

Politechnika Śląska  
Wydział Inżynierii Środowiska i Energetyki  
Katedra Maszyn i Urządzeń Energetycznych  
Dyscyplina: Inżynieria Środowiska, Górnictwo i Energetyka

Rozprawa doktorska

**Numeryczno-eksperymentalne badania  
zjawiska chłodzenia termoakustycznego**

mgr inż. Krzysztof Grzywnowicz

Promotor: dr hab. inż. Leszek Remiorz, prof. PŚ

Gliwice 2022

Autor: mgr inż. Krzysztof Grzywnowicz

Politechnika Śląska

Wydział Inżynierii Środowiska i Energetyki

ul. Konarskiego 18, Gliwice 44-100

email: krzysztof.grzywnowicz@polsl.pl

Promotor: dr hab. inż. Leszek Remiorz, prof. PŚ

Politechnika Śląska

Wydział Inżynierii Środowiska i Energetyki

Katedra Maszyn i Urządzeń Energetycznych

ul. Konarskiego 18, Gliwice 44-100

email: leszek.remiorz@polsl.pl

*The sensation of sound is a thing sui generis,  
not comparable with any of our other sensations.*

John William Struttaka Lord Rayleigh

*Wrażenie dźwięku to rzecz suigeneris,  
nieporównywalne z żadnym z naszych innych wrażeń.*

John William Struttaka Lord Rayleigh

## **Podziękowania**

*Promotorowi dziękuję za wskazanie inspirującego obszaru badawczego, cierpliwe rozwiewanie wszystkich wątpliwości, które pojawiły się w czasie realizacji niniejszej pracy oraz nieocenioną pomoc na wielu etapach badań.*

*Dziękuję również mojej ukochanej Żonie, Mamie i całej rodzinie za wiarę w moje umiejętności i sukces prowadzonych badań.*

*Dziękuję również wszystkim pracownikom i doktorantom Katedry Maszyn i Urządzeń Energetycznych, z którymi możliwość współpracy stanowiła dla mnie zaszczyt i absolutnie wyjątkowe doświadczenie.*

## Spis treści

1. Wprowadzenie.....	6
1.1 Podstawy zjawiska termoakustycznego.....	6
1.2 Przykłady potencjalnych zastosowań.....	13
2. Motywacja, zakres i cel rozprawy.....	21
3. Badania z wykorzystaniem modelu liniowego.....	23
3.1 Opis modelu.....	23
3.2 Założenia.....	29
3.3 Rezultaty analizy i dyskusja wyników.....	30
4. Badania z wykorzystaniem środowiska CFD.....	43
4.1 Opis modelu.....	43
4.2 Założenia.....	53
4.3 Weryfikacja i walidacja modelu.....	60
4.4 Wyniki i dyskusja obliczeń.....	63
5. Stanowisko badawcze.....	70
5.1 Przesłanki konstrukcyjne stanowiska.....	70
5.2 Metodyka pomiaru.....	79
5.3 Kalibracja toru pomiarowego.....	84
6. Badania eksperymentalne.....	87
6.1 Uwagi dotyczące procedury pomiarowej.....	87
6.2 Analiza błędów.....	88
6.3 Wyniki badań eksperymentalnych.....	93
7. Wnioski końcowe.....	106
Literatura.....	109
Streszczenie.....	117
Abstract.....	120
Spis najważniejszych oznaczeń.....	123
Spis rysunków.....	125
Spis tablic.....	128
Załącznik A.....	129
Załącznik B.....	136
Załącznik C.....	140
Załącznik D.....	141
Załącznik E.....	150
Załącznik F.....	155
Załącznik G.....	156

## 1. Wprowadzenie

### 1.1 Podstawy zjawiska termoakustycznego

Poszukiwanie technologii wytwarzania użytkowych form energii o ograniczonym wpływie na środowisko naturalne wymusza obecnie prowadzenie badań w obszarach, uważanych dotąd za marginalne. Przykładem tego typu badań, zakończonych komercyjnym sukcesem, są układy i technologie wywodzące się z szeroko rozumianego obszaru odnawialnych źródeł energii. W zakresie energetyki rozproszonej, jednym z interesujących obszarów badawczych są urządzenia wykorzystujące zjawisko termoakustyczne.

Pierwsze obserwacje, dotyczące fenomenu spontanicznego wywołania fali akustycznej na skutek doprowadzenia ciepła do układu „ciał stałych”<sup>1</sup>, poczynione zostały w XVIII wieku [1]. Niemniej jednak, pierwsze badania tego zjawiska podjęte zostały dopiero przez Rijke'go i Sondhauss'a [2] którzy, podobnie jak Rayleigh [3], próbowali w sposób naukowy wyjaśnić omawiany fenomen. Badania Rayleigh'a doprowadziły do sformułowania podstawowej zasady termoakustyki. Zasada ta stwierdza, że w celu wzbudzenia oraz podtrzymania drgań akustycznych, ciepło powinno zostać dostarczone do gazu w momencie jego największej kompresji, a odebrane od niego w momencie największej ekspansji [3]. W formie matematycznej kryterium to, zwane kryterium Rayleigha, można zapisać w postaci zależności (1.1) [4]:

$$I_R = \frac{1}{t} \oint p'q'd\tau \quad (1.1)$$

Dla  $I_R < 0$  pulsacje ciśnienia akustycznego w gazie są wygaszane, dla  $I_R > 0$  pulsacje ciśnienia akustycznego w gazie są wzmacniane. Dla  $I_R = 0$  natomiast pulsacje są stabilne. Z matematycznego kryterium Rayleigha wynika również możliwość odwrócenia procesu konwersji ciepła na energię akustyczną, czyli wymuszenia przepływu ciepła wskutek oddziaływania fali akustycznej.

Dalsze badania, prowadzone przez Rott'a [5], Hofler'a [6], Ceperley'a [7] oraz Swift'a i Wheatly'ego [8] w drugiej połowie dwudziestego wieku, pozwoliły na wyjaśnienie zjawiska na gruncie podstawowych prawa akustyki i przepływu ciepła [9]. W wyniku wspomnianych badań wykazano również, że obieg termodynamiczny, realizowany w tym procesie, jest odwracalny, to jest: dostarczone w określoną przestrzeń domeny termoakustycznej ciepło wyzwala falę akustyczną, a propagująca przez analogiczny układ fala wymusza transport ciepła [1]. W pierwszym z wymienionych przypadków zjawisko realizuje prawobieżny obieg silnika termoakustycznego, w drugim natomiast - lewobieżny obieg pompy ciepła lub chłodziarki [10,11].

Opisu zjawiska termoakustycznego dokonuje się niejednokrotnie poprzez analizę przemian termodynamicznych zachodzących w wyodrębnionej porcji gazu o nieskończonej małej objętości w warunkach, gdy jest ona poddana oddziaływaniu fali akustycznej a

---

<sup>1</sup> Termin zaczerpnięty z literatury [1]

na drodze propagacji tej fali umieszczono porowate ciało stałe o relatywnie wysokiej pojemności cieplnej, pełniące rolę regeneracyjnego wymiennika ciepła.

W przypadku rozpatrywania obiegu lewobieżnego, w analizie tej rozróżnia się następujące fazy [10,12,13,14] (co ukazano dalej na Rys. 1.6):

- 1) przemieszczenie porcji gazu w kierunku strzałki ciśnienia akustycznego na skutek propagacji fali, jej sprężenie i związany z nim wzrost temperatury,
- 2) przepływ ciepła od gazu do wymiennika (w obszarze nagrzewania) po przekroczeniu przez gaz temperatury równej lokalnej temperaturze tego wymiennika,
- 3) przemieszczenie porcji gazu w kierunku wężła ciśnienia na skutek dalszego oddziaływania fali akustycznej, jego rozprężenie i związany z nim spadek temperatury,
- 4) wystąpienie przepływu ciepła od wymiennika do gazu (w obszarze chłodzenia) wskutek obniżenia temperatury porcji gazu poniżej lokalnej temperatury wymiennika, a następnie powtórzenie cyklu.

