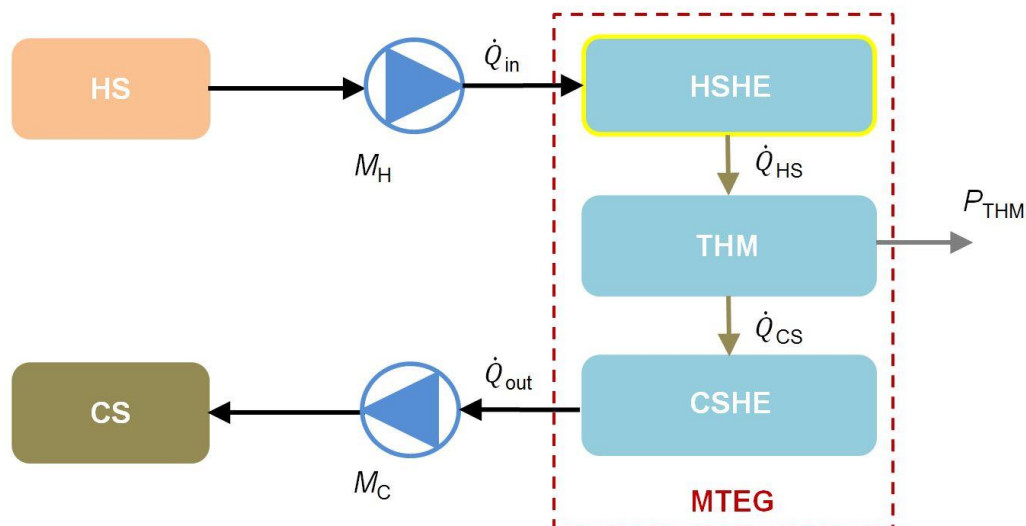
a)



b)

Rys. 6.5. Prototyp stanowiska

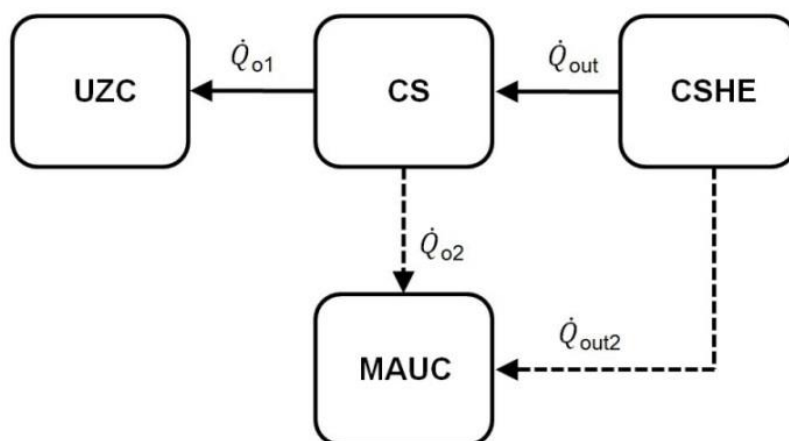
a) widok z przodu; b) widok z boku; 1 – obudowa układu sterowania stanowiska; 2 – zasobnik cieczy zimnej; 3 – komputer PC z aplikacją programu kontrolno-sterującego stanowiska; 4 – zasobnik cieczy gorącej; 5 – izolowana obudowa modułów MTEG; 6 – moduł adsorpcyjnego układu chłodniczego; 7 – zestaw komputera PC z aplikacją programu obsługi modułu chłodniczego; 8 – obudowa układu kontroli mocy elektrycznej; 9 – obudowa układu sterowania modułu chłodniczego; 10 – rama urządzenia



Rys. 6.6. Schemat przepływu strumienia ciepłego przez moduł MTEG

$M_H$  – pompa gorącej wody;  $M_C$  – pompa zimnej wody;  $\dot{Q}_{in}$  – strumień ciepła dostarczany przez gorącą ciecz;  $\dot{Q}_{HS}$  – strumień ciepła dostarczany do zestawu THM;  $\dot{Q}_{CS}$  – strumień ciepła odbierany z termogeneratorów;  $\dot{Q}_{out}$  – strumień ciepła odbierany przez zimną ciecz

Na moduł przygotowania cieczy „zimnej” strony składają się odpowiednio: zasobnik CS, układ filtracji wody, elementy wykonawcze w postaci pompy  $M_C$  i zaworów, jak również zespoły pomiarowe z czujnikami: poziomu cieczy, temperatury, przepływu i ciśnienia. Zadaniem tego modułu jest magazynowanie energii cieplnej w zimnej cieczy (wodzie), jej przejmowanie i przekazywanie. Transport energii w tym układzie odbywa się w sposób przedstawiony na rysunku 6.7. Energia cieplna jest przejmowana z wymiennika CSHE i przekazywana do zasobnika CS, a następnie do końcowego układu UZC. Zespół UZC jest elementem pasywnego, zewnętrznego układu przekazującego energię do otoczenia (rys. 6.8), którego efektywność pracy uzależniona jest od warunków atmosferycznych.



Rys. 6.7. Schemat blokowy układów CS i MAUC z przepływem strumienia ciepłego

UZC – zewnętrzny układ rozpraszający energię cieplną; CS – układ zasobnika zimnej cieczy;  $\dot{Q}_{o1}$  – strumień ciepła przejmowany przez układ UZC;  $\dot{Q}_{o2}$  – strumień ciepła przejmowany z zasobnika CS przez moduł MAUC;  $\dot{Q}_{out2}$  – strumień ciepła przejmowany z wymiennika CSHE przez moduł MAUC

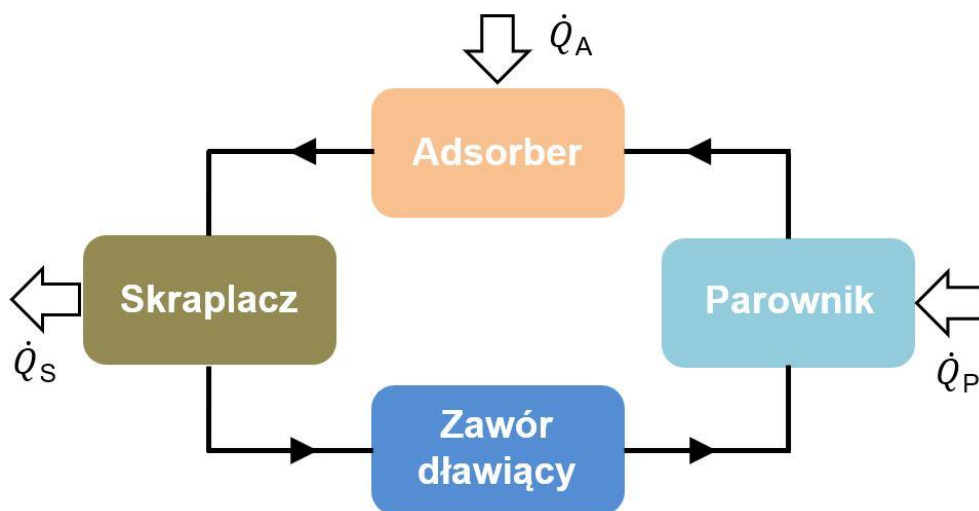


Rys. 6.8. Prototyp układu UZC

1 – lamelowy wymiennik ciepła; 2 – zasobnik roztworu glikolu

Dodatkowy moduł stanowiska, układ MAUC (rys. 6.2 i 6.3), może spełniać dwie funkcje: przejmować ciepło bezpośrednio z wymiennika CSHE lub zasobnika CS. Moduł adsorpcyjnego układu chłodniczego składa się z czterech głównych elementów: parownika, adsorbera, skraplacza i zaworu dławiącego (rys. 6.9). Jego zadaniem jest przejmowanie energii cieplnej z parownika i przekazywanie jej do skraplacza poprzez element pośredniczący (adsorber). W adsorberze procesy desorpcji i adsorpcji są wymuszane naprzemiennie poprzez jego ogrzewanie i chłodzenie. Procesy sorpcji powodują wzrosty i spadki ciśnienia wewnątrz układu i wywołują przepływ czynnika chłodniczego (wody) z parownika do skraplacza, w którym następuje kondensacja płynu i jego transport do zaworu dławiącego. Czynnik w układzie krąży w obiegu zamkniętym, zmieniając stan skupienia z ciekłego na gazowy i odwrotnie.

Opracowany system badania efektywności wymiennika ciepła HSHE umożliwia analizę parametrów badanego obiektu, jak również elementów, stanowiących moduł MTEG. Testowane moduły MTEG umieszcza się na stanowisku badawczym, w izolowanej cieplnie obudowie (rys. 6.5a).



Rys. 6.9. Schemat blokowy modułu adsorpcyjnego układu chłodniczego z przepływem strumienia cieplnego

$\dot{Q}_P$  – strumień ciepła przejmowany w parowniku;  $\dot{Q}_A$  – strumień ciepła dostarczany do adsorbera;  $\dot{Q}_S$  – strumień ciepła przejmowany ze skraplacza

Jej konstrukcja pozwala na prowadzenie badań jednocześnie czterech modułów. Obiekty badań rozmieszczone w obudowie mogą być testowane w położeniu poziomym lub pionowym, na co pozwala mobilna konstrukcja jej podstawy.

Zasada pracy systemu jest następująca: przed uruchomieniem testów następuje sprawdzenie poziomu cieczy w zasobnikach HS i CS oraz jej uzupełnienie, jeśli jest to wymagane, następnie nastawiana jest wartość temperatury czynnika gorącego i do niej podgrzewana jest woda w zasobniku HS. Temperatura cieczy w zasobniku CS dąży do zadanej wartości i stabilizuje się, a najniższy jej poziom możliwy do osiągnięcia wynika z zewnętrznych warunków otoczenia układu UZC oraz właściwości fizycznych wody.

Zależnie od celu prowadzonych badań układy zasilania HS i CS doprowadzają ciecze o niskiej i wysokiej temperaturze do odpowiednich wymienników. Ich natężenie przepływu i czasy trwania są regulowane. Kierunki przepływu cieczy w poszczególnych sekcjach wymienników, w stanach ustalonych, wymuszają przejmowanie energii cieplnej przez zestaw termogeneratorów THM. Efektem jest proces konwersji energii na jej postać elektryczną. W ten sposób, dostarczając energię cieplną do wymiennika HSHE, można określić jego parametry funkcjonalne, które wpływają na pracę całego badanego elementu MTEG, między innymi takie jak: jego efektywność i sprawność generowanej mocy elektrycznej.

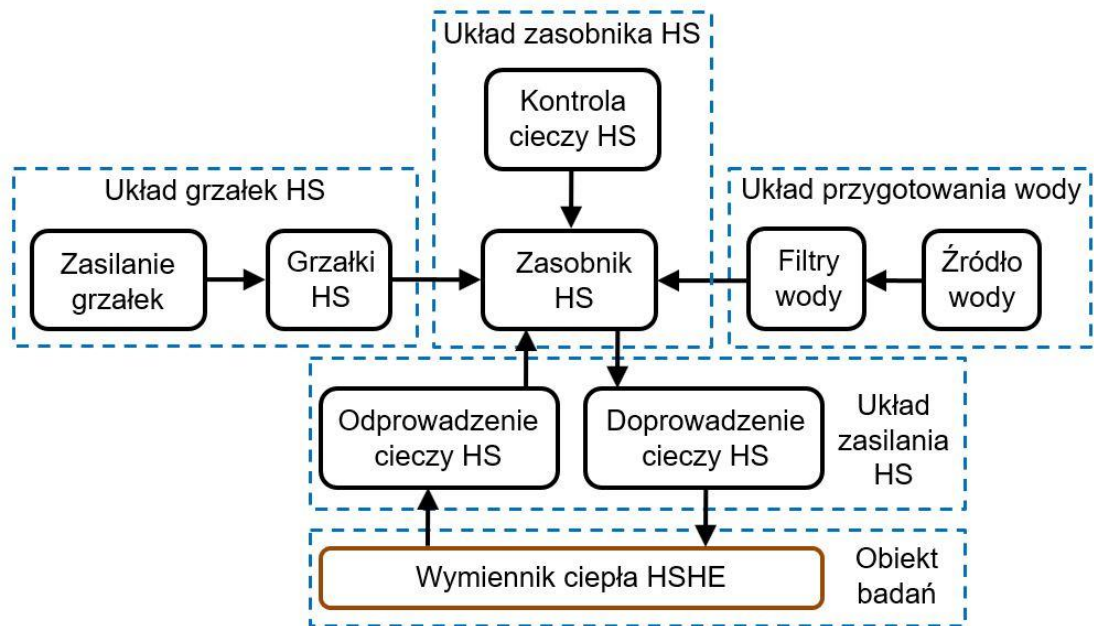
Podczas procesu projektowania i weryfikacji prototypu analizowano szereg zagadnień, co wpłynęło na opracowanie nowatorskich rozwiązań inżynierskich, które zawarto w zgłoszeniu patentowym dotyczącym aparatury testowej [130]. Wiele problemów, które pojawiły się w trakcie konstruowania i walidacji elementów stanowiska, rozważano w publikacjach [129, 144] związanych zarówno z głównymi modułami stanowiska, jak i jego modułem dodatkowym [157, 158, 161, 166].

### **6.3. Moduł przygotowania cieczy „gorącej” strony elementu MTEG**

Moduł przygotowania cieczy „gorącej” strony złożony jest z czterech głównych układów: zasobnika HS, zasilania HS, grzałek HS oraz przygotowania wody (rys. 6.10).

W module jako nośnik energii cieplnej wykorzystano wodę. Jest ona dostarczana poprzez układ przygotowania, którego zadaniem jest zasilanie płynem dwóch modułów przygotowania cieczy, zarówno gorącej, jak i „zimnej” strony. Układ przygotowania wody realizuje dwie funkcje: cyklicznego napełniania instalacji oraz jej bieżącego uzupełniania. Składa się on z baterii filtrów i źródła cieczy, którym jest lokalna sieć ciepłownicza (jej jakość określa Decyzja Prezesa URE [45]).

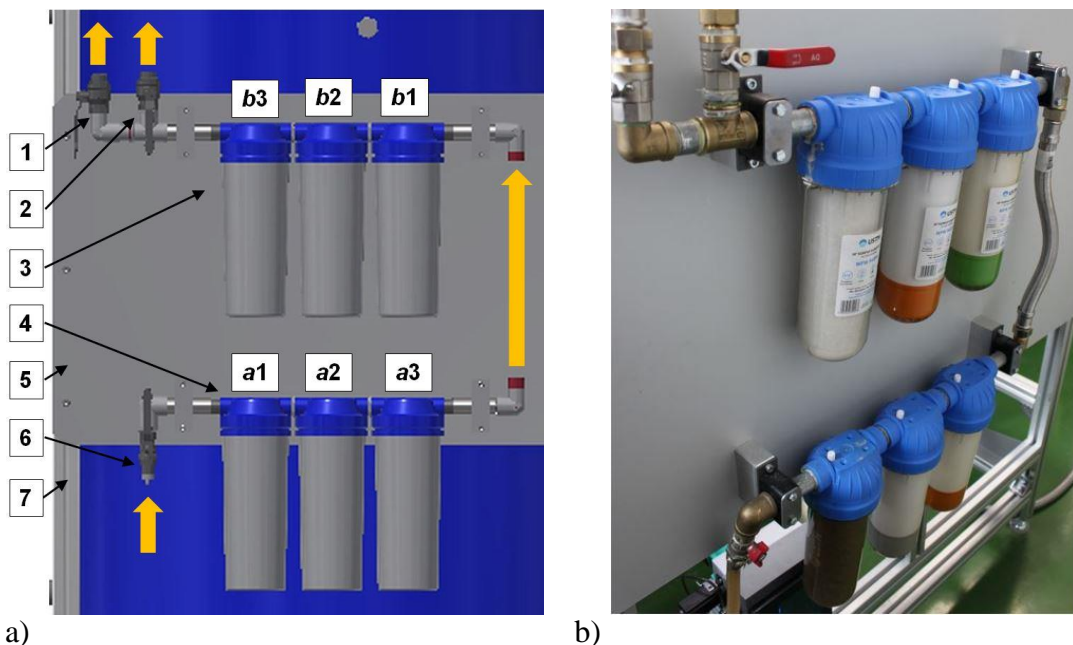
W opracowanym stanowisku, przed wprowadzeniem wody do obiegu jest ona dodatkowo poddawana sześciostopniowej filtracji mechanicznej (rys. 6.11) w celu wyeliminowania przypadkowych zanieczyszczeń w postaci: szlamów, zawiesin, miejscowych produktów korozji, osadów soli, itp. [145, 200]. Woda ta jest poddawana cyklicznym badaniom, podczas których sprawdza się jej parametry przedstawione w tabeli 6.1.



Rys. 6.10. Schemat blokowy modułu przygotowania cieczy „gorącej” strony elementu MTEG

Tab. 6.1. Wyniki pomiarów wybranych parametrów wody

Parametr	Przewodność właściwa [ $\mu\text{S}/\text{cm}$ ]	Odczyn pH	Twardość ogólna [ $\text{mval}/\text{l}$ ]
Średnia	189,3	7,47	0,032
$\sigma$	0,2	0,02	0,001



Rys. 6.11. Widok baterii filtrów mechanicznych stanowiska

a) model wirtualny; b) układ rzeczywisty; 1 – zawór zasilający moduł HS; 2 – zawór zasilający moduł CS; 3 – sekcja filtrów  $b1+b3$ ; 4 – sekcja filtrów  $a1+a3$ ; 5 – podstawa montażowa; 6 – główny zawór odcinający; 7 – rama stanowiska

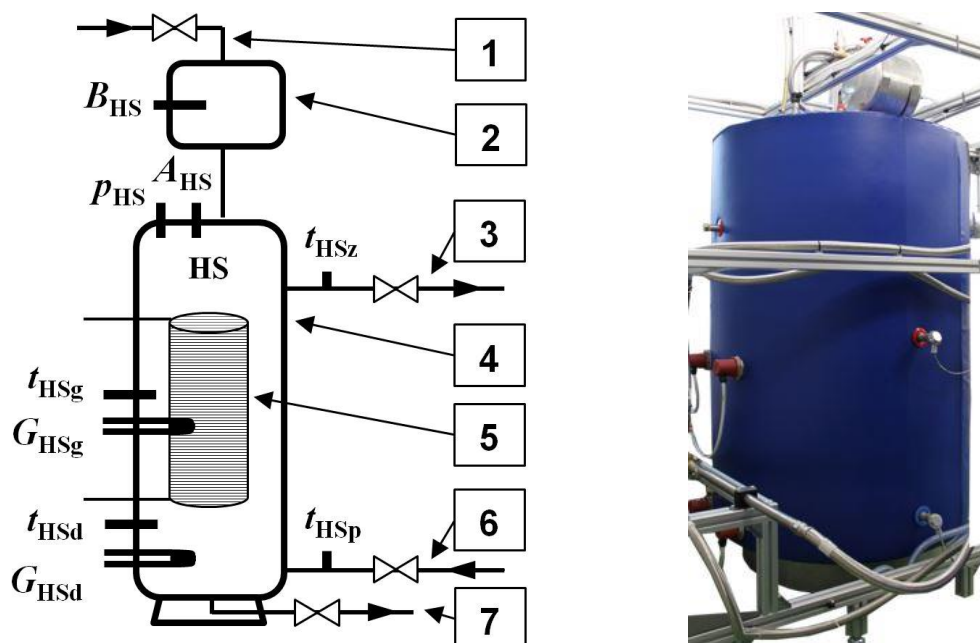
Przewodność właściwą i odczyn pH określa się z wykorzystaniem aparatury SevenExcellence Multiparameter (*Mettler-Toledo*) [135], a pomiary twardości ogólnej z zastosowaniem testów LCK 427 (*HACH LANGE*) [72] oraz spektrofotometru UV VIS DR6000 (*HACH LANGE*) [71].

Sześciostopniowa bateria filtrów złożona jest z następujących elementów [243]: *a1* – filtr piankowy PS5 (5  $\mu\text{m}$ ) (*USTM*), *a2* – filtr ze złożem węgla aktywnego GAC (*USTM*), *a3* – filtr zmiękczający ST10 (*USTM*), *b1* – filtr odżelaziający IR10 (*USTM*), *b2* – filtr zmiękczający ST10 (*USTM*), *b3* – filtr piankowy PS1 (1  $\mu\text{m}$ ) (*USTM*). Filtry te umożliwiają usunięcie zanieczyszczeń w postaci drobnych cząstek mechanicznych, osadów, zawiesin i produktów korozji.

Okresowa kontrola wskazanych parametrów wody umożliwia ich porównanie z wartościami referencyjnymi dla kotłów grzewczych. Są nimi następujące wielkości: przewodność właściwa, która powinna mieścić się w zakresie  $20 \div 1500 \mu\text{S/cm}$  [182] (przy czym dolna wartość ma charakter graniczny dla przepływomierzy elektromagnetycznych, np. serii MIM *Kobold* [103]); odczyn pH, którego dopuszczalną wartość określa przedział  $6,5 \div 10,0$  (instalacje bez inhibitorów [184] – maksymalna wartość dla wody obiegowej [183]) oraz twardość ogólna, która nie powinna być większa niż 4,0 mval/l [184].

Układ zasobnika HS obejmuje naczynie oraz elementy służące kontroli parametrów cieczy (rys. 6.12). Głównym podzespołem jest zbiornik gorącej wody o pojemności 0,8 m<sup>3</sup>, wykonany ze stali kwasoodpornej, zbliżonej parametrami antykorozyjności do stali 316L [180]. Zasobnik HS zaprojektowano w kształcie cylindra (tab. 6.2) z umieszczonym wewnątrz wymiennikiem rurowym (węzownicą) o powierzchni wymiany ciepła 3 m<sup>2</sup>.

Jako izolację cieplną zasobnika HS zastosowano matę z pianki polietylenowej, co pozwala uzyskać współczynnik przenikania ciepła ze zbiornika do otoczenia o wartości 0,047 W/(m<sup>2</sup>K) [180].



Rys. 6.12. Schemat i widok układu zasobnika HS

1 – zasilanie cieczą; 2 – naczynie wyrównawcze; 3 – przyłącze wyjściowe z zasobnika; 4 – zbiornik płynu; 5 – wewnętrzny wymiennik rurowy; 6 – przyłącze wejściowe do zasobnika; 7 – spust cieczy

Tab. 6.2. Główne wymiary zasobnika HS oraz jego izolacji cieplnej [180]

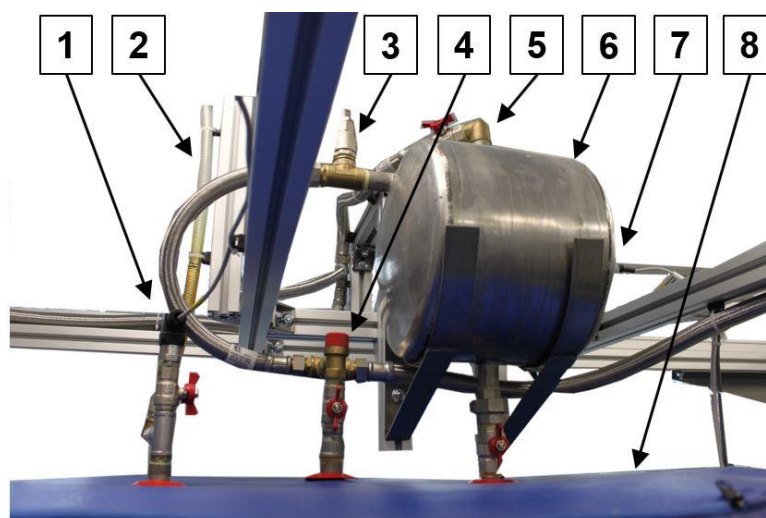
Wysokość [mm]	Średnica [mm]	Grubość płaszczu [mm]	Grubość izolacji [mm]
1670	850	2	80

Zasobnik wyposażony jest w cztery króćce, łączące jego wewnętrzną przestrzeń z zewnętrznymi elementami. W górnej części zbiornika znajdują się przyłącza zasilania cieczą wraz z naczyniem wyrównawczym oraz króćce czujnika ciśnienia  $p_{HS}$  i zaworu bezpieczeństwa  $A_{HS}$ . W bocznej części znajdują się przyłącza wejściowe i wyjściowe do zasilania badanych obiektów oraz czujniki temperatury  $t_{HSz}$  i  $t_{HSp}$ . W najniższej części zbiornika zamontowany jest króciec spustu cieczy. Ponadto zasobnik zawiera dwie sekcje elektrycznych elementów grzewczych  $G_{HSg}$ ,  $G_{HSd}$  i przetworniki temperatury  $t_{HSg}$ ,  $t_{HSd}$  czynnika zakumulowanego w jego części wewnętrznej.

Tab. 6.3 Wybrane parametry czujników ciśnienia typu SEN-3297 [101]

	B025B0	B075B0
Zakres pomiarowy [bar]	0 ÷ 1	0 ÷ 10
Klasa dokładności [%]	1,0	1,0
Wyjściowy sygnał analogowy [mA]	4 ÷ 20	4 ÷ 20

Kontrola stanu cieczy w zasobniku HS jest realizowana z wykorzystaniem elementów pasywnych i aktywnych, wymagających zasilania energią elektryczną. Elementem pasywnym jest mechaniczny zawór bezpieczeństwa  $A_{HS}$ , zaś aktywnymi są czujniki ciśnienia oraz poziomu i temperatury cieczy. Jako czujnik ciśnienia cieczy  $p_{HS}$  wykorzystano przetwornik typu SEN-3297 (*Kobold*) o zakresie pomiarowym 0 ÷ 1 bar (tab. 6.3). Zawór  $A_{HS}$  jest uruchamiany automatycznie po przekroczeniu zadanego poziomu ciśnienia, co powoduje jego otwarcie i samoczynny upust płynu.



Rys. 6.13. Widok górnych przyłączy zasobnika HS wraz z naczyniem wyrównawczym  
 1 – czujnik ciśnienia; 2 – zewnętrzny poziomowskaz; 3 – odpowietzniki z króćcem przelewowym; 4 – zawór bezpieczeństwa; 5 – przyłącze zasilania wodą; 6 – naczynie wyrównawcze; 7 – czujnik poziomu cieczy; 8 – zasobnik

Tab. 6.4. Objętość i wymiary naczynia wyrównawczego [179]

Objętość [dm <sup>3</sup> ]	Wysokość [mm]	Średnica [mm]	Grubość płaszcza [mm]
15	280	290	1,5

Naczynie wyrównawcze jest umieszczone powyżej zasobnika (rys. 6.13) i wyposażone w dwustanowy czujnik poziomu cieczy  $B_{HS}$  typu NKP (*Kobold*) [102]. Jego zadaniem jest sygnalizacja osiągnięcia ustalonego poziomu wody. Zbiornik ten wykonany jest ze stali nierdzewnej. Ma on kształt cylindra o objętości 15 dm<sup>3</sup> i posiada cztery przyłącza (tab. 6.4). Podczas normalnej pracy układu zasobnika HS jest on uzupełniony cieczą do połowy swojej objętości, zapewniając w ten sposób jej poziom nominalny w całym module HS. Naczynie stanowi element otwartego układu przygotowania gorącej wody, stąd też posiada króciec przelewowy, umożliwiający samoczynny spust nadwyżki cieczy.

Zasobnik HS spełnia dwie funkcje w układzie: akumulatora energii cieplnej oraz podgrzewacza przepływowego. Energia cieplna zakumulowana w gorącej cieczy jest przyjmowana przez powierzchnię badanego obiektu. Służą do tego boczne króćce zbiornika, przez które jest tłoczona gorąca woda do układu zewnętrznego. Czujniki umieszczone w tych przyłączach umożliwiają pomiar temperatury cieczy w przekroju wejściowym i wyjściowym zasobnika. Jako przetworniki temperatur  $t_{HSz}$  i  $t_{HSp}$  zastosowano elementy typu TP-485 (*CZAKI THERMO-PRODUCT*), których parametry przedstawiono w tabeli 6.5.

Zmiana temperatury wody w zasobniku HS jest realizowana poprzez zastosowanie elektrycznych elementów grzewczych i układ sterowania z czujnikami temperatury. Użyto dwa identyczne elementy pomiarowe typu TP-981 (*CZAKI THERMO-PRODUCT*), o zakresie 0 ÷ 150 °C (tab. 6.5). Układ grzałek HS jest wewnętrznym źródłem energii cieplnej zasobnika. Jego poprawne funkcjonowanie zapewnia elektryczny układ sterowania, umieszczony w wentylowanej obudowie (rys. 6.14). Elementy grzewcze są sterowane przekaźnikami półprzewodnikowymi typu CTR (*Crydom Inc.*).

Tab. 6.5 Parametry czujników temperatury z przetwornikiem typu TCHM [37, 38, 39, 40]

	TP-485	TP-981
Zakres pomiarowy [°C]	0 ÷ 150	0 ÷ 150
Element przetwarzający	Pt100	Pt100
Klasa A elementu przetwarzającego [°C]	± 0,45	± 0,45
Błąd przetwarzania A/A [%]	0,15	0,15
Długość czujnika [mm]	100	300
Wyjściowy sygnał analogowy [mA]	4 ÷ 20	4 ÷ 20





Rys. 6.14. Widok elementów elektrycznych układu zasilania grzałek zasobnika HS  
 1 – przyłącza doprowadzające energię elektryczną; 2 – wentylator; 3 – zestaw zabezpieczeń elektrycznych obwodów grzałek; 4 – główny element rozłączający obwód grzałki; 5 – obudowa z blachy stalowej

Zadaniem przekaźników jest naprzemienne przyłączanie i odłączanie grzałek do źródła zasilania w celu ustabilizowania pożądanego wartości temperatury cieczy w zbiorniku. Charakteryzują się one krótkim czasem zmiany stanu, rzędu  $1/2$  okresu częstotliwości (50 Hz) sieci zasilającej (tab. 6.6).

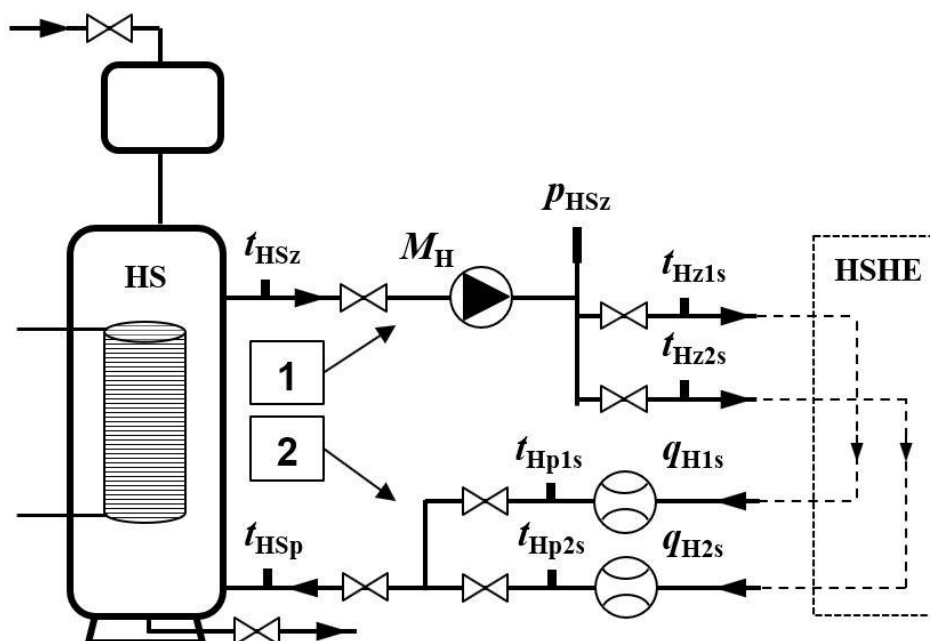
Tab. 6.6. Wybrane parametry przekaźnika półprzewodnikowego CTR [36]

	CTR6025
Napięcie przełączane [V AC]	$48 \div 600$
Maksymalny prąd obciążenia [A]	25
Maksymalny czas przełączania [ms]	10 ( $1/2$ okresu)
Napięcie sterujące [V DC]	$4 \div 32$

Grzałki zasobnika wody HS rozmieszczono na dwóch różnych poziomach zbiornika: dolnym ( $G_{HSd}$ ) i środkowym ( $G_{HSg}$ ). Pojedyncza sekcja grzałek zawiera trzy elementy o mocy 10 kW ( $3 \times 400$  V) każdy, a łączna zainstalowana moc grzewcza wynosi 60 kW ( $6 \times 10$  kW).

Układ zasilania zasobnika HS dostarczający ciecz do obiektu badań składa się z dwóch magistral: górnej (doprowadzającej wodę) i dolnej (odprowadzającej ciecz do zasobnika) (rys. 6.15 i 6.16). W górnej magistrali znajduje się pompa  $M_H$ , przetwornik ciśnienia  $p_{HSz}$  i dwa czujniki temperatury ( $t_{Hz1s}$ ,  $t_{Hz2s}$ ).

Zadaniem pompy jest wymuszanie przepływu wody w poszczególnych sekcjach badanego wymiennika HSHE. Jest to realizowane przez element typu Yonos ECO BMS (WILO SE), sterowany zewnętrznym sygnałem analogowym (tab. 6.7).



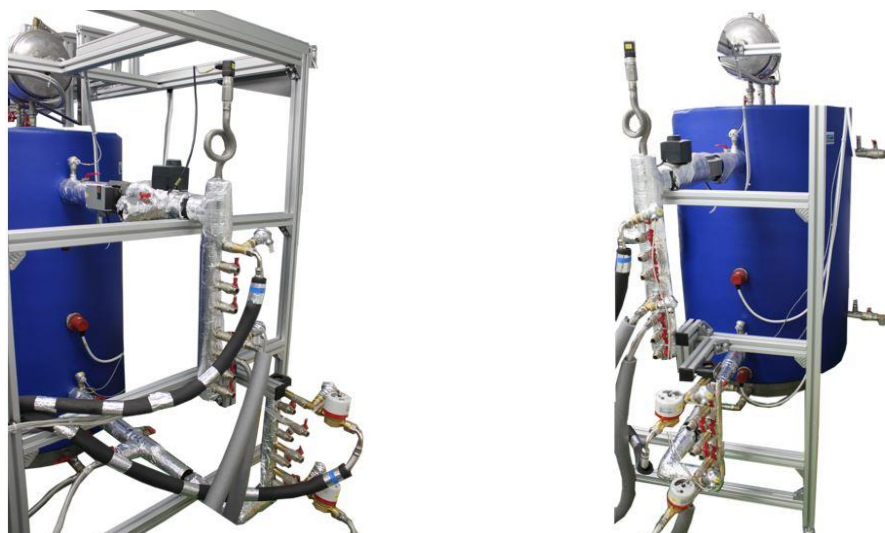
Rys. 6.15. Schemat układu zasilania HS

1 – górne przyłącze wyjściowe z zasobnika do obiektu badań HSHE; 2 – dolne przyłącze wejściowe do zasobnika

Aby zabezpieczyć element instalacji zlokalizowany za pompą przed nadmiernym wzrostem ciśnienia, umieszczono w tej części magistrali czujnik ciśnienia  $p_{HSz}$  typu: SEN-3297 (*Kobold*), o zakresie pomiarowym  $0 \div 10$  bar (tab. 6.3). Przed wprowadzeniem gorącej cieczy do obu zasilanych sekcji obiektu badań mierzona jest jej temperatura przez dwa identyczne przetworniki  $t_{Hz1s}$  i  $t_{Hz2s}$ , typu TP-485 (*CZAKI THERMO-PRODUCT*). Ich parametry przedstawiono w tabeli 6.8. Do pomiaru temperatury ( $t_{Hp1s}$ ,  $t_{Hp2s}$ ) cieczy powracającej z dwóch sekcji badanego obiektu zastosowano takie same czujniki (tab. 6.8).

Tab. 6.7. Parametry pompy Yonos ECO BMS [254]

	25/1-5
Napięcie zasilania [V AC]	230
Pobór mocy [W]	$5 \div 33$
Przepływ [ $m^3/h$ ]	2,9
Analogowe wejście sterujące [V DC]	$0 \div 10$



Rys. 6.16. Widok układu zasilania HS

Tab. 6.8. Wybrane parametry czujnika temperatury TP-485 z przetwornikiem typu TCHM [37, 39, 40]

	TP-485
Zakres pomiarowy [°C]	0 ÷ 100
Element przetwarzający	Pt100
Klasa A elementu przetwarzającego [°C]	± 0,35
Błąd przetwarzania A/A [%]	0,15
Długość czujnika [mm]	50
Wyjściowy sygnał analogowy [mA]	4 ÷ 20

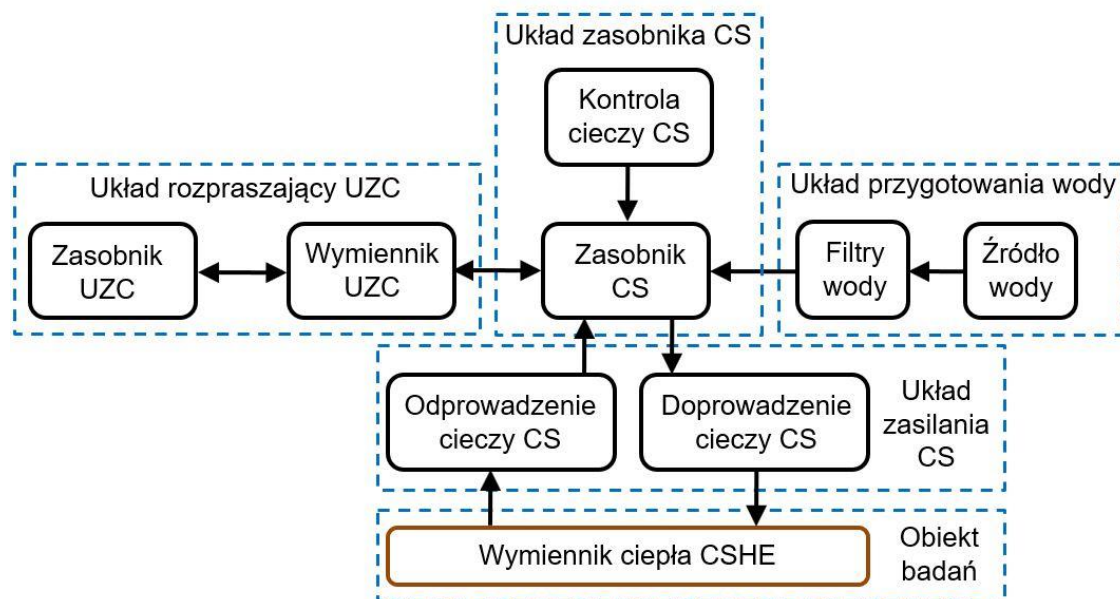
Dolne przyłącze odprowadzania cieczy z testowanego wymiennika HShe wyposażono dodatkowo w dwa czujniki przepływu ( $q_{H1s}$ ,  $q_{H2s}$ ), typu JS-NK (Aparator S.A.). Parametry tego przetwornika (z nadajnikiem impulsowym) podano w tabeli 6.9.

Tab. 6.9. Wybrane parametry czujnika przepływu JS-NK [9]

	JS90-2,5-NK
Strumień przepływu [m <sup>3</sup> /h]	2,5
Wartość impulsu [dm <sup>3</sup> /imp.]	1
Napięcie elektryczne [V DC]	< 30
Natężenie prądu [mA]	100

#### 6.4. Moduł przygotowania cieczy „zimnej” strony elementu MTEG

Moduł przygotowania cieczy „zimnej” strony elementu MTEG składa się z czterech podstawowych komponentów układu: zasobnika CS, zasilania CS, rozpraszającego UZC oraz przygotowania wody (rys. 6.17).



Rys. 6.17. Schemat blokowy modułu przygotowania cieczy „zimnej” strony elementu MTEG

W module jako medium służącym przejmowaniu energii cieplnej zastosowano wodę. Jej przygotowanie i dostarczenie jest realizowane przez układ szczegółowo opisany w rozdziale 6.3.

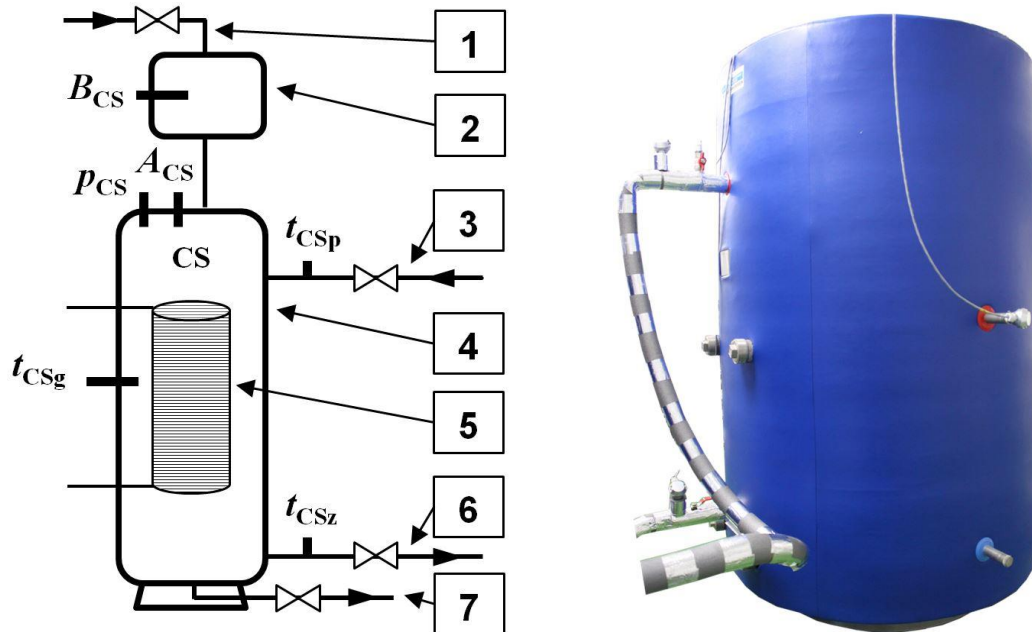
Zasobnik CS składa się z naczynia i czujników pomiarowych parametrów cieczy (rys. 6.18). Głównym elementem tego układu jest zbiornik zimnej wody o pojemności  $0,8 \text{ m}^3$  wykonany ze stali kwasoodpornej [180]. Ma on kształt cylindra o wymiarach przedstawionych w tabeli 6.10. W jego wnętrzu umieszczono wymiennik rurowy (węzownicę) o powierzchni wymiany ciepła równej  $3 \text{ m}^2$ . Izolację cieplną zbiornika wykonano z pianki polietylenowej w postaci maty, uzyskując współczynnik przenikania ciepła z naczynia do otoczenia na poziomie  $0,047 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$  [180].

Tab. 6.10. Główne wymiary zasobnika CS oraz jego izolacji cieplnej [180]

Wysokość [mm]	Średnica [mm]	Grubość płaszcza [mm]	Grubość izolacji [mm]
1670	850	2	80

W obudowie zasobnika znajdują się przyłącza dopływu i odpływu wody oraz dwa króćce wewnętrznego wymiennika rurowego. W części górnej zbiornika znajduje się przyłącze do napełniania cieczą (z zewnętrznego źródła) wraz z naczyniem wyrównawczym oraz króćce pomocnicze: czujnika ciśnienia  $p_{CS}$  i zaworu bezpieczeństwa  $A_{CS}$ . Przyłącza wejściowe i wyjściowe zasobnika, służące napełnianiu i opróżnianiu badanych obiektów oraz czujniki temperatury  $t_{CSz}$  i  $t_{CSp}$ , umieszczono w jego bocznej części, podobnie jak króćce wewnętrznego wymiennika rurowego. W dolnej części zbiornika zamontowano upust cieczy. Zasobnik jest wyposażony w czujnik do pomiaru temperatury  $t_{CSg}$  wody.