Zależność ciśnienia i temperatury porcji gazu, na którą oddziałuje propagująca fala akustyczna, opisana jest równaniem stanu oraz zależnością (1.2) [1]:

$$Tds = c_p dT + \frac{T}{\rho^2} \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p dp = 0 \quad (1.2)$$

Po podstawieniu zmiany temperatury  $\Delta T$  i ciśnienia  $\Delta p$  w miejsce odpowiednio: temperatury  $T$  i ciśnienia  $p$ , zależność (1.2) może zostać uproszczona do postaci (1.3) [1]:

$$\Delta T = \left( \frac{\beta T}{\rho c_p} \right)_m \Delta p \quad (1.3)$$

Zakładając, że gaz roboczy jest gazem doskonałym, równanie (1.3) można przekształcić ostatecznie do zależności (1.4) [1]:

$$\frac{\Delta T}{T_m} = \frac{\kappa - 1}{\kappa} \frac{\Delta p}{p_m} \quad (1.4)$$

Zmiana temperatury gazu w trakcie jego sprężenia lub rozprężenia zależy od własności zastosowanego gazu oraz od amplitudy ciśnienia akustycznego [1]. Amplituda ta jest bezpośrednio związana z parametrami fali wymuszającej [1]. Prowadzi to do wniosku, że strumień ciepła, jaki przepływa między wymiennikiem regeneracyjnym a porcją gazu, w sposób oczywisty zależy bezpośrednio od obserwowanych jej oscylacyjnych zmian temperatury, jest funkcją własności gazu i parametrów fali akustycznej.

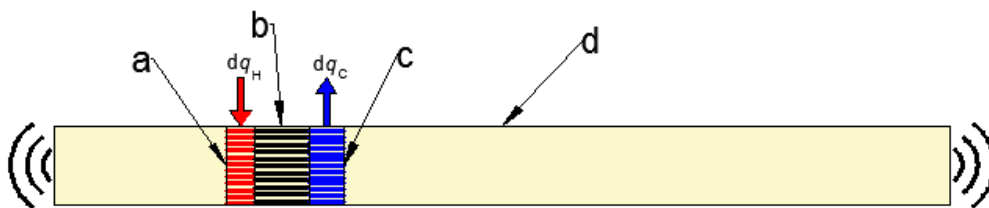
Elementarny układ, pozwalający zaobserwować zjawisko termoakustyczne (Rys. 1.1), składa się z następujących elementów:

- górnego wymiennika ciepła, tzw. gorącego (Rys. 1.1a), który może być odrębnym elementem urządzenia lub być zintegrowany z wymiennikiem regeneracyjnym,
- regeneracyjnego wymiennika ciepła (tzw. regeneratora, stosu) (Rys. 1.1b), stanowiącego kluczowy element układu,

- dolnego wymiennika ciepła, tzw. zimnego (Rys. 1.1c), który również może być odrębnym elementem urządzenia lub być zintegrowany z wymiennikiem regeneracyjnym,
- kanału akustycznego (tzw. rezonatora), ograniczającego przestrzeń gazu, w którym propaguje fala akustyczna (Rys. 1.1d).

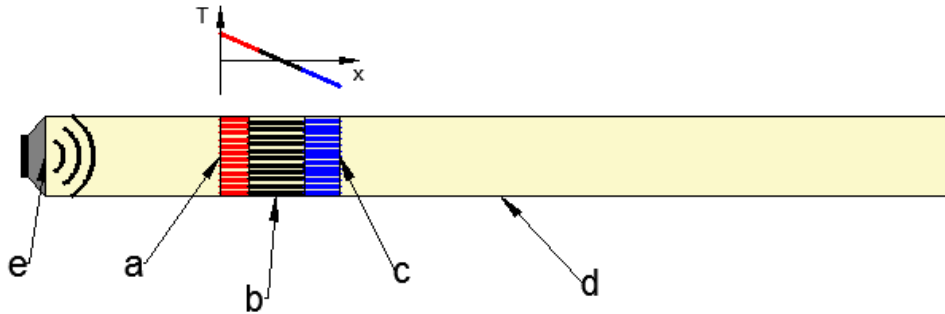
Urządzenie o przedstawionej konstrukcji, po wytworzeniu gradientu temperatury między zewnętrznymi powierzchniami wymiennika regeneracyjnego wskutek doprowadzenia ciepła do wymiennika gorącego (Rys. 1.1a) i/lub odprowadzenia ciepła z wymiennika zimnego (Rys. 1.1c), przyjmuje rolę silnika termoakustycznego. Urządzenie, pracujące jako silnik termoakustyczny, generuje oscylacyjne impulsy ciśnienia w postaci fali akustycznej o częstotliwości równej częstotliwości rezonansowej kanału akustycznego (Rys. 1.1d). W przypadku urządzeń zlokalizowanych horyzontalnie, jak np. układu prezentowanego na schemacie (Rys. 1.1), konieczne jest wstępne wymuszenie intensywnej wymiany ciepła między odpowiednimi wymiennikami a gazem, na przykład poprzez zadanie impulsu ciśnienia o niewielkiej amplitudzie [1]. W przypadku urządzeń umieszczonych wertykalnie, inicjalizacja zjawiska następuje samoczynnie wskutek ruchów konwekcyjnych wywołanych konwekcją swobodną [1,15].

W przypadku zamocowania na jednym z krańców kanału akustycznego (Rys. 1.2d) wzbudnika fali akustycznej (Rys. 1.2e), na przykład w postaci głośnika membranowego, po rozpoczęciu emisji fali akustycznej o częstotliwości równej częstotliwości rezonansowej kanału akustycznego (Rys. 1.2d), wzdłuż zestawu wymienników następuje wytworzenie stabilnego gradientu temperatury, a urządzenie przyjmuje rolę termoakustycznej pompy ciepła [15]. Względne położenie obszarów nagrzewania i chłodzenia (tj. położenie wymienników zimnego i gorącego względem wymiennika regeneracyjnego) uzależnione jest od długości fali dźwiękowej oraz od umiejscowienia regeneratora w kanale akustycznym [1,15].



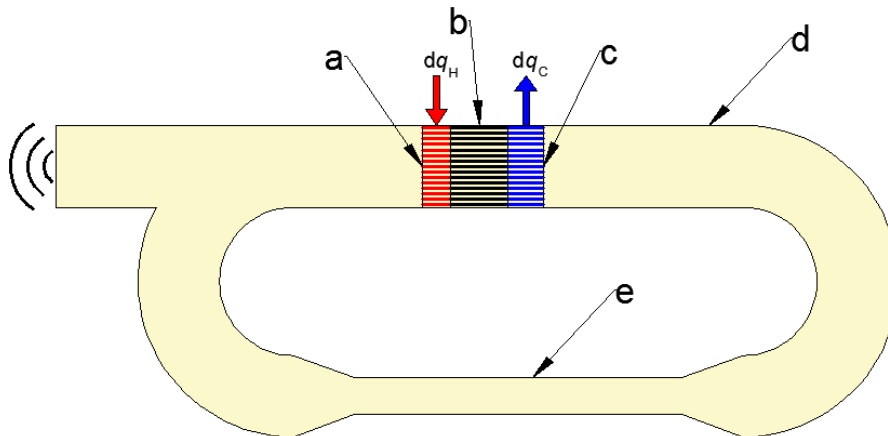
Rys. 1.1 Schemat elementarnego silnika termoakustycznego: a - gorący wymiennik ciepła (ciepło dostarczane), b - regeneracyjny wymiennik ciepła (regenerator), c - zimny wymiennik ciepła (ciepło rozpraszane), d - kanał akustyczny (rezonator).





Rys. 1.2 Schemat elementarnej termoakustycznej pompy ciepła: a - gorący wymiennik ciepła, b - regeneracyjny wymiennik ciepła (regenerator), c - zimny wymiennik ciepła, d - kanał akustyczny (rezonator), e - wzbudnik akustyczny.

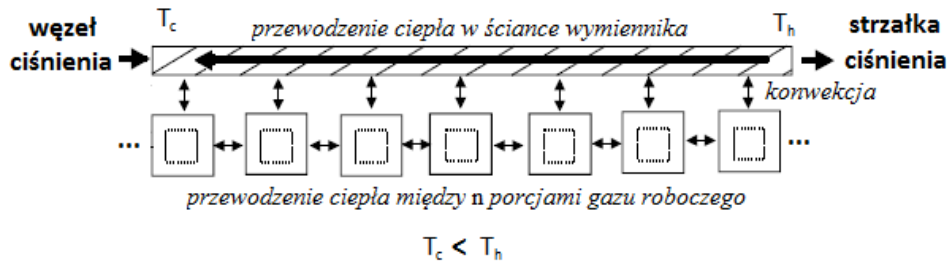
W przypadku, gdy urządzenie przedstawione na Rys. 1.1 wyposażone zostanie w częściowo toroidalne przedłużenie kanału akustycznego, nazywane pętlą akustyczną (Rys. 1.3e), zjawisko termoakustyczne wywoła, w omawianym przypadku, falę biegnącą. W wyniku występowania fali biegnącej uzyskuje się rozkład pola ciśnienia akustycznego odmienny od rozkładu charakterystycznego dla fali stojącej [15]. Analogicznie, układ przedstawiony na Rys. 1.3 może zostać wykorzystany w celu konstrukcji termoakustycznej pompy ciepła, wykorzystującej falę biegnącą, poprzez zabudowę otwartego końca kanału akustycznego (Rys. 1.3d) wzbudnikiem fali akustycznej.