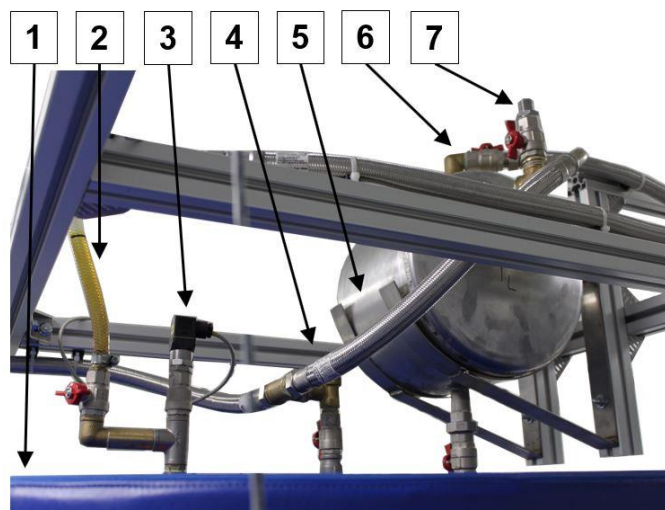
Parametry cieczy w zbiorniku CS są kontrolowane z wykorzystaniem mechanicznego zaworu bezpieczeństwa  $A_{CS}$  oraz elektrycznych elementów pomiaru: ciśnienia, poziomu i temperatury. Zawór bezpieczeństwa  $A_{CS}$  uruchamia się samoczynnie po przekroczeniu zadanego poziomu ciśnienia, w wyniku czego następuje jego otwarcie i upust wody. Do pomiaru wartości ciśnienia  $p_{CS}$  zastosowano przetwornik typu SEN-3297 (*Kobold*) o zakresie pomiarowym  $0 \div 1 \text{ bar}$  (tab. 6.3).



Rys. 6.18. Schemat i widok zasobnika CS

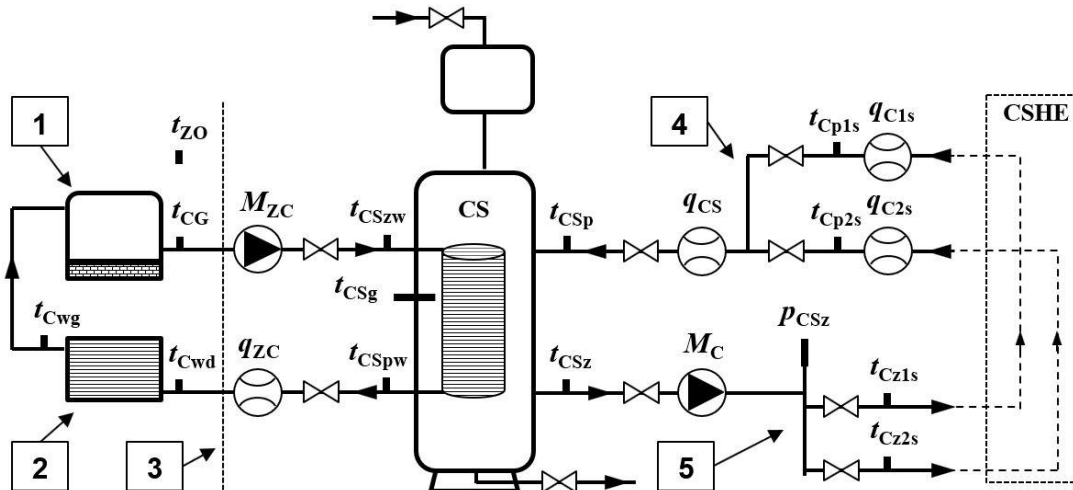
1 – dopływ wody z zewnętrznego źródła; 2 – naczynie wyrównawcze; 3 – przyłącze wejściowe do zasobnika; 4 – zbiornik płynu; 5 – wewnętrzny wymiennik rurowy; 6 – przyłącze wyjściowe z zasobnika; 7 – upust cieczy

Powyżej zasobnika umieszczono naczynie wyrównawcze (rys. 6.19), które wyposażono w dwustanowy czujnik poziomu cieczy  $B_{CS}$  typu NKP (*Kobold*) [102]. Czujnik ten sygnalizuje obniżenie dopuszczalnego poziomu wody w układzie. Zbiornik naczynia wyrównawczego jest w kształcie cylindra o objętości 15 dm<sup>3</sup> (tab. 6.4), ma cztery przyłącza, a jego płaszcz jest wykonany ze stali nierdzewnej. Element ten stabilizuje poziom cieczy w całym układzie zasobnika CS. Referencyjny poziom napełnienia naczynia płynem to połowa jego objętości. Zbiornik wyrównawczy jest elementem otwartego układu przygotowania zimnej wody i ma króciec przelewowy, umożliwiający samoczynny spust nadwyżki cieczy (rys. 6.19).



Rys. 6.19. Widok górnych przyłączy zasobnika CS wraz z naczyniem wyrównawczym

1 – zasobnik; 2 – zewnętrzny wskaźnik poziomu; 3 – czujnik ciśnienia; 4 – zawór bezpieczeństwa; 5 – naczynie wyrównawcze; 6 – przyłącze doprowadzające wodę; 7 – odpowietrznik z krótcem przelewowym



Rys. 6.20. Schemat układu zasilania CS oraz instalacji UZC

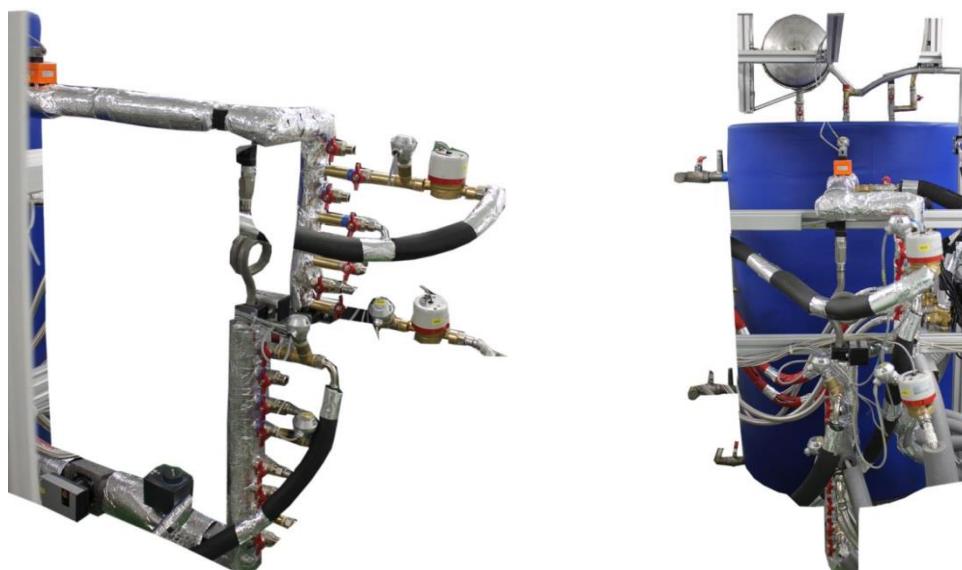
1 – zasobnik roztworu glikolu; 2 – wymiennik układu UZC; 3 – przegroda architektoniczna w pomieszczeniu laboratoryjnym; 4 – górne przyłącze wejściowe do zasobnika CS; 5 – dolne przyłącze wyjściowe z zasobnika CS do obiektu badań CSHE

Zasobnik CS pełni dwie funkcje w module przygotowania cieczy „zimnej” strony elementu MTEG: akumuluje energię cieplną o niskiej temperaturze oraz stanowi wymiennik ciepła. Energia cieplna jest przejmowana z badanego obiektu i w postaci podgrzanego płynu akumulowana w zbiorniku CS. Następnie jest ona przejmowana przez wymiennik rurowy w postaci wężownicy spiralnej umieszczonej w zasobniku. Temperatura cieczy we wnętrzu zbiornika jest mierzona przez czujnik  $t_{CSg}$  typu TP-981 (CZAKI THERMO-PRODUCT), o zakresie pomiarowym  $0 \div 150\text{ }^{\circ}\text{C}$  (tab. 6.5). Do przejmowania energii cieplnej od obiektu badań służą boczne króćce zbiornika: wyjściowy do obiektu i powrotny od niego – wejściowy, przez które tłoczona jest zimna woda. Pomiar temperatury przepływającej cieczy, w przekroju wejściowym i wyjściowym tych przyłączy, umożliwiają umieszczone w nich czujniki  $t_{CSz}$  i  $t_{CSp}$  typu TP-485 (CZAKI THERMO-PRODUCT). Ich parametry podano w tabeli 6.5.

Układ zasilania CS, poprzez który transportowana jest ciecz do obiektu badań, składa się z dwóch magistral: dolnej (doprowadzającej wodę) i górnej (odprowadzającej ciecz do zasobnika) (rys. 6.20 i 6.21). W dolnej magistrali umieszczono: pompę  $M_C$ , czujnik ciśnienia  $p_{CSz}$  oraz dwa czujniki temperatury  $t_{Cz1s}$  i  $t_{Cz2s}$ . Pompa wymusza przepływ wody przez poszczególne sekcje testowanego wymiennika CSHE. Tłoczenie cieczy jest realizowane przez element typu Yonos ECO BMS (WILO SE), który jest sterowany zewnętrznym sygnałem analogowym (tab. 6.7).

Element instalacji znajdujący się za pompą zabezpieczono przed nadmiernym wzrostem ciśnienia poprzez umieszczenie w tym przyłączy przetwornika  $p_{CSz}$  typu SEN-3297 (Kobold) o zakresie pomiarowym  $0 \div 10\text{ bar}$  (tab. 6.3). Przed napełnieniem obu sekcji badanego obiektu zimną wodą mierzona jest jej temperatura przez dwa przetworniki  $t_{Cz1s}$  i  $t_{Cz2s}$  typu TP-485 (CZAKI THERMO-PRODUCT). Parametry czujnika  $t_{Cz1s}$  podano w tabeli 6.11, zaś przetwornika  $t_{Cz2s}$  w tabeli 6.8. Temperatury wody  $t_{Cp1s}$  i  $t_{Cp2s}$  powracającej z dwóch sekcji obiektu badań są mierzone dwoma identycznymi czujnikami (tab. 6.8).

W górnej magistrali odprowadzania cieczy z badanego wymiennika CSHE umieszczono dwa czujniki  $q_{C1s}$  i  $q_{C2s}$  typu JS-NK (Aparator S.A.), mierzące natężenie przepływu w poszczególnych sekcjach testowanego obiektu. Parametry tego przetwornika przedstawiono w tabeli 6.9.



Rys. 6.21. Widok układu zasilania CS

Dodatkowo górne przyłącze wyposażono w ultradźwiękowy przetwornik przepływu  $q_{CS}$  typu DUK (*Kobold*), którego parametry podano w tabeli 6.12. Mierzy on całkowity strumień przepływu wody wprowadzanej do zbiornika CS.

Obniżenie temperatury wody w zasobniku CS jest skutkiem przejmowania ciepła przez wymiennik rurowy, umieszczony w jego wnętrzu (rys. 6.20), przez który przepływa czynnik chłodniczy. Pomiar temperatury czynnika wprowadzanego i powracającego z tego wymiennika jest realizowany odpowiednio przetwornikami  $t_{CSzw}$  i  $t_{CSpw}$  typu TP-485 (*CZAKI THERMO-PRODUCT*), których parametry podano w tabeli 6.11. Jako płyn chłodniczy zastosowano niskokrzepną mieszaninę glikolu etylenowego z wodą typu Ergolid A (*Boryszew S.A.*) o parametrach przedstawionych w tabeli 6.13.

Tab. 6.11. Wybrane parametry czujnika typu TP-485 z przetwornikiem TCHM2110 [37, 39, 40]

	TP-485
Zakres pomiarowy [ $^{\circ}\text{C}$ ]	-50 ÷ +50
Element przetwarzający	Pt100
Klasa A elementu przetwarzającego [ $^{\circ}\text{C}$ ]	± 0,35
Błąd przetwarzania A/A [%]	0,15
Długość czujnika [mm]	50
Wyjściowy sygnał analogowy [mA]	4 ÷ 20

Tab. 6.12. Wybrane parametry czujnika przepływu DUK [104]

	DUK-21G5HL443L
Strumień przepływu [ $\text{dm}^3/\text{min}$ ]	0,16 ÷ 40
Klasa dokładności [ $\text{dm}^3/\text{min}$ ]	± 0,42
Napięcie elektryczne [V DC]	24 ± 20 %
Wyjściowy sygnał analogowy [mA]	4 ÷ 20

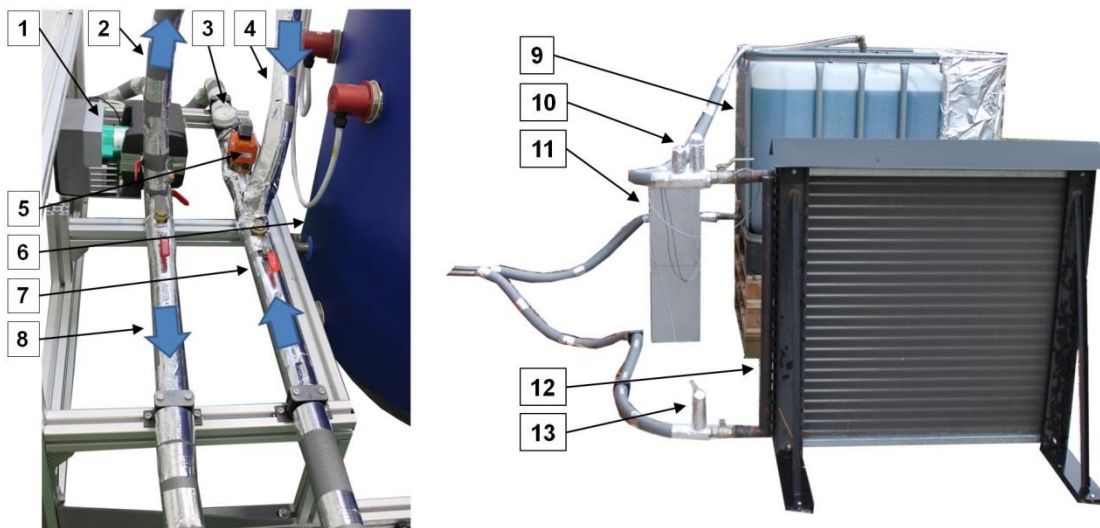
Tab. 6.13. Wybrane parametry mieszanki glikolu etylenowego Ergolid A [19]

	Ergolid A
Stężenie glikolu [%]	35
Temperatura krystalizacji [°C]	≤ - 20
Temperatura wrzenia [°C]	106
Ciepło właściwe [kJ/kgK]	3,63

Tłoczenie czynnika chłodniczego jest wymuszane pompą  $M_{ZC}$  typu Stratos Maxo (*WILO SE*), sterowaną zewnętrznymi sygnałami: cyfrowym i analogowym (tab. 6.14). Ciecz chłodząca cyrkuluje w układzie, przejmując energię cieplną z zasobnika CS. Z wymiennika lamelowego układu UZC umieszczonego na zewnątrz budynku ciepło to jest przyjmowane do otoczenia. Krążenie roztworu glikolu w tej części instalacji odbywa się w obiegu zamkniętym, a układ UZC jest typu otwartego.

Tab. 6.14. Parametry pompy Stratos Maxo [253]

	25/0,5-6
Napięcie zasilania [V AC]	230
Pobór mocy [W]	7 ÷ 140
Przepływ [m <sup>3</sup> /h]	9,0
Cyfrowe sygnały sterujące [V DC]	24
Analogowe wejście sterujące [mA]	4 ÷ 20



Rys. 6.22. Widok elementów układu UZC

1 – pompa  $M_{ZC}$ ; 2 – przyłącze zasilania cieczą modułu MAUC; 3 – przepływomierz kontrolny; 4 – przyłącze powrotu płynu z modułu MAUC; 5 – czujnik przepływu  $q_{ZC}$ ; 6 – zbiornik HS; 7 – przyłącze powrotu cieczy z wymiennika zasobnika CS; 8 – przyłącze zasilania cieczą wewnętrznego wymiennika rurowego zbiornika CS; 9 – zasobnik roztworu glikolu; 10 – czujnik temperatury  $t_{Cwg}$ ; 11 – wspornik przyłącza zasobnika z elementami pomiarowymi  $t_{CG}$  i  $t_{ZO}$ ; 12 – wymiennik zewnętrzny; 13 – czujnik temperatury  $t_{Cwd}$



Tab. 6.15. Główne parametry wymiennika NLW [90]

	NLW-96x96/II
Moc cieplna [kW]	89
Materiał	miedź, aluminium
Wymiary (wys. × szer. × gł.) [mm]	960 × 960 × 130
Masa [kg]	29,4

Do pomiaru przepływu cieczy w tym układzie zastosowano ultradźwiękowy przetwornik  $q_{ZC}$  typu DUK (*Kobold*), o parametrach podanych w tabeli 6.12. Pomiar temperatury płynu wprowadzanego i wypływającego z wymiennika UZC oraz wyprowadzanego z zasobnika tego układu jest realizowany z zastosowaniem identycznych przetworników  $t_{Cwd}$ ,  $t_{Cwg}$  i  $t_{CG}$  typu TP-485 (*CZAKI THERMO-PRODUCT*), których parametry podano w tabeli 6.11. Pomiar temperatury  $t_{ZO}$  powietrza atmosferycznego, otaczającego zewnętrzne elementy układu UZC jest prowadzony w sposób ciągły, z zastosowaniem tego samego typu przetwornika (tab. 6.11).

Jako wymiennik układu UZC zastosowano dwurzędową nagrzewnicę lamelową typu NLW (*Juwent*) o parametrach podanych w tabeli 6.15. Ciecz chłodnicza znajduje się w zasobniku układu UZC o pojemności  $1,0 \text{ m}^3$ , wykonanym z tworzywa sztucznego.

### 6.5. Moduł badania termogeneratorów

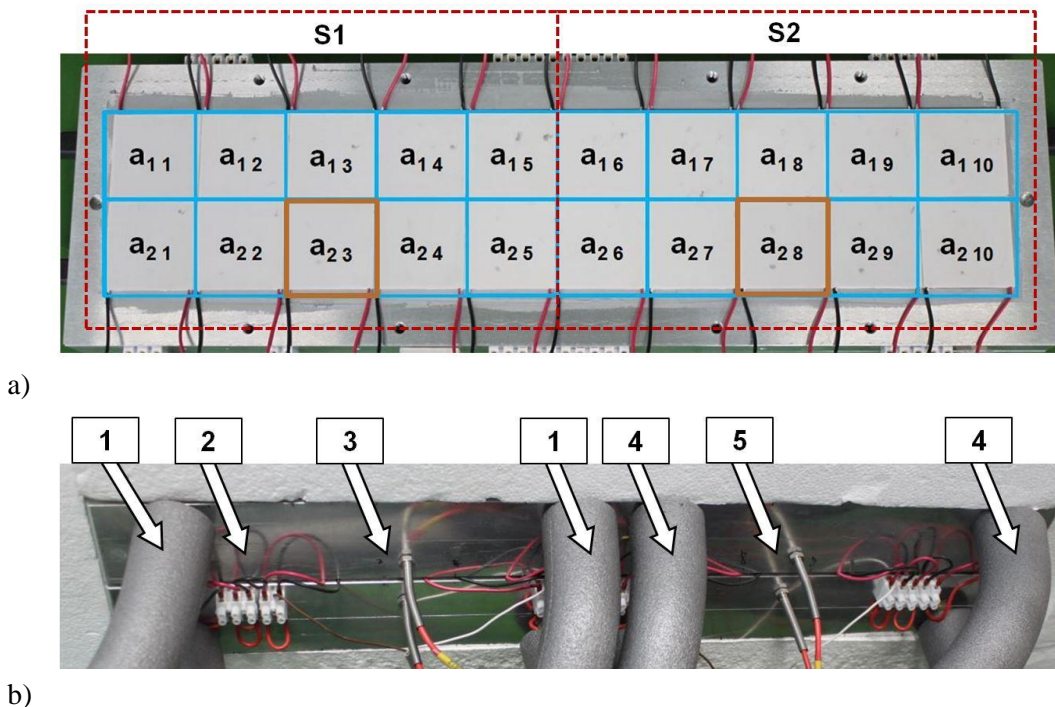
Opracowany moduł badania termogeneratorów złożony jest z dwóch głównych podukładów: badania rezystancji wewnętrznej pojedynczych TEG i pomiaru parametrów elektrycznych obciążenia baterii generatorów termoelektrycznych.

Tab. 6.16. Wybrane parametry modułu termogeneratorsa [76, 142]

Parametr	Wartość
Wymiary (wys. × szer. × gł.) [mm]	62 × 62 × 3,9
Powierzchnia wymiany ciepła pojedynczej strony modułu [mm <sup>2</sup> ]	3844
Maksymalna moc elektryczna z pojedynczego modułu [W]	4,63
Maksymalna temperatura pracy [°C]	138
Złącze P-N (ilość termopar)	127

Do badań rezystancji wewnętrznej szeregowo połączonych ze sobą dwudziestu generatorów (tab. 6.16) wybrano dwa z nich, umieszczone w środkowych częściach poszczególnych sekcji wymienników modułu MTEG (rys. 6.23).

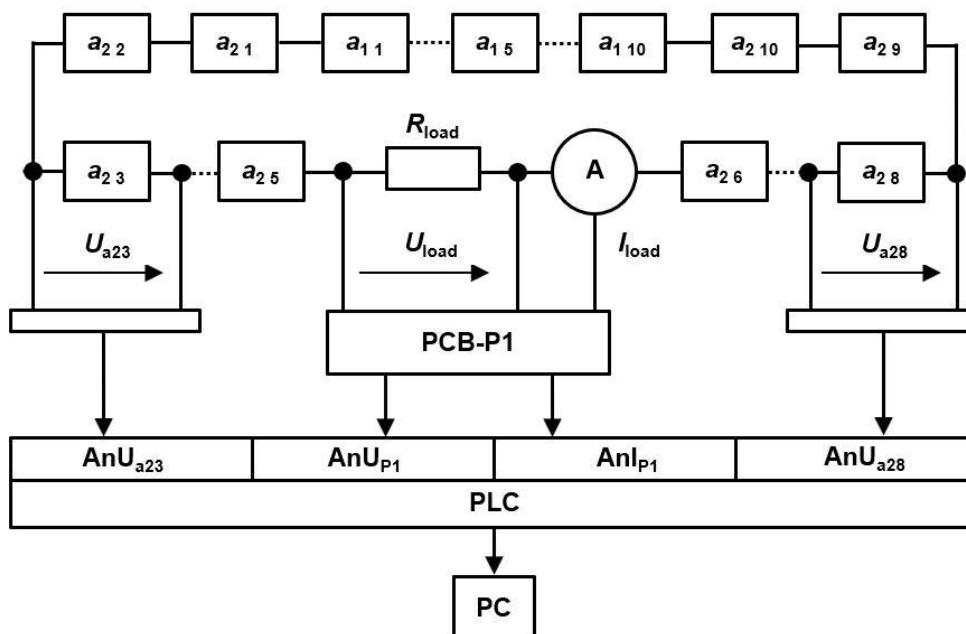
Termogeneratory  $a_{23}$  i  $a_{28}$  ze względu na ulokowanie w centralnych częściach sekcji pracują w najstabilniejszych warunkach cieplnych, podobnie jak elementy  $a_{13}$  i  $a_{18}$ . Jednak z uwagi na dostępność do ich przyłączy elektrycznych i izolację cieplną całego modułu MTEG do testów wytypowano układy  $a_{23}$  i  $a_{28}$  jako reprezentatywne.



b)

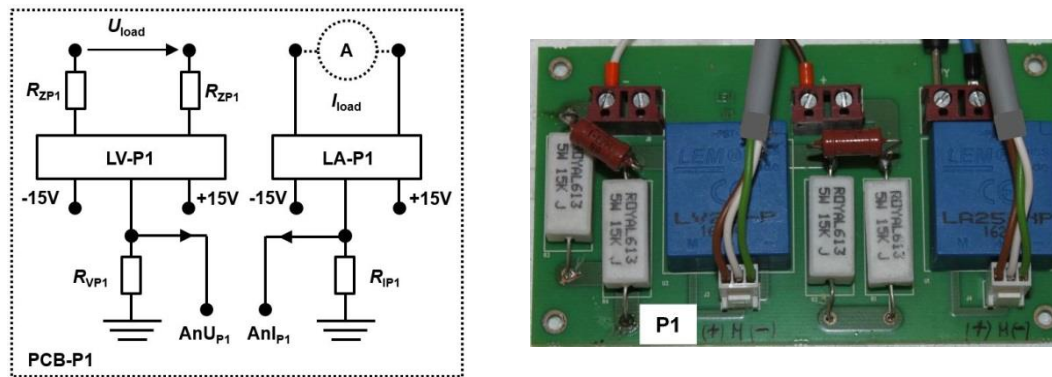
Rys. 6.23. Widok prototypu modułu z termogeneratorami

a) rozmieszczenie zestawu THM na dwusekcyjnym wymienniku MTEG (S1 i S2 – sekcje wymiennika); b) widok MTEG od strony przyłączy elektrycznych i hydraulicznych; 1 – przyłącza przepływu cieczy w sekcji 1; 2 – przyłącza elektryczne TEG; 3 – czujniki temperatury wymienników sekcji 1; 4 – przyłącza przepływu cieczy w sekcji 2; 5 – czujniki temperatury wymienników sekcji 2



Rys. 6.24. Schemat blokowy systemu pomiarowego modułu badania termogeneratorów

System do pomiaru parametrów elektrycznych modułu termogeneratorów umożliwia wyznaczenie: napięcia na poszczególnych generatorach  $U_{a23}$  i  $U_{a28}$ , natężenia prądu  $I_{load}$  w całym obwodzie oraz spadku napięcia  $U_{load}$  na rezystancji obciążenia (rys. 6.24).



a) b)  
Rys. 6.25. Dwukanałowy analogowy układ pomiaru PCB-P1  
a) schemat elektryczny; b) prototypowa płytką

Poszczególne sygnały analogowe są przetwarzane w układach konwersji A/A (PCB-P1) i A/D lub bezpośrednio konwertowane do postaci cyfrowej w przetwornikach A/D sterownika PLC. System umożliwia wizualizację on-line przetwarzanych danych oraz ich archiwizację w pamięci komputera PC w celu tworzenia baz wiedzy.

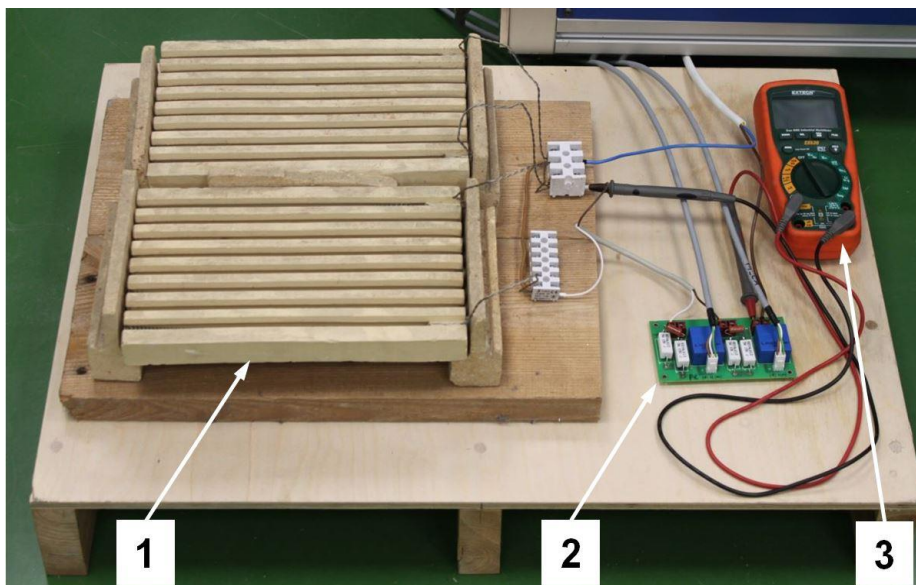
Układ przetwarzania PCB-P1 w pojedynczym rozwiązaniu konstrukcyjnym składa się z dwóch przetworników analogowych: sygnału napięciowego  $U_{load}$  i prądowego  $I_{load}$ , które są konwertowane na sygnały napięciowe (rys. 6.25), kierowane do modułów A/D ( $AnU_{P1}$  i  $AnI_{P1}$ ).

Głównym elementem przetwarzającym w kanale konwersji napięcia  $U_{load}$  jest przetwornik LV-P1 (LV 25-P, LEM) [116]. Podstawowe parametry tego elementu podano w tabeli 6.17.

Tab. 6.17. Wybrane parametry przetwornika LV 25-P (LEM) [116]

Parametr	Wartość
Napięcie zasilania [V]	$\pm 15$
Pierwotny znamionowy prąd RMS ( $I_{PN}$ ) [mA]	10
Mierzone napięcie DC, AC ( $U_{PN}$ ) [V]	10 ÷ 500
Wtórny znamionowy prąd RMS ( $I_{SN}$ ) [mA]	25
Błąd całkowity $U_{PN}$ przy @ $I_{PN}$ , $t_A = 25^\circ\text{C}$ @ $\pm 15\text{ V}$ ( $\pm 5\%$ ) [%]	$\pm 0,8$
Błąd liniowości [%]	< 0,2
Temperatura otoczenia podczas pracy ( $t_A$ ) [ $^\circ\text{C}$ ]	0 ÷ + 70
Masa [g]	22
Wymiary (wys. × szer. × gł.) [mm]	15,2 × 26 × 29,2

Na podstawie danych z tabeli, formuł matematycznych zawartych w karcie katalogowej [116] oraz oszacowania spodziewanego napięcia na obciążeniu  $R_{load}$ , dobrano wartości  $R_{ZP1}$  (3,13 k $\Omega$ ) i wyznaczono maksymalne napięcie zakresu pomiarowego przetwornika ( $U_{load} = 62,6\text{ V} \pm 0,5\text{ V}$ ). Rezystancję  $R_{load}$  stanowią dwa równoległe połączone rezystory o zastępczej wartości 12,12  $\Omega$  (rys. 6.26). Mierzone napięcie  $U_{load}$  na wejściu układu jest następnie zamieniane w nim na sygnał wyjściowy, również w postaci napięcia (przy  $R_{VP1} = 360\ \Omega$ ), które jest dalej przekazywane do modułu A/D ( $AnU_{P1}$ ) sterownika PLC.



Rys. 6.26. Widok rezystorów obciążenia baterii THM oraz dwukanałowego układu pomiarowego PCB-P1

1 – rezystory obciążenia obwodu zestawu termogeneratorów; 2 – układ PCB-P1;  
3 – układ kontrolny pomiaru natężenia prądu

Elementem przetwarzającym natężenie prądu  $I_{load}$  na wartość napięcia elektrycznego w drugim kanale układu PCB-P1 jest konwerter LA-P1 (LA 25-NP, LEM) [115]. Parametry tego przetwornika podano w tabeli 6.18. Dane z tej tabeli i szacowana wartość natężenia prądu w obwodzie termogeneratorów ( $I_{load} = 5,0 A \pm 0,025 A$ ) pozwoliły na skonfigurowanie konstrukcji elementu LA-P1 układu PCB-P1. Natężenie prądu zmierzone na wejściu przetwornika LA-P1 jest następnie konwertowane na sygnał napięciowy (dla  $R_{IP1} = 300 \Omega$ ) i przetwarzane na postać cyfrową w module A/D (AnI<sub>P1</sub>) sterownika PLC.

Tab. 6.18. Wybrane parametry przetwornika LA 25-NP (LEM) [115]

Parametr	Wartość
Napięcie zasilania [V]	$\pm 15$
Natężenie prądu DC, AC ( $I_{PN}$ ) [A]	$5 \div 25$
Wtórny znamionowy prąd RMS ( $I_{SN}$ ) [mA]	25
Błąd całkowity (@ $I_{PN}$ , $t_A = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ ) [%]	$\pm 0,5$
Błąd liniowości [%]	$< 0,2$
Temperatura otoczenia podczas pracy ( $t_A$ ) [ $^\circ\text{C}$ ]	$-40 \div + 85$
Masa [g]	22
Wymiary (wys. $\times$ szer. $\times$ gł.) [mm]	$16,4 \times 26 \times 29,2$

Pomiar napięcia na wybranych termogeneratorach jest realizowany bezpośrednio przez moduły A/D (AnU<sub>a23</sub>, AnU<sub>a28</sub>) sterownika PLC (tab. 6.19). Taki pomiar jest możliwy ze względu na jego niską wartość ( $< 10 \text{ VDC}$ ) oraz izolowaną elektrycznie konstrukcję analogowego modułu pomiarowego.

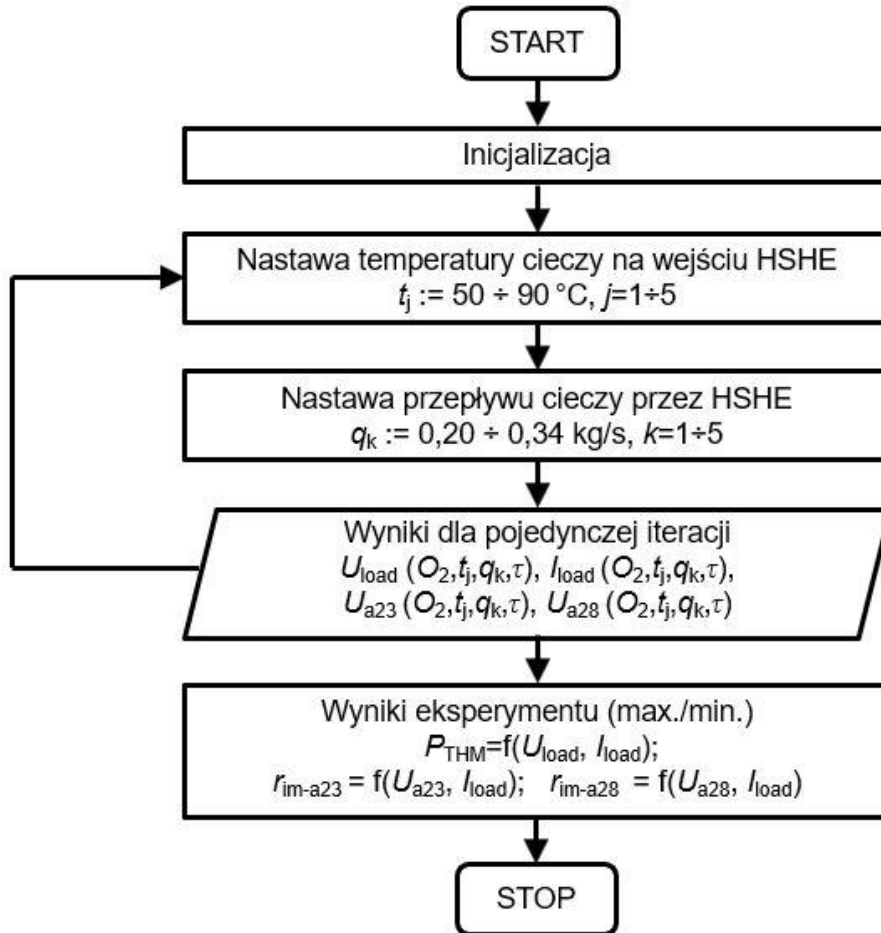
Tab. 6.19. Charakterystyka modułów A/D toru pomiaru napięcia [204]

Nazwa i typ	Opis elementu, parametry
Modicon TM5, typ: TM5SAI4L (Schneider Electric)	<ul style="list-style-type: none"> <li>• rozdzielczość cyfrowa modułu: 12-bitowy</li> <li>• wejście: <math>-10 \div +10</math> V</li> <li>• zasilanie modułu: <math>20,4 \div 28,8</math> V DC</li> <li>• impedancja wejścia: <math>20</math> M<math>\Omega</math></li> <li>• tolerancja wejścia – maksymalna odchyłka w temperaturze otoczenia <math>25</math> °C: <math>&lt; 0,08</math> % pomiaru</li> <li>• tolerancja wejścia – dryft temperatury: <math>0,006</math> % / °C pomiaru</li> <li>• tolerancja wejścia – nieliniowość: <math>&lt; 0,025</math> % pełnej skali (<math>20</math> V DC)</li> <li>• wartość rozdzielczości: <math>2,441</math> mV</li> </ul>

Opracowany algorytm metody badawczej (rys. 6.27) przewiduje wyznaczenie parametrów elektrycznych układu z termogeneratorami, określenie całkowitej generowanej mocy elektrycznej oraz rezystancji wewnętrznych dwóch przykładowych elementów TEG.

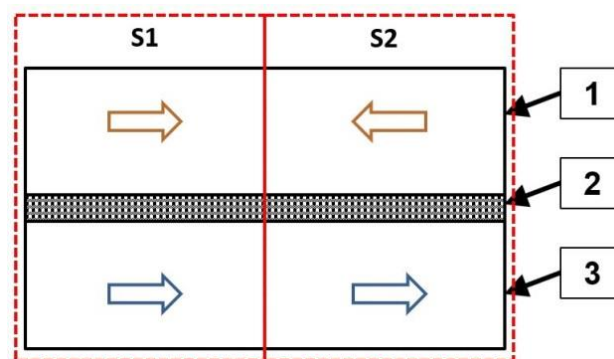
Pierwszym krokiem algorytmu jest inicjalizacja, podczas której następuje: nastawienie obiegów płynu w wymienniku HShe na przepływ TEG-O<sub>2</sub>/O<sub>2</sub> (do środka) [165] i obiegu cieczy w elemencie CSHe (w prawo) oraz ustalenie temperatury i parametrów przepływu płynu w wymienniku „zimnej” strony MTEG (rys. 6.28).

W kolejnych krokach dobierane są różne nastawy wartości wielkości zadanych: temperatury  $t_j$  na wejściu wymiennika HShe i natężenia przepływu cieczy  $q_k$  przez niego. Dla danej iteracji procesu badania wyznaczane są wartości wskazanych parametrów elektrycznych ( $U_{load}$ ,  $I_{load}$ ,  $U_{a23}$ ,  $U_{a28}$ ). Algorytm umożliwia realizację pojedynczego eksperymentu z zadaniem czasu jego trwania  $\tau$ , co wpływa na długość przebiegu pętli iteracyjnej. Określono zakres zmian czasu pojedynczej iteracji jako przedział ( $\tau = 15 \div 30$  min), mierząc wartości parametrów elektrycznych układu z dwusekundowym krokiem próbkowania. Dobór przedziału czasowego wynika z minimalnego czasu koniecznego do uzyskania ustalonej wymiany ciepła w module MTEG oraz wymagań konkretnego eksperymentu.



Rys. 6.27. Algorytm metody

W ostatnim kroku algorytm umożliwia wyznaczenie minimalnych i maksymalnych wartości wytwarzanej mocy elektrycznej  $P_{THM}$  oraz rezystancji wewnętrznych dwóch modułów TEG ( $r_{im-a23}$ ,  $r_{im-a28}$ ).



Rys. 6.28. Widok modułu MTEG z kierunkami przepływu cieczy w wymiennikach  
1 – wymiennik HSHE; 2 – warstwa baterii termogeneratorów; 3 – wymiennik CSHE

Stosując algorytm przedstawiony na rysunku 6.27, przeprowadzono weryfikację funkcjonowania modułu badania termogeneratorów. Obliczono główne parametry elektryczne obwodu z termogeneratorami ( $U_{load}$ ,  $I_{load}$ ,  $U_{a23}$ ,  $U_{a28}$ ), które umożliwiły określenie odpowiednio wartości mocy  $P_{THM}$  oraz rezystancji wewnętrznych  $r_{im-a23}$  i  $r_{im-a28}$ .

Generowaną moc elektryczną określono w sposób pośredni na podstawie zmierzonych wartości napięcia elektrycznego  $U_{load}$  i natężenia prądu  $I_{load}$  z zależności  $P_{THM} = U_{load} \cdot I_{load}$ . Analizę niepewności pomiarowej, napięcia  $U_{load}$  i natężenia prądu  $I_{load}$  przeprowadzono dla wybranych trzech wariantów metody badawczej (przy stałej temperaturze  $t_j = 90\text{ °C}$  i zmiennym przepływie cieczy  $q_k$ ). Badanie przeprowadzono w ustabilizowanych warunkach wymiany ciepła dla każdego z przepływów cieczy. Jako licznosc pojedynczej próby przyjęto 30 następujących po sobie obserwacji, przeprowadzonych przy dwusekundowym czasie próbkowania. Wyniki przedstawiono w tabeli 6.20.

Tab. 6.20. Wyniki pomiarów napięcia  $U_{load}$  i natężenia prądu  $I_{load}$  dla trzech wartości natężenia przepływu cieczy  $q_k$

$q_k$ [ $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ ]	0,20	0,27	0,34	0,20	0,27	0,34
Parametr	$U_{load}(t_j = 90\text{ °C})$ [V]			$I_{load}(t_j = 90\text{ °C})$ [A]		
Średnia	18,08	18,30	18,43	1,50	1,52	1,53
Maksymalna	18,09	18,33	18,45	1,50	1,52	1,53
Minimalna	18,06	18,28	18,42	1,49	1,51	1,53
Max. – Min.	0,03	0,05	0,03	0,01	0,01	0,00
$\sigma_{U_{load}} = u_{U_{load}}$	0,0019	0,0021	0,0051	-	-	-
$\sigma_{I_{load}} = u_{I_{load}}$	-	-	-	0,0003	0,0002	0,0001

Niepewność złożoną pomiaru wartości generowanej mocy elektrycznej  $u_C(P_{THM})$  oszacowano dla danych przedstawionych w tabeli 6.20 oraz z zależności matematycznej 6.1 [160]. Niepewność rozszerzoną  $U_{95}(P_{THM})$  wyznaczono przy współczynniku rozszerzenia  $k_p = 1,960$  z równania 6.2 [87]. Po przeanalizowaniu rozrzutu wyników pomiarów  $U_{load}$  i  $I_{load}$  (rys. 6.29) jako model rozkładu prawdopodobieństwa wielkości wejściowych przyjęto rozkład normalny [48]. Wartości  $U_{95}(P_{THM})$  przy trzech poziomach natężenia przepływu  $q_k$  przedstawiono w tabeli 6.21.

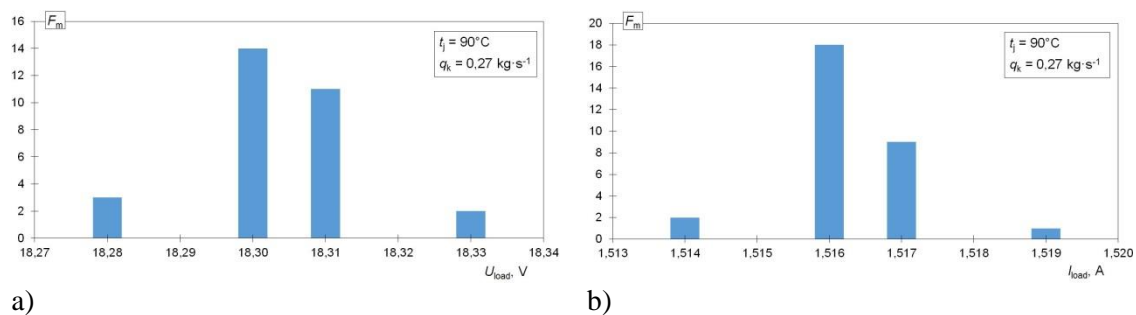
$$u_C(P_{THM}) = \sqrt{\left(\frac{\partial P_{THM}}{\partial I_{load}}\right)^2 u_{I_{load}}^2 + \left(\frac{\partial P_{THM}}{\partial U_{load}}\right)^2 u_{U_{load}}^2} \quad (6.1)$$

$$U_{95}(P_{THM}) = k_p \cdot u_C(P_{THM}) \quad (6.2)$$

Tab. 6.21. Niepewności rozszerzone pomiaru mocy elektrycznej  $P_{THM} = f(U_{load}, I_{load})$

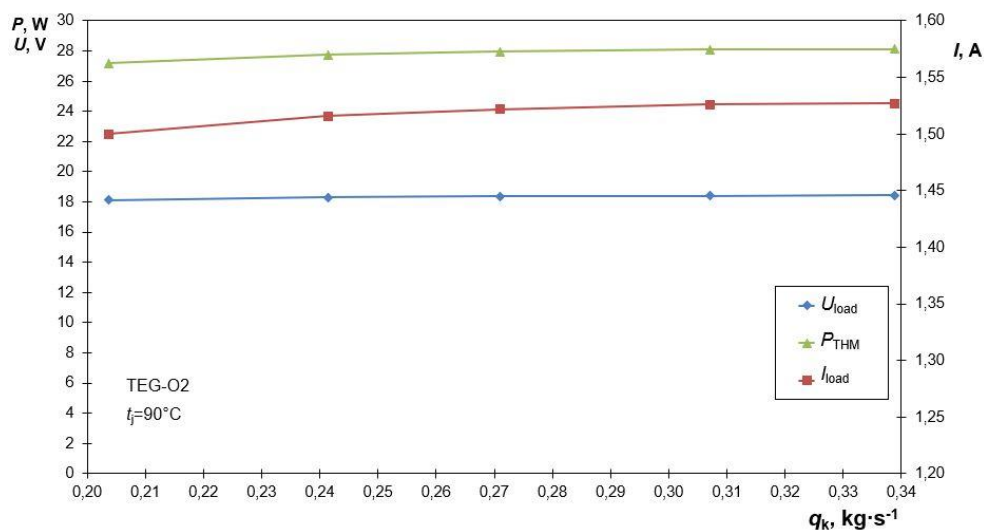
$q_k$ [ $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ ]	0,20	0,27	0,34
Parametr	$P_{THM}$ [W]		
$U_{95}(\text{dla } n=30)$	0,011	0,009	0,005

Maksymalną, oszacowaną wartość niepewności rozszerzonej pomiaru generowanej mocy elektrycznej uzyskano przy natężeniu przepływu  $0,20\text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$  i wynosi ona  $U_{95}(P_{THM}) = \pm 0,011\text{ W}$ .



Rys. 6.29. Wykresy słupkowe licznosci wybranych prób badawczych  $U_{\text{load}}$  i  $I_{\text{load}}$ , prowadzonych w tej samej temperaturze

Maksymalne, oszacowane niepewności rozszerzone pomiaru napięcia  $U_{\text{load}}$  i natężenia prądu  $I_{\text{load}}$  przy współczynniku rozszerzenia  $k_p = 1,960$  dla danych z tabeli 6.20 wynoszą odpowiednio:  $U_{95}(U_{\text{load}}) = \pm 0,01 \text{ V}$  i  $U_{95}(I_{\text{load}}) = \pm 0,0006 \text{ A}$ .



a)

b)

Rys. 6.30. Generowana moc elektryczna  $P_{\text{THM}}$  w funkcji natężenia przepływu  $q_k$   
a) zależności  $P_{\text{THM}}$ ,  $U_{\text{load}}$ ,  $I_{\text{load}}$  dla temperatury  $t_j = 90^\circ\text{C}$ ; b) zależności mocy  $P_{\text{THM}}$  dla różnych temperatur



Tab. 6.22. Wyniki pomiarów napięć  $U_{a23}$  i  $U_{a28}$  dla trzech wartości natężenia przepływu  $q_k$ 

$q_k$ [kg·s <sup>-1</sup> ]	0,21	0,29	0,31	0,21	0,29	0,31
Parametr	$U_{a23} (t_j = 50\text{ °C})$ [V]			$U_{a28} (t_j = 50\text{ °C})$ [A]		
Średnia	0,465	0,468	0,465	0,454	0,458	0,455
Maksymalna	0,468	0,470	0,468	0,457	0,460	0,457
Minimalna	0,463	0,465	0,463	0,450	0,457	0,454
Max. – Min.	0,005	0,003	0,005	0,007	0,003	0,003
$\sigma_{U_{a23}} = u_{U_{a23}}$	0,00025	0,00015	0,00024	-	-	-
$\sigma_{U_{a28}} = u_{U_{a28}}$	-	-	-	0,00029	0,00026	0,00028
Parametr	$I_{load} (t_j = 50\text{ °C})$ [A]			$I_{load} (t_j = 50\text{ °C})$ [A]		
Średnia	0,735	0,740	0,736	0,735	0,740	0,736
$\sigma_{I_{load}} = u_{I_{load}}$	0,00019	0,00017	0,00015	0,00019	0,00017	0,00015

Oszacowane, maksymalne wartości niepewności rozszerzonych przyjęto jako niepewności omawianych układów pomiarowych dla przedstawiania wyników: generowanej mocy elektrycznej, napięcia elektrycznego  $U_{load}$  i natężenia elektrycznego  $I_{load}$ .

Przykładowe wyniki uzyskane z weryfikacji układu pomiaru parametrów elektrycznych  $U_{load}$ ,  $I_{load}$ , i  $P_{THM}$  obwodu z generatorami termoelektrycznymi, modułu badania termogeneratorów, przedstawiono na rysunku 6.30.

Rezystancje wewnętrzne  $r_{im-a23}$  i  $r_{im-a28}$  wyznaczono, dokonując pomiaru napięć elektrycznych  $U_{a23}$  i  $U_{a28}$  oraz natężenia prądu  $I_{load}$  w obwodzie termogeneratorów, a następnie obliczono je z zależności:  $r_{im-a23} = U_{a23} / I_{load}$  i  $r_{im-a28} = U_{a28} / I_{load}$ . Analizę niepewności pomiaru parametrów  $U_{a23}$  i  $U_{a28}$  przeprowadzono dla trzech warunków funkcjonowania układu (przy stałej temperaturze  $t_j = 50\text{ °C}$  i zmiennym przepływie cieczy  $q_k$ ) z liczebnością ( $n = 30$ ) pojedynczej próby badawczej i dwusekundowym krokiem próbkowania. Uzyskane wyniki przedstawiono w tabeli 6.22.

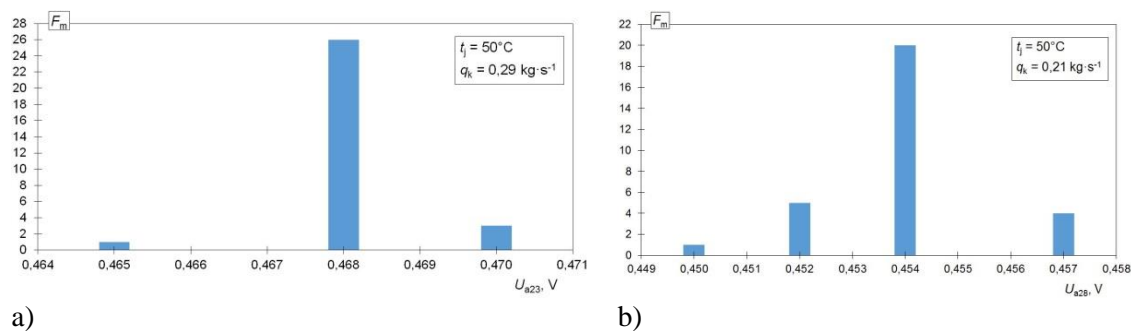
Niepewności złożone pomiaru wartości rezystancji wewnętrznych  $u_C(r_{im-a23})$  i  $u_C(r_{im-a28})$  oszacowano na podstawie danych przedstawionych w tabeli 6.22 oraz zależności matematycznych 6.3 i 6.4. Niepewności rozszerzone  $U_{95}(r_{im-a23})$  i  $U_{95}(r_{im-a28})$  wyznaczono przy współczynniku rozszerzenia  $k_p = 1,960$  zgodnie z równaniami 6.5 i 6.6.

$$u_C(r_{im-a23}) = \sqrt{\left(\frac{\partial r_{im-a23}}{\partial I_{load}}\right)^2 u_{I_{load}}^2 + \left(\frac{\partial r_{im-a23}}{\partial U_{a23}}\right)^2 u_{U_{a23}}^2} \quad (6.3)$$

$$u_C(r_{im-a28}) = \sqrt{\left(\frac{\partial r_{im-a28}}{\partial I_{load}}\right)^2 u_{I_{load}}^2 + \left(\frac{\partial r_{im-a28}}{\partial U_{a28}}\right)^2 u_{U_{a28}}^2} \quad (6.4)$$

$$U_{95}(r_{im-a23}) = k_p \cdot u_C(r_{im-a23}) \quad (6.5)$$

$$U_{95}(r_{im-a28}) = k_p \cdot u_C(r_{im-a28}) \quad (6.6)$$



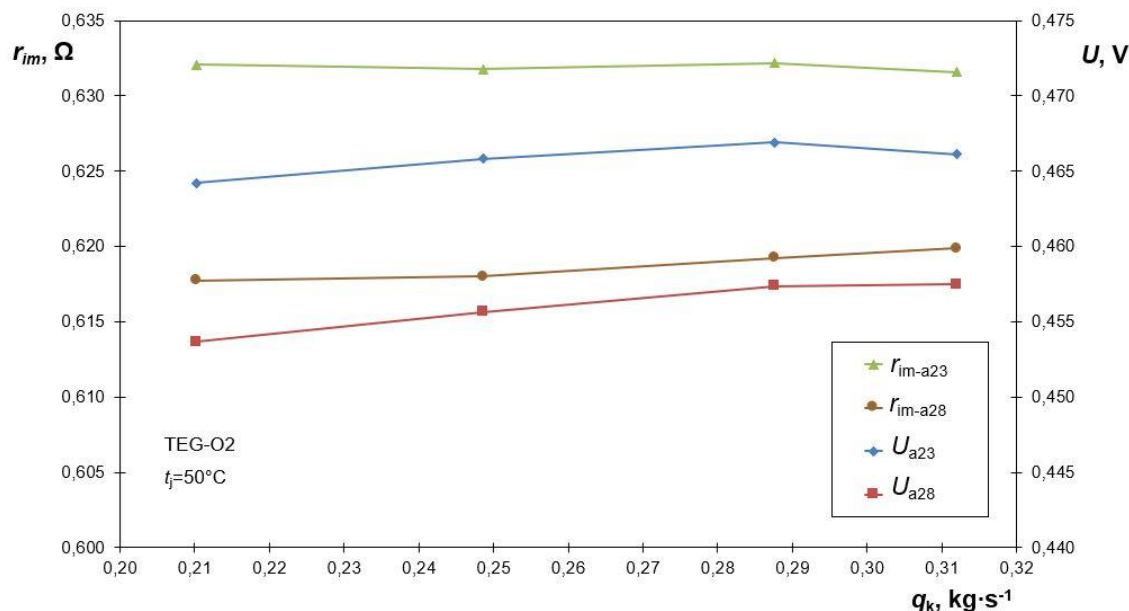
Rys. 6.31. Wykresy słupkowe licznosci wybranych prób badawczych  $U_{a23}$  i  $U_{a28}$  dla temperatury  $t_j = 50\text{ }^\circ\text{C}$

Po przeanalizowaniu rozrzutu wyników pomiarów  $U_{a23}$  i  $U_{a28}$  (rys. 6.31), jako model rozkładu prawdopodobieństwa wielkości wejściowych, przyjęto rozkład normalny. Wartości oszacowanych niepewności  $U_{95}(r_{im-a23})$  i  $U_{95}(r_{im-a28})$  przy trzech poziomach natężenia przepływu  $q_k$  przedstawiono w tabeli 6.23.

Tab. 6.23. Niepewności rozszerzone pomiaru rezystancji wewnętrznych  $r_{im-a23} = f(U_{a23}, I_{load})$  i  $r_{im-a28} = f(U_{a28}, I_{load})$

$q_k$ [ $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ ]	0,21	0,29	0,31	0,21	0,29	0,31
Parametr	$r_{im-a23}$ [ $\Omega$ ]			$r_{im-a28}$ [ $\Omega$ ]		
$U_{95}$ (dla $n=30$ )	0,0007	0,0005	0,0007	0,0008	0,0008	0,0008

Maksymalne wartości oszacowanych niepewności rozszerzonych pomiaru rezystancji wewnętrznej pojedynczych termogeneratorów dla poszczególnych kanałów pomiarowych wynoszą odpowiednio  $U_{95}(r_{im-a23}) = \pm 0,0007\ \Omega$  i  $U_{95}(r_{im-a28}) = \pm 0,0008\ \Omega$ .

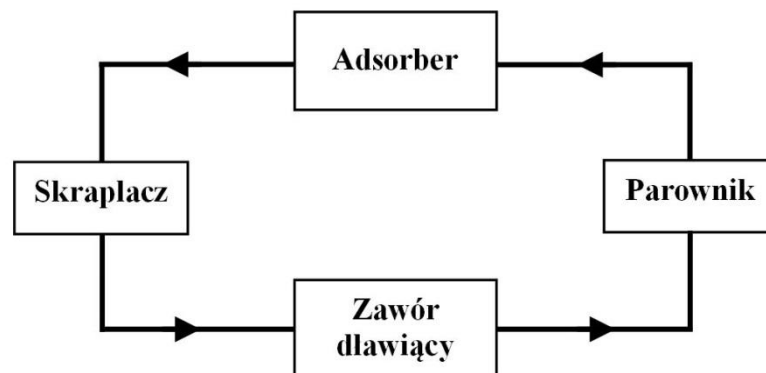


Rys. 6.32. Zależności rezystancji wewnętrznej i napięcia elektrycznego pojedynczych termogeneratorów w funkcji natężenia przepływu

Maksymalne, oszacowane niepewności rozszerzone pomiaru napięć elektrycznych  $U_{a23}$  i  $U_{a28}$  przy współczynniku rozszerzenia  $k_p = 1,960$  dla danych z tabeli 6.22 wynoszą odpowiednio:  $U_{95}(U_{a23}) = \pm 0,0005 \text{ V}$  i  $U_{95}(U_{a28}) = \pm 0,0006 \text{ V}$ . Wybrane wyniki z procesu weryfikacji układu pomiaru parametrów  $U_{a23}$ ,  $U_{a28}$ ,  $r_{im-a23}$  i  $r_{im-a28}$  pojedynczych elementów TEG obwodu z generatorami termoelektrycznymi przedstawiono na rysunku 6.32.

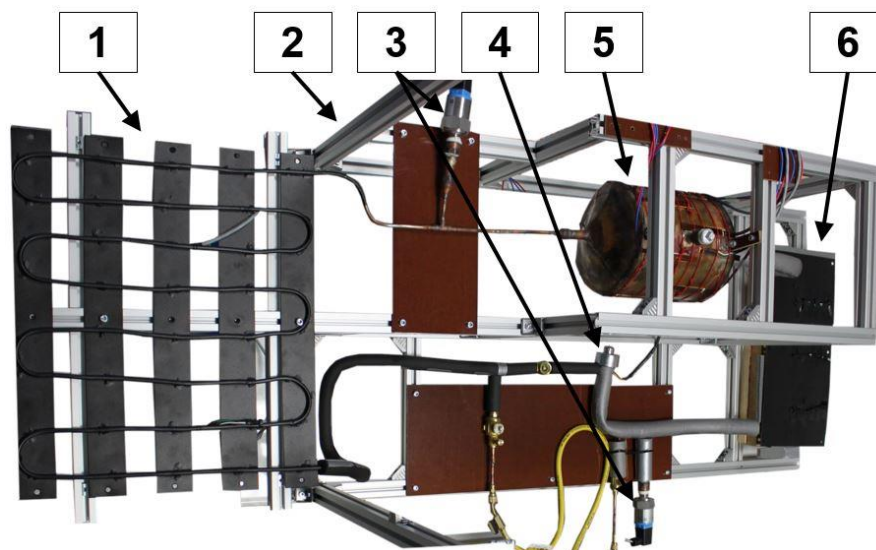
## 6.6. Moduł adsorpcyjnego układu chłodniczego

Moduł adsorpcyjnego układu chłodniczego składa się z czterech głównych elementów: parownika, adsorbera, skraplacza i zaworu dławiącego (rys. 6.33).



Rys. 6.33. Schemat jednozłozowego układu adsorpcyjnego

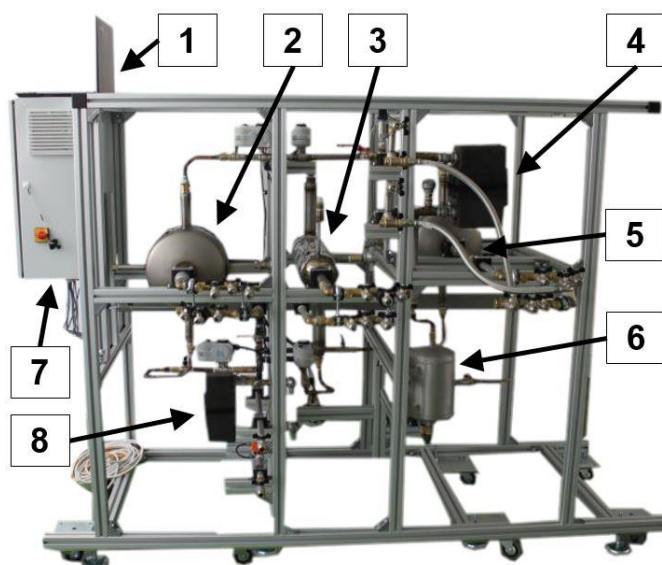
W parowniku tego urządzenia ciepło jest przejmowane przez czynnik chłodniczy, który przepływając w postaci pary przez złoża jest adsorbowany z wydzielaniem ciepła. Następnie podczas regeneracji złoża ulega on odparowaniu, a ciepło czynnika jest przejmowane przez skraplacz w procesie jego kondensacji. Skroplony czynnik chłodniczy wraca do parownika poprzez zawór dławiący. Proces ten jest powtarzany w sposób periodyczny.



Rys. 6.34. Widok laboratoryjnego, jednozłozowego adsorpcyjnego układu chłodniczego  
1 – skraplacz; 2 – rama urządzenia; 3 – czujniki ciśnienia; 4 – zawór dławiący;  
5 – adsorber; 6 – parownik

Elementem wymuszającym zachodzące procesy w urządzeniu jest adsorber (złożenie adsorbentu), który jest cyklicznie ogrzewany i chłodzony. W wyniku tych procesów zachodzi desorpcja czynnika chłodniczego (podczas ogrzewania złoża), zaś po obniżeniu temperatury złoża następuje jego adsorpcja. Zawór dławiący jest elementem dozującym porcję czynnika chłodniczego podawanego do parownika.

Opracowano adsorpcyjny układ chłodniczy w skali laboratoryjnej, w którym badano efektywność jego pracy, stosując wodę jako czynnik chłodniczy i żel krzemionkowy jako adsorbent (rys. 6.34). Prototyp jednozłożowego układu chłodniczego wykonano z miedzi w postaci jednoelementowej, zwartej konstrukcji zamontowanej na ramie z profili aluminiowych. Parownik zaprojektowano jako niez izolowaną, płaską, miedzianą płytę z dolutowanymi od spodu rurkami, do których jest podawany czynnik chłodniczy.



a)



b)

Rys. 6.35. Widok wielozłożowego, adsorpcyjnego układu chłodniczego

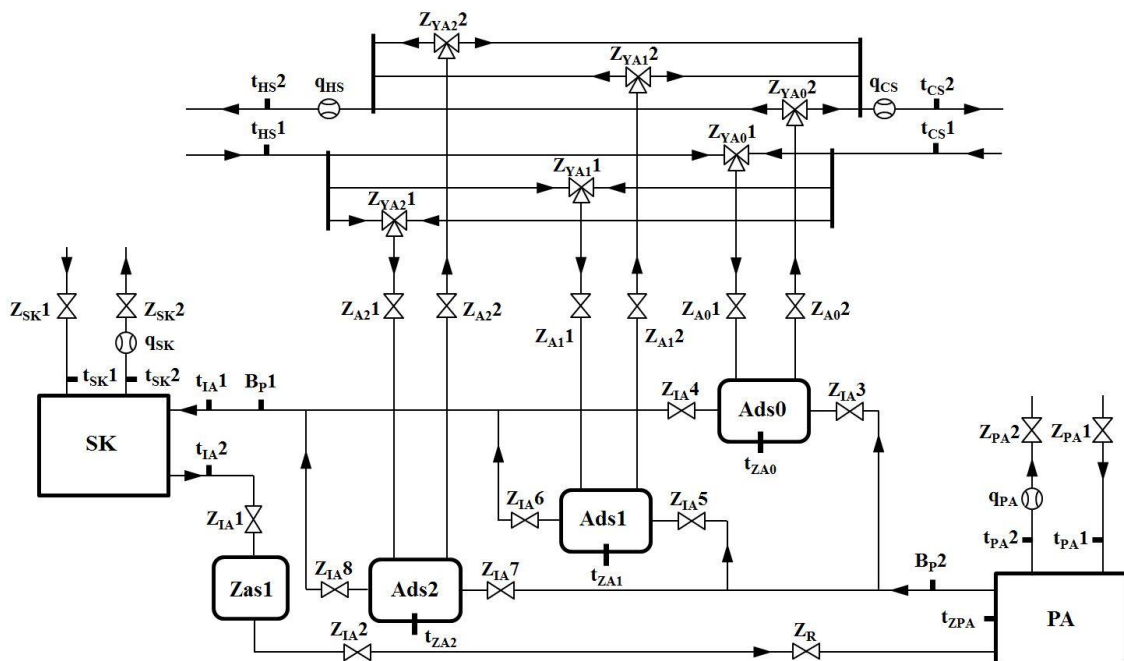
a) od prawej strony; b) z przodu; 1 – komputer PC; 2 – adsorber 1; 3 – adsorber 0; 4 – skraplacz; 5 – adsorber 2; 6 – zasobnik czynnika; 7 – szafka sterownicza; 8 – parownik

Podczas badań układu uzyskiwano kilkugodzinny (ok. 4 godzin) spadek temperatury mierzony na parowniku od temperatury około 19 °C do około 11 °C [161]. Przeprowadzone testy urządzenia potwierdziły możliwość efektywnej cyrkulacji czynnika chłodniczego wewnątrz układu, cyklicznego przejmowania ciepła przez czynnik chłodniczy w trakcie procesu jego adsorpcji, generowania efektu chłodzenia parownika oraz okresowego wymuszania procesu desorpcji adsorbentu poprzez podnoszenie temperatury złoża w zakresie 70 ÷ 100 °C [158].

Zaprojektowany i wykonany prototyp oraz przeprowadzone testy jednozłożowego układu dostarczyły niezbędnych informacji o jego funkcjonowaniu w określonych warunkach. Zdobytą wiedzę wykorzystano przy tworzeniu kolejnej wersji urządzenia chłodniczego z trzema adsorberami (rys. 6.35). Elementy tego wariantu układu, wykonane z miedzi i stali nierdzewnej, łączone w technologii spawania i lutowania podzespołów, zamontowano na wspornikach z profili aluminiowych firmy *Bosch Rexroth* [20]. Takie rozwiązanie umożliwia szybki montaż, demontaż i rozbudowę instalacji badawczej. Opracowane urządzenie (rys. 6.36) składa się z następujących głównych elementów: trzech adsorberów (Ads0, Ads1 i Ads2), parownika (PA), skraplacza (SK), zasobnika czynnika chłodniczego (Zas1) oraz zaworu dławiącego ( $Z_R$ ).

Instalacja jest wyposażona w szereg elementów wykonawczych i pomiarowych, takich jak: zawory odcinające ( $Z$ ), zawory trójdrogowe ( $Z_Y$ ), czujniki ciśnienia ( $B$ ), przetworniki temperatury  $t$  oraz czujniki przepływu  $q$ .

Adsorberami są wymienniki ciepła o dwóch typach konstrukcji mechanicznej ze złożem umieszczonym wewnątrz. Realizują one procesy wymiany ciepła pomiędzy poszczególnymi złożami zmagazynowanymi wewnątrz i czynnikiem roboczym oraz medium zewnętrznym, przejmującym ciepło lub je dostarczającym.



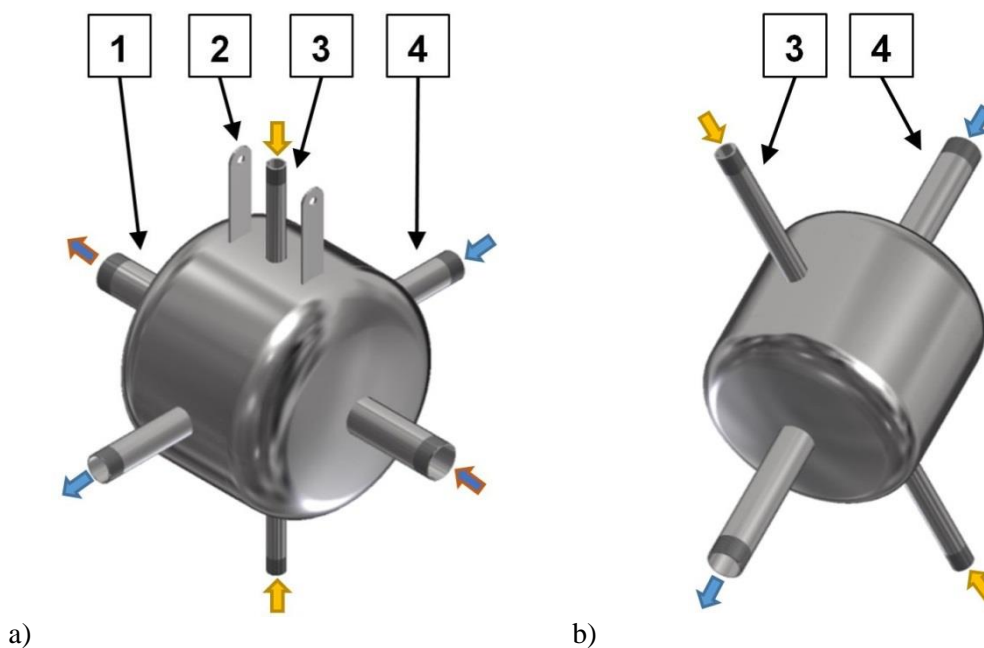
Rys. 6.36. Schemat trójzłożowego układu adsorpcyjnego

Ads0, Ads1 i Ads2 – adsorbery odpowiednio 0, 1 i 2; PA – parownik; SK – skraplacz; Zas1 – zasobnik czynnika chłodniczego;  $Z_R$  – zawór dławiący

Tab. 6.24. Główne wymiary elementów konstrukcji adsorbera walcowo-krzyżowego

Walec zewnętrzny [mm]			Walec wewnętrzny [mm]		
Wysokość	Średnica	Grubość ścianki	Wysokość	Średnica	Grubość ścianki
230	273	2	194	204	2

Wymienniki te mają duży wpływ na efektywność przepływu masy adsorbentu podczas procesów adsorpcji i desorpcji. Zastosowano dwa typy adsorberów, którymi są rozwiązania: walcowo-krzyżowe i walcowo-rurowe.

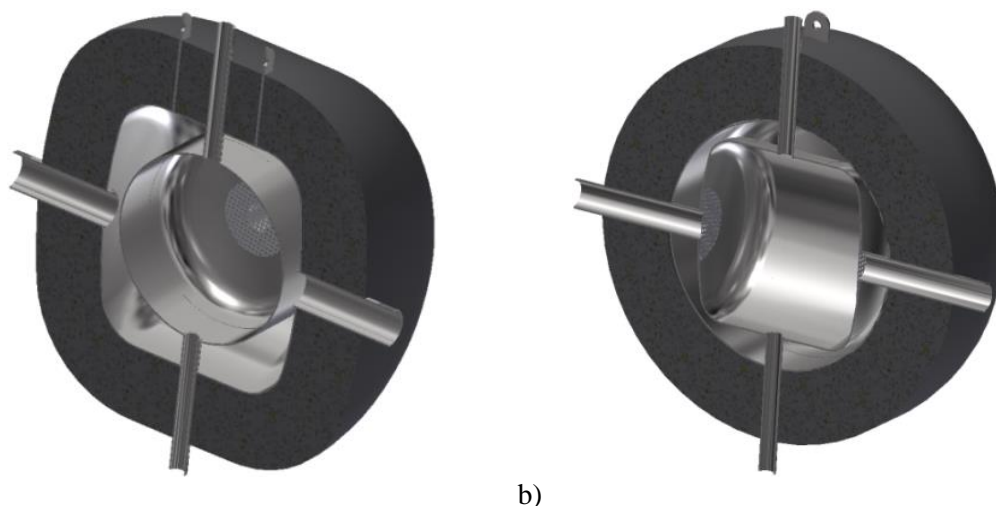


Rys. 6.37. Model adsorbera walcowo-krzyżowego

- a) widok złożenia wewnętrznego zasobnika adsorbentu oraz zewnętrznego walca;  
 b) widok wewnętrznego zasobnika adsorbentu; 1 – przyłącze przepływu zewnętrznego medium wymiany ciepła; 2 – uchwyty montażowe; 3 – przyłącze pomiarowe parametrów złoża; 4 – przyłącze przepływu czynnika chłodniczego

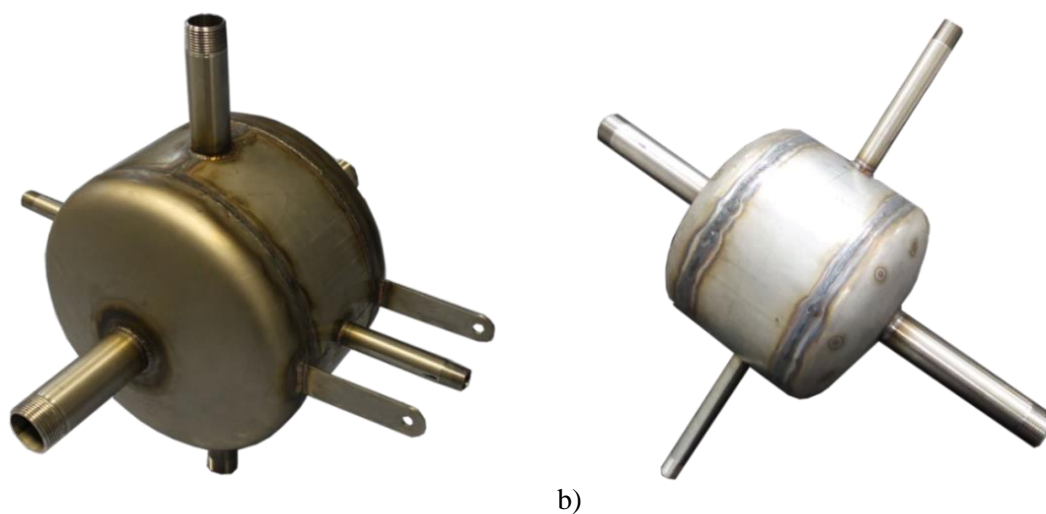
Walcowo-krzyżowa konstrukcja wymiennika adsorbera jest rozwiązaniem prototypowym w formie dwóch skrzyżowanych walców. Mniejszy z nich, zawierający złożę, jest umieszczony wewnątrz drugiego – większego (rys. 6.37). Wymiary elementów konstrukcji przedstawiono w tabeli 6.24. Zewnętrzny walec adsorbera stanowi osłonę płaszczu wodnego, przez który przepływa medium dostarczające lub pochłaniające ciepło ze złoża adsorbentu (rys. 6.38).

Adsorber walcowo-krzyżowy wyposażony jest w przyłącza, które pełnią różne funkcje. Wewnętrzną część wymiennika stanowi walcowy zasobnik adsorbentu zawierający króćce osiowe i boczne (rys. 6.37b i 6.38b). Główne przyłącza umieszczone z dwóch stron w osi walca umożliwiają cyrkulację adsorbentu, który penetruje umieszczony wewnątrz adsorbent. Zasobnik złoża wyposażony jest w dodatkowe przyłącza boczne umieszczone w kierunku normalnym do jego osi. Króćce te służą do napełniania i opróżniania zasobnika adsorbentem oraz do punktowego pomiaru parametrów w jego przestrzeni wewnętrznej.



a) b)  
Rys. 6.38. Model adsorbera walcowo-krzyżowego osłoniętego izolacją cieplną  
a) przekrój wzdłuż osi zewnętrznego walca; b) przekrój wzdłuż osi wewnętrznego walca

Zasobnik ze złożem umieszczono wewnątrz większego walca, w którym są dwa przyłącza. Znajdują się one w jego osi i służą doprowadzaniu medium cieczowego do jego wnętrza (rys. 6.37a i 6.38a). Elementy adsorbera walcowo-krzyżowego są wykonane ze stali nierdzewnej (rys. 6.39). Wewnątrz zasobnika złoża umieszczono osłony adsorbentu z obu stron przyłączy. Stanowi je siatka ze stali nierdzewnej o oczku  $1 \times 1$  mm, która zatrzymuje drobinę adsorbentu, zapobiegając ich przemieszczaniu się wewnątrz instalacji, a jednocześnie umożliwiając przepływ pary czynnika przez złożo.



a) b)  
Rys. 6.39. Widok prototypu adsorbera walcowo-krzyżowego  
a) widok złożonego adsorbera; b) widok wewnętrznego zasobnika adsorbentu

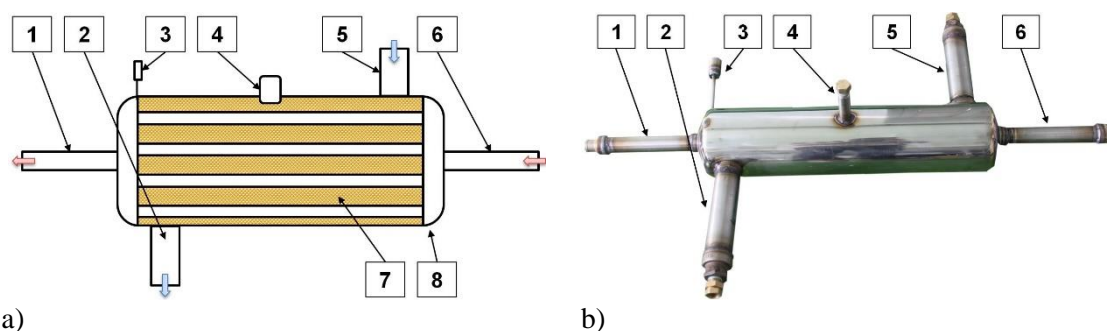
Dwa jednakowe adsorbery walcowo-krzyżowe (Ads1 i Ads2) zawierają złożo o masie 4,2 kg każdy (tab. 6.25).

Adsorber Ads0 to wymiennik walcowo-rurowy (rys. 6.35 i 6.36). Ma on kształt walca i wykonany jest ze stali nierdzewnej (rys. 6.40). Główne jego wymiary podano w tabeli 6.26. Wewnątrz adsorbera rozmieszczono symetrycznie zespół cienkościennych rurek o średnicy 10 mm, przez które przepływa medium o niskiej lub wysokiej temperaturze.

Tab. 6.25. Parametry żelu krzemionkowego (silikażelu) [32, 51, 123]

Parametr	Symbol	Wartość	Jednostka
Gęstość	$\rho_s$	700	kg/m <sup>3</sup>
Średnica (granulacja)	$\phi_s$	2 ÷ 5	mm
Zdolność adsorpcyjna przy RH 50%		22,0	%
Obszar rozwinięcia powierzchni		600 ÷ 800	m <sup>2</sup> /g
Średnica porów		2 ÷ 3	nm
Ciepło właściwe	$Cp_s$	0,92	kJ/(kg*K)
Przewodność cieplna	$\lambda_s$	0,175	W/(m*K)

Pomiędzy rurkami w wewnętrznej przestrzeni konstrukcji walca umieszczono złożo o masie 4,6 kg żelu krzemionkowego (tab. 6.25). Wymiennik ten wyposażony jest w cztery przyłącza główne i dwa dodatkowe.



Rys. 6.40. Schemat i widok prototypu adsorbera walcowo-rurkowego [166]

a) przekrój; b) widok; 1 – króciec wyjściowy cieczy; 2 – przyłącze wyjściowe czynnika chłodniczego; 3 – odpowietrznik; 4 – króciec pomiarowy parametrów złoża; 5 – przyłącze wejściowe czynnika chłodniczego; 6 – króciec wejściowy cieczy; 7 – złożo silikażelu; 8 – stalowa obudowa

Dwa główne przyłącza (1 i 6) umieszczone są w osi wymiennika, a dwa boczne (2 i 5) znajdują się na kierunkach normalnych do jego osi. Przez przyłącza główne doprowadzane jest do wymiennika zewnętrzne medium cieczowe o niskiej lub wysokiej temperaturze, które przepływa przez zespół wewnętrznych cienkościennych rurek. Króćce boczne służą do doprowadzania i odprowadzania adsorbentu z jego przestrzeni wewnętrznej.

Dodatkowe przyłącza znajdują się również na kierunkach prostopadłych do osi wymiennika. Są to: odpowietrznik i króciec pomiarowy parametrów złoża (rys. 6.40). Przyłącze pomiarowe jest także wykorzystywane do napełniania wymiennika adsorbentem. Funkcję osłon wewnętrznych, utrzymujących złożo adsorbentu wewnątrz zasobnika spełniają pierścienie ze stali nierdzewnej pokryte siatką z tej samej stali o oczku 1 × 1 mm. Pierścienie umieszczono wewnątrz przyłączy do doprowadzania i odprowadzania adsorbentu. Osłony zatrzymują drobinę adsorbentu, jednocześnie umożliwiając przepływ gazowego adsorbentu.

Tab. 6.26. Wymiary adsorbera walcowo-rurkowego

Wysokość [mm]	Średnica [mm]	Grubość ścianki [mm]
550	130	2



Parownik (PA) wykonany jest ze stali nierdzewnej. Ma on postać wymiennika płytowego (rys. 6.35 i 6.36), złożonego z dwudziestu dwóch karbowanych płyt o łącznej powierzchni wymiany ciepła równej  $0,35 \text{ m}^2$ . Główne wymiary parownika przedstawiono w tabeli 6.27. Czynnik chłodniczy przepływa w nim przeciwnie do kierunku ciecza, od której przejmowane jest ciepło.

Tab. 6.27. Wymiary parownika

Wysokość [mm]	Szerokość [mm]	Głębokość [mm]
220	90	56

Skraplacz (SK) ma również postać wymiennika płytowego ze stali nierdzewnej (rys. 6.35 i 6.36). Składa się z pięćdziesięciu karbowanych płyt o łącznej powierzchni wymiany ciepła równej  $0,80 \text{ m}^2$ . Wymiary skraplacza podano w tabeli 6.28.

Tab. 6.28. Główne wymiary skraplacza

Wysokość [mm]	Szerokość [mm]	Głębokość [mm]
220	90	125

W skraplaczu czynnik chłodniczy w postaci pary przepływa przeciwnie do kierunku ciecza chłodząca, ulegając kondensacji. Ciepło pochłonięte przez zewnętrzne medium cieczowe jest wyprowadzane poza adsorpcyjny układ chłodniczy. Skroplony czynnik chłodniczy płynie grawitacyjnie do zasobnika.

Zasobnik (Zas1) ciekłego czynnika chłodniczego stanowi jego magazyn (rys. 6.35 i 6.36). Akumulacja czynnika daje możliwość jego ciągłego dozowania do przestrzeni czynnej parownika. Główne jego wymiary przedstawiono w tabeli 6.29.

Tab. 6.29. Wymiary zasobnika Zas1

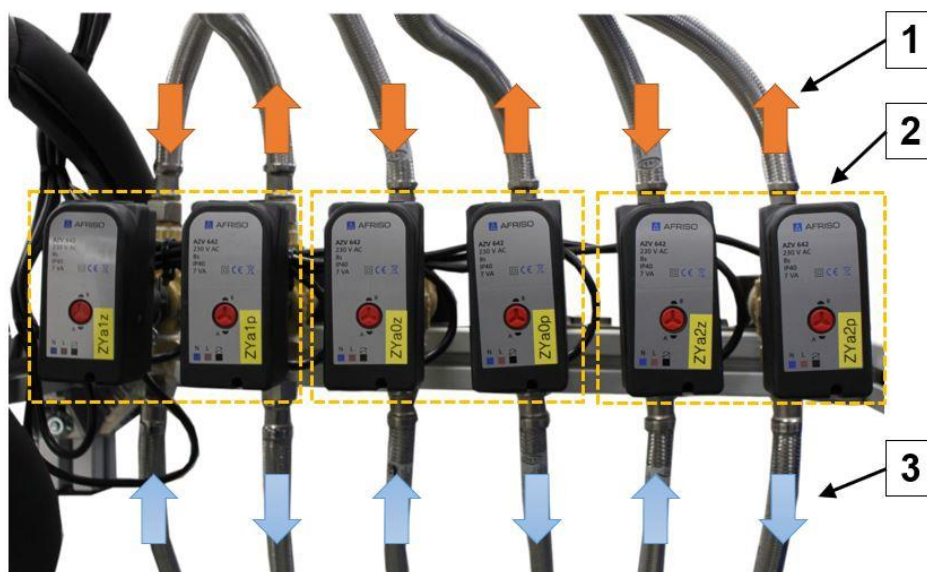
Wysokość [mm]	Średnica [mm]	Grubość ścianki [mm]
271	168	2

Dawkowanie czynnika roboczego do przestrzeni parownika odbywa się poprzez otwarcie zaworu dławiącego  $Z_R$ . Zaworem dozującym czynnik jest element elektroniczny typu ETS 12,5 (*Danfoss*) z bezpośrednią kontrolą układu EKD (*Danfoss*) [42, 43].

Elementami wykonawczymi zastosowanymi w module adsorpcyjnego układu chłodniczego są zawory odcinające  $Z_{IA}$  i trójdrogowe  $Z_Y$ . Zawory  $Z_{IA}$  to elektryczne układy typu EM081 (*Effebi Spa*) [50], które dozują dopływ adsorbentu do złoża silikażelu.

Zawory  $Z_Y$  to elektryczne, trójdrogowe, przełączające elementy wykonawcze typu AZV (*Afriso*) [4], które umożliwiają przepływ wody o niskiej lub wysokiej temperaturze z dwóch różnych kierunków. Woda ta jest dostarczana do trzech adsorberów (rys. 6.41).

Do pomiaru parametrów w poszczególnych punktach urządzenia zastosowano różne przetworniki. Pomiar ciśnienia  $B_{P1}$  i  $B_{P2}$  są realizowane z wykorzystaniem czujnika typu Cerabar PMC21 (*Endress+Hauser*) o parametrach podanych w tabeli 6.30.



Rys. 6.41. Widok baterii zaworów trójdrogowych typu AZV

1 – górne przyłącza dostarczające ciecz o wysokiej temperaturze; 2 – trzy sekcje zaworów; 3 – dolne przyłącza doprowadzające ciecz o niskiej temperaturze

Tab. 6.30. Wybrane parametry czujnika typu Cerabar PMC21 [56]

PMC21-1F08/0	
Zakres pomiarowy [kPa]	0 ÷ 100
Niepewność pomiaru [% zakresu]	± 0,3
Napięcie zasilania [V DC]	10 ÷ 30
Wyjściowy sygnał analogowy [mA]	4 ÷ 20

Pomiary temperatury prowadzono za pomocą następujących elementów: przetworników  $t_{PA1}$ ,  $t_{PA2}$  i  $t_{ZA0}$  (tab. 6.5); czujników  $t_{HS1}$ ,  $t_{HS2}$ ,  $t_{SK2}$ ,  $t_{IA1}$  i  $t_{IA2}$  (tab. 6.8); przetworników  $t_{CS1}$ ,  $t_{CS2}$ , i  $t_{SK1}$  (tab. 6.11), czujników  $t_{ZA1}$  i  $t_{ZA2}$  (tab. 6.31) oraz przetwornika  $t_{ZPA}$  typu LM35CZ/NOPB (*National Semiconductor Corporation*), szczegółowo opisanego w artykule [166].

Tab. 6.31. Parametry czujnika temperatury TP-485 długości 120 mm z przetwornikiem typu TCHM2120 [37, 39, 40]

TP-485	
Zakres pomiarowy [°C]	0 ÷ 100
Element przetwarzający	Pt100
Klasa A elementu przetwarzającego [°C]	± 0,35
Błąd przetwarzania A/A [%]	0,15
Długość czujnika [mm]	120
Wyjściowy sygnał analogowy [mA]	4 ÷ 20

Tab. 6.32. Wybrane parametry czujnika przepływu JS-NK (1,6 m<sup>3</sup>/h) [9]

JS90-1,6-NK	
Strumień płynu [m <sup>3</sup> /h]	1,6
Wartość impulsu [dm <sup>3</sup> /imp.]	1
Napięcie elektryczne [V DC]	< 30
Natężenie prądu [mA]	100

Pomiary natężenia przepływu cieczy realizowano za pomocą następujących elementów: czujników  $q_{SK}$  i  $q_{HS}$  (tab. 6.9), przetworników  $q_{CS}$  (tab. 6.32) oraz czujnika  $q_{PA}$  (tab. 6.33).