Rys. 1.3. Schemat silnika termoakustycznego wykorzystującego falę biegnącą: a - gorący wymiennik ciepła, b - regeneracyjny wymiennik ciepła (regenerator), c - zimny wymiennik ciepła, d - kanał akustyczny (rezonator), e - zapętlony fragment kanału (pętla akustyczna) [15].

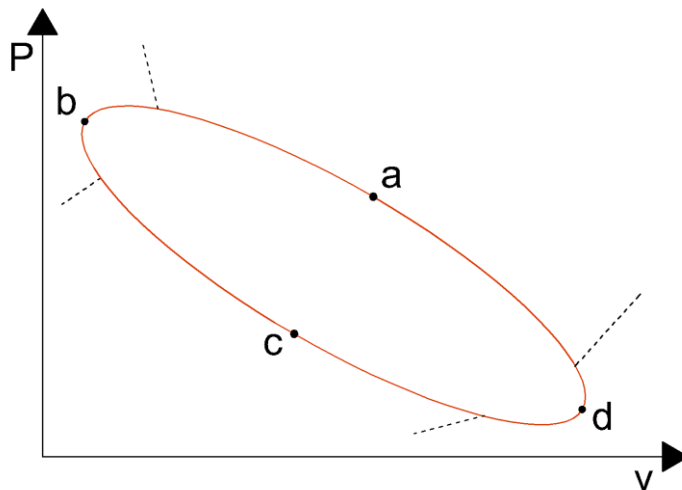
Przepływ ciepła między gazem roboczym, wypełniającym kanał akustyczny i stanowiącym ośrodek propagacji fali, a wymiennikiem regeneracyjnym, uwzględnia zarówno transport na drodze konwekcji, jak i przewodzenia wewnątrz ścianek wymiennika oraz w samym gazie (Rys. 1.4). Wymiana ciepła między gazem a wymiennikiem nie jest termodynamicznie doskonała, co przekłada się na określony czas niezbędny do

przetransportowania określonej energii między nimi. Efektem tej niedoskonałości jest z opóźnienie, wskutek którego między kolejnymi przemianami termodynamicznymi porcji gazu występuje określony odstęp czasowy. Opóźnienie to identyfikowane jest w literaturze jako przesunięcie fazowe [1].

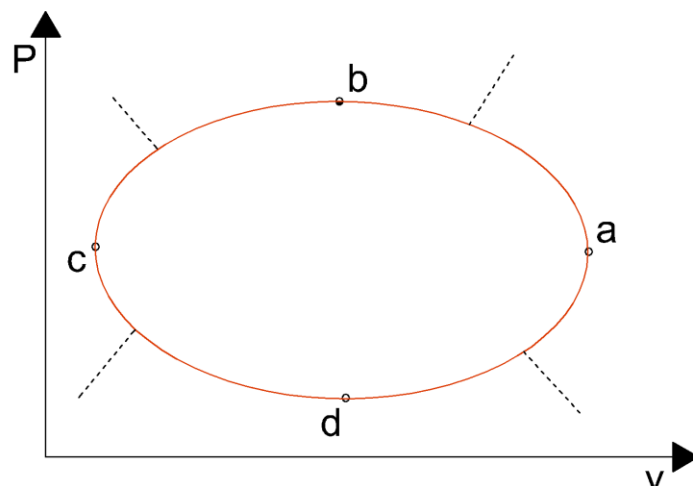


Rys. 1.4. Schemat interakcji cieplnej między gazem roboczym a ścianką regeneracyjnego wymiennika ciepła w warunkach zjawiska termoakustycznego [1].

Przesunięcie fazowe, występujące między przemieszczeniem porcji gazu a wzrostem lub obniżeniem jej ciśnienia, w warunkach zjawiska termoakustycznego obserwowanego dla fali stojącej (Rys. 1.1) wymusza charakterystyczny obieg termodynamiczny, zbliżony do obiegu Braytona (Rys. 1.5) [15]. W przypadku, gdy omawiane zjawisko zachodzi przy fali biegnącej (Rys. 1.3), przesunięcie fazowe odpowiada przesunięciu obserwowanemu dla obiegu Stirlinga (Rys. 1.6) [9,15,16]. Można również wyodrębnić grupę układów hybrydowych, łączących warunki adekwatne do wystąpienia zarówno fali stojącej, jak i fali biegnącej [17].



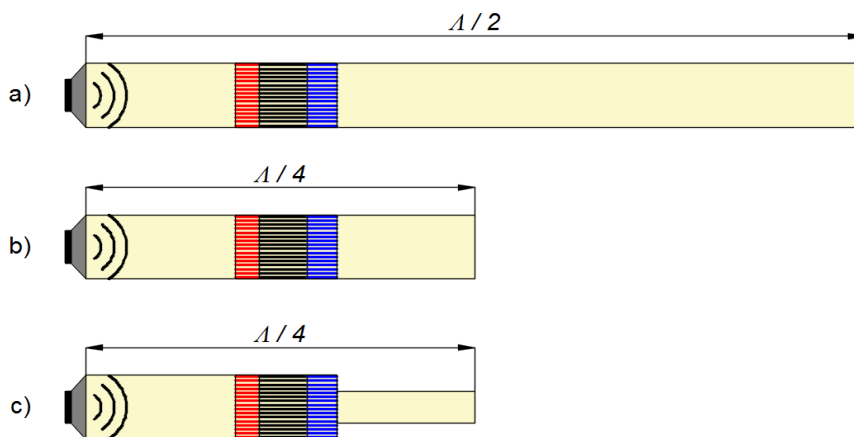
Rys. 1.5. Wykres p-v przemian dla zjawiska termoakustycznego, zachodzącego w warunkach fali stojącej, dla obiegu lewobieżnego [15]: a - przemieszczenie porcji gazu w kierunku strzałki ciśnienia i jej sprężanie, b - oddanie ciepła przez gaz, c - przemieszczenie porcji gazu w kierunku wężła ciśnienia i jej rozprężanie, d - pobranie ciepła przez gaz. Linia kreskowaną zaznaczono orientacyjne granice kolejnych przemian termodynamicznych.



Rys. 1.6. Wykres p-v przemian dla zjawiska termoakustycznego, zachodzącego w warunkach fali biegnącej, dla obiegu lewobieżnego [15]: a - sprężanie porcji gazu wskutek jej przemieszczenia w kierunku strzałki ciśnienia, b - przemieszczanie porcji gazu w kierunku węzła ciśnienia przy jednoczesnym oddaniu ciepła przez gaz, c - rozprężanie porcji gazu wskutek jej przemieszczenia w kierunku węzła ciśnienia, d - przemieszczanie porcji gazu w kierunku strzałki ciśnienia przy jednoczesnym pobraniu ciepła przez gaz. Linia kreskowana zaznacza orientacyjne granice kolejnych przemian termodynamicznych

W celu osiągnięcia przesunięcia fazowego między zmianami ciśnienia i objętości elementarnej porcji gazu, charakterystycznego dla zjawiska termoakustycznego zachodzącego w warunkach fali stojącej (Rys. 1.5), wymiana ciepła między gazem a ścianką wymiennika regeneracyjnego musi być termodynamicznie niedoskonała. Oznacza to, że porcja gazu musi być częściowo izolowana cieplnie od wymiennika w trakcie przemieszczania się w kierunku węzła/strzałki ciśnienia (Rys. 1.5a,c), ale jednocześnie musi uczestniczyć w wymianie ciepła po kompresji i rozprężeniu (Rys. 1.5a punkty b,d) [15]. Niedoskonałość ta pochodzi z faktu, iż jedynie gaz zgromadzony bezpośrednio w warstwie przyściennej wymiennika jest zdolny w krótkim czasie, wynikającym z okresu propagującej fali akustycznej, do wymiany ciepłej ze ścianką wymiennika. W ujęciu makroskopowym oznacza to występowanie istotnego oporu cieplnego [15]. Z tej przyczyny, urządzenia termoakustyczne pracujące w warunkach fali stojącej posiadają termodynamicznie ograniczoną sprawność, wykazując jednakże istotną zaletę w postaci prostej konstrukcji [15]. W przypadku układów pracujących w warunkach fali biegnącej (Rys. 1.6), kontakt cieplny między gazem a ścianką wymiennika ciepła jest niemalże doskonały [15]. Z tej przyczyny, transport ciepła, zachodzący w obiegu, ma miejsce raczej w trakcie ruchu porcji gazu (Rys. 1.6b punkty b,d), niż w czasie jej krótkotrwałego zatrzymania w pobliżu ścianki wymiennika [15]. Przy założeniu kontaktu całej objętości gazu ze ścianką wymiennika (spowodowanego m.in. przez jego bardzo wysoką porowatość), przepływ ciepła między gazem a wymiennikiem jest z termodynamicznego punktu widzenia odwracalny, co w ujęciu makroskopowym prowadzi do zaniedbywalnego oporu cieplnego [15].