Tab. 6.33. Wybrane parametry czujnika przepływu DUK-12G [104]

DUK-12G4HL443L	
Strumień płynu [dm <sup>3</sup> /min]	0,08 ÷ 20
Klasa dokładności [dm <sup>3</sup> /min]	± 0,28
Napięcie elektryczne [V DC]	24 ± 20 %
Wyjściowy sygnał analogowy [mA]	4 ÷ 20

## 6.7. System sterowania

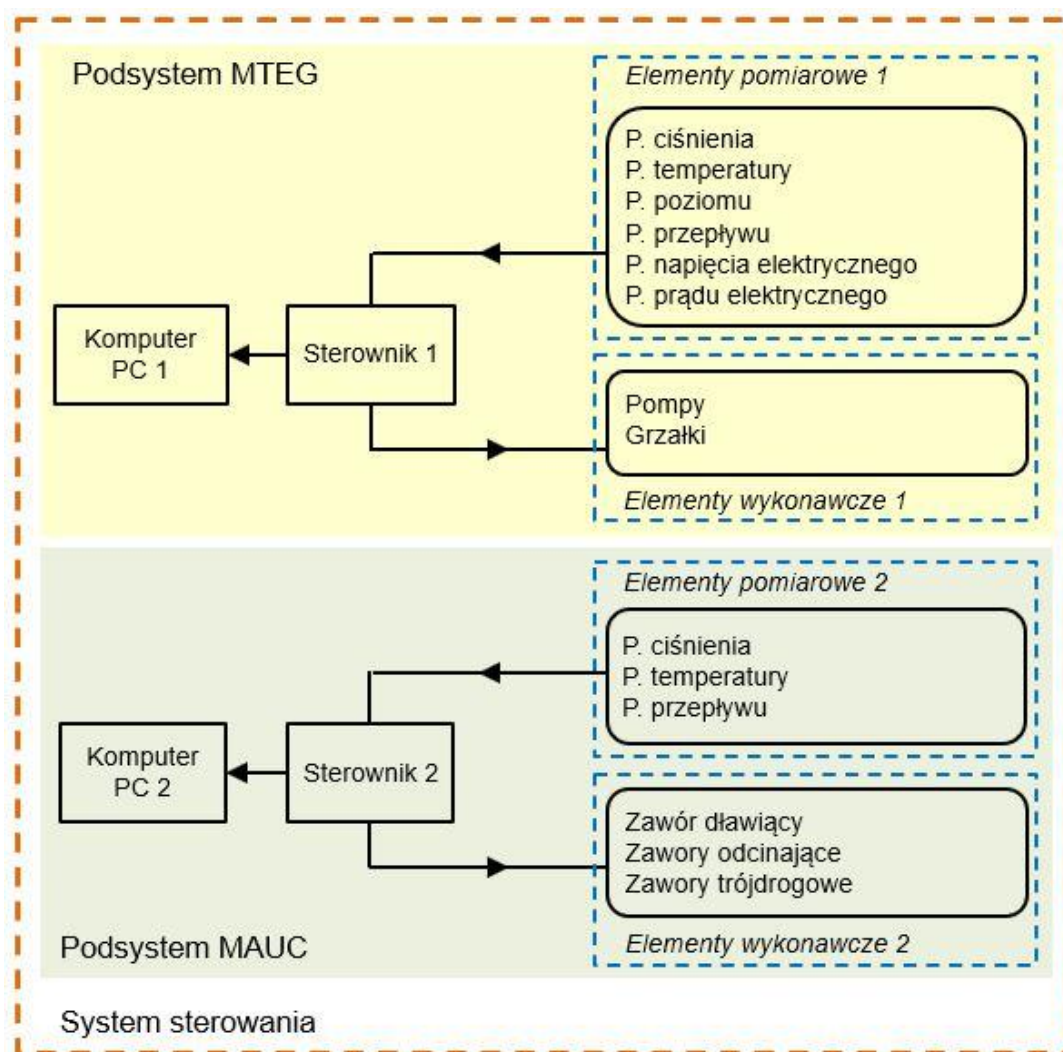
Opracowany system sterowania stanowiska do badania efektywności wymiennika ciepła „gorącej” strony modułu z termogeneratorami składa się z dwóch niezależnych podsystemów MTEG i MAUC (rys. 6.42).

W najniższej warstwie obu podsystemów znajdują się moduły pomiarowe i wykonawcze [170, 263]. Jako układy regulacji zastosowano elementy programowalne [110, 251]. Obserwacja i kontrola zachodzących procesów oraz archiwizacja ich parametrów jest prowadzona z poziomu komputerów PC.

Głównym układem sterowania jest podsystem MTEG (rys. 6.42 i 6.43), który kontroluje pracę trzech modułów (rys. 6.2): dwóch do przygotowania i doprowadzenia gorącej i zimnej cieczy oraz modułu badania TEG. Jednostką kontrolno-sterującą (Sterownik 1) tego podsystemu jest platforma cDAQ (*National Instruments*) wyposażona w osiem kart rozszerzeń wejść i wyjść cyfrowych oraz analogowych, takich jak: NI 9263 (tab. 6.35), NI 9265 (tab. 6.36), NI 9207 (tab. 6.37), NI 9375 (tab. 6.38), NI 9227 (tab. 6.39), NI 9225 (tab. 6.40) i dwóch NI 9208 (tab. 6.41). Parametry platformy cDAQ podano w tabeli 6.34.

Tab. 6.34. Wybrane parametry platformy typu cDAQ-9189 [155]

Nazwa cechy	Wartość/Opis
Rozdzielczość	32-bitowa
Ilość kart rozszerzeń	8
Dokładność podstawy czasu	50 ppm
Typ wejść	cyfrowe / analogowe
Typ wyjść	cyfrowe / analogowe
Interfejs komunikacji	Ethernet TCP/IP
Napięcie zasilania [V DC]	9 ÷ 30



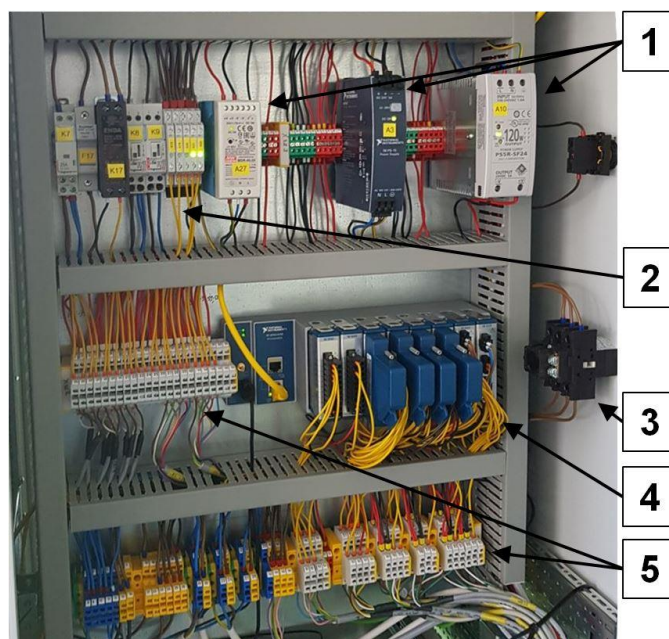
Rys. 6.42. Schemat blokowy systemu sterowania stanowiska do badania efektywności wymiennika ciepła „gorącej” strony modułu MTEG

Tab. 6.35. Główne parametry karty NI 9263 [149]

Nazwa cechy	Wartość/Opis
Typ karty	4 wyjścia analogowe
Rozdzielczość	16-bitowa
Próbkowanie [kS/s/kanal]	100
Zakres sygnału pomiarowego [V]	$\pm 10$
Dokładność pomiaru	0,3 % odczytu + 0,25 % zakresu

Tab. 6.36. Główne parametry karty NI 9265 [150]

Nazwa cechy	Wartość/Opis
Typ karty	4 wyjścia analogowe
Rozdzielczość	16-bitowa
Próbkowanie [kS/s/kanal]	100
Zakres sygnału pomiarowego [mA]	$0 \div 20$
Dokładność pomiaru	0,35 % odczytu + 1,40 % zakresu



Rys. 6.43. Widok szafy układu sterowania podsystemu MTEG

1 – zasilacze o napięciu elektrycznym 24 V DC; 2 – elementy przełączające;  
3 – wyłącznik główny; 4 – platforma cDAQ; 5 – zaciski elementów wykonawczych i pomiarowych

Tab. 6.37. Główne parametry karty NI 9207 [147]

Nazwa cechy	Wartość/Opis
Typ karty	16 wejść analogowych
Rozdzielczość	24-bitowa
Próbkowanie [S/s]	500
Zakres sygnału pomiarowego	$\pm 20$ mA i $\pm 10$ V
Dokładność pomiaru napięcia	$\pm 0,52$ % odczytu + $\pm 0,04$ % zakresu
Dokładność pomiaru prądu	$\pm 0,87$ % odczytu + $\pm 0,05$ % zakresu

Tab. 6.38. Główne parametry karty NI 9375 [151]

Nazwa cechy	Wartość/Opis
Typ karty	16 wejść i 16 wyjść cyfrowych
Napięcie zasilania [V DC]	0 ÷ 30

Tab. 6.39. Główne parametry karty NI 9227 [154]

Nazwa cechy	Wartość/Opis
Typ karty	4 wejścia analogowe
Rozdzielczość	24-bitowa
Próbkowanie [kS/s]	50
Zakres sygnału pomiarowego (RMS) [A]	5
Dokładność pomiaru	$\pm 2,50$ % odczytu + $\pm 1,00$ % zakresu

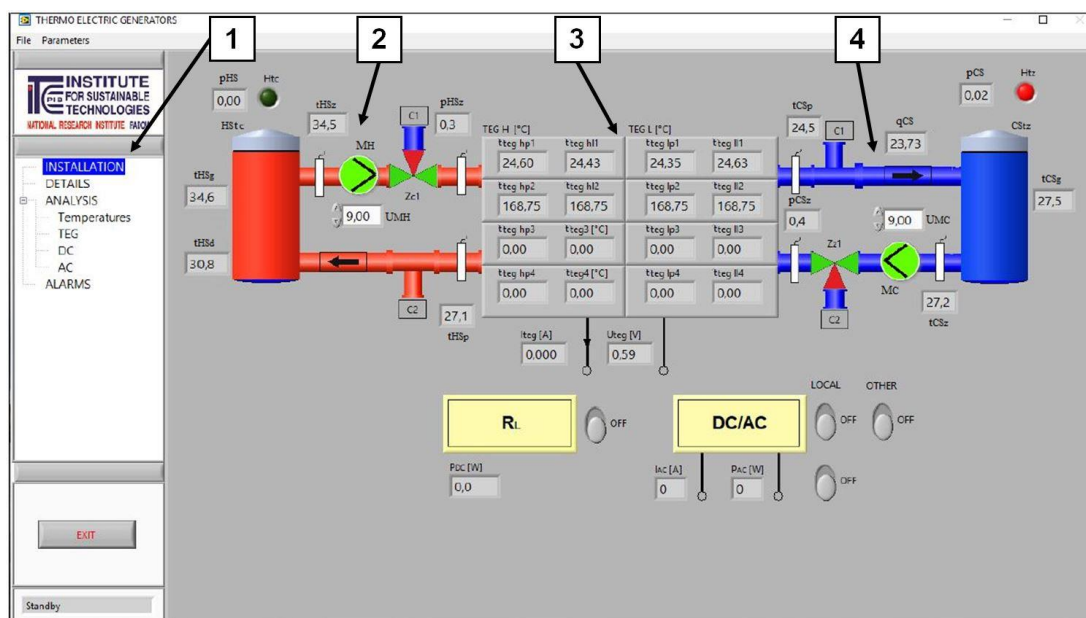
Tab. 6.40. Główne parametry karty NI 9225 [153]

Nazwa cechy	Wartość/Opis
Typ karty	3 wejścia analogowe
Rozdzielczość	24-bitowa
Próbkowanie [kS/s]	50
Zakres sygnału pomiarowego (RMS) [V]	300
Dokładność pomiaru	$\pm 0,40\%$ odczytu + $\pm 0,09\%$ zakresu

Tab. 6.41. Główne parametry karty NI 9208 [148]

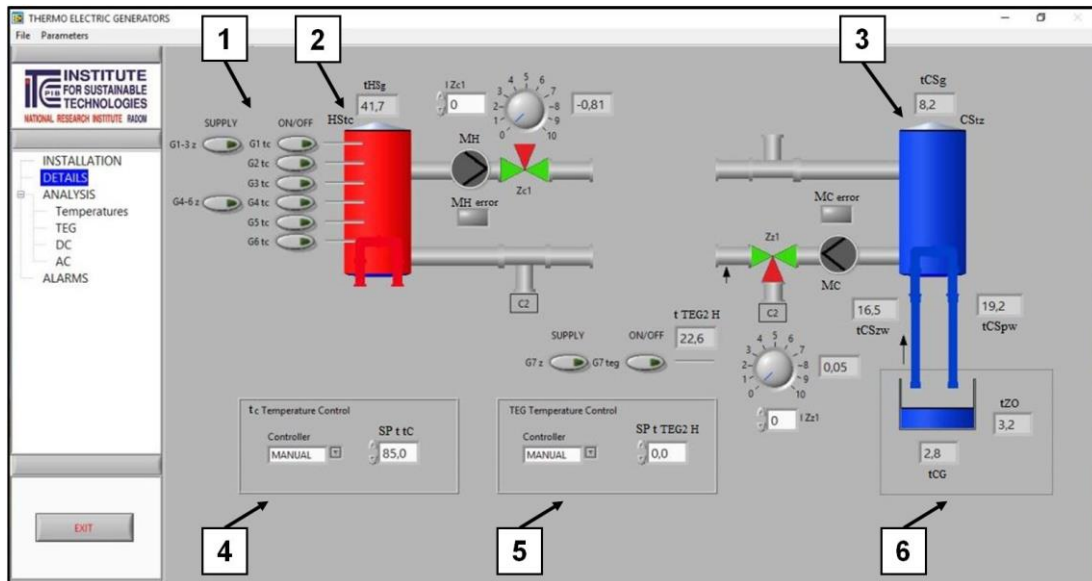
Nazwa cechy	Wartość/Opis
Typ karty	16 wejść analogowych
Rozdzielczość	24-bitowa
Próbkowanie [S/s]	500
Zakres sygnału pomiarowego [mA]	$\pm 20$
Dokładność pomiaru	$\pm 0,76\%$ odczytu + $\pm 0,04\%$ zakresu

Układ kontrolno-pomiarowy cDAQ-9189 podsystemu sterowania MTEG połączony jest z komputerem PC poprzez interfejs Ethernet (rys. 6.42). Operator ma możliwość wprowadzania nastaw i uruchamiania procesów z poziomu aplikacji zainstalowanej na komputerze PC 1 (3) (rys. 6.5) i opracowanej w środowisku LabVIEW [152, 238]. Umożliwia ona kontrolę parametrów głównych modułów stanowiska (rys. 6.2 i 6.3) poprzez jej siedem okien panelu sterowania (rys. 6.44), stanowiących drzewo aplikacji (1), takich jak: „Installation”, „Details”, „Temperatures”, „TEG”, „DC”, „AC” i „Alarms”.



Rys. 6.44. Widok głównego okna panelu sterowania podsystemu MTEG [129]

1 – drzewo okien aplikacji; 2 – obieg modułu przygotowania gorącej cieczy; 3 – blok czterech modułów do badania termogeneratorów; 4 – obieg modułu przygotowania zimnej cieczy

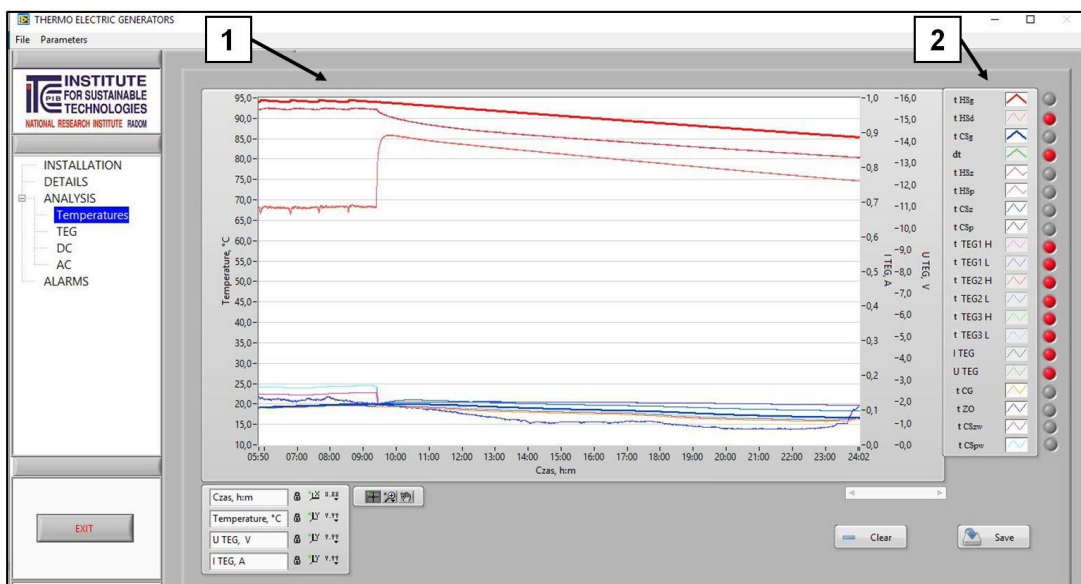


Rys. 6.45. Widok okna „Details” podsystemu sterowania MTEG

1 – nastawa grzałek; 2 – zasobnik gorącej wody; 3 – zasobnik zimnej wody; 4 – punkt nastawy regulatora gorącej wody; 5 – regulator temperatury testowego modułu MTEG; 6 – temperatury układu UZC

Główne okno „Installation” panelu sterowania przedstawione na rysunku 6.44 pokazuje schemat stanowiska badawczego, temperatury w 28 punktach obiegu, wartości natężenia przepływu płynu i ciśnienia w charakterystycznych przekrojach układu przepływowego. Z poziomu okna „Installation” uruchamia się pompy obiegowe oraz dokonywane są nastawy przepływów gorącej (2) i zimnej (4) wody. Można również monitorować parametry funkcjonalne badanego modułu MTEG (3): temperaturę, napięcie i natężenie prądu elektrycznego oraz moc elektryczną.

Okno „Details” umożliwia dokonywanie nastaw i odczytu parametrów w modułach stanowiska znajdujących się w głębszej warstwie podsystemu sterowania (rys. 6.45).



Rys. 6.46. Widok okna „Temperatures” podsystemu sterowania MTEG

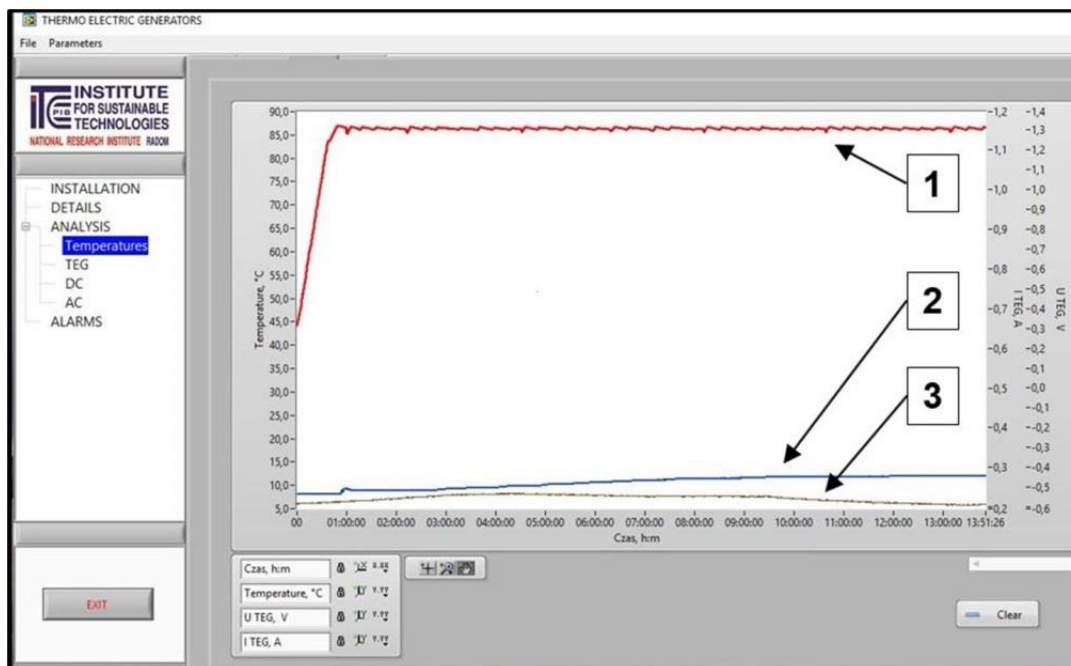
1 – pole wykresu; 2 – pole nastaw wyświetlanych parametrów  $t(\tau)$ ,  $U(\tau)$  i  $I(\tau)$

Z poziomu tego okna można ustawić wartość temperatury gorącej wody w zasobniku (2) poprzez nastawę grzałek (1) i ich regulatora (4) oraz dokonywać nastawy temperatury testowego modułu MTEG (5). Okno „Details” pozwala również na kontrolę temperatury zasobnika zimnej wody (3) i wybranych punktów układu UZC (6).

Okno „Temperatures” (1) obrazuje zależności czasowe parametrów mierzonych w wybranych punktach instalacji, takich jak: temperatura  $t(\tau)$ , napięcie  $U(\tau)$  i natężenie prądu elektrycznego  $I(\tau)$  (rys. 6.46). Umożliwia ono podgląd rejestrowanych zależności (2) w czasie rzeczywistym, zmianę kroku ich próbkowania, automatyczne lub ręczne skalowanie osi wykresów oraz zapis wartości wszystkich rejestrowanych parametrów w pliku tekstowym.

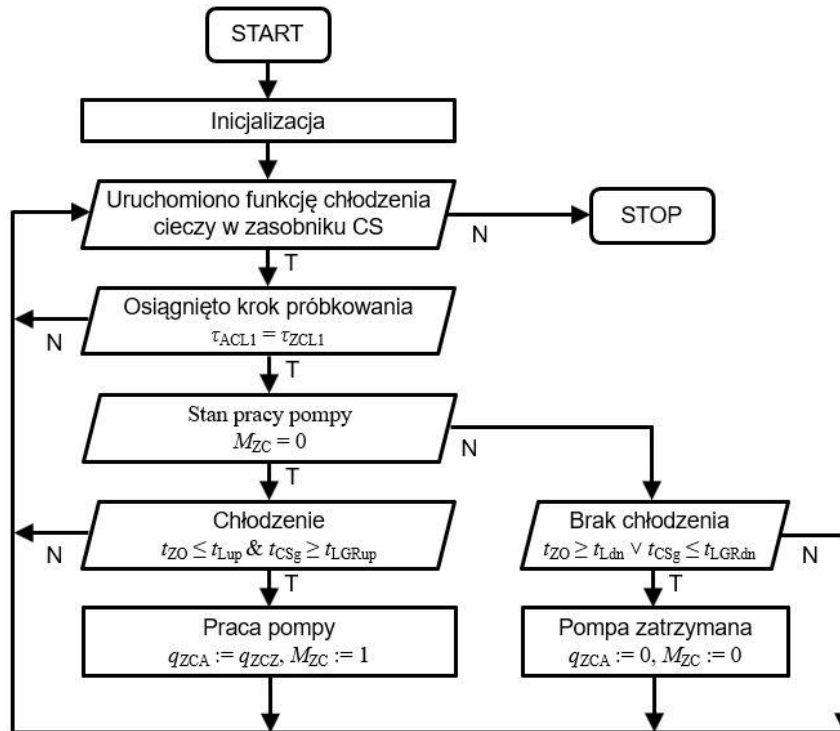
Z poziomu drzewa aplikacji (1) przedstawionego na rysunku 6.44 możliwy jest wybór między innymi następujących okien: „TEG”, „DC”, „AC” oraz „Alarms”. Okno „TEG” pozwala prezentować na wykresach 3D rozkład temperatury w badanych modułach z termogeneratorami. Okno „DC” obrazuje parametry wyjścia stałoprądowego (natężenie prądu, napięcie i moc elektryczną) z badanych modułów MTEG. Okno „AC” pokazuje na wykresach zależności czasowe natężenia prądu, napięcia i mocy elektrycznej przekształtników DC/AC. W oknie „ALARMS” zapisywane są sytuacje awaryjne, pojawiające się podczas funkcjonowania stanowiska.

Zadania podsystemu sterowania MTEG stanowiska do badania wymienników ciepła „gorącej” strony modułu z termogeneratorami to: przygotowanie gorącej cieczy w zasobniku i doprowadzanie jej do badanego obiektu, doprowadzenie zimnej wody do zbiornika CS i testowanego obiektu oraz pomiar parametrów zachodzących procesów.



Rys. 6.47. Widok okna „Temperatures” podczas grzania zasobnika gorącej wody  
1 – ogrzanie i stabilizowanie temperatury wody (86,2 °C) w zasobniku; 2 – zmiana temperatury wody w zasobniku zimnej cieczy; 3 – zmiana temperatury otoczenia układu UZC

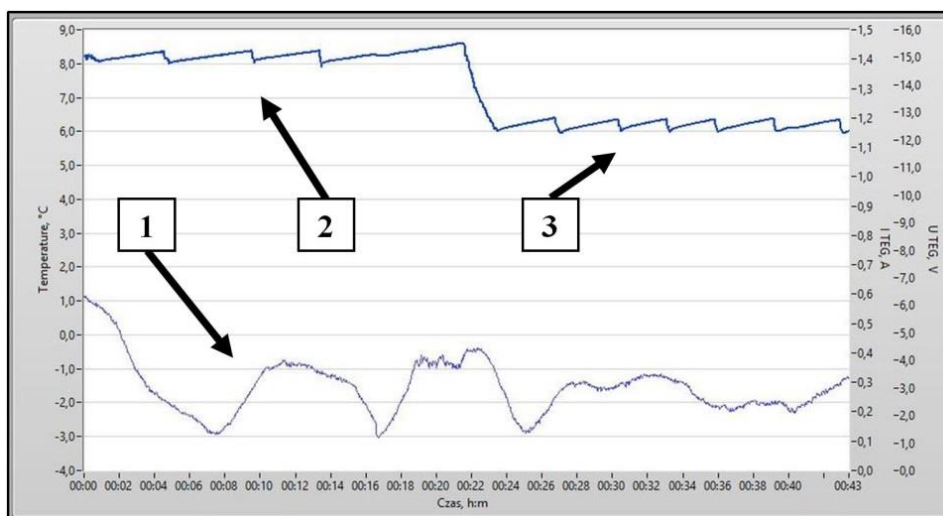




Rys. 6.48. Algorytm sterowania pracą pompy  $M_{ZC}$  układu UZC

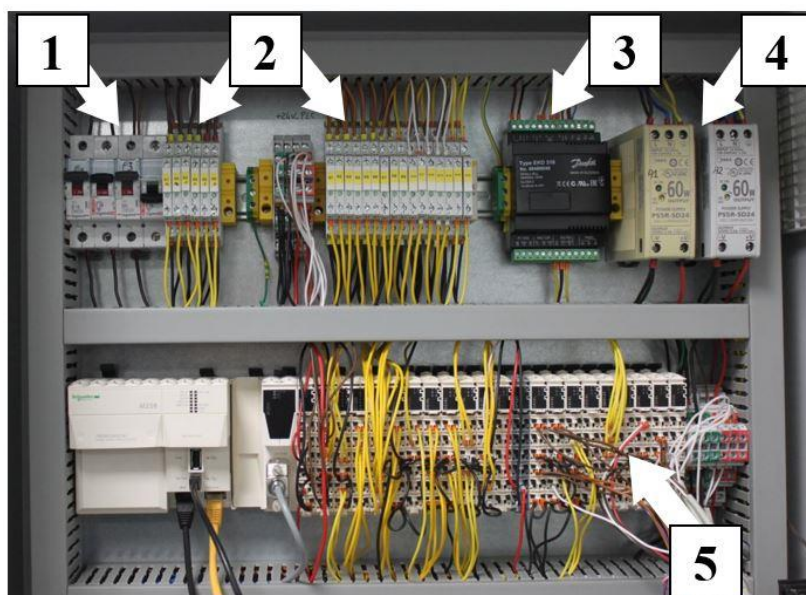
$\tau_{ACL1}$  – aktualny czas zegara CL1;  $\tau_{ZCL1}$  – zadany czas próbkowania;  $t_{Lup}$  – zadana maksymalna temperatura cieczy;  $t_{Ldn}$  – zadana minimalna temperatura cieczy;  $t_{LGRup}$  – zadana maksymalna, graniczna temperatura cieczy;  $t_{LGRdn}$  – zadana minimalna, graniczna temperatura cieczy;  $q_{ZCA}$  – aktualna nastawa wartości natężenia przepływu cieczy;  $q_{ZCZ}$  – zadana wartość natężenia przepływu cieczy

Przygotowanie gorącej cieczy w zasobniku HS odbywa się poprzez nastawę grzałek (1) i ich regulatora (4), przedstawionych na rysunku 6.45. Przykładowe działanie tego regulatora przy zadanej wartości temperatury gorącej wody ( $86,2^{\circ}\text{C}$ ) w zasobniku i przeregulowaniu poniżej 5% [162] przedstawiono na rysunku 6.47.



Rys. 6.49. Okno aplikacji z wykresem zmian temperatury cieczy w zasobniku CS

1 – temperatura zewnętrznego powietrza atmosferycznego; 2 – temperatura cieczy przy nastawie  $8,0 \div 8,4^{\circ}\text{C}$ ; 3 – temperatura cieczy przy nastawie  $6,0 \div 6,4^{\circ}\text{C}$



Rys. 6.50. Widok szafki układu sterowania podsystemu MAUC

- 1 – elementy zabezpieczające obwody elektryczne; 2 – elementy przełączające;  
 3 – kontroler zaworu dławiącego; 4 – zasilacze o napięciu elektrycznym 24 V DC;  
 5 – sterownik M258

Przygotowanie zimnej cieczy w zasobniku CS odbywa się poprzez przejmowanie ciepła przez wymiennik rurowy (5), umieszczony wewnątrz zasobnika (rys. 6.18), przez który przepływa czynnik chłodniczy, tłoczony automatycznie w układzie UZC (rys. 6.17 i 6.20).

Osiągnięcie zadanej wartości temperatury i jej stabilizacja w zasobniku CS realizowane są przez algorytm regulacji (rys. 6.48), według którego sterowana jest pompa  $M_{ZC}$  (rys. 6.20), w zależności od temperatury otoczenia ( $t_{zo}$ ) układu UZC.

Głównymi zadaniami opracowanego algorytmu są: obniżenie temperatury cieczy w zasobniku CS do zadanego poziomu oraz zabezpieczenie zasobnika przed przekroczeniem temperatury granicznej chłodzenia wody (zamarzaniem). Przykład działania algorytmu przedstawiono na rysunku 6.49 dla dwóch zakresów nastaw temperatury  $8,0 \div 8,4^{\circ}\text{C}$  i  $6,0 \div 6,4^{\circ}\text{C}$ .

Tab. 6.42. Wybrane parametry sterownika PLC typu M258 [205]

Nazwa cechy	Wartość/Opis
Rozdzielczość	16-bitowa
Czas wykonania instrukcji [ns]	22
Typ wejść	26 cyfrowych / 4 analogowe (12-bitowe)
Typ wyjść	16 cyfrowych
Interfejs komunikacji	Modbus RTU RS232 Ethernet Modbus TCP/IP mini USB typ B USB typ A
Napięcie zasilania [V DC]	20,4 ÷ 28,8

Tab. 6.43. Dodatkowe karty wejść i wyjść sterownika PLC typu M258

Typ	Rodzaj	Parametry	Ilość
TM5SAO2L*	2 wyjścia analogowe	$\pm 10$ V, $0 \div 20$ mA, 12-bitowe	1
TM5SAO4L**	4 wyjścia analogowe	$\pm 10$ V, $0 \div 20$ mA, 12-bitowe	2
TM5SAI4L***	4 wejścia analogowe	$\pm 10$ V, $0 \div 20$ mA, $4 \div 20$ mA, 12-bitowe	10
TM5SDO12T****	12 wyjść cyfrowych	24 V DC, 0,5 A	2

\* - [208]; \*\* - [209]; \*\*\* - [207]; \*\*\*\* - [210]

Podsystem sterowania MAUC (rys. 6.42 i 6.50) kontroluje pracę modułu adsorpcyjnego układu chłodniczego (rys. 6.35 i 6.36). Główną jednostką sterującą w tym podsystemie jest regulator (Sterownik 2) typu M258 (*Schneider Electric*), którego parametry przedstawiono w tabeli 6.42.

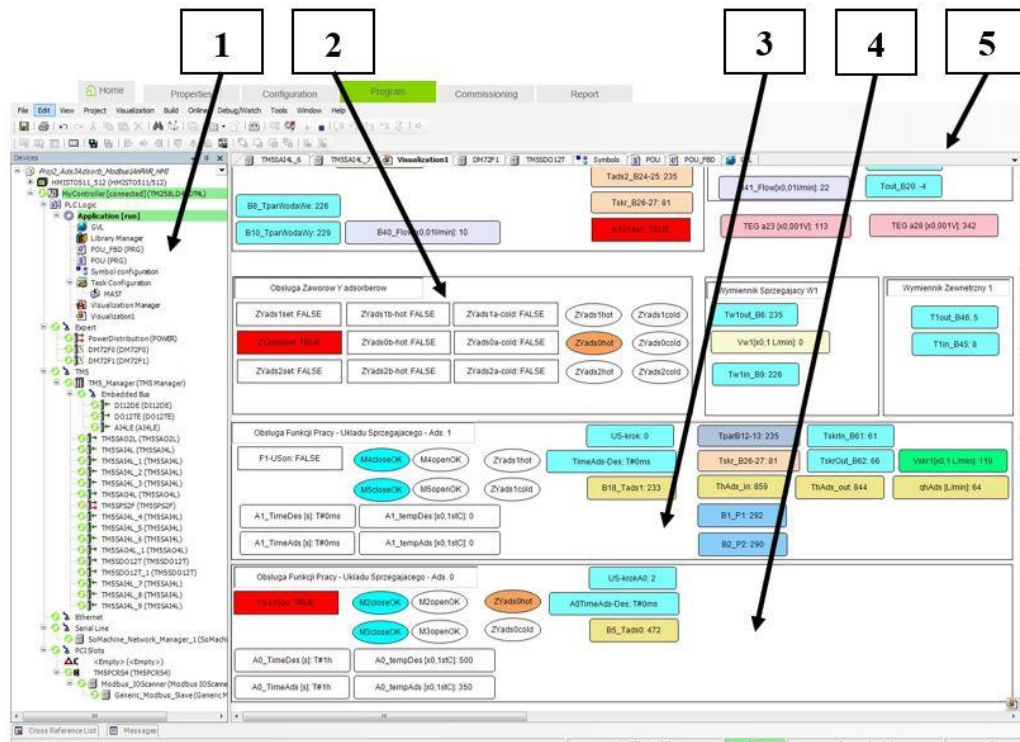
Sterownik 2 (PLC) jest wyposażony w piętnaście dodatkowych kart rozszerzeń wejść i wyjść analogowych oraz wyjść cyfrowych, takich jak TM5SAO2L, TM5SAO4L, TM5SAI4L i TM5SDO12T (tab. 6.43).

Aplikację podsystemu sterowania MAUC (rys. 6.51) zaimplementowaną w układzie regulacji M258 opracowano w środowisku *SoMachine* [206]. Pozwala ona na bezpośredni pomiar parametrów i automatyczną regulację elementów wykonawczych adsorpcyjnego układu chłodniczego. Umożliwia ona również komunikację z komputerem PC 2 poprzez interfejs Ethernet Modbus TCP/IP (rys. 6.42). Na komputerze PC 2 (7) (rys. 6.5) zainstalowano drugą aplikację (rys. 6.52), opracowaną w środowisku LabVIEW (*National Instruments*), która pozwala na wizualizację i zapis danych pomiarowych przekazywanych ze sterownika PLC.

Podsystem sterowania MAUC adsorpcyjnego układu chłodniczego realizuje dwie główne funkcje: stanowiska testowego adsorberów wypełnionych złożem i przeznaczonych do pracy przy ciśnieniu poniżej 10 hPa [166] oraz wielozłożowej chłodziarki adsorpcyjnej.

Funkcjonalność podsystemu MAUC jako układu pomiarowego do badań ciśnieniowych adsorberów szczegółowo opisano w artykule [166]. Omówiono w nim konstrukcję opracowanego stanowiska badawczego i jego układ pomiarowy. Przeprowadzono szczegółową analizę niepewności pomiaru jego głównych parametrów funkcjonalnych. W długotrwałych testach zweryfikowano algorytm metody badawczej, wykorzystując opracowaną konstrukcję jednozłożowego adsorbera wypełnionego żelazem krzemionkowym (rys. 6.40).

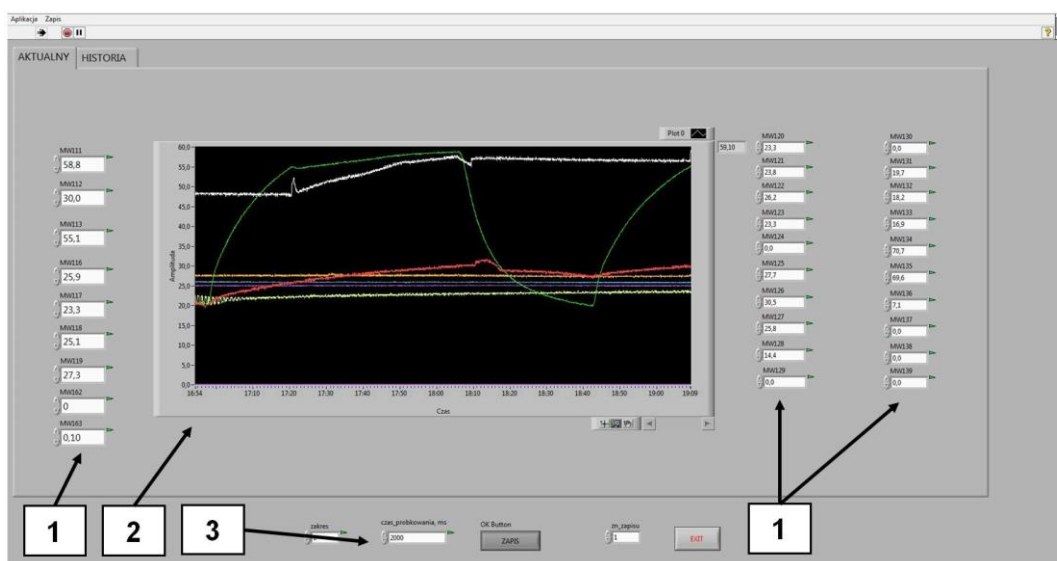
Funkcja podsystemu MAUC jako chłodziarki adsorpcyjnej polega na kontrolowanym wymuszaniu procesów sorpcji w module wielozłożowym (rys. 6.35 i 6.36). Adsorpcja i desorpcja na danym złożu są prowadzone automatycznie w sposób cykliczny według opracowanego algorytmu (rys. 6.53), który jest zaimplementowany w sterowniku M258 [167].



Rys. 6.51. Widok okna panelu sterowania podsystemu MAUC

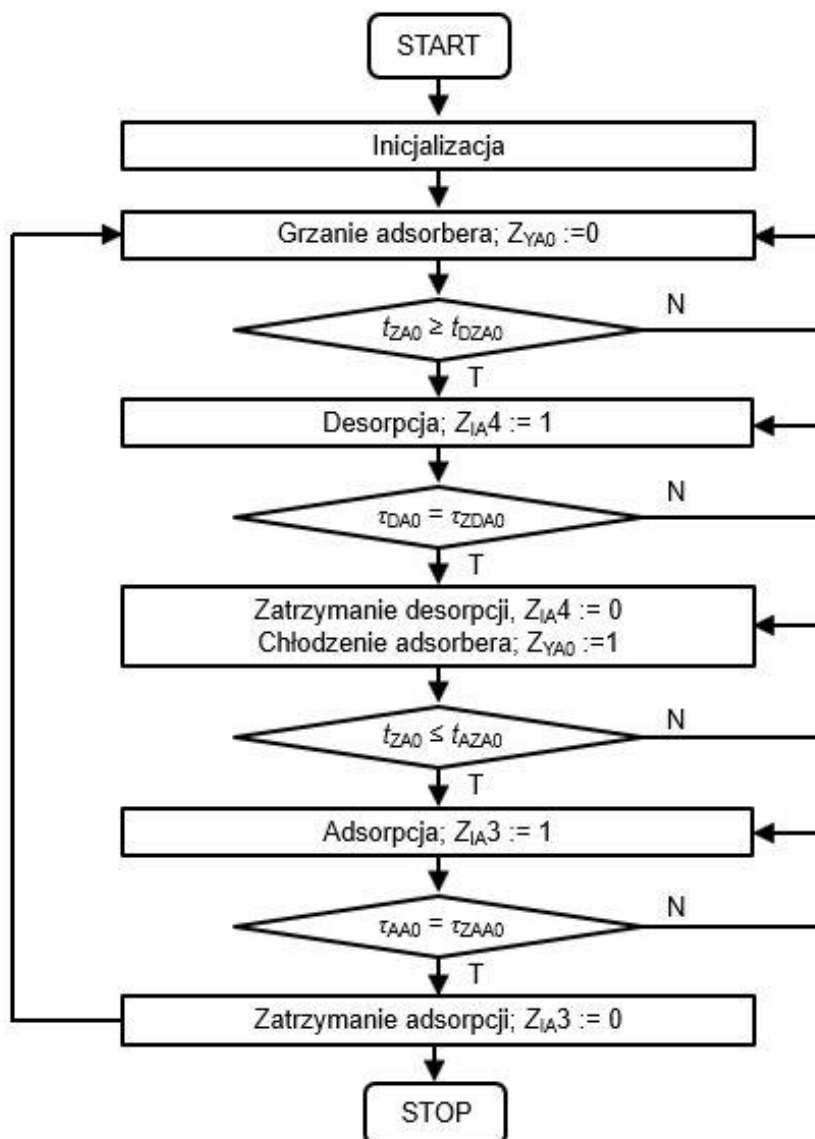
1 – drzewo aplikacji Sterownika 2; 2 – obszar ręcznej obsługi zaworów trójdrogowych Zy; 3 – obszar obsługi automatycznej adsorbtorera 1; 4 – obszar obsługi automatycznej adsorbtorera 0; 5 – okno panelu sterowania

Opracowany algorytm podsystemu sterowania MAUC adsorpcyjnego układu chłodniczego rozpoczyna się od „Inicjalizacji”, podczas której operator dobiera nastawy poszczególnych parametrów procesu. Są to: temperatura startu procesów desorpcji i adsorpcji, czas trwania tych procesów, wartości strumieni przepływów czynnika roboczego oraz temperatury cieczy zasilających.