Projektowanie i konstrukcja wymienników ciepła, zapewniających realizację wymiany ciepła w opisany sposób, przy jednocześnie niewielkim wpływie na pole akustyczne, stanowi złożony problem inżynierski [1]. Zgodnie z literaturą przedmiotu [18,19], jako wzorcowe geometrie wymienników najczęściej wykorzystuje się ciała porowate i stopy płaskich płyt lub cylindrów, których wymiary podlegają dalszej optymalizacji. Istotny problem optymalizacyjny stanowi także dobór geometrii kanału akustycznego. Kształt kanału powinien zapewnić możliwie ujednoczone pole akustyczne w obszarze kluczowych wymienników ciepła przy jednoczesnej minimalizacji strat akustycznych [18,20]. W przypadku układów wykorzystujących falę stojącą, minimalizacja strat wynikających z lepkości gazu, może zostać osiągnięta poprzez skrócenie kanału do jednej czwartej długości fali (Rys. 1.7b) lub zastosowanie kanału o zmiennej średnicy (Rys. 1.7c) [20]. W układzie wykorzystującym falę biegnącą, konieczna jest optymalizacja parametrów konstrukcyjnych pętli akustycznej [21]. Z tej przyczyny, urządzenia termoakustyczne wykorzystujące falę biegnącą charakteryzują się na ogół podwyższoną sprawnością, jednakże osiągnięcie optymalnej konstrukcji stanowi relatywnie złożone zagadnienie [15].



Rys. 1.7. Schemat przykładowych geometrii kanałów akustycznych układów, pracujących w warunkach fali stojącej: a - kanał prosty o długości równej  $\frac{1}{2}$  długości fali, b - kanał prosty o długości równej  $\frac{1}{4}$  długości fali, c - kanał o długości równej  $\frac{1}{4}$  długości fali oraz zmiennej średnicy.

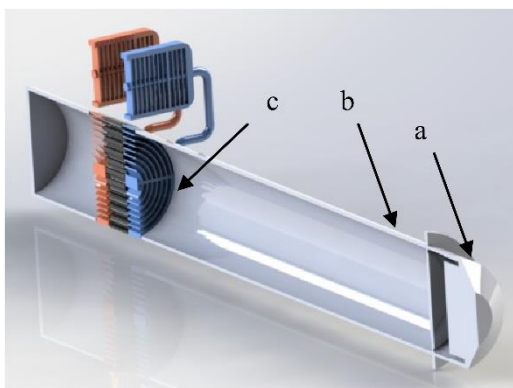
Od lat 90-tych ubiegłego stulecia, podjęto liczne próby skonstruowania urządzeń wykorzystujących zjawisko termoakustyczne, w tym instalacji pełniących rolę chłodziarek lub pomp ciepła [18,20,22]. Układy te charakteryzują się potencjalnie licznymi zaletami, takimi jak: stosunkowo lekka i nieskomplikowana konstrukcja, brak konieczności wykorzystania ruchomych części mogący znacznie wydłużyć przewidywany czas eksploatacji czy stosowanie nietoksycznych i bezpiecznych dla środowiska mediów roboczych [15,20,23,24]. Niemniej jednak, pomimo wielu lat badań, obecna wiedza zarówno na temat samego zjawiska, jak i metodologii konstrukcji opartych o nie układów, nie pozwala na zaprojektowanie zminiaturyzowanych urządzeń, charakteryzujących się zadowalającymi parametrami operacyjnymi [13,21]. Urządzenia dotychczas skonstruowane i omówione w literaturze przedmiotu [13,20,25,26] w większości pełnią rolę stanowisk

eksperymentalnych, użytkowanych w celu identyfikacji możliwości ich potencjalnego wdrożenia w procesach przemysłowych [21,22]. Ponadto, jak wykazano w literaturze [21], dostępna obecnie technologia uniemożliwia szerokie rozpowszechnienie tego typu rozwiązań w systemowych lub rozproszonych układach grzewczych, chłodniczych lub poligeneracyjnych.

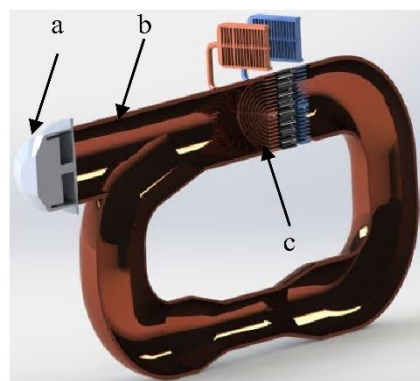
Jednakże, wymienione zalety urządzeń termoakustycznych, zwłaszcza w ujęciu rosnącego znaczenia problemu ograniczenia negatywnego wpływu urządzeń ciepłych na ekosystem, stanowią jedną z zasadniczych przyczyn podjęcia w ostatnich kilkunastu latach złożonych badań obliczeniowych i eksperymentalnych dotyczących zjawiska termoakustycznego. Badania te koncentrują się na opracowywaniu i testowaniu zróżnicowanych układów, wykorzystujących omawiany fenomen, do wytwarzania użytkowych postaci energii.

## 1.2 Przykłady potencjalnych zastosowań

W drugiej połowie dwudziestego wieku można zaobserwować intensyfikację prób implementacji prostych urządzeń termoakustycznych, czy to wykorzystujących falę stojącą (Rys. 1.8), czy biegnącą (Rys. 1.9).



Rys. 1.8. Przykład konstrukcji urządzenia termoakustycznego z falą stojącą (przekrój): a – wzбудnik akustyczny, b – kanał akustyczny, c – zestaw wymienników ciepła



Rys. 1.9. Przykład konstrukcji urządzenia termoakustycznego z falą biegnącą (przekrój): a – wzbudnik akustyczny, b – kanał akustyczny, c – zestaw wymienników ciepła

Jednym z pierwszych obszarów, w których podjęto próbę wdrożenia urządzeń termoakustycznych, jest chłodnictwo i kriogenika. W 1991 roku, w wyniku współpracy amerykańskich zespołów naukowych z Los Alamos National Laboratory (LANL) i National Institute of Standards and Technology (NIST), opracowano pierwszą chłodziarkę kriogeniczną, nieposiadającą ruchomych części, wykorzystującą silnik termoakustyczny [9,22]. Skonstruowane urządzenie dysponowało maksymalną mocą chłodniczą na poziomie 5W, przy temperaturze medium chłodzonego wynoszącej 120K [9,22]. W 1997 roku w Denver zaprezentowano termoakustyczne urządzenie kriogeniczne. Urządzenie,

dedykowane skraplaniu gazu ziemnego, o maksymalnej mocy chłodniczej wynoszącej 2kW przy temperaturze medium ochładzanego wynoszącej  $-140^{\circ}\text{C}$ , charakteryzowało się wydajnością wytwarzania wynoszącą około  $0,5\text{m}^3$  LNG na dobę [9]. Dwa lata później rozpoczęto prace nad opracowaniem drugiej generacji wspomnianego urządzenia, o docelowej wydajności równej około  $1,9\text{m}^3$  LNG na dobę [9]. Skonstruowane urządzenie wykorzystywało silnik termoakustyczny o nominalnej mocy akustycznej równej 30kW, który zasilano gorącymi spalinami pochodzącymi z palnika gazowego, oraz trzy chłodziarki termoakustyczne o całkowitej mocy 7kW. Chłodziarki umieszczono równolegle względem ścieżki propagacji fali akustycznej i szeregowo względem strumienia skraplanego gazu ziemnego [9]. Jako medium robocze, zlokalizowane wewnątrz kanału akustycznego, łączącego silnik z chłodziarkami, wykorzystano hel pod ciśnieniem bezwzględnym wynoszącym  $3,1\text{MPa}$ . Na podstawie wstępnych obliczeń szacowano, że w celu zasilania układu, konieczne będzie zużycie około 35% całkowitego strumienia gazu ziemnego, dostarczonego do urządzenia (tj. przy założonej wydajności  $1,9\text{m}^3$  LNG na dobę, nieco ponad  $1\text{m}^3$  gazu na dobę zostanie dostarczony do palnika celem zamiany w ciepło użytkowe). Pierwsze testy układu, przeprowadzone w roku 2001, przy mocy chłodniczej wynoszącej 25% mocy nominalnej, udowodniły poprawne funkcjonowanie kluczowych komponentów urządzenia [9]. Jednakże, nie przeprowadzono badań dla nominalnych parametrów pracy urządzenia [9]. w ostatnich latach badania nad konstrukcją termoakustycznych urządzeń kriogenicznych zostały wznowione, a ich wyniki opisano szerzej w literaturze przedmiotu [27,28].

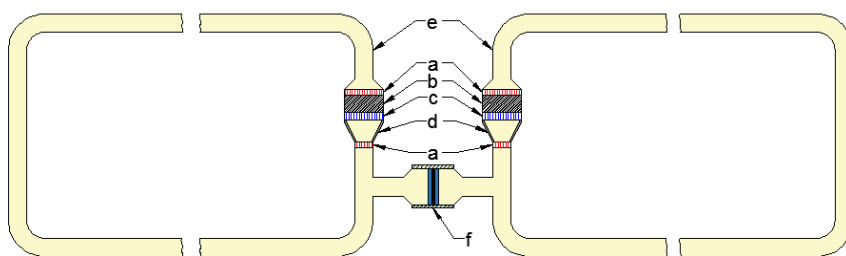
Badania nad zastosowaniem chłodziarek termoakustycznych w przemyśle prowadzono także w obszarze konwencjonalnego chłodnictwa [29,30,31]. W 2004 roku zespół badaczy z Pennsylvania State University zaprezentował prototyp kompaktowej chłodziarki spożywczej, dedykowanej do przechowywania lodów [29]. W omawianym urządzeniu, w celu maksymalizacji mocy i redukcji strat entalpii gazu roboczego (helu pod ciśnieniem bezwzględnym równym  $1\text{MPa}$ ), zaimplementowano szereg unikatowych rozwiązań. Wśród nich należy wymienić zastosowanie magnetycznego wzbudnika akustycznego z wibrującą masą, drgającą z częstotliwością optymalną ze względu na wytrzymałość zmęczeniową samego wzbudnika i wynoszącą około  $100\text{Hz}$  [29]. Ponadto, w celu redukcji strat bezwładności akustycznej drgającej masy gazu roboczego i efektu strumieniowania (tzw. strat Gedeona), między źródłem fali akustycznej a zestawem wymienników zastosowano mechaniczny wzmacniacz amplitudy ciśnienia akustycznego [29]. Wzmacniacz ten wykonano w postaci cylindra, osłoniętego jednostronnie stożkową błoną, wykonaną z tworzywa sztucznego [29]. Wyniki przeprowadzonych badań wstępnych wykazały, że zastosowanie tego rozwiązania pozwoliło na wzmocnienie amplitudy ciśnienia o około 8,5%, przy jednoczesnym obniżeniu całkowitych strat bezwładnościowych o ponad 70% względem konfiguracji referencyjnej [29]. Skonstruowane urządzenie osiągało moc chłodniczą wynoszącą  $119\text{W}$  przy temperaturze zimnego wymiennika ciepła wynoszącej około  $-24,5^{\circ}\text{C}$  i wartości współczynnika COP równej 0,81 [29].

W literaturze przedmiotu [30] znajduje się również opis kompaktowego termoakustycznego urządzenia chłodniczego, wykorzystującego jako ośrodek propagacji fali akustycznej (gaz roboczy) mieszaninę helu i argonu (w proporcji objętościowej 70% helu/30% argonu) pod ciśnieniem 40 bar. Charakterystyczną cechą geometrii przedstawionego rozwiązania jest - realizowany za pomocą odpowiedniego usytuowania wzbudnika akustycznego - podział kanału akustycznego na dwie części o różnych objętościach (odpowiednio  $8 \text{ dm}^3$  oraz  $4 \text{ dm}^3$ ) [30]. Konstrukcja ta umożliwia odseparowanie rdzenia urządzenia termoakustycznego, zawierającego zestaw wymienników ciepła, od przestrzeni gazu roboczego niebiorącej udziału w wymuszeniu zjawiska termoakustycznego, która to przestrzeń niezbędna jest w celu wyrównania ciśnienia po obu stronach wibrującego wzbudnika [30]. Zaimplementowane w rdzeniu urządzenia wymienniki: gorący oraz zimny wykonano ze stopu miedzi jako odpowiednio ożebrowany wymiennik płaszczowo-rurowy oraz wymiennik ożebrowany; wymiennik regeneracyjny wykonano z połączonego zestawu dwustu czternastu dysków z siatki stalowej o średnicy drutu równej  $4,3 \cdot 10^{-2} \text{ mm}$  [30]. W badanym urządzeniu, przy wymuszeniu amplitudy ruchu wzbudnika na poziomie 8,5 mm, uzyskano wartości współczynnika COP wynoszącą 1.89 przy temperaturze zimnego wymiennika ciepła równej  $13,3^\circ\text{C}$  oraz wartość COP wynoszącą 1.32 przy temperaturze zimnego wymiennika ciepła równej  $3,6^\circ\text{C}$  [30].

W ostatnich latach liczne grupy badaczy podjęły się prób konstrukcji kompaktowych prądnic, wykorzystujących silniki termoakustyczne. W literaturze [32] przedstawiono urządzenie, pracujące w warunkach fali biegnącej, wykorzystujące zestaw wymienników ciepła oraz liniowy alternator, umieszczony w rozszerzonym fragmencie quasi-toroidalnego kanału akustycznego i połączony z zestawem wymienników ciepła poprzez bufor cieplny [32]. W urządzeniu tym zastosowano atypowy zestaw cech konstrukcyjnych wymienników ciepła [32]. Wymiennik gorący, doprowadzający ciepło do układu termoakustycznego, wykonano w postaci szeregu koncentrycznych dysków, wykonanych z siatki stalowej o średnicy drutu nieprzekraczającej 3,17mm i połączonych z elektrooporowym elementem grzejnym. Wymiennik regeneracyjny wykonano w postaci zestawu czterdziestu dwóch dysków siatki stalowej o średnicy drutu wynoszącej 0,254mm. Wymiennik zimny, odprowadzający ciepło odpadowe, wykonano w postaci nawiercanego aluminiowego walca, o kierunku przepływu cieczy chłodniczej prostopadłym do kierunku propagacji fali). W celu zmniejszenia strat mocy akustycznej, występujących w omawianym urządzeniu wskutek interakcji elementów alternatora z propagującą falą, zastosowano bierny fragment kanału o regulowanej długości [32]. Fragment ten umieszczono równoległe do fragmentu kanału akustycznego, obejmującego zestaw wymienników [32]. Urządzenie zasilano ciepłem wysokotemperaturowym, doprowadzonym przez elektrooporowy element grzejny, zintegrowany z wymiennikiem gorącym, o mocy regulowanej w zakresie od 300 do 900W [32]. W trakcie testów opracowanego urządzenia, osiągnięto maksymalną moc elektryczną wynoszącą 11,6W przy 900W mocy cieplnej,

doprowadzonej do układu, przy sprawności konwersji ciepła w energię elektryczną na poziomie nieco ponad 1% [32].

W literaturze [33] opisano także inną konstrukcję układu wytwórczego, wykorzystującego układ szeregowo połączonych dwóch silników termoakustycznych, z równoległe umieszczonym alternatorem liniowym (Rys. 1.10). Urządzenie składało się z podwójnego układu rdzenia termoakustycznego, tworzonego przez dwa atmosferyczne wymienniki ciepła (Rys. 1.10a), wymiennik regeneracyjny (Rys. 1.10b), wymiennik gorący (Rys. 1.10c), bufora cieplnego (Rys. 1.10d), a także dwóch toroidalnych kanałów akustycznych (Rys. 1.10e) oraz wspólnego dla obu kanałów alternatora liniowego (Rys. 1.10f) [33]. Również w tym przypadku, szczególną uwagę należy zwrócić na wykonanie elementów wymienników ciepła. Wymienniki atmosferyczne wykonano ze stopu miedzi w postaci płytowo-żebrowych, krzyżowych, częściowo nawiercanych elementów. Wymiennika regeneracyjny skonstruowano z 445 dysków wykonanych z siatki stalowej o średnicy drutu wynoszącej 0,065mm. Wymiennik gorący wykonano przez elektrodrażenie w walcu ze stali niskostopowej, o porowatości wynoszącej nieco ponad 34% i wyposażonego w zestaw elektrooporowych elementów grzejnych. Bufor cieplny urządzenia zamocowano w postaci stalowej zwężki, umieszczonej bezpośrednio poniżej wymiennika gorącego. Jako medium robocze w opisywanym układzie wykorzystano hel pod ciśnieniem 2,8MPa [33]. Strumień ciepła napędowego, przekazywany w wymienniku gorącym i wynoszący 900W, dostarczano na poziomie temperaturowym wynoszącym około 400°C [33]. Testy urządzenia wykazały możliwość uzyskania maksymalnej mocy wyjściowej wynoszącej ponad 48W, przy sprawności konwersji ciepła użytkowego na poziomie 5,5% [33].