Rys. 6.52. Widok okna aplikacji monitorowania danych podsystemu MAUC

1 – rejestry danych pomiarowych; 2 – obszar tworzenia wykresów; 3 – rejestr nastawy kroku próbkowania danych pomiarowych

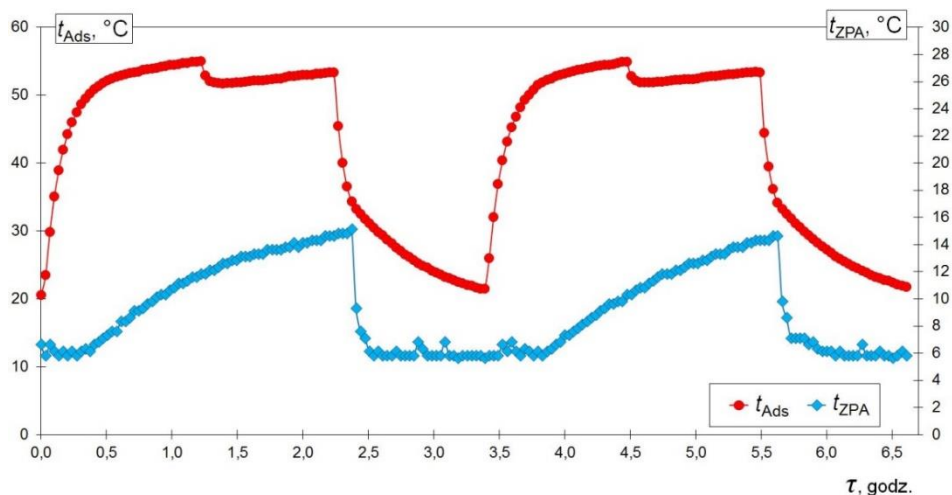


Rys. 6.53. Algorytm automatycznego wymuszania procesów sorpcji na złożu adsorbera 0  
 $Z_{YA0}$  – nastawa sekcji zaworów trójdrogowych Ads0;  $t_{ZA0}$  – chwilowa temperatura wewnątrz adsorbera;  $t_{DZA0}$  – temperatura desorpcji dla złoża adsorbera;  $Z_{IA3}$  i  $Z_{IA4}$  – zawory dopływu i odpływu czynnika chłodniczego do adsorbera;  $\tau_{DAO}$  i  $\tau_{ZDAO}$  – aktualny odczyt i zadany czas trwania desorpcji;  $t_{AZA0}$  – temperatura adsorpcji dla złoża adsorbera;  $\tau_{AA0}$  i  $\tau_{ZAA0}$  – aktualny odczyt i zadany czas trwania adsorpcji

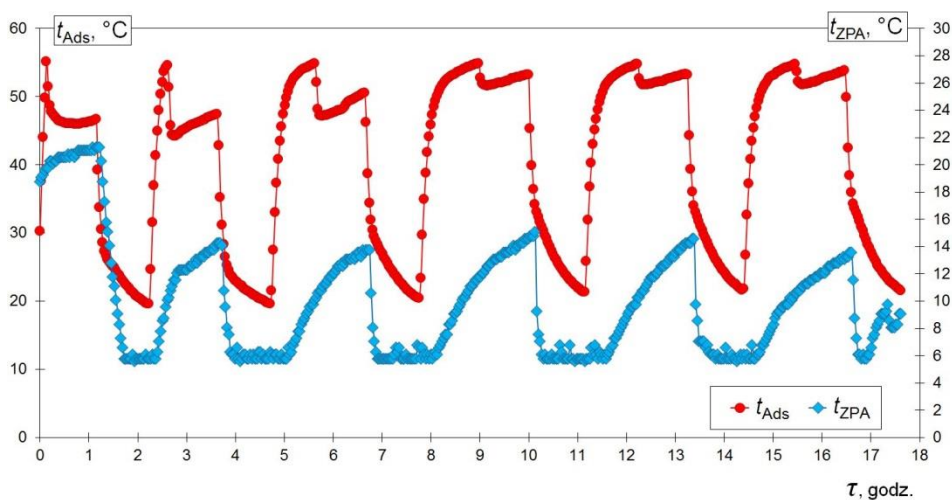
Kolejnym krokiem algorytmu jest „Grzanie adsorbera”, które wymaga ustawienia pojedynczej sekcji zaworów trójdrogowych (rys. 6.36 i 6.41) w tryb dostarczania gorącej wody  $Z_{YA0}=0$ . Taka regulacja elementów wykonawczych powoduje wzrost temperatury złoża silikażelu Ads0 do zadanej temperatury  $t_{DZA0}$ .

Po osiągnięciu temperatury  $t_{DZA0}$  następuje otwarcie wewnętrznego zaworu  $Z_{IA4}$ , co prowadzi do odparowania adsorbentu ze złoża.

Po upływie zadanego odcinka czasu  $\tau_{ZDAO}$  odbywa się zamknięcie wewnętrznego zaworu  $Z_{IA4}$  i regulacja sekcji zaworów trójdrogowych  $Z_{YA0}=1$  w tryb dostarczania wody o niskiej temperaturze. W efekcie tej nastawy obniża się temperatura złoża żelu krzemionkowego do zadanej wartości  $t_{AZA0}$ . Po jej osiągnięciu następuje otwarcie wewnętrznego zaworu  $Z_{IA3}$  i proces adsorpcji pary czynnika roboczego.



a)



b)

Rys. 6.54. Wykresy cyklicznych zmian temperatury złoża Ads0

a) dwa wybrane pełne cykle; b) długookresowa periodyczna praca;  $\tau_{\text{A}}$  – czas trwania adsorpcji;  $\tau_{\text{D}}$  – czas trwania desorpcji;  $t_{\text{Ads}}$  – temperatura złoża Ads0;  $t_{\text{ZPA}}$  – temperatura parownika

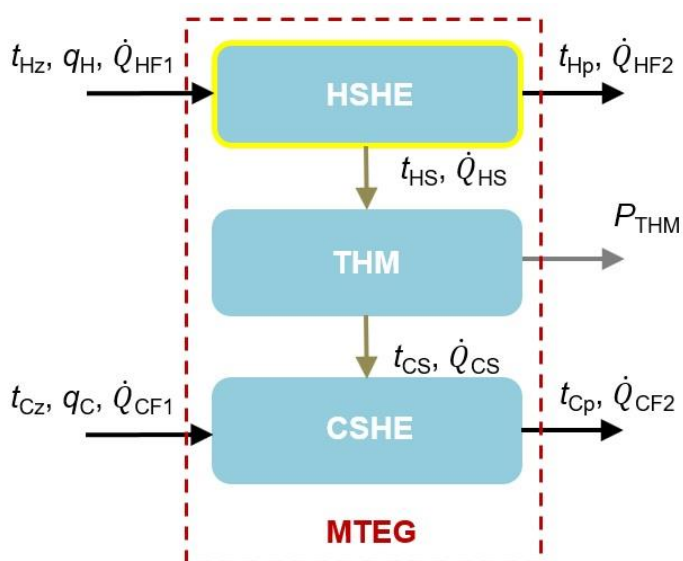
Zjawisko to przebiega w czasie  $\tau_{\text{ZAA0}}$ , po upływie którego następuje zamknięcie zaworu  $Z_{\text{IA3}}$ . W dalszym kroku działanie algorytmu może być wstrzymane lub nastąpi automatyczne przejście do kolejnej iteracji.

W ten sposób wymuszane są automatycznie cykle desorpcji i adsorpcji na pojedynczym złożu silikażelu. Przykład działania algorytmu i generowania zjawisk sorpcji w adsorberze Ads0 przedstawiono na rysunku 6.54. Opracowany podsystem sterowania wielozłożowej chłodziarki adsorpcyjnej umożliwia prowadzenie wspomnianych cyklicznych procesów również na dwóch lub trzech złożach jednocześnie.

## 7. Badania weryfikacyjne

Według opracowanej metodyki (rys. 5.3) i algorytmu badań (rys. 5.5), w etapie IV prowadzono analizę uzyskanych danych pomiarowych, podczas której wyznaczano charakterystyki zależności parametrów funkcjonalnych (np.:  $U_{\text{load}} = f(q_k, t_j)$ ,  $I_{\text{load}} = f(q_k, t_j)$ ,  $U_{a23} = f(q_k, t_j)$ ,  $U_{a28} = f(q_k, t_j)$ ) i określano ich wpływ na inne wielkości, między innymi efektywność wymiennika ciepła HSHE  $\varepsilon_{\text{HSHE}}$ , generowaną moc elektryczną  $P_{\text{THM}}$  oraz sprawność konwersji w module z termogeneratorami  $\eta_{\text{MTEG}}$ .

Opracowany algorytm umożliwił przeprowadzenie kilkudziesięciu eksperymentów obiektu (rys. 7.1), w których pojedyncza iteracja badań przebiegała przy: jednej z czterech ( $O_1 \div O_4$ ) ustalonych konfiguracji kierunku przepływu, jednej z pięciu ( $50 \div 90^\circ\text{C}$ ) nastawionych temperatur gorącej cieczy w przekrojach wejściowych sekcji wymiennika HSHE, jednym z pięciu ( $0,20 \div 0,34 \text{ kg/s}$ ) ustawień natężenia przepływu gorącej cieczy oraz określonym czasie jej trwania ( $\tau = 15 \div 30 \text{ min}$ ).



Rys. 7.1. Ważniejsze parametry badanego obiektu (wymennika ciepła HSHE i modułu z termogeneratorami)

$\dot{Q}_{\text{HF1}}$  – strumień ciepła dostarczany przez medium cieczowe do elementu HSHE;  
 $\dot{Q}_{\text{HF2}}$  – strumień ciepła przejmowany przez ciecz od HSHE;  $\dot{Q}_{\text{HS}}$  – strumień ciepła przejmowany przez zestaw THM;  $\dot{Q}_{\text{CS}}$  – strumień ciepła przejmowany od zestawu termogeneratorów;  $\dot{Q}_{\text{CF1}}$  – strumień ciepła dostarczany przez medium cieczowe do elementu CSHE;  $\dot{Q}_{\text{CF2}}$  – strumień ciepła przejmowany przez ciecz od CSHE;  
 $t_{\text{Hz}}, t_{\text{Hp}}, t_{\text{Cz}}, t_{\text{Cp}}$  – średnie wartości temperatury w przekrojach wejściowych i wyjściowych wymienników HSHE i CSHE;  $q_{\text{H}}, q_{\text{C}}$  – średnie wartości masowego natężenia przepływu gorącej i zimnej cieczy

Iteracje pojedynczych testów prowadzono zgodnie z opracowaną macierzą nastaw (rys. 5.6), według której dla jednej konfiguracji kierunku przepływu ustalano jedną wartość temperatury i natężenia przepływu gorącej cieczy.

Każdorazowo badania prowadzono przy jednej konfiguracji kierunku przepływu zimnej cieczy (rys. 5.4), stałej wartości jej natężenia przepływu oraz zmieniającej się w wąskim zakresie temperaturze cieczy w przekrojach wejściowych wymiennika CSHE.

Warunki środowiskowe w pomieszczeniu instytutu Ł-ITEE w Radomiu, w którym realizowano pomiary parametrów obiektu badań (modułu z termogeneratorami), mieściły się w zakresach odpowiednio: temperatura  $(23,0 \div 26,1) \pm 0,4$  °C i wilgotność względna  $(33,8 \div 50,1) \pm 1,9$ %. Monitoring parametrów otoczenia prowadzono z wykorzystaniem elektronicznego termohigrometru typu 174H (*Testo*).

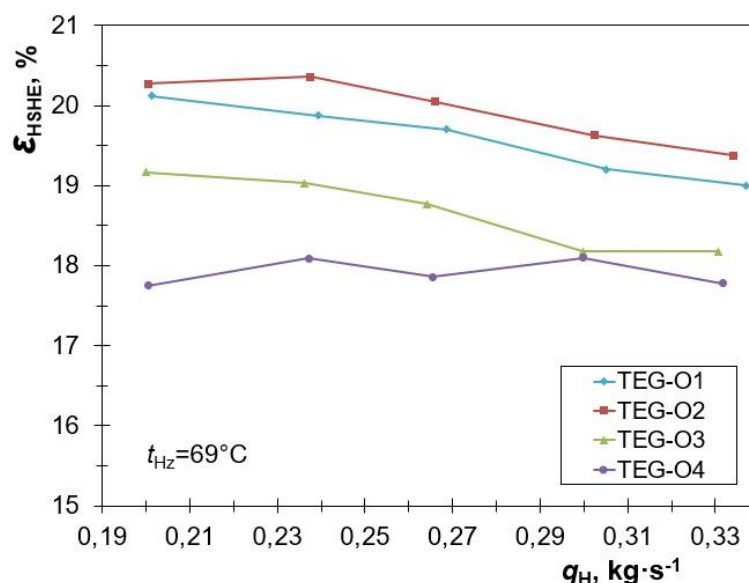
Zaprezentowano wybrane wyniki z przeprowadzonych eksperymentów, które określają efektywność dwusekcyjnego, cieczowego wymiennika ciepła, będącego elementem układu konwersji niskotemperaturowego ciepła na energię elektryczną.

### 7.1. Badania efektywności wymiennika ciepła „gorącej” strony

Efektywność wymiennika ciepła  $\varepsilon_{HSHE}$  „gorącej” strony modułu z termogeneratorami określono, korzystając z zależności Carnot’a (7.1), która opisuje zdolność przejmowania ciepła z jednego ośrodka  $\dot{Q}_1 = \dot{Q}_{Hin}$  ( $t_1 = t_{HFm}$ ) do drugiego  $\dot{Q}_2 = \dot{Q}_{HS}$  ( $t_2 = t_{HS}$ ).

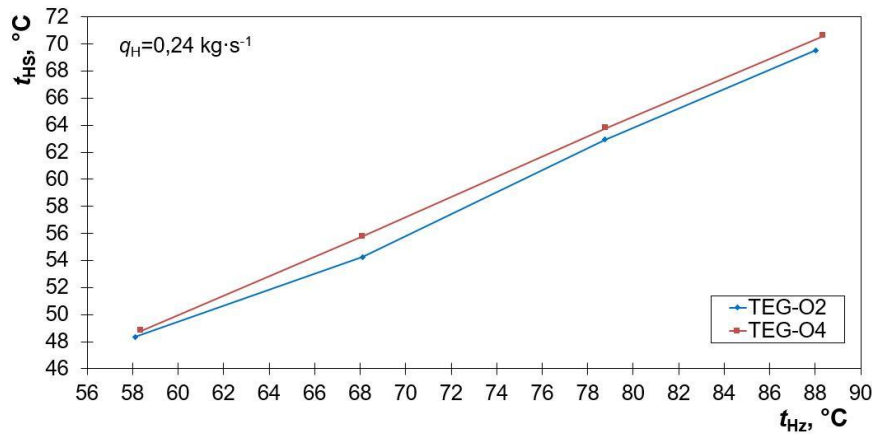
$$\varepsilon_{HSHE} = \frac{\dot{Q}_1 - \dot{Q}_2}{\dot{Q}_1} = \frac{t_1 - t_2}{t_1} \quad (7.1)$$

Na rysunku 7.2 zaprezentowano zależności efektywności czterech konfiguracji kierunku przepływu gorącego płynu przez HSHE, od masowego natężenia przepływu  $q_H$ , dla którego wyznaczone odchylenie standardowe eksperymentalne średniej pomiaru wynosi  $3,9 \cdot 10^{-5}$  kg/s. Badania realizowano przy stałej temperaturze gorącej cieczy w przekrojach wejściowych sekcji wymiennika HSHE.

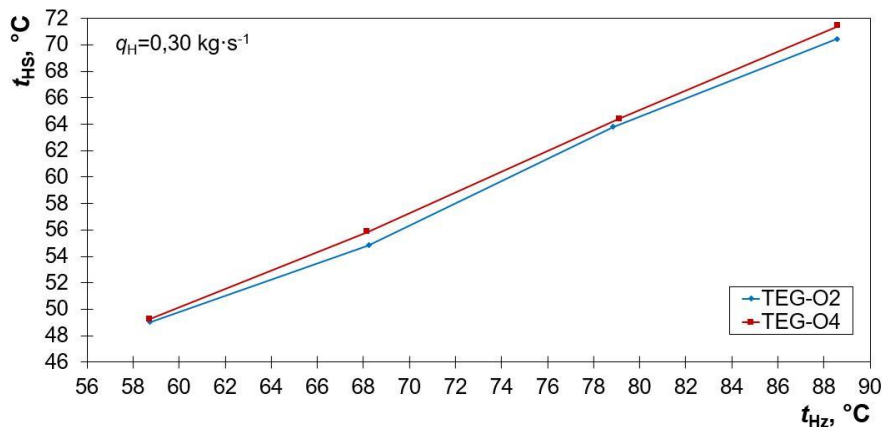


Rys. 7.2. Efektywność wymiennika HSHE w funkcji masowego natężenia przepływu przy temperaturze  $t_{Hz}=69$  °C [165]





a)



b)

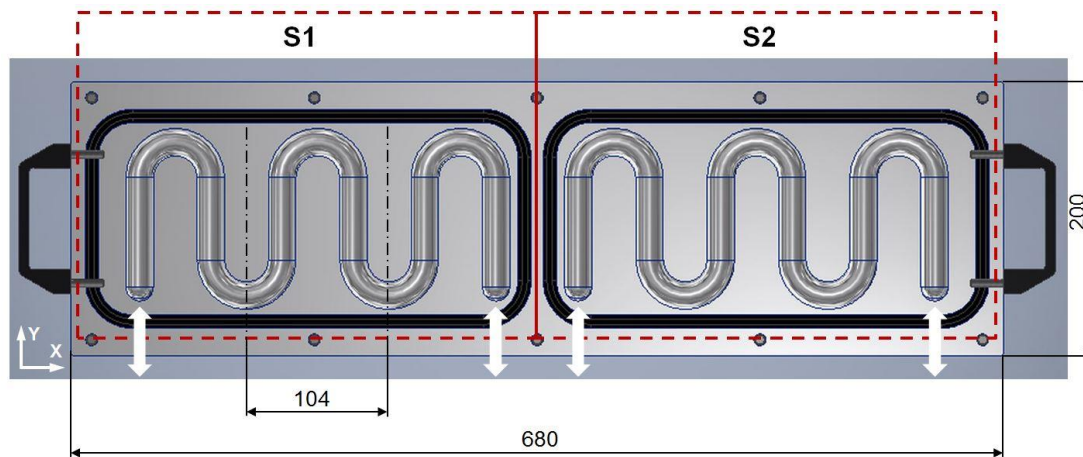
Rys. 7.3. Charakterystyki zależności temperatur wejściowej i wyjściowej dla ekstremalnych przypadków efektywności przy wybranych wartościach przepływu gorącej cieczy  
a)  $q_H = 0,24 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ ; b)  $q_H = 0,30 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$  [165]

Największą efektywność wymiany ciepła osiągnięto przy konfiguracji kierunku przepływu TEG-O2. Maksymalna wartość efektywności  $\varepsilon_{HSHE}$  dla tego przypadku wyniosła powyżej 20% i jest ona o 7% wyższa od przepływu przeciwnoobrotowego w obu sekcjach wymiennika oraz o 9% od obiegu cieczy TEG-O4. Najniższą wartość tego parametru uzyskano dla obiegu TEG-O4.

Niepewność złożoną  $u_C(\varepsilon_{HSHE})$  pomiaru efektywności  $\varepsilon_{HSHE}$  wyznaczono według zależności 7.2 i wyniosła ona 0,02%.

$$u_C(\varepsilon_{HSHE}) = \sqrt{\left(\frac{\partial \varepsilon_{HSHE}}{\partial t_{HFm}}\right)^2 u_{t_{HFm}}^2 + \left(\frac{\partial \varepsilon_{HSHE}}{\partial t_{HS}}\right)^2 u_{t_{HS}}^2} \quad (7.2)$$

Wartość wyznaczonej efektywności  $\varepsilon_{HSHE}$  jest około czterokrotnie niższa niż w typowych wymiennikach domowych kotłów grzewczych o mocy mniejszej lub równej 25 kW [59]. W wymiennikach tych dąży się do tego, aby opór cieplny przegród między płynami roboczymi był zminimalizowany, stąd efektywność jest wyższa. Natomiast w wymiennikach ciepła MTEG dodatkowy opór cieplny wynika z zastosowania modułów termoelektrycznych oraz zmniejszonej powierzchni wymiany ciepła. Obniża to efektywność HSHE, a jednocześnie wpływa pozytywnie na wzrost różnicy temperatur między stroną „gorącą” i „zimną” pojedynczych TEG oraz skuteczniejszą generację energii elektrycznej na wyjściu baterii termogeneratorów THM.



Rys. 7.4. Główne wymiary dwusekcyjnej płyty wymiennika ciepła z rozkładem kanałów w sekcjach (S1 i S2) [165]

W analizowanych przypadkach wartość efektywności  $\varepsilon_{\text{HSHE}}$  maleje wraz ze wzrostem masowego natężenia przepływu, co może wynikać ze zmniejszania się czasu wymiany ciepła pomiędzy gorącą cieczą roboczą a powierzchnią kanałów wymiennika HSHE. Dodatkowego zwiększenia efektywności można dokonać poprzez wydłużenie drogi przepływu lub zmianę geometrii kanałów, powodującą turbulentny przepływ.

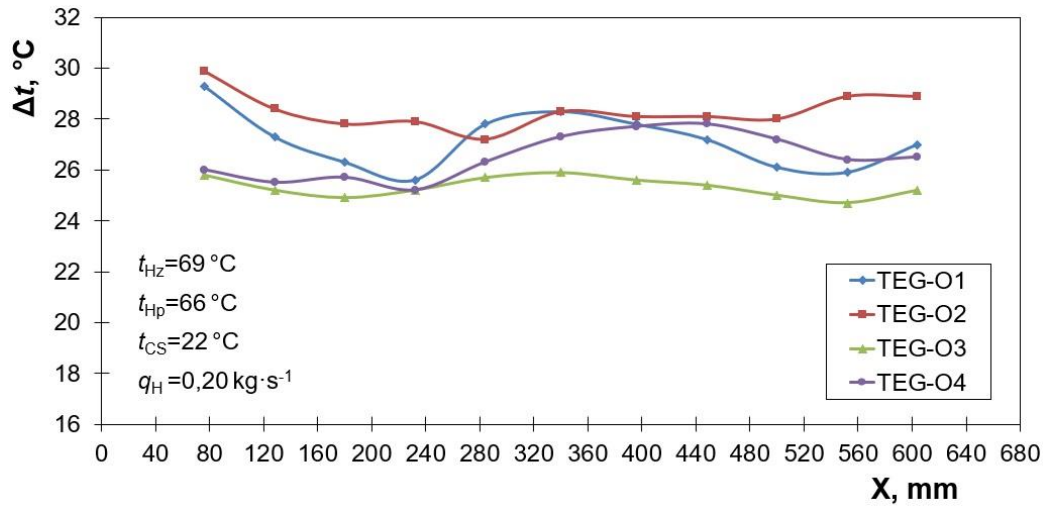
Wyznaczona efektywność dla omawianych konfiguracji kierunków przepływu jest w korelacji ze średnimi temperaturami na wejściu  $t_{\text{HZ}}$  i wyjściu  $t_{\text{HS}}$  wymiennika ciepła „gorącej” strony modułu MTEG. Niższą temperaturę na wyjściu  $t_{\text{HS}}$  dla poszczególnych punktów pomiarowych uzyskano dla obiegu TEG-O2 (rys. 7.3), co odpowiada najwyższej efektywności HSHE (rys. 7.2).

Wyznaczone wartości odchyłek standardowych eksperymentalnych średniej dla temperatur  $t_{\text{HZ}}$  i  $t_{\text{HS}}$  wynoszą odpowiednio 0,016 i 0,004 °C.

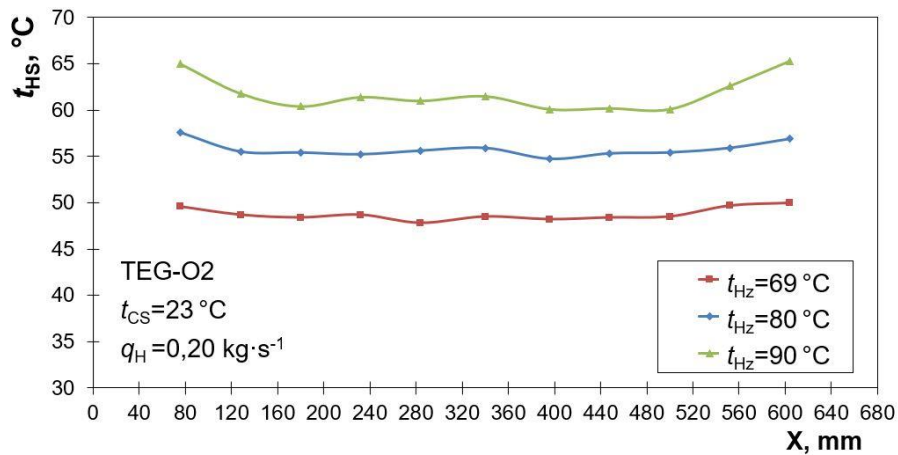
Sprawność konwersji energii w modułach termoelektrycznych związana jest z jednej strony z równomiernym rozkładem temperatury „gorącej” ścianki TEG [142], z drugiej zaś – z najwyższą różnicą temperatury na ściankach termogeneratorów [83, 143]. Optymalny rozkład temperatury wzdłuż wymiennika HSHE (rys. 7.4), zgodnie z wspomnianymi powyżej kryteriami, umożliwi generowanie największej mocy elektrycznej w baterii elementów THM.

W badaniach eksperymentalnych (rys. 7.5 i 7.6) konfiguracja kierunku obiegu płynu TEG-O2 charakteryzowała się najlepszymi parametrami (największą różnicą temperatury na ściankach i quasi-równomiernym jej rozkładem wzdłuż krawędzi wymiennika HSHE), zaś konfiguracja TEG-O3 najgorszymi. Przedstawiono przykładowe wyniki uzyskane przy stałych wartościach masowego natężenia przepływu  $q_{\text{H}}$  płynu oraz temperatury  $t_{\text{HZ}}$  w przekrojach wejściowych wymiennika HSHE. Różnice temperatury pomiędzy najbardziej efektywnym przypadkiem konfiguracji kierunku przepływu i najmniej korzystnym wyniosły kilka stopni Celsjusza. Jedenastopunktowe pomiary wzdłuż krawędzi wymienników HSHE i CSHE realizowano manualnie z wykorzystaniem aparatury typu TK2000 (*Chauvin Arnoux*) o dokładności  $\pm 0,5$  °C.

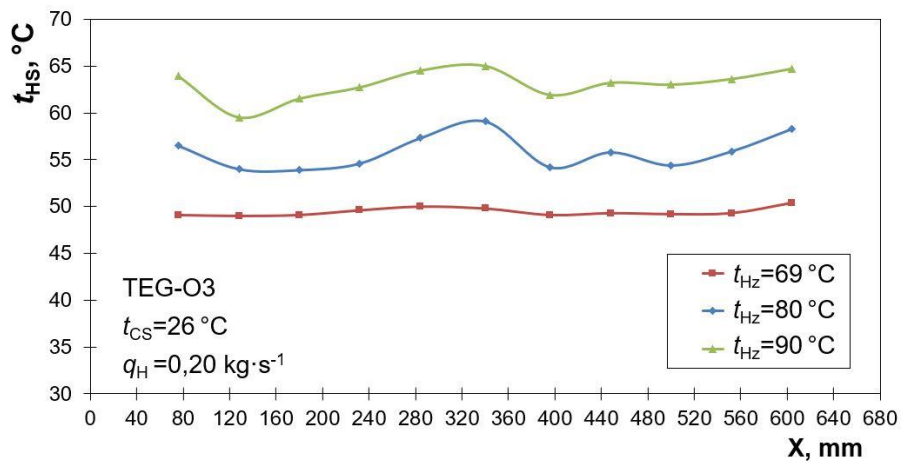
Dla konfiguracji obiegu cieczy TEG-O2 uzyskano równomierny rozkład temperatury wzdłuż wymiennika HSHE w środkowej jego części, co potwierdzają charakterystyki przedstawione na rysunku 7.6a.



Rys. 7.5. Punktowy rozkład różnicy temperatur  $t_{HS}$  i  $t_{CS}$  wzdłuż wymiennika HSHE na jego styku z baterią termogeneratorów THM przy różnych konfiguracjach kierunków przepływu gorącego płynu [165]



a)



b)

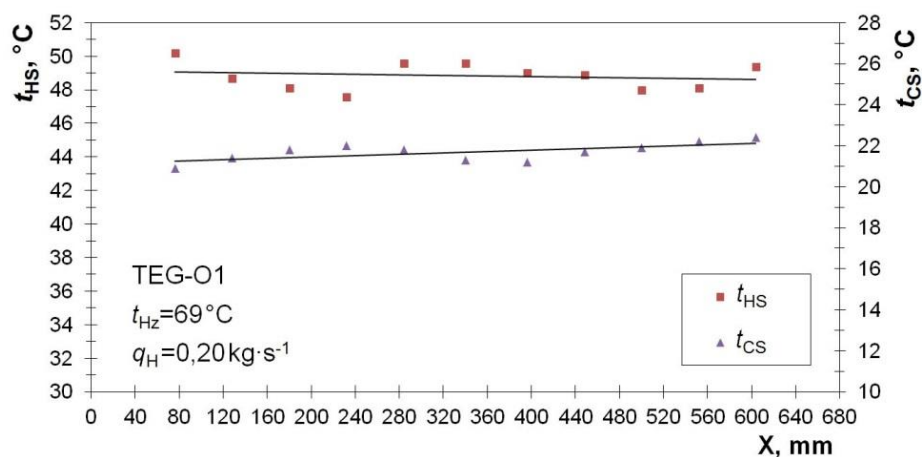
Rys. 7.6. Rozkłady temperatury wzdłuż wymiennika HSHE dla dwóch wybranych konfiguracji kierunków przepływu gorącej cieczy [165]

a) TEG-O2; b) TEG-O3

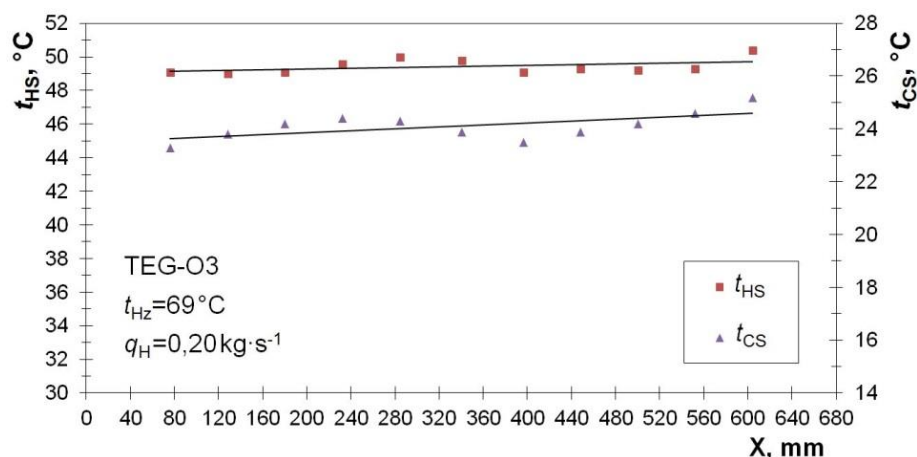
Nierównomierności rozkładu temperatury pojawiają się jedynie na krańcach wymiennika, gdzie następuje doprowadzenie energii cieplnej w tym obiegu płynu. Stąd ogniwa termoelektryczne są umieszczane w części środkowej elementu HSHE, pozostawiając krańce wolne.

Konfiguracja TEG-O3 odznacza się większą nierównomiernością rozkładu temperatury strony „gorącej” (rys. 7.6b). Jest to spowodowane doprowadzeniem energii cieplnej dwusekcyjnie i przeciwnie w stosunku do wymuszonych kierunków przepływu zimnej cieczy w wymienniku CSHE. Pojawiające się lokalnie wyższe wartości temperatury  $t_{HS}$  na ścianie elementu HSHE nie wpływają na podwyższenie różnicy temperatur pomiędzy ściankami wymienników HSHE i CSHE, jak również na większą generację energii elektrycznej z baterii termogeneratorów THM.

Na rysunku 7.7 przedstawiono wyniki eksperymentów i aproksymowane charakterystyki rozkładu temperatur wzdłuż dłuższych krawędzi ścian wymienników HSHE i CSHE dla przepływów gorącej cieczy: współprądowo i przeciwnie w stosunku do konfiguracji obiegu zimnej cieczy.



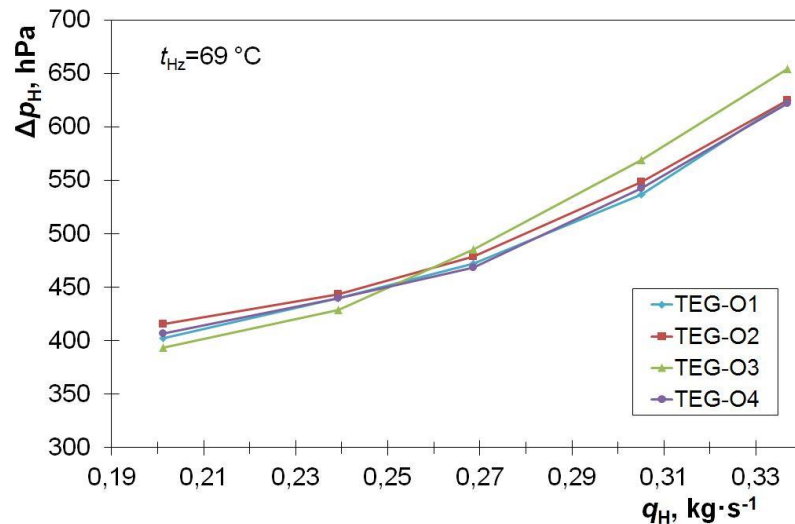
a)



b)

Rys. 7.7. Zmiany temperatury na „gorącej” i „zimnej” stronie równoległych ścian wymienników stykających się z okładkami baterii termogeneratorów dla wybranych konfiguracji kierunków przepływu gorącej cieczy [165]

a) TEG-O1; b) TEG-O3



Rys. 7.8. Straty ciśnienia w analizowanym wymienniku HSHE przy różnych konfiguracjach kierunków przepływu gorącego płynu

Trendy zmian punktowych rozkładów temperatur na ściankach wymienników stykających się z płaszczyznami termogeneratorów są analogiczne do tych, które uzyskali w badaniach symulacyjnych J. Yu i H. Zhao [260] dla przepływów współprądowych i przeciwprowadowych. Regresja liniowa danych pomiarowych dla obiegu TEG-O1 odwzorowuje charakter zmian temperatury wzdłuż wymienników, gdzie parametr  $t_{HS}$  jest funkcją malejącą, a  $t_{CS}$  funkcją rosnącą. Dla przepływów przeciwprowadowych TEG-O3 aproksymowane charakterystyki zmian temperatur  $t_{HS}$  i  $t_{CS}$  są rosnącymi funkcjami liniowymi.

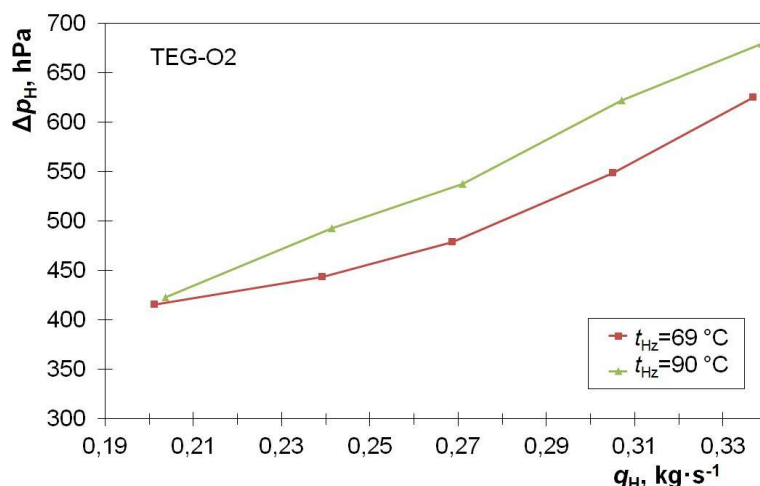
Straty ciśnienia  $\Delta p_H$  w wymienniku ciepła HSHE wyznaczono z następującej zależności [18]:

$$\Delta p_H = P_{MH} \cdot \frac{\rho_H}{q_H} \quad (7.3)$$

gdzie:

$P_{MH}$  – moc elektryczna pobierana przez pompę  $M_H$  przy założeniu ( $\cos\varphi=0,4$ ), W,  
 $\rho_H$  – gęstość gorącej cieczy, kg/m<sup>3</sup>.

Straty te rosną wraz ze wzrostem masowego natężenia przepływu cieczy (rys. 7.8). Najwyższą ich wartość zanotowano dla konfiguracji kierunku obiegu TEG-O3 i największego natężenia przepływu gorącego płynu, a najniższą również dla obiegu TEG-O3 i najmniejszego przepływu. Pozostałe trzy konfiguracje kierunków przepływu cieczy w wymienniku HSHE mają zbliżone wartości strat ciśnienia  $\Delta p_H$  w pięciu punktach pomiarowych. Wzrost temperatury gorącej cieczy podwyższa straty ciśnienia  $\Delta p_H$ . Dużą ich różnicę można zaobserwować dla największych wartości masowego natężenia przepływu (rys. 7.9).



Rys. 7.9. Straty ciśnienia w wymienniku HShe dla dwóch wybranych wartości temperatury gorącej cieczy

Niepewność złożona  $u_c(\Delta p_H)$  strat ciśnienia wynosi 8 hPa, a wyznaczono ją z poniższej zależności:

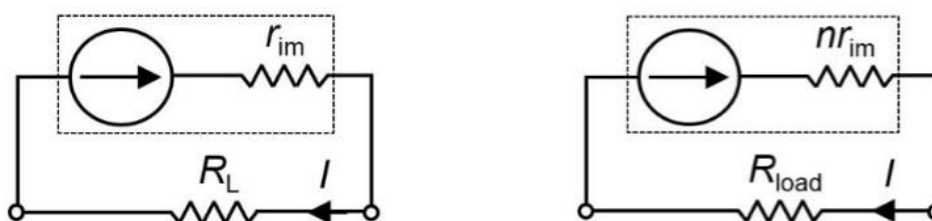
$$u_c(\Delta p_H) = \sqrt{\left(\frac{\partial \Delta p_H}{\partial P_{MH}}\right)^2 u_{P_{MH}}^2 + \left(\frac{\partial \Delta p_H}{\partial q_H}\right)^2 u_{q_H}^2} \quad (7.4)$$

## 7.2. Badania procesu generowania mocy elektrycznej z MTEG

Przeprowadzone badania eksperymentalne według opracowanej metodyki umożliwiły wyznaczenie wartości generowanej mocy elektrycznej z zestawu termogeneratorów modułu MTEG. Baterię termogeneratorów w analizowanym obiekcie stanowi dwadzieścia połączonych szeregowo elementów TEG typu TEC1-12730 (*Hebei*) o maksymalnej mocy generowanej wynoszącej ok. 5 W.

Zastępcze obwody elektryczne dla tego układu przedstawiono na rysunku 7.10.

Wartość napięcia  $U_L$  na rezystancji obciążenia  $R_L$  pojedynczego elementu TEG można wyznaczyć z zależności 7.5, a wytwarzaną moc elektryczną w takim obwodzie określa równanie 7.6.



a)

b)

Rys. 7.10. Zastępcze, zamknięte obwody elektryczne układów z termogeneratorami i obciążeniami rezystancyjnymi [165]

a) jednego elementu TEG; b)  $n$  szeregowo połączonych elementów TEG

$$U_L = I \cdot R_L \quad (7.5)$$

$$P_{TEG} = I^2 \cdot R_L \quad (7.6)$$

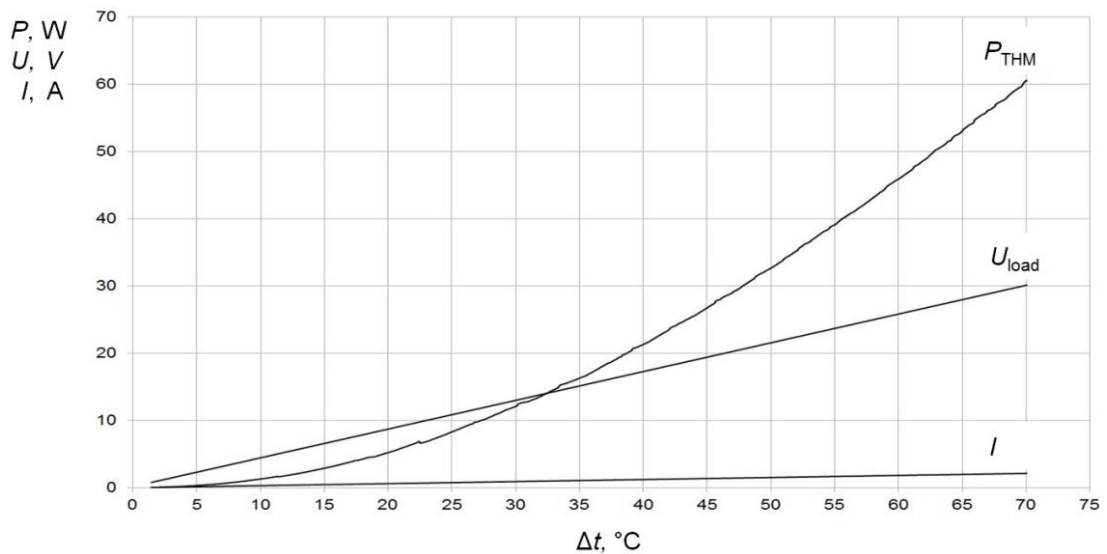
Wartość napięcia  $U_{\text{load}}$  na rezystancji obciążenia  $R_{\text{load}}$  dla  $n$  pojedynczych termogeneratorów określa się na podstawie zależności:

$$U_{\text{load}} = I \cdot R_{\text{load}} \quad (7.7)$$

Generowana moc elektryczna na obciążeniu  $R_{\text{load}}$  obwodu elektrycznego baterii  $n$  termogeneratorów THM opisana jest zależnością:

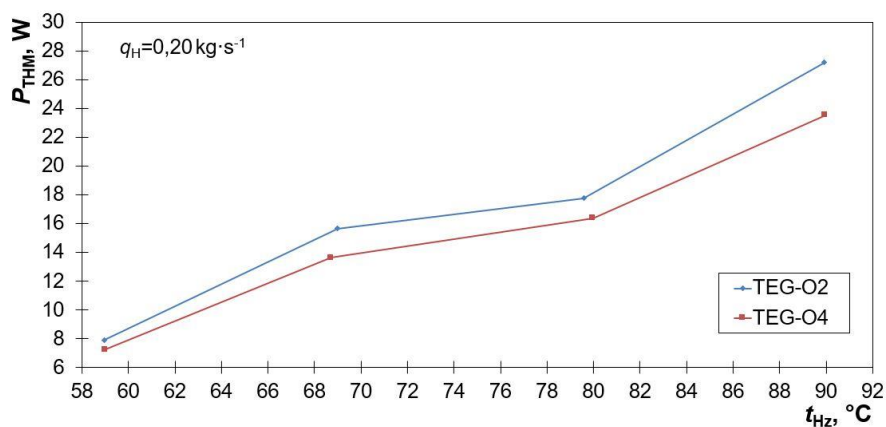
$$P_{\text{THM}} = I^2 \cdot R_{\text{load}} \quad (7.8)$$

Analizowana bateria dwudziestu termogeneratorów jest w stanie generować moc elektryczną według charakterystyki pokazanej na rysunku 7.11, szczegółowo omówionej w artykule [129].

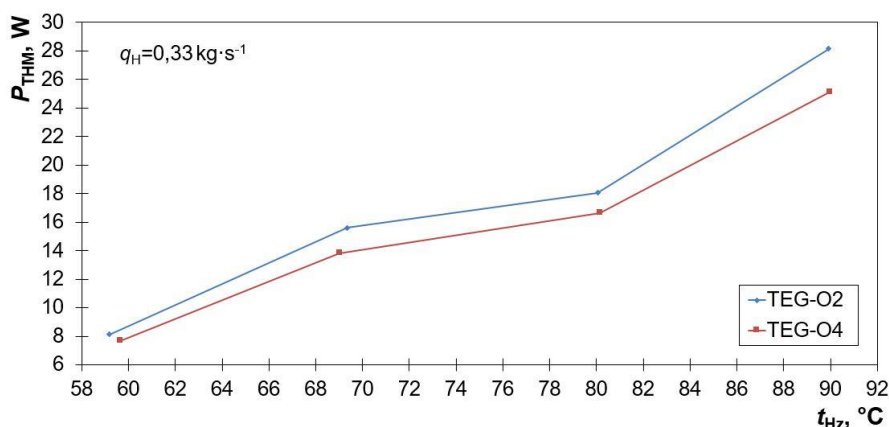


Rys. 7.11. Charakterystyki zależności parametrów elektrycznych zamkniętego obwodu elektrycznego dwudziestu szeregowo połączonych termogeneratorów w funkcji różnicy temperatury pomiędzy ich okładkami [129]

Określono zależności wytwarzanej mocy elektrycznej z baterii dwudziestu szeregowo połączonych termogeneratorów od: zmian temperatury gorącej cieczy mierzonych w przekrojach wejściowych wymiennika HSHE, masowego natężenia przepływu gorącego płynu oraz konfiguracji kierunku przepływu tej cieczy.



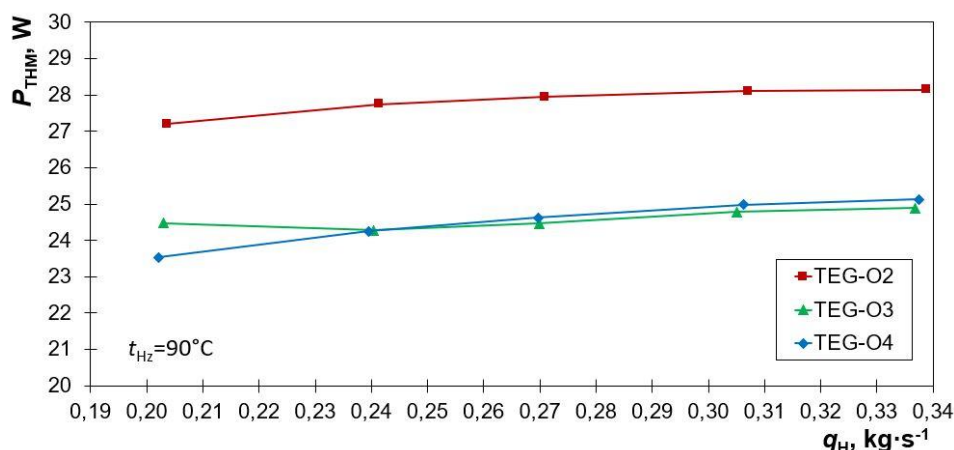
a)



b)

Rys. 7.12. Charakterystyki mocy generowanej przez baterię termogeneratorów w funkcji temperatury  $t_{Hz}$  przy najmniejszym i największym masowym natężeniu przepływu gorącej cieczy dla dwóch wybranych konfiguracji obiegu płynu w HSHE [165]  
a)  $q_H = 0,20 \text{ kg/s}$ ; b)  $q_H = 0,33 \text{ kg/s}$

Moduł MTEG w warunkach eksperymentu (dla określonych parametrów:  $q_H$ ,  $t_{Hz}$ ,  $\Delta t$ ) pozwala na wytworzenie mocy elektrycznej o wartości  $28,14 \pm 0,011 \text{ W}$  ( $\Delta t = 47 ^\circ\text{C}$ ). Generowana moc zwiększa się wraz ze wzrostem temperatury  $t_{Hz}$  i natężenia przepływu gorącego płynu (rys. 7.12 i 7.13). Największą wartość  $P_{THMP}$  moduł osiąga przy maksymalnym masowym natężeniu przepływu  $q_H$ , najwyższej temperaturze  $t_{Hz} = 90 ^\circ\text{C}$  oraz dla konfiguracji kierunku przepływu cieczy TEG-O2.



Rys. 7.13. Generowana moc elektryczna przez baterię termogeneratorów w funkcji masowego natężenia przepływu dla wybranych konfiguracji kierunku przepływu gorącej cieczy



Obiegiem gorącej cieczy w wymienniku HSHE, pozwalającym osiągnąć najwyższą wartość generowanej energii elektrycznej w układzie MTEG, jest konfiguracja kierunku przepływu TEG-O2. Dla tego obiegu uzyskano wzrost generowanej mocy elektrycznej na wyjściu baterii termogeneratorów modułu MTEG, przykładowo (dla masowego natężenia przepływu  $0,24 \text{ kg/s}$ ) o 14% w odniesieniu do przepływu przeciwwądnego w obu sekcjach wymienników HSHE i CSHE oraz o tyle samo w porównaniu z TEG-O4 (rys. 7.13). W badaniach eksperymentalnych jako obciążenie zastosowano rezystor drutowy dużej mocy o wartości  $R_{\text{load}} = 12,12 \pm 0,04 \Omega$  (pomiar multimetrem cyfrowym EX530, *Extech Instruments*).

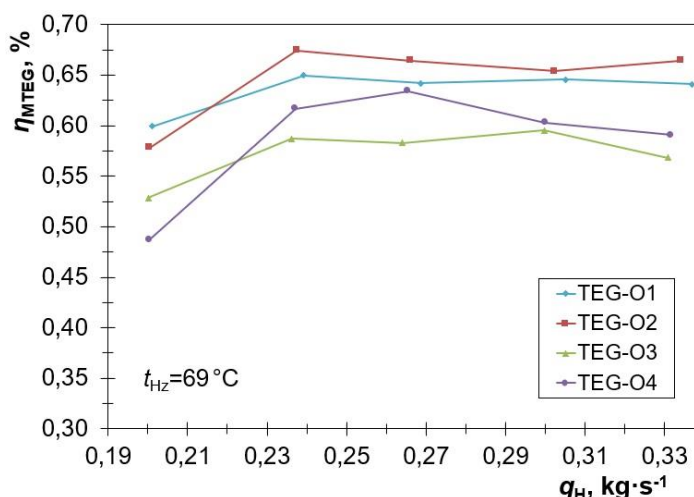
### 7.3. Badania sprawności modułu z termogeneratorami

Sprawność pojedynczego termogenerators  $\eta_{\text{TEG}}$  można wyznaczyć jako iloraz mocy elektrycznej wytworzonej przez jeden element TEG do strumienia ciepła  $\dot{Q}_{\text{HS}}$ , przejętego przez jego „gorącą” stronę.

Sprawność konwersji energii w module MTEG  $\eta_{\text{MTEG}}$ , w którym umieszczono baterię dwudziestu termogeneratorów, wyznaczono analitycznie z zależności 7.9 na podstawie danych empirycznych, generacji mocy elektrycznej przez zespół elementów THM oraz strumienia ciepła  $\dot{Q}_{\text{Hin}}$ , przejmowanego przez wymiennik HSHE.

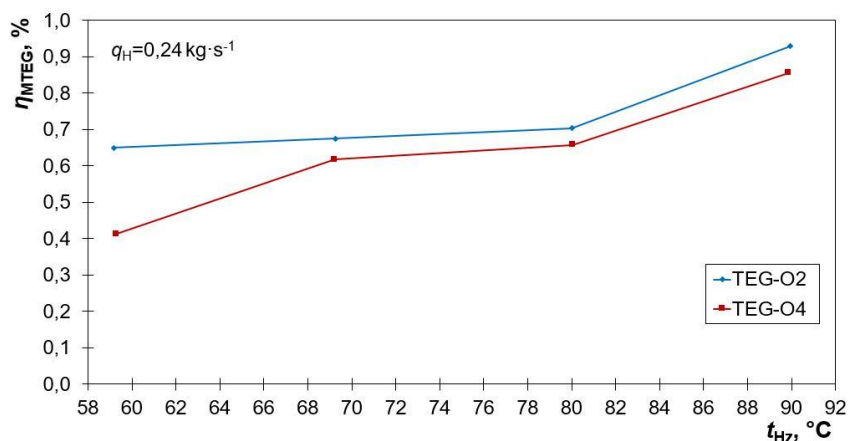
$$\eta_{\text{MTEG}} = \frac{P_{\text{THM}}}{\dot{Q}_{\text{Hin}}} \quad (7.9)$$

Najwyższą sprawność konwersji energii dla wybranej temperatury  $t_{\text{Hz}} = 69^\circ\text{C}$  i średniej jej różnicy  $\Delta t = 27^\circ\text{C}$  między okładkami termogeneratorów układ osiąga dla konfiguracji obiegu TEG-O2 i masowego natężenia przepływu  $q_{\text{H}} = 0,24 \text{ kg/s}$  (rys. 7.14). Podobnie jak w przypadku najwyższej efektywności  $\eta_{\text{HSHE}}$  pracy elementu HSHE, ta konfiguracja kierunków przepływu gorącej cieczy w wymienniku HSHE daje najwyższe wyniki. Najmniej efektywnymi obiegami okazały się konfiguracje TEG-O3 i TEG-O4.

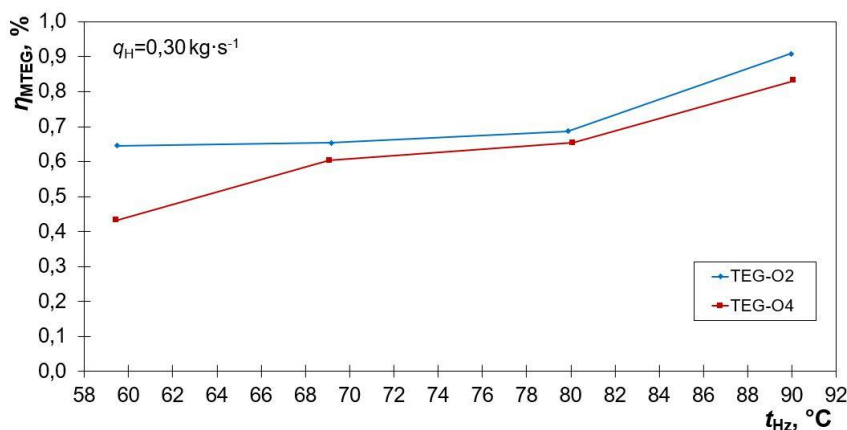


Rys. 7.14. Charakterystyki sprawności  $\eta_{\text{MTEG}}$  przy różnych natężeniach przepływu gorącej cieczy i czterech konfiguracjach kierunków jej obiegu

Najlepszą sprawność  $\eta_{\text{MTEG}} = 0,93\%$  moduł z termogeneratorami osiągnął przy: najwyższej temperaturze gorącej cieczy przepływającej przez wymiennik HSHE  $t_{\text{Hz}} = 90^\circ\text{C}$  i  $\Delta t = 47^\circ\text{C}$ , masowym natężeniu przepływu równym  $q_{\text{h}} = 0,24 \text{ kg/s}$  oraz dla konfiguracji kierunku obiegu cieczy TEG-O2 (rys. 7.15).



a)



b)

Rys. 7.15. Charakterystyki efektywności  $\eta_{MTEG}$  przy różnych temperaturach  $t_{Hz}$  oraz wybranych masowych natężeniach przepływu [165]

a)  $q_H=0,24 \text{ kg/s}$ ; b)  $q_H=0,30 \text{ kg/s}$

Mniej efektywne okazały się pozostałe konfiguracje kierunków przepływu gorącej cieczy przez wymiennik HSHE. Przykładem jest obieg płynu TEG-O4 (rys. 7.15), dla którego zwiększenie masowego natężenia przepływu gorącej cieczy nie powoduje znaczącej poprawy sprawności konwersji energii.

Z przeprowadzonych eksperymentów wynika, że wydajność  $\eta_{MTEG}$  układu wzrasta wraz ze wzrostem temperatury  $t_{Hz}$  gorącego płynu w przekrojach wejściowych sekcji wymiennika HSHE. Najwyższą sprawność moduł z termogeneratorami osiąga przy masowym natężeniu przepływu równym  $0,24 \text{ kg/s}$ , dla którego przypada lokalne ekstremum funkcji  $f(x) = \eta_{MTEG}(q_H)$ , a dalszy wzrost natężenia przepływu nie poprawia wydajności układu.

Dla obiegu cieczy TEG-O2 uzyskano ogólny wzrost sprawności konwersji energii w odniesieniu do pozostałych konfiguracji kierunków przepływu płynu. Potwierdzają to wyniki uzyskane przy wybranych parametrach ( $q_H=0,24 \text{ kg/s}$ ,  $t_{Hz}=90^\circ\text{C}$ ). Obieg TEG-O2 jest efektywniejszy od przeciwprowodowego o 16 % oraz od konfiguracji TEG-O4 o 8 %.

Podwyższanie sprawności w prezentowanym układzie MTEG wiąże się z jednej strony z określeniem optymalnego natężenia przepływu, z drugiej zaś – ze zwiększeniem temperatury gorącej cieczy w przekrojach wejściowych sekcji wymiennika HSHE.

Główne ograniczenia w podwyższaniu sprawności  $\eta_{MTEG}$  w rzeczywistych układach MTEG stanowi maksymalna dopuszczalna temperatura „gorącej” strony zastosowanego

modułu termoelektrycznego. W analizowanym prototypowym układzie MTEG jest ona na niskim poziomie, co wynika z zastosowania do odzysku energii ciepła niskotemperaturowego.

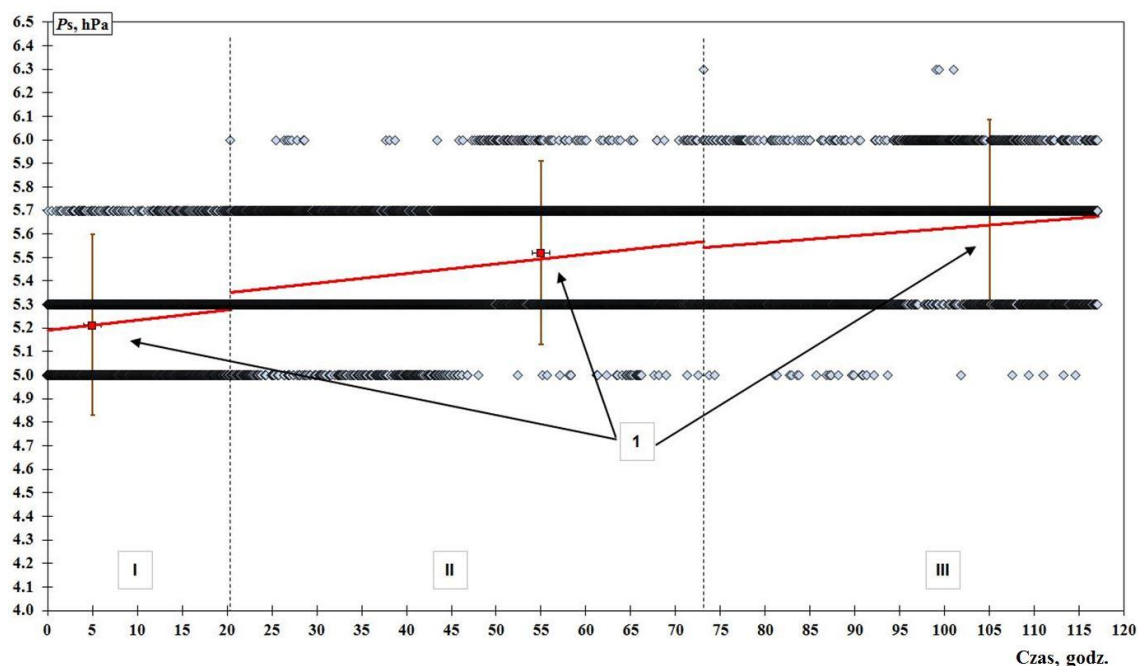
Niepewność złożoną  $u_c(\eta_{\text{MTEG}})$  pomiaru sprawności konwersji  $\eta_{\text{MTEG}}$  wyznaczono według zależności 7.10 i wyniosła 0,008 %.

$$u_c(\eta_{\text{MTEG}}) = \sqrt{\left(\frac{\partial \eta_{\text{MTEG}}}{\partial P_{\text{THM}}}\right)^2 u_{P_{\text{THM}}}^2 + \left(\frac{\partial \eta_{\text{MTEG}}}{\partial \dot{Q}_{\text{Hin}}}\right)^2 u_{\dot{Q}_{\text{Hin}}}^2} \quad (7.10)$$

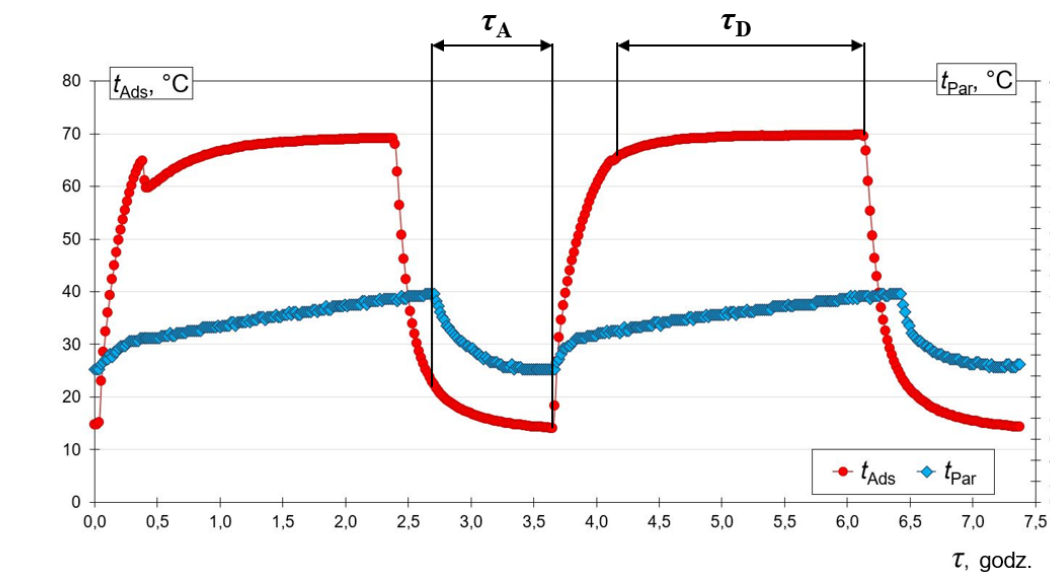
#### 7.4. Badania adsorpcyjnego układu chłodniczego

Badania weryfikacyjne dodatkowego modułu stanowiska (adsorpcyjnego układu chłodniczego MAUC) przeprowadzono po wcześniejszej analizie jego podukładów pomiarowych, między innymi toru pomiaru ciśnienia panującego w adsorberze (rys. 7.16). Szczegółowy opis prowadzonych badań tego układu oraz analizę niepewności pomiarowych elementów i torów badawczych zamieszczono w artykule naukowym [166].

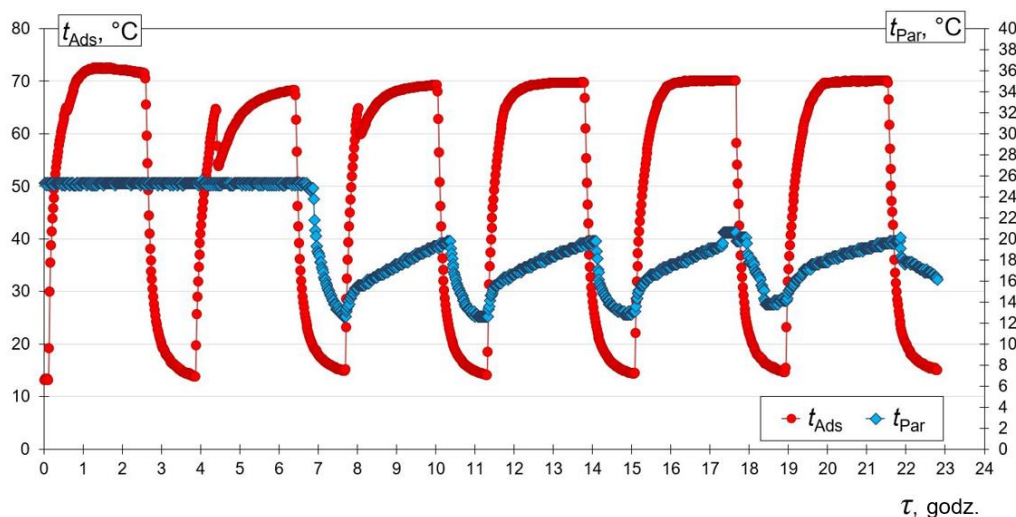
Praca wielozłożowego, adsorpcyjnego układu chłodniczego MAUC polega na wymuszaniu procesów sorpcji w trzech adsorberach urządzenia. W module MAUC poddano weryfikacji funkcjonowanie adsorberów o dwóch różnych konstrukcjach: walcowo-rurowego (Ads0) i walcowo-krzyżowego (Ads1 i Ads2). Wymuszanie procesów sorpcji w tych adsorberach jest realizowane analogicznie jak dla adsorbera „0” (Ads0) według algorytmu przedstawionego na rysunku 6.53. Wyniki z weryfikacji adsorbera o konstrukcji walcowo-krzyżowej przedstawiono na rysunku 7.17. Przyjęto następujące warunki eksperymentu: stałą wartość temperatury gorącej cieczy ( $t_{\text{DZA}}=85,0^\circ\text{C}$ ) w przekroju wejściowym danego adsorbera oraz temperaturę zimnej cieczy  $t_{\text{AZA}}$  w przekroju wejściowym adsorbera mieszczącą się w zakresie  $6,0 \div 9,0^\circ\text{C}$ .



Rys. 7.16. Zależność zmian ciśnienia w adsorberze od czasu, podzielona na przedziały z liniowymi funkcjami aproksymacji i słupkami błędów [166]  
1 – słupki błędów i aproksymacje dla przedziałów I–III



a)



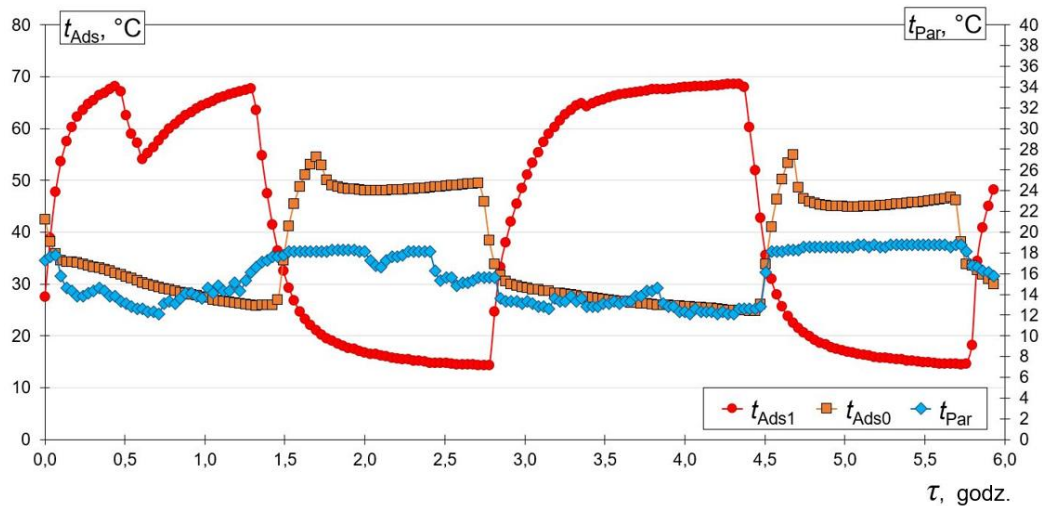
b)

Rys. 7.17. Wykresy cyklicznych zmian temperatur w układzie MAUC podczas pracy adsorbera 1 [169]  
 a) dwa wybrane pełne cykle adsorpcji i desorpcji; b) długookresowa, cykliczna praca;  
 $\tau_A$  – czas trwania adsorpcji;  $\tau_D$  – czas trwania desorpcji

Przeprowadzone długotrwałe, periodyczne badania pojedynczych złożeń silikażelu, podczas których w cyklu automatycznym wymuszano procesy desorpcji adsorbentu i jego adsorpcji, pozwoliły na uzyskanie efektu chłodzenia w parowniku oraz dobór parametrów do regulacji układu MAUC.

Wykonano eksperymenty z współpracującymi dwoma złożami Ads0 i Ads1. Badania prowadzono przy trzech założeniach przebiegu testów: stałym czasie trwania efektu chłodzenia w parowniku, stałym czasie trwania procesów sorpcji oraz przy regulowanej fazie wymuszania procesów sorpcji na złożeń silikażelu.

Przeprowadzono wielogodzinne testy weryfikujące funkcjonowanie adsorpcyjnego układu chłodniczego przy uruchomionym zespole adsorberów oraz wymiennika CSHE, z którego przejmowano ciepło poprzez podukład parownika PA. Przykładowe charakterystyki dla dwóch współpracujących złożeń Ads0 i Ads1, uruchomionych w przeciwfazie z identycznymi nastawami czasów trwania desorpcji (1 godz.) i zmiennymi adsorpcji, zaprezentowano na rysunku 7.18.



Rys. 7.18. Wykresy cyklicznych wymuszeń cieplnych na złożach Ads0 i Ads1 generowanych w przeciwfazie [169]

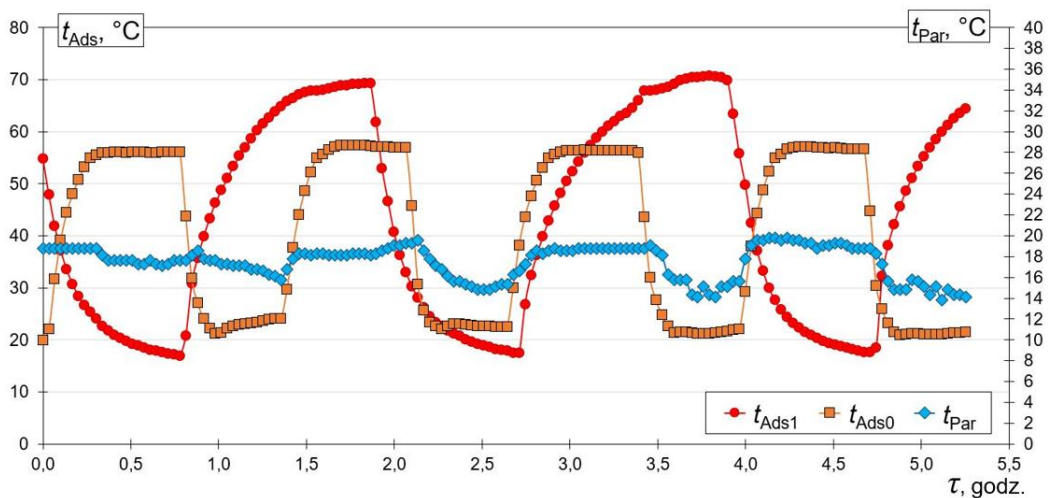
Wyniki z długookresowych eksperymentów tych samych złożów przy różnych nastawach czasów trwania procesów sorpcji, uruchamianych stochastycznie (przy zmiennych fazach), zilustrowano na rysunkach 7.19 i 7.20.

Najniższą wartość temperatury 12,1 °C uzyskaną na parowniku przy przepływie cieczy 1,67 dm<sup>3</sup>/min przejmującej ciepło z wymiennika CSHE osiągnięto podczas procesu adsorpcji na złożu Ads0, przy pracy złożów w przeciwfazie (rys. 7.18). Proces przejmowania ciepła w parowniku, we wspomnianych warunkach najniższej temperatury, trwał około 1,5 godziny i był poprzedzony adsorpcją na złożu Ads1.

Najniższą wartość temperatury na parowniku odnotowano przy zatrzymanym przepływie cieczy przez wymiennik CSHE oraz w czasie cyklicznej (jednogodzinnej adsorpcji) pracy pojedynczego złoża Ads0 (rys. 6.54), która wynosiła 5,6 °C.

Uzyskane wyniki z testów współpracy modułu MAUC z wymiennikiem CSHE i elementami stanowiska potwierdziły możliwość długookresowego przejmowania ciepła od zewnętrznych obiektów (elementu modułu MTEG).

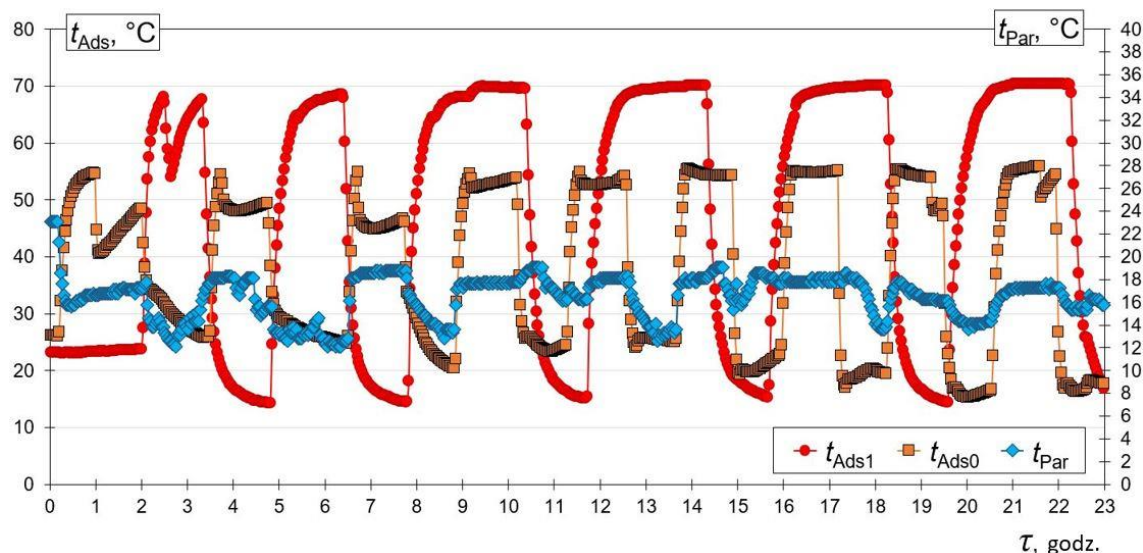
Dla opracowanego adsorpcyjnego układu chłodniczego wyznaczono współczynnik wydajności chłodniczej COP<sub>Ch</sub> najefektywniejszego, chwilowego (1 min) przejmowania ciepła [228], korzystając z przyjętych danych tablicowych (tab. 7.1).



Rys. 7.19. Wykres długookresowych, cyklicznych wymuszeń cieplnych na złożu Ads0 i Ads1 przy stałym czasie trwania desorpcji oraz zmiennej fazie [169]

Tab. 7.1. Wartości parametrów wody odczytane z tablic

Parametr	Wartość parametrów	
	Chłodzenie (20 °C)	Ogrzewanie (85 °C)
$C_p$ , kJ/kg·K	4,1784	4,1980
$\rho$ , kg/m <sup>3</sup>	998,29	968,36



Rys. 7.20. Wykres długookresowych, cyklicznych wymuszeń cieplnych na złożu Ads0 i Ads1 przy zmiennej fazie oraz czasie trwania desorpcji [169]

Wyznaczając współczynnik  $COP_{Ch}$ , uwzględniono wartości masowego natężenia przepływu oraz temperatury cyrkulujących cieczy w przekrojach wejściowych i wyjściowych adsorbentów oraz parownika. Pomiarów tych parametrów realizowano w dwusekundowych interwałach czasu, zarówno dla procesów adsorpcji, jak i desorpcji. Przykładowe obliczenia przeprowadzone dla danych uzyskanych podczas jednogodzinowej pracy złoża Ads1 [169] przedstawiono poniżej:

$$\dot{Q}_{P1} = \frac{\left(1,6691 \frac{\text{kg}}{\text{min}} \cdot 4,1784 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot 0,9 \text{ K}\right) \cdot 1 \text{ min}}{1 \text{ min}} = 105 \text{ W} \quad (7.11)$$

$$\dot{Q}_A = \frac{\left(7,3595 \frac{\text{kg}}{\text{min}} \cdot 4,1980 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot 1,4 \text{ K}\right) \cdot 1 \text{ min}}{1 \text{ min}} = 721 \text{ W} \quad (7.12)$$

$$COP_{Ch} = \frac{\dot{Q}_{P1}}{\dot{Q}_A} = 0,15 \quad (7.13)$$

Najdłuższy cykl (ok. 1,5 godz.) przejmowania ciepła w parowniku od przepływającej, zewnętrznej cieczy osiągnięto podczas pracy złoża w przeciwfazie i procesie adsorpcji, przebiegającego na adsorbencie Ads0. Dla tego procesu wyznaczono współczynnik właściwej wydajności chłodniczej  $SCC_{Ch}$  [169]. Do jego obliczenia przyjęto masę złoża równą 4,6 kg i dane podane w tabeli 7.1. Współczynnik wyznaczono, uwzględniając

---

chwilowe (1 min) wartości natężenia przepływu oraz temperatury w przekrojach wlotowym i wylotowym wody chłodzonej. Wyniki obliczeń podano poniżej:

$$\text{SCC}_{\text{ch}} = \frac{\dot{Q}_{\text{P2}}}{m_{\text{ads0}}} = \frac{1,6538 \frac{\text{kg}}{\text{min}} \cdot 4,1784 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot 0,4 \text{ K}}{4,6 \text{ kg}} = 0,60 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{min}} \quad (7.14)$$





## 8. Podsumowanie i wnioski

Analizowany w dysertacji dwusekcyjny, cieczowy wymiennik ciepła jest elementem modułu z termogeneratorami MTEG, który służy do konwersji niskotemperaturowego ciepła na energię elektryczną. Innowacyjnym elementem jego konstrukcji jest podział na dwie sekcje, które umożliwiają równoczesne wprowadzanie gorącego medium wymiany ciepła do obydwu sekcji wymiennika HSHE, polepszając w ten sposób efektywność modułu MTEG oraz proces wymiany ciepła w samym elemencie HSHE.

Zmniejszające się zasoby paliw kopalnych, stanowiące źródło energii cieplnej, zarówno w efekcie ich bezpośredniego spalania, jak i po kolejnych etapach jej konwersji, zasilające procesy technologiczne i wytwórcze, wymuszają poprawę efektywności wykorzystania wytworzonej energii, a tym samym redukcję potencjalnej emisji dwutlenku węgla CO<sub>2</sub>. Niska temperatura ciepła będącego pozostałością po zrealizowanych procesach oraz zróżnicowanie właściwości fizyko-chemicznych medium wymiany komplikują proces jego efektywnego spożytkowania. Obecnie ciepło o takich parametrach jest zwykle tracone lub wykorzystane w minimalnym stopniu. Jego zagospodarowanie wymaga specjalizowanych układów zamiany energii. Z przeglądu literatury wynika, że rozwijane są różne systemy jej konwersji, między innymi na: postać elektryczną oraz ciepło o niskich parametrach użytkowych (wykorzystywanych np. w adsorpcyjnych układach chłodniczych).

Publikacje opisujące układy przekształcające energię cieplną na elektryczną z wykorzystaniem ogniw termoelektrycznych są miejscem prezentacji licznych prac analitycznych i symulacji numerycznych. Przedstawiane są wyniki badań prototypowych układów oraz oceniane możliwości ich aplikacji, np. w przemyśle motoryzacyjnym, z wykorzystaniem spalin samochodowych jako gorącego medium.

Energia słoneczna jako źródło zasilania jest również przedmiotem analiz ze względu na wyższą jednostkową wydajność generacji energii elektrycznej z powierzchni termogeneratora (W/cm<sup>2</sup>) w porównaniu z typowymi, komercyjnymi ogniwami fotowoltaicznymi.

W rozprawie opisano próbę użycia ciepła o niskiej temperaturze do jego konwersji na energię elektryczną prądu stałego z wykorzystaniem baterii termogeneratorów oraz wody jako nośnika energii cieplnej. W tym celu opracowano prototyp dwusekcyjnego, cieczowego wymiennika ciepła „gorącej” strony modułu z generatorami termoelektrycznymi oraz pozostałe elementy układu MTEG. Zaprojektowano i zbudowano stanowisko badawcze, umożliwiające prowadzenie kontrolowanych procesów wymiany ciepła o parametrach niskotemperaturowych oraz realizację testów cieczowego, sekcyjnego wymiennika ciepła. Opracowano i zweryfikowano możliwość zastosowania adsorpcyjnego układu chłodniczego do wspomaganie procesu przejmowania ciepła z modułu MTEG.

W rozdziale 2 przedstawiono model ustalonej wymiany ciepła w module z termogeneratorami oraz pojedynczego elementu termoelektrycznego. Omówiono proces przejmowania ciepła zachodzący w wymienniku ciepła „gorącej” strony układu MTEG. Podano przyjęte

założenia i zaprezentowano numeryczną postać modułu z termogeneratorami. Przedstawiono wybrane wyniki z numerycznych symulacji funkcjonowania układu, opisując rozkłady temperatury ścianki wymiennika ciepła HSHE od strony „gorącej” modułu MTEG oraz efektywność wymiennika ciepła HSHE w różnych warunkach termicznych. Uzyskane symulacyjne wartości odniesiono do wartości otrzymanych z przeprowadzonych eksperymentów. Oszacowano dokładność modelu, przyjmując jako wyznacznik odchylenie standardowe próbki. Weryfikacja modelu numerycznego potwierdziła poprawność przyjętych założeń, ponieważ uzyskano zadawalającą zgodność wyników obliczeń (< 5 %) z danymi eksperymentalnymi.

Analizę zagadnień teoretycznych przeprowadzono w rozdziale 3, w którym przedyskutowano zjawiska zachodzące w ogniwach termoelektrycznych. Omówiono w nim budowę termogeneratorów i ich cechy charakterystyczne. Zaprezentowano typowy moduł z ogniwami termoelektrycznymi i dodatkowymi elementami wymiany ciepła. Rozważano różne warianty kształtu zewnętrznego oraz geometrie wewnętrznego uźbrowania konstrukcji wymienników ciepła stosowanych w modułach MTEG.

Przeanalizowano zagadnienia związane z adsorpcyjnym układem chłodniczym, przedstawiono jego budowę i omówiono wykres Clapeyrona, opisujący wymuszanie procesów adsorpcji oraz desorpcji na złożu adsorbentu. Scharakteryzowano istotne wymagania konstrukcji adsorberów układu, w których umieszcza się złożo. Zaprezentowano i przedyskutowano przykładowe warianty rozwiązania tych systemów: symulacyjne, prototypowe i komercyjne.

Przeprowadzono analizę ekonomiczną kosztów procesu wytwarzania energii elektrycznej przez termogeneratory oraz stosowania adsorpcyjnej technologii chłodniczej, którą omówiono w rozdziale 4. Przyjmując, że niskotemperaturowe źródło ciepła jest eksploatowane w sposób ciągły oraz zakładając poziom 1 kW wytwarzanej mocy elektrycznej prądu przemiennego, a także malejącą cenę pojedynczego termogeneratora oraz rosnące koszty energii elektrycznej, wyznaczono prognozowane zależności kosztów zwrotu inwestycji w ogniwa termoelektryczne.

Dla baterii złożonej z 242 elementów TEC1-12730 (*Hesta*) oszacowano, że zwrot kosztów ich zakupu nastąpi już po 2 ÷ 3 latach eksploatacji, a najpóźniej w ciągu pięciu lat, podczas gdy przewidywany przez producentów okres użytkowania tych układów to 20 ÷ 30 lat.

Dokonując porównania technologii adsorpcyjnej i sprężarkowej, które stosowane są w chłodnictwie, przy ciągłej pracy układów w analizowanym okresie pięciu lat, stałej wartości ceny 1 kWh energii elektrycznej oraz niemal bezkosztowym dostarczaniu wymaganej ilości ciepła do analizowanych układów adsorpcyjnych stwierdzono, że już po dwóch latach eksploatacji tych urządzeń pojawią się oszczędności w zużyciu energii elektrycznej dla technologii adsorpcyjnej. Porównując obie technologie uwzględniono, że systemy adsorpcyjne wymagają wyższych nakładów inwestycyjnych na zakup agregatów chłodniczych oraz mają niższy współczynnik wydajności chłodniczej w stosunku do rozwiązania sprężarkowego. Długi okres ich eksploatacji (25 lat) [24] szacowany przez producentów jest dodatkowym atutem układów adsorpcyjnych.

Opracowaną metodykę, według której prowadzono eksperymenty, omówiono w rozdziale 5. Polega ona na symulowaniu niskotemperaturowych wymuszeń cieplnych przy różnych wartościach temperatury gorącej cieczy, regulowanym natężeniu jej przepływu przez wewnętrzne kanały wymiennika HSHE o różnych kształtach oraz przy stałej ich konfiguracji dla przepływu zimnej cieczy w elemencie CSHE. Omówiono główne cele i założenia metodyki, określające sposób prowadzenia badań eksperymentalnych płaskiego, cieczowego wymiennika ciepła „gorącej” strony modułu MTEG. Umożliwia ona prowadzenie eksperymentów zgodnie z opracowaną macierzą nastaw układów

regulacji oraz wyznaczanie parametrów cieplnych i elektrycznych zachodzących procesów w badanym układzie.

Prototypowe stanowisko badawcze wymienników ciepła „gorącej” strony modułu z termogeneratorami omówiono w rozdziale 6. Przedstawiono schemat funkcjonalny, określający etapy procesu projektowania i walidacji stanowiska do badania modułów z termogeneratorami. Określono cel badań i główne założenia konstrukcyjne układu, przeznaczonego do prowadzenia długotrwałych procesów weryfikacji właściwości cieplnych i elektrycznych modułów z termogeneratorami oraz ich komponentów.

Stanowisko badawcze składa się z trzech głównych modułów (przygotowania cieczy „gorącej” i „zimnej” strony elementu MTEG oraz badania baterii termogeneratorów) niezbędnych do prowadzenia procesów weryfikacji testowanego obiektu oraz dodatkowego modułu (adsorpcyjnego układu chłodniczego), wspomagającego proces przejmowania ciepła z układu jego konwersji. Budowa prototypu stanowiska badawczego poprzedzona była wytworzeniem wirtualnych modeli poszczególnych jego elementów. Po testach sprawdzających wszystkie bloki przeprowadzona została weryfikacja funkcjonalności całego układu. W rozdziale tym szczegółowo omówiono również moduł dodatkowy (chłodniczy) oraz system sterowania wszystkimi blokami stanowiska badawczego.

W rozdziale 7 przedstawiono wybrane wyniki badań efektywności opracowanego dwusekcyjnego, cieczowego wymiennika ciepła, będącego elementem układu konwersji niskotemperaturowego ciepła na energię elektryczną. Wyznaczono efektywność  $\epsilon_{HSHE}$  wymiennika ciepła „gorącej” strony HSHE, moc elektryczną  $P_{THM}$  wytwarzaną przez baterię termogeneratorów oraz sprawność konwersji energii cieplnej na elektryczną w module z termogeneratorami  $\eta_{MTEG}$ .

Określono warunki, przy których badany obiekt osiąga najwyższą efektywność: geometrię kanałów przepływowych w sekcjach wymiennika HSHE, temperaturę gorącej cieczy w przekroju wymiennika oraz natężenie przepływu gorącego płynu.

Przedstawiono wyniki badań przeprowadzonych z zastosowania dodatkowego modułu (adsorpcyjnego układu chłodniczego) w stanowisku badawczym układów MTEG. Potwierdzają one możliwość długookresowego przejmowania ciepła z wymiennika CSHE modułu z termogeneratorami.

Zrealizowane badania teoretyczne i eksperymentalne, omówione w rozprawie, pozwoliły na osiągnięcie założonych głównych i szczegółowych celów, które polegały na:

- opracowaniu metodyki badań wymiennika ciepła umieszczonego od „gorącej” strony termogeneratorów, składającej się z czterech etapów realizowanych działań: zdefiniowanie celów i zakresu badań, przygotowanie badań, prowadzenie badań oraz analiza wyników,
- opracowaniu koncepcji i budowie modułowego stanowiska badawczego do obserwacji zjawisk fizycznych zachodzących podczas konwersji niskotemperaturowego ciepła na energię elektryczną przez generatory termoelektryczne,
- opracowaniu i wykonaniu odrębnego adsorpcyjnego układu badawczego do wytwarzania chłodu oraz testowania adsorberów, który jest zasilany ciepłem niskotemperaturowym oraz posiada możliwość współpracy z elementami stanowiska badawczego modułów z termogeneratorami.

Realizacja zadań szczegółowych umożliwiła: eksperymentalną weryfikację możliwości konwersji niskotemperaturowego ciepła na energię elektryczną z wykorzystaniem generatorów termoelektrycznych, ocenę możliwości poprawy ich efektywności poprzez dobór parametrów geometrycznych wewnętrznych kanałów wymienników ciepła oraz parametrów przepływowych cieczy roboczej.

---

Analiza obszernego zbioru danych eksperymentalnych pozwoliła sformułować następujące wnioski:

- Niskotemperaturowe ciepło można w efektywny sposób przekształcić w energię elektryczną.
- Największą efektywność wymiany ciepła osiągnięto przy kierunku przepływu TEG-O2 (do środka), który w dwusekcyjnym wymienniku łączy w sobie przepływ współprądowy (sekcja pierwsza – S1<sub>H</sub>) oraz przeciwprądowy (sekcja druga – S2<sub>H</sub>). Dla tego przypadku uzyskano wzrost efektywności  $\varepsilon_{\text{HSHE}}$  o 7% w stosunku do przepływu przeciwprądowego w obu sekcjach wymiennika. Najniższą wartość tego parametru uzyskano dla obiegu TEG-O4 (od środka).
- Najwyższą wartość generowanej energii elektrycznej w module z termogeneratorami osiągnięto dla konfiguracji kierunku przepływu TEG-O2, uzyskując wzrost wytwarzanej mocy elektrycznej o 14% w odniesieniu do przepływu przeciwprądowego w obu sekcjach wymienników HSHE i CSHE.
- Dla kierunku obiegu cieczy TEG-O2 odnotowano wzrost sprawności  $\eta_{\text{MTEG}}$  konwersji energii w badanym module MTEG o 16% w porównaniu z przepływem przeciwprądowym w obu sekcjach analizowanych wymienników.

J. Yu i H. Zhao [260] prowadzili badania symulacyjne modułu z termogeneratorami, który był wyposażony w jednosekcyjny płytowy wymiennik o geometrii zewnętrznej zbliżonej do analizowanego w rozprawie dwusekcyjnego, cieczowego wymiennika ciepła. Uzyskali oni najwyższą efektywność układu, stosując przeciwprądową konfigurację przepływu cieczy roboczej. Zaprezentowany w dysertacji dwusekcyjny wymiennik ciepła osiągnął najwyższą efektywność dla kierunku przepływu TEG-O2 (do środka).