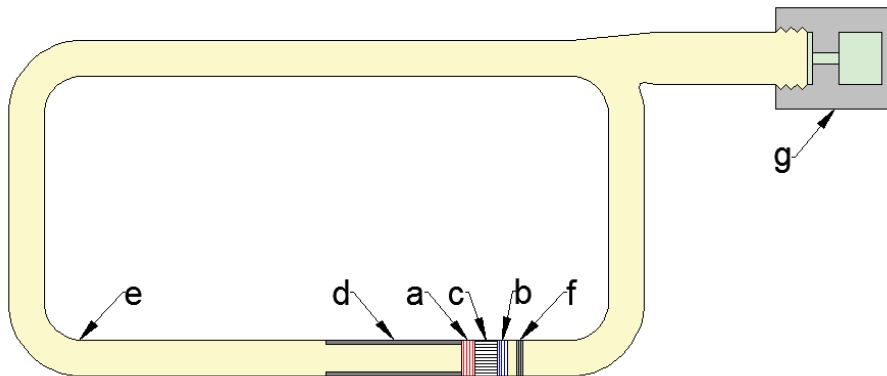


Rys. 1.10. Termoakustyczne urządzenie wykorzystujące dwa silniki termoakustyczne i wspólny alternator liniowy [33]: a - wymiennik atmosferyczny, b - wymiennik regeneracyjny, c - wymiennik gorący, d - bufor cieplny, e - kanał akustyczny, f - alternator liniowy.

Intensywnie rozwijaną grupę urządzeń stanowią także termoakustyczne pompy ciepła. W 2011 roku zaprezentowano urządzenie z quasi-toroidalnym kanałem akustycznym, wykorzystujące zjawisko termoakustyczne z falą biegnącą, ze wzbudnikiem fali akustycznej w postaci płaskiej przegrody przyłączonej do tłoka silnika liniowego [34]. W omawianej instalacji wykorzystano zestaw wymienników ciepła: wymienniki gorący (Rys. 1.11a) oraz atmosferyczny (Rys. 1.11b) powstałe poprzez równoległe połączenie



cienkościennych żeber, wymiennik regeneracyjny (Rys.1.11c) wytworzony przez połączenie 800 dysków z siatką, oraz bufor cieplny (Rys.1.11d), stanowiący fragment pętli kanału akustycznego (Rys. 1.11e). Żebra wymiennika gorącego oraz atmosferycznego wykonano z brązu, z jednomilimetrowym odstępem między kolejnymi żebrami w celu zachowania wymaganej porowatości na poziomie 0,5, natomiast siatkę wymiennik regeneracyjny wykonano ze stali nierdzewnej, o średnicy drutu tworzącego siatkę wynoszącej 0,030mm [34]. Bufor cieplny, położony bezpośrednio przy wymienniku gorącym, zaizolowano warstwą wełny szklanej [34]. W celu redukcji strat akustycznych w pobliżu wymiennika zimnego, w kanale akustycznym umieszczono membranę (Rys. 1.11f), wykonaną z elastycznego tworzywa sztucznego [34]. Urządzenie testowano, wykorzystując jako gaz roboczy azot pod ciśnieniem bezwzględnym wynoszącym 0,5MPa, przy wysokiej amplitudzie ciśnienia akustycznego równej 20kPa [34]. W warunkach efektywnego odprowadzenia ciepła odpadowego, to jest utrzymywania temperatury wymiennika zimnego na poziomie temperatury otoczenia, w trakcie badań osiągnięto temperaturę wymiennika gorącego wynoszącą 370°C [34]. Moc cieplna omawianego urządzenia oraz współczynnik COP nie zostały podane [34].

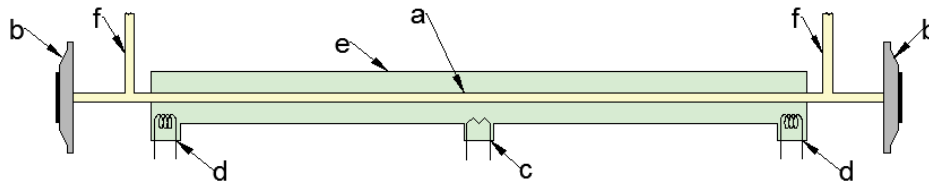


Rys. 1.11. Termoakustyczna pompa ciepła [34]: a - wymiennik gorący, b - wymiennik atmosferyczny, c - wymiennik regeneracyjny, d - bufor cieplny, e - kanał akustyczny, f - membrana ograniczająca straty akustyczne, g - zespół wzбудnika akustycznego.

W literaturze [35] przedstawiono również opis badań numerycznych układu, dedykowanego zagospodarowaniu ciepła odpadowego. Układ ten wykorzystywał trzy połączone szeregowo rdzenie termoakustyczne z trzema niezależnymi wzбудnikami liniowymi, zamknięte we wspólnym toroidalnym kanale akustycznym [35]. W urządzeniu tym każdy z rdzeni termoakustycznych składał się z atmosferycznego wymiennika ciepła, wymiennika gorącego i wymiennika zimnego, bufora cieplnego w postaci cienkościennego cylindra izolowanego cieplnie, oraz z wymiennika regeneracyjnego [35]. Wymienniki gorący i zimny wykonano w postaci miedzianych wymienników płaszczowo-rurowych, o średnicy rur nieprzekraczającej 1mm, natomiast wymiennik regeneracyjny wytworzono z siatki stalowej, o średnicy drutu nieprzekraczającej 0,066mm [35]. Jako wzбудnik liniowy, generujący falę akustyczną o wymaganych parametrach, zastosowano silnik liniowy z dwoma symetrycznymi tłokami [35]. Jako gaz roboczy wykorzystano hel pod

ciśnieniem bezwzględnym równym 5MPa [35]. Temperaturę zimnego wymiennika ciepła utrzymywano w granicach od 40°C do 70°C, jako w zakresie wartości typowych dla niskotemperaturowego ciepła odpadowego z instalacji przemysłowych. Temperaturę gorącego wymiennika ciepła regulowano w zakresie od 120°C do 150°C [35]. W badaniach symulacyjnych omawianej konstrukcji osiągnięto moc grzewczą na poziomie 1038W przy całkowitej mocy akustycznej, generowanej przez wzbudniki liniowe, wynoszącej poniżej 348W, uzyskując maksymalną wartość współczynnika COP wynoszącą 2,99 [35].

W ostatnich latach przeprowadzono również intensywne badania nad zastosowaniem zjawiska termoakustycznego w procesach separacji gazów. Obecnie rozpowszechnione w tych procesach układy membranowe oraz adsorpcyjne charakteryzują się możliwością uzyskania wysokiej jakości procesu [36,37]. Ich wadę stanowi jednak wysoka energochłonność [36]. W literaturze [38] przedstawiono wyniki badań modelowych i eksperymentalnych, dotyczących możliwości wykorzystania gradientu temperatury, występującego wzdłuż wymiennika regeneracyjnego urządzenia termoakustycznego, do wymuszenia zmiany właściwości fizycznych składników mieszaniny gazów, w celu ułatwienia ich rozdziału. Skonstruowane urządzenie, składało się z cylindrycznego rezonatora (Rys. 1.12,a), pełniącego fragmentarycznie również rolę wymiennika regeneracyjnego, zamkniętego obustronnie płaskimi wzbudnikami akustycznymi (Rys. 1.12,b), złożonymi z głośnika elektromagnetycznego i hermetycznej, częściowo sztywnej błony [38]. W celu zapewnienia wystąpienia istotnego gradientu temperatury wzdłuż wymiennika regeneracyjnego, układ wyposażono w elektrooporowy układ grzewczy (Rys. 1.12,c) zlokalizowany w pobliżu poprzecznej osi symetrii instalacji, oraz dwa układy chłodzenia (Rys. 1.12,d), umieszczone w pobliżu głośników [38]. Maksymalna temperatura pracy układu grzewczego wynosiła 300°C [38]. Gazem roboczym, stanowiącym jednocześnie przedmiot procesu separacji, stanowiła mieszanina helu i argonu w początkowo równych udziałach molarowych (50% helu oraz 50% argonu), pod ciśnieniem bezwzględnym wynoszącym 80kPa [38]. Badania układu prowadzono dla różnych gradientów temperatury wzdłuż wymiennika regeneracyjnego (o wartości maksymalnej wynoszącej  $\pm 416$  K/m dla każdego z symetrycznych fragmentów wymiennika) oraz dla trzech wartości amplitudy ciśnienia akustycznego (z maksymalną wartością równą 3kPa) [38]. Wyniki badań eksperymentalnych wykazały możliwość uzyskania zmiany stężenia składników separowanej mieszaniny do maksymalnej proporcji 60%/40%, istotnie zależnej od punktu pobrania próbki gazu względem osi kanału akustycznego [38]. Opisane wyniki osiągnięto przy maksymalnej wartości gradientu temperatury i dla amplitudy ciśnienia akustycznego wynoszącej 1,5kPa, po około trzech godzinach od rozpoczęcia procesu separacji [38]. Potencjalnie obiecujące wyniki eksperymentów, dedykowanych termoakustycznej separacji mieszanin gazowych, przedstawiono także w [39] oraz [40].



Rys. 1.12. Układ do badań możliwości termoakustycznej separacji gazów [38]: a - rezonator, b - zespół wzбудnika akustycznego, c - układ grzewczy, d - układ chłodzący, e - obudowa rezonatora, f - kanały doprowadzenia/odprowadzenia mieszanki gazowej.

W literaturze [41,42] zaprezentowano również koncepcję wykorzystania chłodziarki termoakustycznej, połączonej poprzez wspólny kanał akustyczny z silnikiem termoakustycznym, do osuszania spalin energetycznych w celu intensyfikacji procesu membranowej separacji CO<sub>2</sub>. Podstawową funkcją urządzenia, zasilanego gorącymi spalinami z komory paleniskowej lub ekspandera układu turbiny gazowej, było obniżenie temperatury spalin do temperatury niższej od temperatury punktu rosy, celem wykroplenia zawartej w nich pary wodnej [41,42]. Wykroplenie wilgoci ze spalin przed ich doprowadzeniem do układu sekwestracji dwutlenku węgla miało zwiększyć parametry pracy zastosowanego układu separacji membranowej [41,42]. Według przedstawionych wyników badań modelowych, urządzenie to, pracujące w układzie gazowo-parowym, pozwoliłoby na wykroplenie około 84% wilgoci zawartej w spalinach, przy ubytku mocy układu nieprzekraczającym 1,5% [42].

Pomimo licznych, zakończonych sukcesem, prac eksperymentalnych dotyczących aplikacji zjawiska termoakustycznego, wyniki tych badań nie znalazły powszechnych zastosowań komercyjnych. Należy podkreślić, że w przypadku zaprezentowanych układów chłodniczych i kriogenicznych, istotnym ograniczeniem wydaje się być relatywnie niska wartość współczynnika COP. W układach wytwórczych energii elektrycznej znaczącym ograniczeniem jest relatywnie niewielka moc generowana przez alternator, oraz niska sprawność konwersji ciepła. Obiecujące parametry operacyjne uzyskano jedynie dla układów pomp ciepła. Jednakże, pewne utrudnienie w komercjalizacji niektórych z nich stanowią mogą relatywnie znaczące wymiary geometryczne. Jedną z kluczowych przyczyn, decydujących o wymienionych ograniczeniach, jest niedostateczna wiedza o pełni zjawisk, zachodzących w urządzeniu termoakustycznym (analizowanym jako urządzenie trójwymiarowe), oraz ich powiązania z szeregiem cech konstrukcyjnych takiego urządzenia.

Również w dorobku Autora oraz Promotora niniejszej pracy znajdują się opracowania, za które przyznano patenty RP (nr 240641, nr 237213 oraz nr 220560). W opisie patentowym nr 240641 [43] będącym dorobkiem Autora, opisano układ wykorzystujący zjawisko termoakustyczne do chwilowej modyfikacji warunków wymiany ciepła między dwoma płynami. Układ ten składa się z wymiennika płaszczowo-rurowego, zabudowanego jednostronnie wzбудnikiem akustycznym. W przypadku wzbudzenia fali

akustycznej o częstotliwości rezonansowej płaszcz wymiennika, pęczek rur pełni rolę regeneratora. W wyniku występowania zjawiska termoakustycznego, pole temperatur w bezpośrednim sąsiedztwie wiązki ulega istotnej modyfikacji. Umożliwia to regulację parametrów pracy wymiennika [43].

W opisie patentów nr 220560 i 237213 [44,45] odwołano się do wykorzystania urządzeń termoakustycznych w procesach separacji gazów. Z opisu [44] znane jest urządzenie, wykorzystujące zjawisko termoakustyczne do lokalnego ochłodzenia lub ogrzania mieszaniny gazów w pobliżu membrany separacyjnej. Obniżenie lub podwyższenie temperatury mieszaniny wpływa na zmianę gęstości jej składników. Zmiana ta przekłada się na modyfikację pola ciśnień parcjalnych w pobliżu membrany, co intensyfikuje lub upośledza proces separacji membranowej mieszaniny gazów [44]. W przypadku układu opisanego w [45], fenomen wykorzystywany jest do chwilowego, ograniczonego rozdziału gazu roboczego (stanowiącego separowaną mieszaninę gazów) na obszary zagęszczenia i rozrzedzenia (odpowiadające strzałkom i węzłom ciśnienia). Zagęszczenie i rozrzedzenie jest wspomagająco wykorzystywane do separacji składników z mieszaniny [45].

## 2. Motywacja, zakres i cel rozprawy

Ze względu na powszechność użycia układów chłodniczych, stanowią one istotny obszar rozwoju w zakresie urządzeń energetycznych. W najczęściej wykorzystywanych urządzeniach sprężarkowych, zastosowanie znajdują toksyczne czynniki robocze, charakteryzujące się ponadto wysokim współczynnikiem GWP (Global Warming Potential). Zarówno wytwarzanie, jak i utylizacja uszkodzonych lub zużytych urządzeń stanowi złożony proces ze względu na konieczność zapewnienia bezpieczeństwa środowisku naturalnemu. Popularyzacja urządzeń chłodniczych wykorzystujących zjawisko termoakustyczne może stanowić przynajmniej częściowe remedium na opisane powyżej wyzwania. Poszukiwanie nowych technologii w chłodnictwie stanowi więc zagadnienie istotne, wymagające dalszych prac. Szerokie wykorzystanie narzędzi obliczeniowej dynamiki płynów (CFD) oraz dalsze badania eksperymentalne, pozwalające na weryfikację badań modelowych, wydają się niezbędne w celu umożliwienia projektowania i konstruowania wysokosprawnych i wydajnych urządzeń termoakustycznych. Pozyskanie szczegółowej wiedzy jest niezbędne do opracowania układów, mogących konkurować w przyszłości z dostępnymi obecnie technologiami na rynku komercyjnym, szczególnie w zakresie sprawności energetycznej i mocy. Teza ta znajduje swoje odzwierciedlenie w licznych badaniach numerycznych i eksperymentalnych, opisanych we współczesnej literaturze przedmiotu [28,30,31,46,47,48,49,50,51]. Ograniczona dostępność wyników badań numerycznych i eksperymentalnych analiz parametrycznych dla kompaktowych termoakustycznych układów chłodniczych i pomp ciepła, stanowi motywację podjęcia przedstawionej tematyki.

Celem głównym niniejszej rozprawy doktorskiej jest określenie zależności parametrów pracy kompaktowej chłodziarki termoakustycznej od jej cech konstrukcyjnych oraz określenie szczególnie korzystnych cech konstrukcyjnych. W zdefiniowanym celu zawiera się również poznanie podstawowych zagadnień, związanych z zjawiskiem termoakustycznym w kontekście późniejszego wykorzystania do budowy kompaktowych chłodziarek. Przyjęta metodyka obejmuje numeryczną oraz eksperymentalną analizę parametrów operacyjnych chłodziarki, w zależności od cech konstrukcyjnych urządzenia oraz parametrów środowiskowych jego pracy. Jednym z celów cząstkowych niniejszej pracy jest określenie zasadności wykorzystania komercyjnych i niekomercyjnych narzędzi obliczeniowych do estymacji parametrów operacyjnych termoakustycznych chłodziarek i pomp ciepła, pracujących w warunkach występowania fali stojącej.