Opracowany moduł z termogeneratorami ze względu na swoją zwartą i kompaktową konstrukcję wykazuje duży potencjał wdrożeniowy w systemach ze znaczną ilością niskotemperaturowego ciepła odpadowego. Aplikacja takiego rozwiązania w zakładach przemysłowych może się przyczynić do poprawy bilansu energetycznego procesów technologicznych poprzez zagospodarowanie traconej energii cieplnej. Obiektami, w których możliwe jest zastosowanie przedstawionych rozwiązań w skali przemysłowej, są: huty, elektrownie, elektrociepłownie, systemy eksploatacji źródeł geotermalnych lub przedsiębiorstwa produkcyjne.

## Bibliografia

- [1] Abas N., Kalair A. R., Khan N., Haider A. i inni: *Natural and synthetic refrigerants, global warming: A review*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2018, 90, 557–569. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.03.099>.
- [2] Adamowicz W. i inni: *Fizyka, ilustrowana encyklopedia dla wszystkich*. WNT, wyd. 3, Warszawa, 1991.
- [3] Adeyanju A. A., Manohar K.: *Design and Analysis of a Thermoelectric Airconditioning System*. Journal of Scientific Research & Reports. 2020, 26, 4, 1–11. <https://doi:10.9734/JSRR/2020/v26i430243>.
- [4] AFRISO: *Instrukcja montażu i użytkowania, zawory strefowe AZV*. [https://afriso.pl/pobieranie/Instrukcja\\_obsługi\\_zawory\\_AZV\\_9530110002\\_4\\_AFRISO.pdf](https://afriso.pl/pobieranie/Instrukcja_obsługi_zawory_AZV_9530110002_4_AFRISO.pdf). (dostęp: styczeń 2022).
- [5] Alam K. C. A., Akahira A., Hamamoto Y., Akisawa A., Kashiwagi T.: *A four-bed mass recovery adsorption refrigeration cycle driven by low temperature waste/renewable heat source*. Renew. Energy, 2004, 29, 9, 1461–1475.
- [6] Allouhi A., Kousksou T., Jamil A., El Rhafiki T., Mourad Y., Zeraouli Y.: *Optimal working pairs for solar adsorption cooling applications*. Energy, 2015, 79, 235–247.
- [7] Ambarita H., Kawai H.: *Experimental study on solar-powered adsorption refrigeration cycle with activated alumina and activated carbon as adsorbent*. Case Studies in Thermal Engineering, 2016, 7, 36–46.
- [8] Ammar M. A., Benhaoua B., Bouras F.: *Thermodynamic analysis and performance of an adsorption refrigeration system driven by solar collector*. Applied Thermal Engineering, 2017, 112, 1289–1296. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.09.119>.
- [9] Apator Powogaz: *JS-NK, JS-NKP Wodomierze skrzydełkowe jednostrumieniowe suchobieżne (DN15-20)*. [http://www.apator.com/uploads/files/Produkty/Wodomierze/JS\\_JS-01\\_JS-02\\_JS-04/js-nk-pl.pdf](http://www.apator.com/uploads/files/Produkty/Wodomierze/JS_JS-01_JS-02_JS-04/js-nk-pl.pdf). (dostęp: styczeń 2022).
- [10] Askalany A. A., Saha B. B., Ahmed M. S., Ismail I. M.: *Adsorption cooling system employing granular activated carbon–R134a pair for renewable energy applications*. International Journal of Refrigeration, 2013, 36, 3, 1037–1044. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2012.11.009>.
- [11] Azahar F. H. M., Mitra S. i inni: *Improved model for the isosteric heat of adsorption and impacts on the performance of heat pump cycles*. Applied Thermal Engineering, 2018, 143, 688–700.

- 
- [12] Babu C., Ponnambalam P.: *The role of thermoelectric generators in the hybrid PVT systems: A review*. Energy Conversion and Management, 2017, 151, 368–385. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2017.08.060>.
- [13] Bahrehmand H., Bahrami M.: *An analytical design tool for sorber bed heat exchangers of sorption cooling systems*. International Journal of Refrigeration, 2019, 100, 368–379. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.02.003>.
- [14] Barma M. C., Riaz M., Saidur R., Long B. D.: *Estimation of thermoelectric power generation by recovering waste heat from Biomass fired thermal oil heater*. Energy Conversion and Management, 2015, 98, 303–313. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2015.03.103>.
- [15] Bayendang N. P., Kahn M. T., Balyan V.: *Simplified thermoelectric generator (TEG) with heatsinks modeling and simulation using Matlab and Simulink based-on dimensional analysis*. AIMS Energy, 2021, 9, 6, 1213–1240. <https://doi:10.3934/energy.2021056>.
- [16] Bąk J. i inni: *Mała encyklopedia metrologii*. WNT, Warszawa, 1989.
- [17] BioLite, *CampStove 2+ Electricity Generating Wood Camp Stove*. <https://eu.bioliteenergy.com/products/campstove-2-plus>. (dostęp: maj 2022).
- [18] Borcuch M., Musiał M., Gumuła S., Sztekler K., Wojciechowski K.: *Analysis of the fins geometry of a hot-side heat exchanger on the performance parameters of a thermoelectric generation system*. Applied Thermal Engineering, 2017, 127, 1355–1363.
- [19] Boryszew ERG: *Ergolid A*. <https://www.boryszewerg.com.pl/produkty/plyny-do-instalacji/ergolid-a/>. (dostęp: styczeń 2022).
- [20] Bosch Rexroth: *Technical data for strut profiles*. [https://www.boschrexroth.com/ics/cat/content/assets/Online/do/Technical\\_Data\\_MGE\\_EN\\_20170919\\_142138.pdf](https://www.boschrexroth.com/ics/cat/content/assets/Online/do/Technical_Data_MGE_EN_20170919_142138.pdf). (dostęp: styczeń 2022).
- [21] Brancato V., Frazzica A., Sapienza A., Gordeeva L., Freni A.: *Ethanol adsorption onto carbonaceous and composite adsorbents for adsorptive cooling system*. Energy, 2015, 84, 177–185. <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2015.02.077>.
- [22] Brazdil M., Pospisil J.: *Thermoelectric power generation utilizing the waste heat from a biomass boiler*. J. Electron. Mater., 2013, 42, 7, 2198–2202.
- [23] Brunauer S., Emmett P. H., Teller E.: *Adsorption of Gases in Multimolecular Layers*. Journal of the American Chemical Society, 1938, 60, 2, 309–319. <https://doi:10.1021/ja01269a023>.
- [24] Bry-Air: *Technical Data, Adsorption Chiller BryChill*. [https://www.bryair.com/wp-content/uploads/2017/07/BryChill\\_tech\\_spec.pdf](https://www.bryair.com/wp-content/uploads/2017/07/BryChill_tech_spec.pdf). (dostęp: maj 2022).
- [25] Bulman G., Barletta P., Lewis J., Baldasaro N., Manno M., Bar-Cohen A., Yang B.: *Superlattice-based thin-film thermoelectric modules with high cooling fluxes*. Nature Communications, 2016, 7, 10302. <https://doi:10.1038/ncomms10302>.
- [26] Cacciola G., Restuccia G.: *Reversible adsorption heat pump: a thermodynamic model*. International Journal of Refrigeration, 1995, 18, 2, 100–106.
- [27] Cao N. V., Chung J. D.: *Exergy analysis of adsorption cooling systems based on numerical simulation*. Energy Technology, 2019, 7, 153–166. <https://doi:10.1002/ente.201800414>.

- 
- [28] Cao Q., Luan W., Wang T.: *Performance enhancement of heat pipes assisted thermoelectric generator for automobile exhaust heat recovery*. Applied Thermal Engineering, 2018, 130, 1472–1479. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.09.134>.
- [29] Carrier SCS: *Air-Cooled Liquid Chillers/Air-To-Water Heat Pumps Ductable Air-Cooled Liquid Chillers 30RBY 017-040A*. Montluel, France, 2017. [https://ahi-carrier.gr/wp-content/uploads/2017/06/13463\\_PSD\\_09\\_2018\\_30RB\\_RQ\\_017-040\\_30RBY\\_017\\_033\\_compressed.pdf](https://ahi-carrier.gr/wp-content/uploads/2017/06/13463_PSD_09_2018_30RB_RQ_017-040_30RBY_017_033_compressed.pdf). (dostęp: maj 2022).
- [30] Champier D.: *Thermoelectric generators: A review of applications*. Energy Conversion and Management, 2017, 140, 167–181. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2017.02.070>.
- [31] Chen W. D., Chua K. J.: *Parameter analysis and energy optimization of a four-bed, two-evaporator adsorption system*. Applied Energy, 2020, 265, 114842, 1–16. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2020.114842>.
- [32] Chihara K., Suzuki M.: *Air drying by pressure swing adsorption*. Journal of Chemical Engineering of Japan, 1983, 16, 4, 293–299.
- [33] Chodkowski J., Hulanicki A., Kawecki W., Rodewald W., Sołoniewicz R.: *Encyklopedia Techniki: Chemia*. Wyd. Naukowo-Techniczne, Warszawa, 1993.
- [34] Chowdhury I., Prasher R., Lofgreen K., Chrysler G., Narasimhan S., Mahajan R., Koester D., Alley R., Venkatasubramanian R.: *On-chip cooling by superlattice-based thin-film thermoelectrics*. Nature Nanotechnology, 2009, 4, 235–238.
- [35] Crane D. T., Jackson G. S.: *Optimization of cross flow heat exchangers for thermoelectric waste heat recovery*. Energy Conversion and Management, 2003, 1–18. <https://doi:10.1016/j.enconman.2003.09.003>.
- [36] Crydom: *CTR Series*. [https://pl.mouser.com/datasheet/2/657/ctr\\_series\\_ac\\_din\\_rail\\_mount-1371009.pdf](https://pl.mouser.com/datasheet/2/657/ctr_series_ac_din_rail_mount-1371009.pdf). (dostęp: grudzień 2021).
- [37] Czaki Thermo-Product: *Czujnik temperatury typ 481, 482, 483, 484, 485*. <http://www.czaki.pl/content-dir/uploads/481.pdf>. (dostęp: grudzień 2021).
- [38] Czaki Thermo-Product: *Czujnik temperatury typ 981, 982, 983, 984*. <https://www.czaki.pl/content-dir/uploads/981-1.pdf>. (dostęp: grudzień 2021).
- [39] Czaki Thermo-Product: *Informacje techniczne, czujniki temperatury rezystancyjne platynowe i niklowe*. [https://www.czaki.pl/content-dir/uploads/czaki-czujniki\\_rezystancyjne.pdf](https://www.czaki.pl/content-dir/uploads/czaki-czujniki_rezystancyjne.pdf). (dostęp: grudzień 2021).
- [40] Czaki Thermo-Product: *Przetworniki pomiarowe typ TCHM*. <https://www.czaki.pl/content-dir/uploads/TCHM.pdf>. (dostęp: grudzień 2021).
- [41] Daborer-Prado N., Resch A.: *Preliminary Results on Experimental Modelling of an Adsorption Chiller*. Renewable Energy and Environmental Sustainability, 2021, 6, 29, 1–8.
- [42] Danfoss: *Electric expansion valve type ETS 12.5 - ETS 400*. <https://assets.danfoss.com/documents/41195/AI248186497412en-001110.pdf>. (dostęp: luty 2022).
- [43] Danfoss: *Superheat controller type EKD 316 and EKD 316C*. <https://assets.danfoss.com/documents/86455/AI215386429656en-000201.pdf>. (dostęp: luty 2022).

- 
- [44] Dargusch M., Liu W. D., Chen Z. G.: *Thermoelectric Generators: Alternative Power Supply for Wearable Electrocardiographic Systems*. *Advanced Science*, 2020, 7, 2001362, 1–13. [https://doi: 10.1002/advs.202001362](https://doi.org/10.1002/advs.202001362).
- [45] Decyzja Prezesa URE z dnia 19 listopada 2021 r., nr: DRE.WRC.4210.31.8.2021.158.XVII.AR.Y.RWY dla Radomskiego Przedsiębiorstwa Energetyki Ciepłej „RADPEC” S.A. z siedzibą w Radomiu. BIULETYN BRANŻOWY – Ciepło. Warszawa, nr 411, 1141, 19 listopada 2021r.
- [46] Dixit R.: *The New Era of Absorption Chillers*. *DistributedEnergy.com*, 2018, 46–50. [https://www.york.com/-/media/project/jci-global/york-sites/united-states-york/insights/files/article-pdfs/chillers/chi\\_article\\_absorption\\_chiller\\_technology\\_moves\\_forward.pdf](https://www.york.com/-/media/project/jci-global/york-sites/united-states-york/insights/files/article-pdfs/chillers/chi_article_absorption_chiller_technology_moves_forward.pdf). (dostęp: maj 2022).
- [47] Dughaish Z.: *Lead telluride as a thermoelectric material for thermoelectric power generation*. *Physica B: Condensed Matter*, 2002, 322, 205–223. [https://doi.org/10.1016/S0921-4526\(02\)01187-0](https://doi.org/10.1016/S0921-4526(02)01187-0).
- [48] EA-4/02M:2013. *Evaluation of the uncertainty of measurement in calibration*. European co-operation for Accreditation, September 2013 rev01, [www.pca.gov.pl](http://www.pca.gov.pl). (dostęp: lipiec 2021).
- [49] Ebrahimi M., Derakhshan E.: *Thermo-environ-economic evaluation of a trigeneration system based on thermoelectric generator, two-bed adsorption chiller, and polymer exchange membrane fuel cell*. *Energy Conversion and Management*, 2019, 180, 269–280.
- [50] Effebi Spa: *Lybra with electric actuator EM/EMM 081*. [https://www.effebi.com/media/2380/d-1/t-file/Effebi-Lybra-with-electric-actuator-EM-EMM-081\\_ENG.pdf](https://www.effebi.com/media/2380/d-1/t-file/Effebi-Lybra-with-electric-actuator-EM-EMM-081_ENG.pdf). (dostęp: luty 2022).
- [51] EG System: *Silikaziel, żel krzemionkowy*. <https://www.egsystem-sklep.pl/silikaziel-ziel-krzemionkowy-p-1314.html>. (dostęp: lipiec 2019).
- [52] El-Sharkawy I. I., Hassan M., Saha B. B., Koyama S., Nasr M. M.: *Study on adsorption of methanol onto carbon based adsorbents*. *International Journal of Refrigeration*, 2009, 32, 7, 1579–1586. <https://doi.org/10.1016/j.jrefrig.2009.06.011>.
- [53] Elsheikh M. H., Shnawah D. A., Sabri M. F. M., Said S. B. M., Hassan M. H., Bashir M. B. A., Mohamad M.: *A review on thermoelectric renewable energy: Principle parameters that affect their performance*. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2014, 30, 337–355. <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2013.10.027>.
- [54] Elsheniti M. B., Abd El-Hamid A. T. i inni: *Experimental evaluation of a solar two-bed lab-scale adsorption cooling system*. *Alexandria Engineering Journal*, 2021, 60, 2747–2757.
- [55] Elsheniti M. B., Elsamni O. A., Al-dadah R. K., Mahmoud S., Elsayed E., Saleh K.: *Adsorption Refrigeration Technologies*. *Sustainable Air Conditioning Systems*, *IntechOpen*, 2018, 4, 71–95. <http://dx.doi.org/10.5772/intechopen.73167>.
- [56] Endress+Hauser: *Technical Information Cerabar PMC11, PMC21, PMP11, PMP21 Process pressure measurement*. [https://bdih-prod-assetcentralapi-assetcentral-rest-srv.cfapps.eu10.hana.ondemand.com/files/DLA/005056A500261EEBA4D66CAE6E928480/TI01133PEN\\_0721.pdf](https://bdih-prod-assetcentralapi-assetcentral-rest-srv.cfapps.eu10.hana.ondemand.com/files/DLA/005056A500261EEBA4D66CAE6E928480/TI01133PEN_0721.pdf). (dostęp: luty 2022).



- 
- [57] Esarte J., Gao M., Rowe D. M.: *Modelling heat exchangers for thermoelectric generators*. Journal of Power Sources, 2001, 93, 72–76.
- [58] European Commission: *Communication from The Commission to The European Parliament, The Council, The European Economic and Social Committee and The Committee of the regions, an EU strategy on heating and cooling*. Brussels, 16.2.2016 COM(2016) 51 Final. (dostęp: kwiecień 2019).
- [59] European Commission Directorate-General For Energy: *Directorate C. 2 – New energy technologies, innovation and clean coal: Mapping and analyses of the current and future (2020 - 2030) heating/cooling fuel deployment (fossil/renewables)*. Final Rep. 2016. (dostęp: maj 2021).
- [60] Fahrenheit: *Technical data eCoo10*. May 2019. <https://fahrenheit.cool/?wpdmdl=3075>. (dostęp: maj 2022).
- [61] Farman N. F., Hadi N. H., Abdulmajid B. A.: *Performance of the solar adsorption refrigeration system under various conditions and parameters for Iraq climate*. IJRTESS, 2017, 1, 425–488.
- [62] Filin S.: *Termoelektryczne urządzenia chłodnicze*. Wyd. IPPU MASTA, Gdańsk, 2002. ISBN 83-913895-6-1.
- [63] Garud K. S., Seo J. H., Patil M. S., Bang Y. M., Pyo Y. D., Chong-Pyo C. P., Lee M. Y.: *Thermal–electrical–structural performances of hot heat exchanger with different internal fins of thermoelectric generator for low power generation application*. Journal of Thermal Analysis and Calorimetry, 2020, 143,1, 387–419. <https://doi.org/10.1007/s10973-020-09553-7>.
- [64] Goldsmid H. J.: *Bismuth Telluride and Its Alloys as Materials for Thermoelectric Generation*. Materials, 2014, 7, 2577–2592. <https://doi:10.3390/ma7042577>.
- [65] Gospodarczyk A., Majcher A., Mrozek M., Przybylski J., Neska M.: *Układ do precyzyjnego zasilania magnetronowych źródeł plazmy*. Problemy Eksploatacji, 2011, 4, 149–159.
- [66] Gould C. A.: *Thermoelectric water meter energy harvesting*. Journal of Physics: Conference Series, IOP Publishing: Bristol, UK, 2020, 012010, 1–11. <https://doi:10.1088/1742-6596/1534/1/012010>.
- [67] Goupil C., Seifert W., Zabrocki K., Muller E., Snyder G. J.: *Thermodynamics of Thermoelectric Phenomena and Applications*. Entropy, 2011, 13, 1481–1517. <https://doi:10.3390/e13081481>.
- [68] Goyal P., Baredar P., Mittal A., Siddiqui A. R.: *Adsorption refrigeration technology – An overview of theory and its solar energy applications*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2016, 53, 1389–1410. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.09.027>.
- [69] Gupta R., Puri I. K.: *Waste heat recovery in a data center with an adsorption chiller: Technical and economic analysis*. Energy Conversion and Management, 2021, 245, 114576, 1–13. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2021.114576>.
- [70] Gwadera M., Kupiec K.: *Adsorpcyjne układy chłodnicze*. Inżynieria i Aparatura Chemiczna, 2011, 50, 5, 38–39.

- 
- [71] Hach: *Spektrofotometr UV VIS DR6000*. <https://pl.hach.com/spektrofotometry/spektrofotometr-uv-vis-dr6000/family?productCategoryId=24970660335>. (dostęp: grudzień 2021).
- [72] Hach: *Test kuwetowy twardości resztkowej wody 0,02-0,6 °dH*. <https://pl.hach.com/test-kuwetowy-twardosci-resztkowej-wody-0-02-0-6-dh/product-details?id=26370286485>. (dostęp: grudzień 2021).
- [73] Halon T., Pelinska-Olko E., Szyc M., Zajaczkowski B.: *Predicting Performance of a District Heat Powered Adsorption Chiller by Means of an Artificial Neural Network*. *Energies*, 2019; 12, 3328, 1–11. <https://doi.org/10.3390/en12173328>.
- [74] Hasaka M., Aki T., Morimura T., Kondo S. I.: *Thermoelectric properties of Cu-Sn-S*. *Energy Conversion and Management*. 1997, 38, 855–859. [https://doi.org/10.1016/S0196-8904\(96\)00098-2](https://doi.org/10.1016/S0196-8904(96)00098-2).
- [75] Hájovský R., Pieš M., Richtár L.: *Analysis of the Appropriateness of the Use of Peltier Cells as Energy Sources*. *Sensors*, 2016, 16, 760, 1–13. <https://doi.org/10.3390/s16060760>.
- [76] Hebei I. T.: *Thermoelectric Cooler TEC1-12730*. Datasheet, rev. 2.03. <http://www.hebeiltd.com.cn/peltier.datasheet/TEC1-12730.pdf>. (dostęp: październik 2020).
- [77] Hema S., Vinodini D., Fathima K.: *Thermoelectric power generation system by using TEG module*. *International Journal of Pure and Applied Mathematics*, 2018, 119, 15, 137–143. ISSN: 1314-3395.
- [78] Hildbrand C., Dind P., Pons M., Buchter F.: *A new solar powered adsorption refrigerator with high performance*. *Solar Energy*, 2004, 77, 311–318.
- [79] Howe T. M., Howe S. D., Miller J. R., Campbell N. S.: *Advanced Thermoelectric Power Generation System for Low Enriched Uranium Fuel Reactors*. *International Conference on Environmental Systems ICES-2020-180*, 2020, Howe Industries LLC, 1–11.
- [80] Hussain Q., Brigham D., Maranville C.: *Thermoelectric Exhaust Heat Recovery for Hybrid Vehicles*. *SAE Int. J. Engines*. 2009, 2, 1, 1132–1142.
- [81] Ioffe A. F.: *Semiconductor Thermoelements and Thermoelectric Cooling*. Wyd. Infosearch Ltd., London, 1957.
- [82] Irshad K., Habib K., Thirumalaiswamy N., Saha B. B.: *Performance analysis of a thermoelectric air duct system for energy-efficient buildings*. *Energy*, 2015, 91, 1009–1017. <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2015.08.102>.
- [83] Jadwiszczak P., Sidorczyk M.: *Produkcja energii elektrycznej z ciepła za pomocą ogniwi TEG; charakterystyki termoelektryczne termogeneratorów*. *Rynek instalacyjny*, 2016, 4, 38–42.
- [84] Jaibhavani K. S., Gunaseeli C. C., Karthick A., Kaviya T. Kiruthiga D.: *Waste heat recovery using thermoelectric generator from an engine*. *IJARIIIE-ISSN(O)-2395-4396*, 2020, 6, 2, 11474, 102–106.
- [85] Jaskólski M. F.: *Adsorpcyjne osuszanie powietrza w zastosowaniu do klimatyzacji*. Wyd. Politechniki Gdańskiej, Gdańsk, 2009. ISBN 9788373482739.
- [86] Jaziri N., Boughamoura A., Müller J.: *A comprehensive review of Thermoelectric Generators: Technologies and common applications*. *Energy Reports*, 2020, 6, 264–287. <https://doi.org/10.1016/j.egy.2019.12.011>.

- 
- [87] JCGM 100: 2008: *Evaluation of measurement data — Guide to the expression of uncertainty in measurement*. GUM, 2008. [https://www.bipm.org/documents/20126/2071204/JCGM\\_100\\_2008\\_E.pdf/cb0ef43f-baa5-11cf-3f85-4dcd86f77bd6](https://www.bipm.org/documents/20126/2071204/JCGM_100_2008_E.pdf/cb0ef43f-baa5-11cf-3f85-4dcd86f77bd6) (dostęp: maj 2022).
- [88] Jiangzhou S., Wang R. Z., Lu Y. Z., Xu Y. X. i inni: *Locomotive driver cabin adsorption air-conditioner*. *Renewable Energy*, 2003, 28, 1659–1670.
- [89] Józwiak W., Kozioł S., Matecki K., Neska M., Przybylski J., Wiśniewski M., Zbrowski A., Zimmiewska M., Konczewicz W., Kicińska-Jakubowska A., Mańkowski J.: *A prototype of a technological line for processing decorticated flax fibre*. *Journal of Machine Construction and Maintenance. Problemy Eksploatacji*, 1/2017, 73–79.
- [90] Juwen: *NLW Nagrzewnice Lamelowe Wodne*. [https://www.juwent.com.pl/32/i,62,c,20/produkty/ogrzewanie/wymienniki\\_ciepla/nagrzewnice\\_ramowe\\_wodne\\_nlw](https://www.juwent.com.pl/32/i,62,c,20/produkty/ogrzewanie/wymienniki_ciepla/nagrzewnice_ramowe_wodne_nlw). (dostęp: styczeń 2022).
- [91] Kalawa W., Rompska N., Wolny M.: *Analiza techniczno-ekonomiczna produkcji chłodu z wykorzystaniem miejskiej sieci ciepłowniczej*. AGH Wyd. Energetyki i Paliw, Koło Naukowe Energetyków Ignis, Kraków, 2015. <https://docplayer.pl/38175835-Analiza-techniczno-ekonomiczna-produkcji-chlodu-z-wykorzystaniem-miejskiej-sieci-cieplowniczej.html>. (dostęp: maj 2022)
- [92] Karthick K., Suresh S., Muaaz M., Hussain M. D., Ali H. M., Kumar C. S. S.: *Evaluation of solar thermal system configurations for thermoelectric generator applications: A critical review*. *Solar Energy*, 2019, 188, 111–142. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2019.05.075>.
- [93] Kaushik S. C., Mahesh A.: *Solar adsorption cooling system: some materials and collectors aspects*. SOLAR 2013 Conference Including Proceedings of 42nd ASES Annual Conference Proceedings of 38th National Passive Solar Conference. 2013, April 16-20, North America, 1–8.
- [94] Khattab N. M.: *A novel solar-powered adsorption refrigeration module*. *Applied Thermal Engineering*, 2004, 24, 2747–2760.
- [95] Kidegho G., Kinyua R., Muriithi C., Njoka F.: *Innovative Solar Photovoltaic and Thermoelectric Power Generator for a Recirculating Aquaculture System*. *International Journal of Renewable Energy Research*, 2020, 10, 3, 1111–1124.
- [96] Kielcew N. W.: *Podstawy techniki adsorpcyjnej*. WNT, Warszawa, 1980.
- [97] Kim M., Park D., Kim J.: *Thermoelectric Generator Using Polyaniline-Coated Sb<sub>2</sub>Se<sub>3</sub>/β-Cu<sub>2</sub>Se Flexible Thermoelectric Films*. *Polymers*, 2021, 13, 1518, 1–11. <https://doi.org/10.3390/polym13091518>.
- [98] Kin L. K., Baheta A. T., Habib K.: *Analytical Investigation of Thermoelectric Performance for Cooling Application*. *Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences*, 2018, 46, 1, 32–40.
- [99] Knaebel K. S.: *Adsorbent Selection*. Adsorption Research Inc, 2004, Dublin, Ohio, 43016.

- 
- [100] KOBIZE: *Wskaźniki emisyjności CO<sub>2</sub>, SO<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub>, CO i pyłu całkowitego dla energii elektrycznej, na podstawie informacji zawartych w krajowej bazie o emisjach gazów cieplarnianych i innych substancji za 2020 rok*. IOŚ-PIB, 2021, Warszawa. [https://www.kobize.pl/uploads/materialy/materialy\\_do\\_pobrania/wskazniki\\_emisyjnosc/Wskazniki\\_emisyjnosc\\_grudzien\\_2021.pdf](https://www.kobize.pl/uploads/materialy/materialy_do_pobrania/wskazniki_emisyjnosc/Wskazniki_emisyjnosc_grudzien_2021.pdf). (dostęp: maj 2022).
- [101] Kobold: *OEM – Pressure sensor for universal application Piezoresistive/Thin film Model SEN-3297*. [https://koboldperu.com/storage/2019/November/week1/107126\\_p\\_9461\\_p2gb\\_sen-3297.pdf](https://koboldperu.com/storage/2019/November/week1/107126_p_9461_p2gb_sen-3297.pdf). (dostęp: wrzesień 2018).
- [102] Kobold: *Pływakowe sygnalizatory poziomego typu NKP*. [https://www.kobold.com/uploads/files/n1pl\\_nkp.pdf](https://www.kobold.com/uploads/files/n1pl_nkp.pdf). (dostęp: grudzień 2021).
- [103] Kobold: *Przepływomierz Elektromagnetyczny konstrukcja w całości metalowa Model MIM*. <https://www.kobold.com/uploads/files/mim-pl-przeplyw.pdf>. (dostęp: styczeń 2022).
- [104] Kobold: *Ultrasonic Flowmeter/Monitor/Counter/Dosing Unit DUK*. <https://www.kobold.com/uploads/files/duk-gb-flow.pdf>. (dostęp: styczeń 2022).
- [105] Konfe A., Kam S., Ousmane M., Bathiebo D. J.: *Comparative thermodynamic study of five couples used in solar cooling with adsorption by simulation*. British Journal of Applied Science & Technology, 2016, 17, 2, 1–17.
- [106] Królicka A., Hruban A., Mirowska A.: *Nowoczesne materiały termoelektryczne – przegląd literaturowy*. Materiały Elektroniczne, 2012, 40, 4, 19–34.
- [107] Krzywanski J. i inni: *Adsorption chiller in a combined heating and cooling system: simulation and optimization by neural networks*. Bulletin of the Polish Academy of Sciences, Technical Sciences, 2021, 69, 3, 1–11. <https://doi:10.24425/bpasts.2021.137054>.
- [108] Kumar P. M., Babu V. J., Subramanian A., Bandla A. i inni: *The Design of a Thermoelectric Generator and Its Medical Applications*. Designs, 2019, 3, 22, 1–26. <http://doi:10.3390/designs3020022>.
- [109] Kwan T. H., Wu X.: *TEG Maximum Power Point Tracking using an Adaptive Duty Cycle Scaling Algorithm*. Energy Procedia, 2017, 105, 14–27. <https://doi:10.1016/j.egypro.2017.03.274>.
- [110] Kwaśniewski J.: *Sterowniki PLC w praktyce inżynierskiej*. Wyd. BTC, Legionowo, wyd. I, 2008.
- [111] Lai H. M.: *An enhanced adsorption cycle operated by periodic reversal forced convection*. Applied Thermal Engineering, 2000, 20, 7, 595–617. [https://doi:10.1016/S1359-4311\(99\)00036-8](https://doi:10.1016/S1359-4311(99)00036-8).
- [112] Laird I., Lu D. D. C.: *High step-up DC/DC topology and MPPT algorithm for use with a thermoelectric generator*. IEEE Transactions on Power Electronics, 2013, 28, 7, 3147–3157. <https://doi:10.1109/TPEL.2012.2219393>.
- [113] Lee H.: *Optimal design of thermoelectric devices with dimensional analysis*. Applied Energy, 2013, 106, 79–88. <https://doi:10.1016/J.APENERGY.2013.01.052>.
- [114] Lee W. S., Park M. J., Duong X. Q., Cao N. V., Chung J. D.: *Effects of Evaporator and Condenser in the Analysis of Adsorption Chillers*. Energies, 2020, 13, 1901, 1–14.

- 
- [115] LEM International: *Current Transducer LA 25-NP*. N° 97.08.19.000.0, 17 June 2021/ version 15, [www.lem.com](http://www.lem.com). (dostęp: październik 2021).
- [116] LEM International: *Voltage Transducer LV 25-P*. N° 97.27.19.000.0, 8 July 2021/version 20, [www.lem.com](http://www.lem.com). (dostęp: październik 2021).
- [117] Li K., Garrison G., Zhu Y., Horne R., Petty S.: *Cost Estimation of Thermoelectric Generators*. PROCEEDINGS, 46th Workshop on Geothermal Reservoir Engineering, Stanford University, Stanford, California, 15–17 February, 2021, SGP-TR-218, 1–8.
- [118] Li M., Sun C. J., Wang R. Z., Cai W. D.: *Development of no valve solar ice maker*. Applied Thermal Engineering, 2004, 24, 865–872.
- [119] Li X. H., Hou X., Zhang X., Yuan Z. X.: *A review on development of adsorption cooling-Novel beds and advanced cycles*. Energy Conversion and Management, 2015, 94, 221–232. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.01.076>.
- [120] Li Y., Wang R. Z.: *Adsorption refrigeration: a survey of novel technologies*. Recent Patents on Engineering, 2007, 1, 1–21.
- [121] Liu C., Pan X., Zheng X., Yan Y., Li W.: *An experimental study of a novel prototype for two-stage thermoelectric generator from vehicle exhaust*. Journal of the Energy Institute, 2016, 89, 2, 271–281. <https://doi.org/10.1016/j.joei.2015.01.019>.
- [122] Lorenzi B., Mariani P., Reale A., Di Carlo A. i inni: *Practical development of efficient thermoelectric - photovoltaic hybrid systems based on wide-gap solar cells*. Applied Energy, 2021, 300, 117343, 1–10. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2021.117343>.
- [123] Lu Z., Wang R., Xia Z., Gong L.: *Experimental investigation adsorption chillers using micro-porous silica gel–water and compound adsorbent-methanol*. Energy Conversion and Management, 2013, 65, 430–437.
- [124] Lu Z. S., Wang R. Z., Wang L. W., Chen C. J.: *Performance analysis of an adsorption refrigerator using activated carbon in a compound adsorbent*. Carbon, 2006, 44, 747–752. <https://doi.org/10.1016/j.carbon.2005.09.016>.
- [125] Lv S., Qian Z., Hu D., Li X., He W.: *A Comprehensive Review of Strategies and Approaches for Enhancing the Performance of Thermoelectric Module*. Energies, 2020, 13, 3142. <https://doi.org/10.3390/en13123142>.
- [126] Machacek Z., Walendziuk W., Sotola V., Slanina Z., Petras R., Schneider M., Masny Z., Idzkowski A., Koziorek J.: *An Investigation of Thermoelectric Generators Used as Energy Harvesters in a Water Consumption Meter Application*. Energies, 2021, 14, 3768. <https://doi.org/10.3390/en14133768>.
- [127] Maeda S., Thu K., Matuyama T., Miyazaki T.: *Critical Review on the Developments and Future Aspects of Adsorption Heat Pumps for Automobile Air Conditioning*. Applied Sciences, 2018, 8, 2061, 1–24. <https://doi.org/10.3390/app8112061>.
- [128] Mahesh A.: *Solar collectors and adsorption materials aspects of cooling system*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2017, 73, 1300–1312. <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2017.01.144>.

- 
- [129] Majcher A., Neska M., Mrozek M.: *Waste heat recovery with the use of thermoelectric generators – a research station*. Journal of Machine Construction and Maintenance. 4/2019, 115, 83–89.
- [130] Majcher A., Żurek-Mortka M., Neska M., Mrozek M.: *Urządzenie do wytwarzania energii elektrycznej z ciepła odpadowego z wykorzystaniem termoelektrycznych generatorów oraz agregatu adsorpcyjnego*. Zgłoszenie patentowe P.438226 z dnia 22.06.2021 r.
- [131] Mamur H., Bhuiyan M. R. A., Korkmaz F., Nil M.: *A review on bismuth telluride ( $\text{Bi}_2\text{Te}_3$ ) nanostructure for thermoelectric applications*. Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2018, 82, 4159–4169. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.10.112>.
- [132] Manila M. R., Mitra S., Dutta P.: *Studies on dynamics of two-stage air cooled water/silica gel adsorption system*. Applied Thermal Engineering, 2020, 178, 115552.
- [133] McCarty R., Piper R.: *Voltage–current curves to characterize thermoelectric generators*. Journal of Electronic Materials, 2015, 44, 6, 1896–1901.
- [134] Meng J. H., Wang X. D., Chen W. H.: *Performance investigation and design optimization of a thermoelectric generator applied in automobile exhaust waste heat recovery*. Energy Conversion and Management, 2016, 120, 71–80. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2016.04.080>.
- [135] Mettler Toledo: *pH-metry SevenExcellence*. [https://www.mt.com/pl/pl/home/products/Laboratory\\_Analytics\\_Browse/pH-meter/benchtop-pH-meter/sevenexcellence.html](https://www.mt.com/pl/pl/home/products/Laboratory_Analytics_Browse/pH-meter/benchtop-pH-meter/sevenexcellence.html). (dostęp: styczeń 2022).
- [136] Miles D., Shelton S.: *Design and testing of a solid-sorption heat-pump system*. Applied Thermal Engineering, 1996, 16, 5, 389–394. [https://doi.org/10.1016/1359-4311\(95\)00021-6](https://doi.org/10.1016/1359-4311(95)00021-6).
- [137] Mitra S., Thu K. i inni: *Modeling study of two-stage, multi-bed air cooled silica gel + water adsorption cooling cum desalination system*. Applied Thermal Engineering, 2017, 114, 704–712.
- [138] Mohamed H. A., Abd-Latef M.: *Experimental study for the performance of a modified solar ice maker*. Journal of Applied Sciences Research, 2012, 8, 8, 4645–4655.
- [139] Mohammed R. H., Mesalhy O., Elsayed M. L., Chow E. M. L.: *Assessment of numerical models in the evaluation of adsorption cooling system performance*. International Journal of Refrigeration, 2019, 99, 166–175.
- [140] Mohammed R. H., Mesalhy O., Elsayed M. L., Hou S., Su M., Chow L. C.: *Physical properties and adsorption kinetics of silica-gel/water for adsorption chillers*. Applied Thermal Engineering, 2018, 137, 368–376. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.03.088>.
- [141] Mohammed R. H., Mesalhy O., Elsayed M. L., Su M., Chow L. C.: *Revisiting the adsorption equilibrium equations of silica-gel/water for adsorption cooling applications*. International Journal of Refrigeration, 2018, 86, 40–47. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.10.038>.

- 
- [142] Mrozek M., Majcher A.: *Application of thermoelectric generators for electrical energy production with a low-temperature heating source*. Journal of Machine Construction and Maintenance - Problemy Eksploatacji, 2017, 4, 123–130.
- [143] Mrozek M., Majcher A., Neska M.: *Przekształtnik energoelektroniczny do współpracy z generatorami termoelektrycznymi*. Zeszyty Energetyczne. Wyd. Politechniki Wrocławskiej, 2020, VII, 303–314.
- [144] Mrozek M., Majcher A., Neska M.: *Thermoelectric heat exchanger*. Journal of Machine Construction and Maintenance, 2019, 4, 115, 91–97.
- [145] Mulik M., Bożym M.: *Wpływ jakości wody na tworzenie się produktów korozji i kamienia kotłowego w instalacjach c.o i c.w.u.* Rynek Instalacyjny, 2017, 5, 84–88.
- [146] Nasruddin, Taufan A., Manga A. i inni: *Simulation of adsorber tube diameter's effect on new design silica gel-water adsorption chiller*. AIP Conference Proceedings, 2017, 1826, 020015, 1–10. <https://doi.org/10.1063/1.4979231>.
- [147] National Instruments: *DATASHEET NI 9207*. [https://www.ni.com/pdf/manuals/375206b\\_02.pdf](https://www.ni.com/pdf/manuals/375206b_02.pdf). (dostęp: luty 2022).
- [148] National Instruments: *DATASHEET NI 9208*. [https://www.ni.com/pdf/manuals/375170b\\_02.pdf](https://www.ni.com/pdf/manuals/375170b_02.pdf). (dostęp: luty 2022).
- [149] National Instruments: *DATASHEET NI 9263*. [https://www.ni.com/pdf/manuals/373781b\\_02.pdf](https://www.ni.com/pdf/manuals/373781b_02.pdf). (dostęp: luty 2022).
- [150] National Instruments: *DATASHEET NI 9265*. [https://www.ni.com/pdf/manuals/374067a\\_02.pdf](https://www.ni.com/pdf/manuals/374067a_02.pdf). (dostęp: luty 2022).
- [151] National Instruments: *DATASHEET NI 9375*. [https://www.ni.com/pdf/manuals/374644a\\_02.pdf](https://www.ni.com/pdf/manuals/374644a_02.pdf). (dostęp: luty 2022).
- [152] National Instruments: *LabVIEW user manual*. <https://www.ni.com/pdf/manuals/320999e.pdf>. (dostęp: luty 2022).
- [153] National Instruments: *Operating instructions and specifications NI 9225*. <https://www.ni.com/pdf/manuals/374707e.pdf>. (dostęp: luty 2022).
- [154] National Instruments: *Operating instructions and specifications NI 9227*. <https://www.ni.com/pdf/manuals/375101e.pdf>. (dostęp: luty 2022).
- [155] National Instruments: *Specifications cDAQ™-9189*. <https://www.ni.com/pdf/manuals/376607a.pdf>. (dostęp: luty 2022).
- [156] Neska M.: *Analiza adsorpcyjnych układów chłodzenia*. Możliwości i Horyzonty Ekoinnowacyjności. Samowystarczalność energetyczna i poprawa jakości powietrza. Wyd. Instytut Ochrony Środowiska-PIB, Warszawa, 2017, 96–108. ISBN 978-83-60312-44-5.
- [157] Neska M.: *Analiza konstrukcji adsorbera wybranych adsorpcyjnych układów chłodniczych*. Rozdział w Monografii: Bezpieczeństwo energetyczne, energetyka, cykl: rynki surowców i energii, poszukiwania naukowe w dobie transformacji energetycznej. Wyd. FNCE, Poznań, 2020, 526–541. ISBN 978-83-66264-92-2.
- [158] Neska M.: *Refrigeration systems with one adsorption bed*. DEStech Transactions on Computer Science and Engineering. Materiały konferencyjne: 5th International Scientific and Business Conference-Future Engineering 2019, 145–158. ISBN: 978-1-60595-632-9. <https://doi:10.12783/dtcse/fe2019/30683>.

- 
- [159] Neska M.: *Refrigeration systems with one adsorption bed*. Journal of Machine Construction and Maintenance, 2019, 2, 113, 121–129.
- [160] Neska M., Majcher A.: *Estimation of the uncertainty of measurement in a two-channel system for tests on the intensity of infrared radiation*. Problemy Eksploatacji – Maintenance Problems, 2014, 3, 45–55.
- [161] Neska M., Majcher A.: *Koncepcja sterowania adsorpcyjnego układu chłodniczego małej mocy*. Możliwości i Horyzonty Ekoinnowacyjności. Zielona energia. Wyd. Politechniki Częstochowskiej, Częstochowa, 2018, 141–153. ISBN 978-83-66017-26-9.
- [162] Neska M., Majcher A., Przybylski J.: *Low cost control system for setting low constant and cyclically alternating loads*. Problemy Eksploatacji, 2011, 2, 289–296.
- [163] Neska M., Majcher A., Przybylski J.: *System sterowania modułu zamkniętego obiegu cieczy linii technologicznej do kotonizacji lnu*. Monografia: Możliwości i Horyzonty Ekoinnowacyjności. Procesy zwiększające efektywność energetyczną w świetle ekorozwoju. Wyd. Instytut Ochrony Środowiska-PIB, Warszawa, 2017, 108–120. ISBN 978-83-60312-43-8.
- [164] Neska M., Mroczkowski P., Czajka P., Majcher A.: *Ocena instalacji fotowoltaicznej - analiza przypadku*. Możliwości i Horyzonty Ekoinnowacyjności. Zrównoważony rozwój i ekoinnowacyjność w elektroenergetyce. Instytut Naukowo-Wydawniczy „Spatium”, Radom, 2015, 137–147. ISBN 978-83-62805-89-1.
- [165] Neska M., Mrozek M., Żurek-Mortka M., Majcher A.: *Analysis of the parameters of the two-sections hot side heat exchanger of the module with thermoelectric generators*. Energies, 2021, 14, 5169, 1–15. <https://doi.org/10.3390/en14165169>.
- [166] Neska M. C., Opara T. A.: *Uncertainty of pressure measurement in a single-bed adsorber*. Metrology and Measurement Systems, 2022, 29, 1, 93–108. [https://doi:10.24425/mms.2022.138544](https://doi.org/10.24425/mms.2022.138544).
- [167] Neska M., Pawelec E.: *Device for adhesion tests of lubricants*. Problemy Eksploatacji – Maintenance Problems, 2016, 3, 102, 91–99. ISSN: 1232-9312.
- [168] Neska M., Przybylski J., Majcher A.: *Control system of a prototype technological line for processing decorticated flax fibre*. Journal of Machine Construction and Maintenance, 2018, 2, 109, 123–130.
- [169] Neska M., Żurek-Mortka M.: *Modelowy system odzysku ciepła odpadowego z adsorpcyjnym układem chłodniczym*. Sprawozdanie z realizacji zadania: Subwencja Ministerstwa Edukacji i Nauki (Decyzja nr 2/CŁ-Inst./2021 z dnia 26 marca 2021 roku) na finansowanie działalności bieżącej Łukasiewicz - Instytutu Technologii Eksploatacji w 2021 roku, zlec. wewnętrzne (GBSS) nr 02.949, 1–63.
- [170] Nise N. S.: *Control Systems Engineering*. John Wiley & Sons, USA, 4th edition, 2004.
- [171] Ochieng A. O., Megahed T. F., Ookawara S., Hassan H.: *Comprehensive review in waste heat recovery in different thermal energy-consuming processes using thermoelectric generators for electrical power generation*. Process Safety and Environmental Protection, 2022, 162, 134–154. <https://doi.org/10.1016/j.psep.2022.03.070>.



- [172] Oliveira R. G.: *Solar powered sorption refrigeration and air conditioning*. Refrigeration: Theory, Technology and Applications. Mikkel E. L., Nova Science Publishers Inc., New York, 2011, 4, 205–238. ISBN: 978-1-61668-930-8.
- [173] Ościk J.: *Adsorpcja*. PWN, wyd. 2, Warszawa, 1979.
- [174] Pan Q., Peng J., Wang R.: *Experimental study of an adsorption chiller for extra low temperature waste heat utilization*. Applied Thermal Engineering, 2019, 163 114341, 1–8. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114341>.
- [175] Pan Y., Aydemir U., Grovogui J. A., Witting I. T. i inni: *Melt-Centrifuged (Bi,Sb)<sub>2</sub>Te<sub>3</sub>: Engineering Microstructure toward High Thermoelectric Efficiency*. Advanced Materials, 2018, 30, 1802016. <https://doi.org/10.1002/adma.201802016>.
- [176] Parashchuk T., Horichok I., Kosonowski A., Cherniushok O., Wyzga P., Cempura G., Kruk A., Wojciechowski K. T.: *Insight into the transport properties and enhanced thermoelectric performance of n-type Pb<sub>1-x</sub>Sb<sub>x</sub>Te*. Journal of Alloys and Compounds, 2021, 860, 158355. <https://doi.org/10.1016/j.jallcom.2020.158355>.
- [177] Pei Y., Shi X., LaLonde A., Wang H., Chen L., Snyder G. J.: *Convergence of electronic bands for high performance bulk thermoelectrics*. Nature, 2011, 473, 66–69.
- [178] Pfeiffelmann B., Benim A. C., Joos F.: *Water-Cooled Thermoelectric Generators for Improved Net Output Power: A Review*. Energies, 2021, 14, 8329, 1–29. <https://doi.org/10.3390/en14248329>.
- [179] P.H.W.U. Chełchowski: *Naczynie wyrównawcze ze stali nierdzewnej*. [https://www.chelchowski.pl/pliki/karty/NACZYINKO\\_ZE\\_STALI\\_NIERDZEWNEJ.pdf](https://www.chelchowski.pl/pliki/karty/NACZYINKO_ZE_STALI_NIERDZEWNEJ.pdf). (dostęp: grudzień 2021).
- [180] P.H.W.U. Chełchowski: *Podgrzewacze wody z wężownicą spiralną*. <https://www.chelchowski.pl/>. (dostęp: styczeń 2022).
- [181] Pires J., Pinto M. L., Guil J. M.: *Heats of adsorption from the Dubinin-Astakhov model applied to the characterization of pillared interlayered clays (PILCs)*. Adsorption, 2011, 17, 287–292. <https://doi.org/10.1007/s10450-010-9283-5>.
- [182] PN-EN 12952-12:2006: *Kotły wodnorurowe i urządzenia pomocnicze. Część 12: Wymagania dotyczące jakości wody zasilającej i wody kotłowej*.
- [183] PN-85/C-04601: *Woda do celów energetycznych. Wymagania i badania jakości wody dla kotłów wodnych i zamkniętych obiegów ciepłowniczych*.
- [184] PN-93/C-04607: *Woda w instalacjach ogrzewania. Wymagania i badania dotyczące jakości wody*.
- [185] Pons M., Guillemintot J. J.: *Design of an experimental solar-powered, solid-adsorption ice maker*. Journal of Solar Energy Engineering, 1986, 108, 4, 332–337. <https://doi.org/10.1115/1.3268115>.
- [186] Poudel B., Hao Q., Ma Y., Lan Y. i inni: *High-Thermoelectric Performance of Nanostructured Bismuth Antimony Telluride Bulk Alloys*. Science. 2008, 320, 5876, 634–638. <https://doi.org/10.1126/science.1156446>.
- [187] Pramanick A. K., Das P. K.: *Constructal design of a thermoelectric device*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2006, 49, 1420–1429.
- [188] Przybylski J., Majcher A., Neska M.: *Reconfigurable control system for a PA-PVD technology test stand*. Solid State Phenomena, 2015, 220–221, 504–509.

- 
- [189] Pudlik W.: *Termodynamika*. Wyd. Politechniki Gdańskiej, Gdańsk, 2021. ISBN 978-83-7348-798-7.
- [190] Pyrka P.: *Modelowanie trójzłożowej chłodziarki adsorpcyjnej*. Zesz. Energ. Politech. Wrocławskiej, 2014, I, 205–216.
- [191] Quan R., Liu G., Wang C., Zhou W., Huang L., Deng Y.: *Performance Investigation of an Exhaust Thermoelectric Generator for Military SUV Application*. *Coatings*, 2018, 8, 45, 1–18. <https://doi:10.3390/coatings8010045>.
- [192] Ramadan A., Muftah K., Omran A. G., Aloud S. E.: *Theoretical Study for an Adsorption Refrigerator*. *Solar Energy and Sustainable Development*, 2019, 8, 1, 23–34.
- [193] Ramji H. R., Leo S. L., Tan I. A. W., Abdullah M. O.: *Comparative study of three different adsorbent-adsorbate working pairs for a waste heat driven adsorption air conditioning system based on simulation*. *IJRRAS*, 2014, 18, 2, 109–121.
- [194] Ratyńska J.: *Zarys miernictwa elektrycznego i elektronicznego*. Wyd. Politechniki Radomskiej, Radom, 2005.
- [195] Renge S., Barhaiya Y., Pant S., Sharma S.: *A Review on Generation of Electricity using Peltier Module*. *International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT)*, IJERTV6IS010308, 2017, 6, 1, 453–457. ISSN: 2278-0181.
- [196] Rezania A., Rosendahl L. A.: *Thermal effect of a thermoelectric generator on parallel microchannel heat sink*. *Energy*, 2012, 37, 1, 220–227. <https://doi:10.1016/j.energy.2011.11.043>.
- [197] Riffat S. B., Ma X.: *Review thermoelectrics: a review of present and potential applications*. *Applied Thermal Engineering*, 2003, 23, 913–935. [https://doi:10.1016/S1359-4311\(03\)00012-7](https://doi:10.1016/S1359-4311(03)00012-7).
- [198] Rowe D. M.: *CRC Handbook of Thermoelectrics*. Wyd. CRC Press LLC, London, 1995.
- [199] Rowe D. M.: *Thermoelectrics Handbook: macro to nano*. Boca Raton, 2006, 1–9.
- [200] Ryńska J.: *Woda kotłowa i instalacyjna*. Rynek Instalacyjny, 2019, 10, 42–45.
- [201] Sah R. P., Choudhury B., Das R. K., Sur A.: *An overview of modelling techniques employed for performance simulation of low-grade heat operated adsorption cooling systems*. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2017, 74, 364–376. <https://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2017.02.062>.
- [202] Saha B. B., Akisawa A., Kashiwagi T.: *Solar/waste heat driven two-stage adsorption chiller: the prototype*. *Renewable Energy*, 2001, 23, 93–101.
- [203] Sayed K., Almutairi A. i inni: *A Review of DC-AC Converters for Electric Vehicle Applications*. *Energies*, 2022, 15, 1241, 1–32. <https://doi.org/10.3390/en15031241>.
- [204] Schneider Electric: *Modicon TM5, Analog I/O Modules, Hardware Guide*. [03/2018, EIO0000000450.06]. [https://download.schneider-electric.com/files?p\\_enDocType=User+guide&p\\_File\\_Name=EIO0000000450.06.pdf&p\\_Doc\\_Ref=EIO0000000450](https://download.schneider-electric.com/files?p_enDocType=User+guide&p_File_Name=EIO0000000450.06.pdf&p_Doc_Ref=EIO0000000450). (dostęp: listopad 2021).
- [205] Schneider Electric: *Product data sheet Modicon M258*. <https://www.se.com/ww/en/product/download-pdf/TM258LD42DT4L>. (dostęp: styczeń 2022).
- [206] Schneider Electric: *Product data sheet SoMachine Software*. <https://www.se.com/ww/en/product/download-pdf/SOMNACS43>. (dostęp: luty 2022).

- 
- [207] Schneider Electric: *Product data sheet TM5SAI4L*. <https://www.se.com/ww/en/product/download-pdf/TM5SAI4L>. (dostęp: luty 2022).
- [208] Schneider Electric: *Product data sheet TM5SAO2L*. <https://www.se.com/ww/en/product/download-pdf/TM5SAO2L>. (dostęp: luty 2022).
- [209] Schneider Electric: *Product data sheet TM5SAO4L*. <https://www.se.com/ww/en/product/download-pdf/TM5SAO4L>. (dostęp: luty 2022).
- [210] Schneider Electric: *Product data sheet TM5SDO12T*. <https://www.se.com/ww/en/product/download-pdf/TM5SDO12T>. (dostęp: luty 2022).
- [211] Semprini S., Asenbeck S., Kerskes H., Druck H.: *Experimental and numerical investigations of an adsorption water zeolite heat storage for refrigeration applications*. Energy Procedia, 2017, 135, 513–521.
- [212] Sharafian A., Bahrami M.: *Assessment of adsorber bed designs in waste-heat driven adsorption cooling systems for vehicle air conditioning and refrigeration*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2014, 30, 440–451. <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2013.10.031>.
- [213] Sharafian A., Mehr S. M. N., Thimmaiah P. C., Huttema W., Bahrami M.: *Effects of adsorbent mass and number of adsorber beds on the performance of a waste heat-driven adsorption cooling system for vehicle air conditioning applications*. Energy, 2016, 112, 481–493. <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2016.06.099>.
- [214] Shi B., Elsayed A., AL-Dadah R. K., Mahmoud S.: *CFD Simulation of Honeycomb Adsorption Bed for Automotive Cooling System*. Proceedings of the International Conference on Heat Transfer and Fluid Flow, Prague, Czech Republic. 2014, 180, 1–7.
- [215] Shmroukh A. N., Ali A. H. H., Ookawara S.: *Adsorption working pairs for adsorption cooling chillers: A review based on adsorption capacity and environmental impact*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2015, 50, 445–456. <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2015.05.035>.
- [216] Shuai J., Sun Y., Tan X., Mori T.: *Manipulating the Ge Vacancies and Ge Precipitates through Cr Doping for Realizing the High-Performance GeTe Thermoelectric Material*. Small, 2020, 16, e1906921. <https://doi.org/10.1002/smll.201906921>.
- [217] Snyder G. S., Snyder A. H.: *Figure of merit ZT of a thermoelectric device defined from materials properties*. Energy & Environmental Science, 2017, 11, 1–6.
- [218] Staniszewski B.: *Termodynamika*. Wyd. PWN, Warszawa, 1982. ISBN 83-01-03151-4.
- [219] Stefaniak J.: *Chłodziarka absorpcyjna w solarnych układach klimatyzacyjnych jako przykład nowoczesnej technologii dla zrównoważonego rozwoju*. Annual Set The Environment Protection, Rocznik Ochrona Środowiska, 2013, 15, 1216–1227. ISSN 1506-218X.
- [220] Su C. Q., Zhan W. W., Shen S.: *Thermal Optimization of the Heat Exchanger in the Vehicular Waste-Heat Thermoelectric Generations*. Journal of Electronic Materials, 2012, 41, 6, 1693–1697. <https://doi.org/10.1007/s11664-012-2095-5>.
- [221] Sumathy K., Yeung K. H., Yong L.: *Technology development in the solar adsorption refrigeration systems*. Progress in Energy and Combustion Science, 2003, 29, 301–327.

- 
- [222] Sur A., Das R. K.: *Experimental investigation on waste heat driven activated carbon-methanol adsorption cooling system*. J. Brazilian Soc. Mech. Sci. Eng., 2017, 39, 7, 2735–2746.
- [223] Sur A., Das R. K., Sah R. P.: *Influence of initial bed temperature on bed performance of an adsorption refrigeration system*. Thermal Science, 2018, 22, 6A, 2583–2595. <https://doi.org/10.2298/TSCI160108254S>.
- [224] Susanto F., Salim A. T. A., Romandoni N., Wahyudi N. i inni: *Application of Thermoelectric Generator TEG Type Parallel Series Electric Circuit Produces Electricity from Heat Rocket Stove*. Journal of Physics: Conference Series, ICIASGA 2020, IOP Publishing, 2021, 1845, 012036, 1–8. <https://doi:10.1088/1742-6596/1845/1/012036>.
- [225] Suzuki M.: *Adsorption Engineering*. Elsevier Science Publishers, Tokyo, 1990.
- [226] Szlaferek M., Parzych J.: *Ogniwa Peltiera w układach chłodzenia diod i matrycy LED*. Poznan University of Technology Academic Journals, Electrical Engineering, 2017, 92, 333–344. <https://doi.10.21008/j.1897-0737.2017.92.0029>.
- [227] Sztékler K., Wojciechowski K., Komorowski M.: *The thermoelectric generators use for waste heat utilization from conventional power plant*. E3S Web of Conferences, Energy and Fuels 2016, 2017, 14, 01031, 1–8. <http://doi:10.1051/e3sconf/20171401032>.
- [228] Szyc M.: *Analiza eksperymentalna i termodynamiczna jednostopniowej chłodziarki adsorpcyjnej*. Rozprawa doktorska, promotor prof. dr hab. inż. Wojciech Nowak, Politechnika Częstochowska, Częstochowa, 2018, 1–109.
- [229] Szyc M., Nowak W.: *Operation of an adsorption chiller in different cycle time conditions*. Chemical and Process Engineering, 2014, 35, 1, 109–119. <https://doi.org/10.2478/cpe-2014-0008>.
- [230] Tamainot-Telto Z., Metcalf S. J., Critoph R. E.: *Novel compact sorption generators for car air conditioning*. International Journal of Refrigeration, 2009, 32, 4, 727–733. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2008.11.010>.
- [231] Tan M., Deng Y., Wang Y.: *Ordered structure and high thermoelectric properties of  $\text{Bi}_2(\text{Te},\text{Se})_3$  nanowire array*. Nano Energy, 2014, 3, 144–151. <https://doi.org/10.1016/j.nanoen.2013.07.009>.
- [232] Tarish A. L., Khalifa A. H., Hamad A. J.: *Methods of Improving the Performance of Adsorption Thermophysical battery based on the Operating Conditions and Structure: A Review*. The 2nd International Scientific Conference of Al-Ayen University (ISCAU-2020), IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering, 2020, 928, 022040, 1–26. <https://doi:10.1088/1757-899X/928/2/022040>.
- [233] Tellurex: *G2-56-0570 Thermoelectric Power Generation Module Specifications*. Michigan. [https://www.datasheetarchive.com/whats\\_new/ff3dfd7242189b44617b05cd0a26e3c7.html](https://www.datasheetarchive.com/whats_new/ff3dfd7242189b44617b05cd0a26e3c7.html). (dostęp: kwiecień 2022)
- [234] Thankakan R., Samuel Nadar E. R.: *Investigation of Thermoelectric Generator with Power Converter for Energy Harvesting Applications*. IETE Journal of Research, 2019. <https://doi.org/10.1080/03772063.2019.1694451>.
- [235] The MathWorks, Inc.: *SIMULINK Dynamic System Simulation for MATLAB*. Natick (USA), version 3, 1999.

- [236] Thommes M., Kaneko K., Neimark A., Olivier J. i inni: *Physisorption of gases, with special reference to the evaluation of surface area and pore size distribution (IUPAC Technical Report)*. Pure and Applied Chemistry, 2015, 87 (9-10), 1051–1069. <https://doi.org/10.1515/pac-2014-1117>.
- [237] Thu K., Saha B. B. i inni: *Performance investigation of a waste heat-driven 3-bed 2-evaporator adsorption cycle for cooling and desalination*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2016, 101, 1112–1122.
- [238] Tłaczała W.: *Środowisko LabVIEW w eksperymencie wspomaganym komputerowo*. WNT, Warszawa, 2002.
- [239] Tokarev M. M., Gordeeva L. G., Grekova A. D., Aristov Y. I.: *Adsorption cycle “heat from cold” for upgrading the ambient heat: The testing a lab-scale prototype with the composite sorbent CaClBr/silica*. Applied Energy, 2018, 211, 136–145.
- [240] Twaha S., Zhu J., Yan Y., Li B.: *A comprehensive review of thermoelectric technology: materials, applications, modeling and performance improvement*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2016, 65, 698–726. <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2016.07.034>.
- [241] Twaruszką M.: *Produkcja chłodu z ciepła sieciowego*. Rynek Energii, 2018, 5, 138, 36–41.
- [242] Uddin K., Islam M. A. i inni: *Specific heat capacities of carbon-based adsorbents for adsorption heat pump application*. Applied Thermal Engineering, 2018, 129, 117–126.
- [243] Ustm: *Wkłady*. <https://www.ustm.pl/produkty/filtry-do-wody/wklady/>. (dostęp: styczeń 2022).
- [244] Venkatasubramanian R., Siivola E., Colpitts T., O’Quinn B.: *Thin-film thermoelectric devices with high room-temperature figures of merit*. Nature, 2001, 413, 597–602.
- [245] Vodianitskaia P. J., Soares J. J., Melo H., Gurgel J. M.: *Experimental chiller with silica gel: adsorption kinetics analysis and performance evaluation*. Energy Conversion and Management, 2017, 132, 172–179. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2016.11.028>.
- [246] Wajid N. M., Abidin A. M. Z., Hakemzadeh M., Jarimi H. i inni: *Solar adsorption air conditioning system – Recent advances and its potential for cooling an office building in tropical climate*. Case Studies in Thermal Engineering, 2021, 27, 101275, 1–11. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2021.101275>.
- [247] Wang L. W., Wang R. Z., Lu Z. S., Chen C. J., Wang K., Wu J. Y.: *The performance of two adsorption ice making test units using activated carbon and a carbon composite as adsorbents*. Carbon, 2006, 44, 13, 2671–2680.
- [248] Wang L. W., Wang R. Z., Oliveira R. G.: *A review on adsorption working pairs for refrigeration*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2009, 13, 3, 518–534.
- [249] Wang R. Z., Oliveira R. G.: *Adsorption refrigeration-An efficient way to make good use of waste heat and solar energy*. Prog. Energy Combust. Sci., 2006, 32, 4, 424–458.
- [250] Wang R. Z., Wu J. Y., Xu Y. X., Wang W.: *Performance researches and improvements on heat regenerative adsorption refrigerator and heat pump*. Energy Conversion and Management, 2001, 42, 233–249. [https://doi.org/10.1016/S0196-8904\(99\)00189-2](https://doi.org/10.1016/S0196-8904(99)00189-2).

- 
- [251] Watjanatepin N.: *Application of LabVIEW and Compact Data Acquisition to Study the Behavior of the Photovoltaic Stand-Alone Energy System*. Australian Journal of Basic and Applied Sciences, 2015, 9 (32), Special, 59-65. ISSN:1991–8178.
- [252] Wen D. L., Deng H. T., Liu X., Li G. K. i inni: *Wearable multi-sensing double-chain thermoelectric generator*. Microsystems & Nanoengineering, 2020, 6, 68, 1–13. <https://doi.org/10.1038/s41378-020-0179-6>.
- [253] Wilo: *Stratos MAXO/-D/-Z*. <https://wilo.com/pl/pl/Produkty-i-zastosowania/pl/produkty-i-zastosowania/wilo-stratos-maxo/stratos-maxo-25-0-5-6-pn10>. (dostęp: styczeń 2022).
- [254] Wilo: *Yonos ECO BMS*. <https://cms.media.wilo.com/dcidocpfinder/wilo164874/1165334/wilo164874.pdf>. (dostęp: styczeń 2022).
- [255] Wiśniewski S., Wiśniewski T. S.: *Wymiana ciepła*. Wyd. WNT, Warszawa, 2017. ISBN 978-83-01-19443-7.
- [256] Wojciechowski K., Merkisz J., Fuć P., Tmankiewicz J. i inni: *Prototypical thermoelectric generator for waste heat conversion from combustion engines*. Combustion Engines, 2013, 154, 3, 60–71.
- [257] Wu H., Zhao L.-D., Zheng F., Wu D. i inni: *Broad temperature plateau for thermoelectric figure of merit  $ZT > 2$  in phase-separated  $PbTe_{0.7}S_{0.3}$* . Nature Communications, 2014, 5, 1–9. <https://doi:10.1038/ncomms5515>.
- [258] Wu W. D., Zhang H., Sun D. W.: *Mathematical simulation and experimental study of a modified zeolite 13X–water adsorption refrigeration module*. Applied Thermal Engineering, 2009, 29, 645–651. <https://doi:10.1016/j.applthermaleng.2008.03.037>.
- [259] Xia Z., Wang D., Zhang J.: *Experimental study on improved two-bed silica gel–water adsorption chiller*. Energy Conversion and Management, 2008, 49, 1469–1479.
- [260] Yu J., Zhao H.: *A numerical model for thermoelectric generator with the parallel-plate heat exchanger*. Journal of Power Sources, 2007, 172, 428–434. <https://doi:10.1016/j.jpowsour.2007.07.045>.
- [261] Yu Y., Pan Q. W., Wang W.: *A small-scale silica gel-water adsorption system for domestic air conditioning and water heating by the recovery of solar energy*. Frontiers in Energy, 2019, 14, 328–336. <https://doi.org/10.1007/s11708-019-0623-1>.
- [262] Zarzycki R.: *Wykorzystanie ciepła odpadowego z układu sprężania  $CO_2$  do produkcji wody lodowej*. Zesz. Nauk. Inst. Gospod. Surowcami Miner. i Energią Pol. Akad. Nauk, 2016, 95, 169–180.
- [263] Zbrowski A., Majcher A., Neska M.: *The structure of the control system of a set of devices for testing the durability of documents*. Solid State Phenomena, 2015, 220–221, 532–537.
- [264] Zhang L., Sakamoto J.: *The microstructural stability and thermoelectric properties of  $Mm_{0.9}Fe_{3.5}Co_{0.5}Sb_{12}$ -based skutterudites*. Materials Chemistry and Physics, 2013, 138, 601–607. <https://doi.org/10.1016/j.matchemphys.2012.12.026>.

- [265] Zhu L. Q., Gong Z. W., Ou B. X., Wu C. L.: *Performance analysis of four types of adsorbent beds in a double-adsorber adsorption refrigerator*. *Procedia Engineering*, 2015, 121, 129–137.
- [266] Zoui M. A., Bentouba S., Stocholm J. G., Bourouis M.: *Review on Thermoelectric Generators: Progress and Applications*. *Energies*, 2020, 13, 3606, 1–32.





## Spis rysunków

Rys. 2.1. Schemat modułu z termogeneratorami.....	19
Rys. 2.2. Budowa pojedynczego termogenerora.....	20
Rys. 2.3. Schemat modułu termogeneratorów i przepływu energii pomiędzy elementami HSHE, TEG i CSHE.....	20
Rys. 2.4. Schemat oporów przejmowania ciepła elementów TEG.....	21
Rys. 2.5. Płaski wymiennik ciepła HSHE z kanałem przepływu gorącego płynu....	22
Rys. 2.6. Schemat blokowy modelowanego modułu z termogeneratorami.....	24
Rys. 2.7. Schemat blokowy numerycznego modelu wymiennika ciepła HSHE.....	25
Rys. 2.8. Porównanie eksperymentalnych i symulacyjnych temperatur ścianki wymiennika ciepła HSHE od strony „gorącej” modułu MTEG przy różnym masowym natężeniu przepływu i stałej temperaturze gorącej cieczy 69 °C.....	27
Rys. 2.9. Porównanie eksperymentalnej i symulacyjnej efektywności wymiennika ciepła HSHE, przy różnym masowym natężeniu przepływu i stałej temperaturze gorącej cieczy 69 °C.....	27
Rys. 2.10. Porównanie eksperymentalnych i symulacyjnych temperatur ścianki wymiennika ciepła HSHE od strony „gorącej” modułu MTEG przy różnym masowym natężeniu przepływu i stałej temperaturze gorącej cieczy 80 °C.....	28
Rys. 2.11. Porównanie eksperymentalnej i symulacyjnej efektywności wymiennika ciepła HSHE przy różnym masowym natężeniu przepływu i stałej temperaturze gorącej cieczy 80 °C.....	28
Rys. 2.12. Porównanie eksperymentalnych i symulacyjnych temperatur ścianki wymiennika ciepła HSHE od strony „gorącej” modułu MTEG przy różnym masowym natężeniu przepływu i stałej temperaturze gorącej cieczy 90 °C .....	29

---

Rys. 2.13. Porównanie eksperymentalnej i symulacyjnej efektywności wymiennika ciepła HSHS przy różnym masowym natężeniu przepływu i stałej temperaturze gorącej cieczy 90 °C.....	29
Rys. 3.1. Konstrukcja termogeneratora.....	33
Rys. 3.2. Porównanie właściwości materiałów termoelektrycznych.....	34
Rys. 3.3. Układ termoelektrycznej generacji prądu w module MTEG.....	36
Rys. 3.4. Geometria wewnętrznych elementów wymienników ciepła.....	36
Rys. 3.5. Model konstrukcji płytowego wymiennika ciepła „gorącej” strony modułu MTEG z wewnętrzną geometrią łożyskowania.....	37
Rys. 3.6. Model wymiennika ciepła „gorącej” strony modułu MTEG z wewnętrznym łożyskowaniem w kształcie „rybiej ości”.....	37
Rys. 3.7. Konstrukcja i model wymiennika o różnych konfiguracjach wewnętrznego łożyskowania.....	39
Rys. 3.8. Charakterystyki heksagonalnego wymiennika ciepła.....	39
Rys. 3.9. Sprawność modułu MTEG dla różnych konfiguracji.....	40
Rys. 3.10. Model modułu z termogeneratorami i wymiennikiem prostopadłościennym.....	40
Rys. 3.11. Model wymiennika ciepła ze schematem łożyskowania w kształcie trzech równoległych „rybich ości”.....	41
Rys. 3.12. Model płytowego wymiennika ciepła modułu MTEG.....	42
Rys. 3.13. Wybrane charakterystyki płytowego wymiennika ciepła.....	42
Rys. 3.14. Izoterma adsorpcji fizycznej typu II.....	43
Rys. 3.15. Wielkość porów wybranych adsorbentów.....	44
Rys. 3.16. Schemat blokowy adsorpcyjnego układu chłodniczego.....	45
Rys. 3.17. Wykres cyklu chłodzenia adsorpcyjnego.....	45
Rys. 3.18. Budowa płaskiego adsorbera w izolowanej cieplnie obudowie.....	48
Rys. 3.19. Konstrukcja płaskiego łożyskowanego adsorbera.....	49
Rys. 3.20. Przekrój cylindrycznego adsorbera zintegrowanego z sekcją parownik / skraplacz.....	49
Rys. 3.21. Model cylindrycznego, łożyskowanego adsorbera z żelazem krzemionkowym.....	50
Rys. 3.22. Widok solarnego adsorpcyjnego urządzenia chłodniczego.....	51
Rys. 3.23. Widok stanowiska adsorpcyjnego układu klimatyzacji.....	51
Rys. 3.24. Widok adsorpcyjnego układu pompy ciepła.....	52

---

Rys. 3.25. Komercyjne, adsorpcyjne układy chłodnicze.....	53
Rys. 4.1. Zysk/strata z wytworzenia energii elektrycznej z baterii ogniwo termoelektrycznych typu TEC1-12730 przy zmiennych cenach energii.....	56
Rys. 4.2. Zysk/strata z wytworzenia energii elektrycznej z baterii ogniwo termoelektrycznych typu TEC1-12730, przy zmiennych cenach termogeneratorów.....	57
Rys. 4.3. Zysk/strata z wytworzenia energii elektrycznej z baterii ogniwo termoelektrycznych typu TEC1-12730 przy zmiennych cenach energii i termogeneratorów.....	57
Rys. 4.4. Koszt energii elektrycznej niezbędnej do pracy urządzeń chłodniczych w czasie pięciu lat.....	59
Rys. 4.5. Zysk/strata z inwestycji w układy adsorpcyjne w odniesieniu do sprężarkowego w okresie pięciu lat.....	59
Rys. 5.1. Cele badań płaskiego, cieczowego wymiennika ciepła „gorącej” strony modułu MTEG.....	62
Rys. 5.2. Główne założenia metodyki badań płaskiego, cieczowego wymiennika ciepła „gorącej” strony modułu MTEG.....	62
Rys. 5.3. Schemat metodyki badań płaskiego, cieczowego wymiennika ciepła „gorącej” strony modułu MTEG.....	63
Rys. 5.4. Konfiguracje kierunków obiegu płynów w sekcjach (S) wymienników ciepła „gorącej” (H) i „zimnej” (L) strony modułu MTEG.....	64
Rys. 5.5. Algorytm przebiegu eksperymentu.....	66
Rys. 5.6. Zestawienie głównych parametrów badań dwusekcyjnego, cieczowego wymiennika ciepła modułu z termogeneratorami w zależności od warunków prowadzonego eksperymentu.....	67
Rys. 6.1. Schemat blokowy procesu projektowania stanowiska do badania modułów z termogeneratorami.....	69
Rys. 6.2. Schemat blokowy systemu do badania efektywności wymiennika ciepła „gorącej” strony modułu MTEG.....	70
Rys. 6.3. Schemat blokowy stanowiska.....	71
Rys. 6.4. Model wirtualny konstrukcji mechanicznej głównych elementów stanowiska.....	72
Rys. 6.5. Prototyp stanowiska.....	73
Rys. 6.6. Schemat przepływu strumienia cieplnego przez moduł MTEG.....	74
Rys. 6.7. Schemat blokowy układów CS i MAUC z przepływem strumienia cieplnego.....	74

Rys. 6.8. Prototyp układu UZC.....	75
Rys. 6.9. Schemat blokowy modułu adsorpcyjnego układu chłodniczego z przepływem strumienia cieplnego.....	75
Rys. 6.10. Schemat blokowy modułu przygotowania cieczy „gorącej” strony elementu MTEG.....	77
Rys. 6.11. Widok baterii filtrów mechanicznych stanowiska.....	77
Rys. 6.12. Schemat i widok układu zasobnika HS.....	78
Rys. 6.13. Widok górnych przyłączy zasobnika HS wraz z naczyniem wyrównawczym.....	79
Rys. 6.14. Widok elementów elektrycznych układu zasilania grzałek zasobnika HS..	81
Rys. 6.15. Schemat układu zasilania HS.....	82
Rys. 6.16. Widok układu zasilania HS.....	83
Rys. 6.17. Schemat blokowy modułu przygotowania cieczy „zimnej” strony elementu MTEG.....	84
Rys. 6.18. Schemat i widok zasobnika CS.....	85
Rys. 6.19. Widok górnych przyłączy zasobnika CS wraz z naczyniem wyrównawczym.....	85
Rys. 6.20. Schemat układu zasilania CS oraz instalacji UZC.....	86
Rys. 6.21. Widok układu zasilania CS.....	87
Rys. 6.22. Widok elementów układu UZC.....	88
Rys. 6.23. Widok prototypu modułu z termogeneratorami.....	90
Rys. 6.24. Schemat blokowy systemu pomiarowego modułu badania termogeneratorów.....	90
Rys. 6.25. Dwukanałowy analogowy układ pomiaru PCB-P1.....	91
Rys. 6.26. Widok rezystorów obciążenia baterii THM oraz dwukanałowego układu pomiarowego PCB-P1.....	92
Rys. 6.27. Algorytm metody.....	94
Rys. 6.28. Widok modułu MTEG z kierunkami przepływu cieczy w wymiennikach.....	94
Rys. 6.29. Wykresy słupkowe licznosci wybranych prób badawczych $U_{load}$ i $I_{load}$ , prowadzonych w tej samej temperaturze.....	96
Rys. 6.30. Generowana moc elektryczna $P_{THM}$ w funkcji natężenia przepływu $q_k$ .....	96
Rys. 6.31. Wykresy słupkowe licznosci wybranych prób badawczych $U_{a23}$ i $U_{a28}$ dla temperatury $t_j = 50\text{ }^\circ\text{C}$ .....	98

---

Rys. 6.32. Zależności rezystancji wewnętrznej i napięcia elektrycznego pojedynczych termogeneratorów w funkcji natężenia przepływu.....	98
Rys. 6.33. Schemat jednozłożowego układu adsorpcyjnego.....	99
Rys. 6.34. Widok laboratoryjnego, jednozłożowego adsorpcyjnego układu chłodniczego.....	99
Rys. 6.35. Widok wielozłożowego, adsorpcyjnego układu chłodniczego.....	100
Rys. 6.36. Schemat trójzłożowego układu adsorpcyjnego.....	101
Rys. 6.37. Model adsorbera walcowo-krzyżowego.....	102
Rys. 6.38. Model adsorbera walcowo-krzyżowego osłoniętego izolacją cieplną.....	103
Rys. 6.39. Widok prototypu adsorbera walcowo-krzyżowego.....	103
Rys. 6.40. Schemat i widok prototypu adsorbera walcowo-rurowego.....	104
Rys. 6.41. Widok baterii zaworów trójdrogowych typu AZV.....	106
Rys. 6.42. Schemat blokowy systemu sterowania stanowiska do badania efektywności wymiennika ciepła „gorącej” strony modułu MTEG.....	108
Rys. 6.43. Widok szafy układu sterowania podsystemu MTEG.....	109
Rys. 6.44. Widok głównego okna panelu sterowania podsystemu MTEG.....	110
Rys. 6.45. Widok okna „Details” podsystemu sterowania MTEG.....	111
Rys. 6.46. Widok okna „Temperatures” podsystemu sterowania MTEG.....	111
Rys. 6.47. Widok okna „Temperatures” podczas grzania zasobnika gorącej wody.....	112
Rys. 6.48. Algorytm sterowania pracą pompy ( $M_{ZC}$ ) układu UZC.....	113
Rys. 6.49. Okno aplikacji z wykresem zmian temperatury cieczy w zasobniku CS.....	113
Rys. 6.50. Widok szafki układu sterowania podsystemu MAUC.....	114
Rys. 6.51. Widok okna panelu sterowania podsystemu MAUC.....	116
Rys. 6.52. Widok okna aplikacji monitorowania danych podsystemu MAUC.....	116
Rys. 6.53. Algorytm automatycznego wymuszania procesów sorpcji na złożu adsorbera 0.....	117
Rys. 6.54. Wykresy cyklicznych zmian temperatury złoża Ads0.....	118
Rys. 7.1. Ważniejsze parametry badanego obiektu (wymiennika ciepła HSHE i modułu z termogeneratorami).....	119
Rys. 7.2. Efektywność wymiennika HSHE w funkcji masowego natężenia przepływu przy temperaturze $t_{Hz}=69^{\circ}\text{C}$ .....	120
Rys. 7.3. Charakterystyki zależności temperatur wejściowej i wyjściowej dla ekstremalnych przypadków efektywności, przy wybranych wartościach przepływu gorącej cieczy.....	121

Rys. 7.4. Główne wymiary dwusekcyjnej płyty wymiennika ciepła z rozkładem kanałów w sekcjach (S1 i S2).....	122
Rys. 7.5. Punktowy rozkład różnicy temperatur $t_{HS}$ i $t_{CS}$ wzdłuż wymiennika HSHE na jego styku z baterią termogeneratorów THM przy różnych konfiguracjach kierunków przepływu gorącego płynu.....	123
Rys. 7.6. Rozkłady temperatury wzdłuż wymiennika HSHE dla dwóch wybranych konfiguracji kierunków przepływu gorącej cieczy.....	123
Rys. 7.7. Zmiany temperatury na „gorącej” i „zimnej” stronie równoległych ścian wymienników stykających się z okładkami baterii termogeneratorów dla wybranych konfiguracji kierunków przepływu gorącej cieczy.....	124
Rys. 7.8. Straty ciśnienia w analizowanym wymienniku HSHE przy różnych konfiguracjach kierunków przepływu gorącego płynu.....	125
Rys. 7.9. Straty ciśnienia w wymienniku HSHE dla dwóch wybranych wartości temperatury gorącej cieczy.....	126
Rys. 7.10. Zastępcze, zamknięte obwody elektryczne układów z termogeneratorami i obciążeniami rezystancyjnymi.....	126
Rys. 7.11. Charakterystyki zależności parametrów elektrycznych zamkniętego obwodu elektrycznego dwudziestu szeregowo połączonych termogeneratorów w funkcji różnicy temperatury pomiędzy ich okładkami.....	127
Rys. 7.12. Charakterystyki mocy generowanej przez baterię termogeneratorów w funkcji temperatury $t_{Hz}$ przy najmniejszym i największym masowym natężeniu przepływu gorącej cieczy dla dwóch wybranych konfiguracji obiegu płynu w HSHE.....	128
Rys. 7.13. Generowana moc elektryczna przez baterię termogeneratorów w funkcji masowego natężenia przepływu dla wybranych konfiguracji kierunku przepływu gorącej cieczy.....	128
Rys. 7.14. Charakterystyki sprawności $\eta_{MTEG}$ przy różnych natężeniach przepływu gorącej cieczy i czterech konfiguracjach kierunków jej obiegu.....	129
Rys. 7.15. Charakterystyki efektywności $\eta_{MTEG}$ przy różnych temperaturach $t_{Hz}$ oraz wybranych masowych natężeniach przepływu.....	130
Rys. 7.16. Zależność zmian ciśnienia w adsorberze od czasu, podzielona na przedziały z liniowymi funkcjami aproksymacji i słupkami błędów.....	131
Rys. 7.17. Wykresy cyklicznych zmian temperatur w układzie MAUC podczas pracy adsorbera 1.....	132
Rys. 7.18. Wykresy cyklicznych wymuszeń cieplnych na złożach Ads0 i Ads1 generowanych w przeciwfazie.....	133

- Rys. 7.19. Wykres długookresowych, cyklicznych wymuszeń cieplnych na złożu  
Ads0 i Ads1 przy stałym czasie trwania desorpcji oraz zmiennej fazie..... 133
- Rys. 7.20. Wykres długookresowych, cyklicznych wymuszeń cieplnych na złożu  
Ads0 i Ads1 przy zmiennej fazie oraz czasie trwania desorpcji..... 134





## Spis tabel

Tab. 2.1. Dane przyjęte do numerycznego modelowania wymiennika HSHE.....	26
Tab. 2.2. Zestawienie szacowanych dokładności wielkości $t_{HS1}$ i $\epsilon_{HSHE}$ modelu numerycznego dla temperatury gorącej cieczy $t_{HF1}$ .....	29
Tab. 3.1. Zestawienie parametrów funkcjonalnych wybranych materiałów stosowanych na ogniwa termoelektryczne.....	34
Tab. 3.2. Zestawienie wybranych parametrów modułów z termogeneratorami.....	38
Tab. 3.3. Zestawienie wybranych adsorpcyjnych par roboczych.....	44
Tab. 3.4. Zestawienie parametrów wybranych adsorberów wypełnionych złożem....	48
Tab. 3.5. Zestawienie głównych parametrów komercyjnych urządzeń chłodniczych.....	53
Tab. 4.1. Parametry elektryczne wybranych ogniw termoelektrycznych.....	55
Tab. 4.2. Ceny ogniw termoelektrycznych.....	56
Tab. 4.3. Koszt wytworzenia energii elektrycznej z baterii ogniw termoelektrycznych typu TEC1-12730.....	56
Tab. 4.4. Porównanie parametrów wybranych agregatów chłodniczych.....	58
Tab. 4.5. Zużycie energii wymaganej do wytworzenia chłodu w skali jednego roku.....	58
Tab. 4.6. Zmniejszenie zużycia energii elektrycznej i obniżenie emisji dwutlenku węgla CO <sub>2</sub> przy zastosowaniu agregatów adsorpcyjnych.....	60
Tab. 5.1. Wybrane parametry elementów badanego układu MTEG.....	65
Tab. 5.2. Wybrane parametry termogeneratora i modułu MTEG.....	65
Tab. 6.1. Wyniki pomiarów wybranych parametrów wody.....	77
Tab. 6.2. Główne wymiary zasobnika HS oraz jego izolacji cieplnej.....	79
Tab. 6.3 Wybrane parametry czujników ciśnienia typu SEN-3297.....	79
Tab. 6.4. Objętość i wymiary naczynia wyrównawczego.....	80
Tab. 6.5 Parametry czujników temperatury z przetwornikiem typu TCHM.....	80

Tab. 6.6. Wybrane parametry przełącznika półprzewodnikowego CTR.....	81
Tab. 6.7. Parametry pompy Yonos ECO BMS.....	82
Tab. 6.8. Wybrane parametry czujnika temperatury TP-485 z przetwornikiem typu TCHM.....	83
Tab. 6.9. Wybrane parametry czujnika przepływu JS-NK.....	83
Tab. 6.10. Główne wymiary zasobnika CS oraz jego izolacji cieplnej.....	84
Tab. 6.11. Wybrane parametry czujnika typu TP-485 z przetwornikiem TCHM2110.....	87
Tab. 6.12. Wybrane parametry czujnika przepływu DUK.....	87
Tab. 6.13. Wybrane parametry mieszaniny glikolu etylenowego Ergolid A.....	88
Tab. 6.14. Parametry pompy Stratos Maxo.....	88
Tab. 6.15. Główne parametry wymiennika NLW.....	89
Tab. 6.16. Wybrane parametry modułu termogeneratora.....	89
Tab. 6.17. Wybrane parametry przetwornika LV 25-P ( <i>LEM</i> ).....	91
Tab. 6.18. Wybrane parametry przetwornika LA 25-NP ( <i>LEM</i> ).....	92
Tab. 6.19. Charakterystyka modułów A/D toru pomiaru napięcia.....	93
Tab. 6.20. Wyniki pomiarów napięcia $U_{load}$ i natężenia prądu $I_{load}$ dla trzech wartości natężenia przepływu cieczy $q_k$ .....	95
Tab. 6.21. Niepewności rozszerzone pomiaru mocy elektrycznej $P_{THM} = f(U_{load}, I_{load})$ .....	95
Tab. 6.22. Wyniki pomiarów napięć $U_{a23}$ i $U_{a28}$ dla trzech wartości natężenia przepływu $q_k$ .....	97
Tab. 6.23. Niepewności rozszerzone pomiaru rezystancji wewnętrznych $r_{im-a23} = f(U_{a23}, I_{load})$ i $r_{im-a28} = f(U_{a28}, I_{load})$ .....	98
Tab. 6.24. Główne wymiary elementów konstrukcji adsorbera walcowo- -krzyżowego.....	102
Tab. 6.25. Parametry żelu krzemionkowego.....	104
Tab. 6.26. Wymiary adsorbera walcowo-rurowego.....	104
Tab. 6.27. Wymiary parownika.....	105
Tab. 6.28. Główne wymiary skraplacza.....	105
Tab. 6.29. Wymiary zasobnika Zas1.....	105
Tab. 6.30. Wybrane parametry czujnika typu Cerabar PMC21.....	106
Tab. 6.31. Parametry czujnika temperatury TP-485 długości 120 mm z przetwornikiem typu TCHM2120.....	106

---

Tab. 6.32. Wybrane parametry czujnika przepływu JS-NK (1,6 m <sup>3</sup> /h).....	107
Tab. 6.33. Wybrane parametry czujnika przepływu DUK-12G.....	107
Tab. 6.34. Wybrane parametry platformy typu cDAQ-9189.....	107
Tab. 6.35. Główne parametry karty NI 9263.....	108
Tab. 6.36. Główne parametry karty NI 9265.....	108
Tab. 6.37. Główne parametry karty NI 9207.....	109
Tab. 6.38. Główne parametry karty NI 9375.....	109
Tab. 6.39. Główne parametry karty NI 9227.....	109
Tab. 6.40. Główne parametry karty NI 9225.....	110
Tab. 6.41. Główne parametry karty NI 9208.....	110
Tab. 6.42. Wybrane parametry sterownika PLC typu M258.....	114
Tab. 6.43. Dodatkowe karty wejść i wyjść sterownika PLC typu M258.....	115
Tab. 7.1. Wartości parametrów wody odczytane z tablic.....	134