Zdefiniowany cel pracy osiągnięto przez realizację następujących celów cząstkowych:

- przygotowanie matematycznego modelu urządzenia w wariantach odwzorowujących niektóre z przebadanych eksperymentalnie konfiguracji oraz przeprowadze-

nie analiz obliczeniowych z wykorzystaniem dostępnych narzędzi obliczeniowej dynamiki płynów,

- przygotowanie matematycznego modelu urządzenia w wariantach odwzorowujących wszystkie przebadane eksperymentalnie konfiguracje oraz przeprowadzenie analiz obliczeniowych z wykorzystaniem modelu liniowego w oparciu o niekomercyjne narzędzia obliczeniowe,
- modyfikację i rozbudowę stanowiska do badań eksperymentalnych zjawiska chłodzenia termoakustycznego,
- przebadanie szeregu wymiennych elementów stanowiska eksperymentalnego, umożliwiających realizację badań w poszerzonym zakresie zmienności parametrów konstrukcyjnych urządzenia termoakustycznego,
- wyznaczenie parametrów operacyjnych urządzenia termoakustycznego, funkcjonującego jako chłodziarka, w funkcji uzmiennionych parametrów konstrukcyjnych (długości kanału akustycznego, wymiarów geometrycznych wymiennika regeneracyjnego, materiału wykonania wymiennika regeneracyjnego) i środowiskowych (kompozycji gazu roboczego, ciśnienia gazu roboczego),
- wykonanie szeregu serii pomiarowych i oszacowanie błędów pomiarowych oraz przeprowadzenie podstawowej diagnostyki stanu pracy urządzenia z wykorzystaniem elementów matematycznego przetwarzania i analizy sygnałów.

Należy podkreślić, że przedstawiony cel pracy jest zbieżny z obowiązującymi trendami w zakresie badań urządzeń termoakustycznych [50,51,52,53].

### 3. Badania z wykorzystaniem modelu liniowego

#### 3.1 Opis modelu

Współczesne badania nad zjawiskiem termoakustycznym zostały umożliwione przez utworzenie spójnego modelu matematycznego, opisującego przemianę energii akustycznej w ciepło i wynikającego bezpośrednio z analitycznych modeli przepływu ciepła i równania fali [1,54].

Interakcja ciepło-przepływowa między gazem roboczym a wymiennikami ciepła wewnątrz urządzenia termoakustycznego występuje wyłącznie w ograniczonym obszarze warstwy przyściennej. Wymiary geometryczne tej warstwy przybliża się poprzez wprowadzenie pojęć głębokości penetracji termicznej oraz głębokości penetracji lepkościowej, wyrażonych przez odpowiednio zależność (3.1) oraz zależność (3.2) [1,54]. Kwadrat stosunku tych wielkości stanowi liczbę Prandtla gazu roboczego (3.3) [1]. W literaturze często te wielkości są normalizowane, poprzez odniesienie ich wartości do wartości charakterystycznego wymiaru geometrycznego w rozpatrywanym obszarze urządzenia (np. w obszarze wymiennika ciepła – do połowy szerokości odstępu między kolejnymi żebrami/kapilarami) [1,20].

$$\delta_k = \sqrt{\frac{2K}{\rho_m c_p \omega}} \quad (3.1)$$

$$\delta_\nu = \sqrt{\frac{2\mu}{\rho_m \omega}} \quad (3.2)$$

$$\sigma = \left(\frac{\delta_\nu}{\delta_k}\right)^2 \quad (3.3)$$

Podstawowymi zależnościami fizycznymi, wykorzystywanymi w analizie zjawiska termoakustycznego są równania Naviera-Stokes'a (3.4), ciągłości (3.5), bilansu energii (3.6) oraz nieustalonego przewodzenia ciepła w materiale wymiennika (3.7) [1]:

$$\rho \left[ \frac{\partial \mathbf{v}}{\partial t} + (\mathbf{v} \cdot \nabla) \mathbf{v} \right] = -\nabla p + \mu \nabla^2 \mathbf{v} + \left( \zeta + \frac{\mu}{3} \right) \nabla (\nabla \cdot \mathbf{v}) \quad (3.4)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v}) = 0 \quad (3.5)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \left( \frac{1}{2} \rho v^2 + \rho \epsilon \right) = -\nabla \cdot \left[ \rho \mathbf{v} \left( \frac{1}{2} \rho v^2 + h \right) - K \nabla T - \mathbf{v} \cdot \Sigma \right] \quad (3.6)$$

$$\frac{\partial T_S}{\partial t} = \frac{K_S}{\rho_S c_S} \nabla^2 T_S \quad (3.7)$$

Ze względu na nieustalony charakter zjawiska rozkłady ciśnienia, prędkości i temperatury gazu opisywane są najczęściej na płaszczyźnie zespolonej, odpowiednio przez zależności (3.8), (3.9) oraz (3.10) [1]:

$$p = p_m + \operatorname{Re} [p_1(x) e^{i\omega t}] \quad (3.8)$$

$$\mathbf{v} = \operatorname{Re} [v_1(x, y, z) e^{i\omega t}] \quad (3.9)$$

$$T = T_m(x) + \operatorname{Re} [T_1(x, y, z) e^{i\omega t}] \quad (3.10)$$

Do analizy obliczeniowej korzystne jest założenie, że kanał akustyczny jest jednostronnie zamknięty sztywną ścianką uniemożliwiającą ruch cząstek gazu i wymuszającą zerową wartość ich lokalnej prędkości. Przy wprowadzeniu tego założenia, rozkład prędkości cząstek gazu, których ruch drgający wymuszany jest przez płaską falę akustyczną, opisany jest zależnością (3.11) [1]:

$$v_1(x, y) = \frac{i}{\rho_m \omega} \frac{dp_1}{dx} \left[ 1 - \frac{\cosh\left[\frac{(1+i)y}{\delta_g}\right]}{\cosh\left[\frac{(1+i)y_0}{\delta_g}\right]} \right] \quad (3.11)$$

Równanie pędu dla płynu, stanowiące fundament analizy każdego układu przepływowego i akustycznego, w przypadku opisu zjawiska termoakustycznego często sprowadza się do równania dwuwymiarowego, zdefiniowanego dla wzdłużnej współrzędnej  $x$  globalnego układu współrzędnych (3.12), co prowadzi do istotnego uproszczenia analizy [1].

$$i\omega\rho_m v_1 = -\frac{dp_1}{dx} + \mu \frac{\partial^2 v_1}{\partial y^2} \quad (3.12)$$

Wyznaczenie dwuwymiarowego rozkładu temperatury w kolejnych płaszczyznach przekroju wymiennika regeneracyjnego oraz stycznych z nim pozostałych wymienników ciepła wymaga przekształcenia podstawowego równania przewodzenia ciepła (3.7) na zależność wykorzystującą równanie pędu (3.11) [1]. Otrzymanie omawianego rozkładu stanowi podstawę rozszerzonej analizy funkcjonowania urządzenia termoakustycznego. Rozkład temperatur w urządzeniu, może zostać wyznaczony przy wykorzystaniu warunku brzegowego Dirichleta na styku powierzchni wymiennika ciepła z gazem roboczym, stanowiącym ośrodek propagacji fali akustycznej, i opisany równaniem (3.13) [1]:

$$T_S(x, y) = \frac{\epsilon_s}{(1+\epsilon_s)} \left[ \frac{\beta T_m p_1}{\rho_m c_p} + \frac{1}{\rho_m \omega^2} \frac{dT_m}{dx} \left( \frac{dp_1}{dx} \right) \left( \frac{1}{\left(\frac{\delta_g}{\delta_k}\right)^2 - 1} \right) \left( 1 - \frac{f_v}{\left(\frac{\delta_g}{\delta_k}\right)^2 f_k} \right) \right] \frac{\cosh(\alpha_s y')}{\cosh(\alpha_s l)} \quad (3.13)$$

W wyrażeniu (3.13) wykorzystuje się funkcje Rotta [1,20], opisane na płaszczyźnie zespolonej i zależne od geometrii wymiennika oraz właściwości gazu, wykorzystanego jako gaz roboczy. Funkcje te zdefiniowane są dla szeregu typowych konstrukcji wymienników, stosowanych w urządzeniach termoakustycznych [1,20]. Przykładową postać wspomnianych funkcji przedstawiono zależnościami (3.14) oraz (3.15). Metodologię ich wyznaczenia opisano szerzej w literaturze przedmiotu [55].

$$f_v = \frac{\tanh(\alpha_v y_0)}{\alpha_v y_0}, \quad \alpha_v = \frac{(1+i)}{\delta_g} \quad (3.14)$$

$$f_k = \frac{\tanh(\alpha_k y_0)}{\alpha_k y_0}, \quad \alpha_k = \frac{(1+i)}{\delta_k} \quad (3.15)$$



Pomimo zastosowania znaczących uproszczeń, rozwiązanie zależności (3.11) oraz (3.13) będących podstawowymi formułami wykorzystywanymi w analizie urządzeń termoakustycznych, jest relatywnie trudna. Z tej przyczyny, opracowano matematyczny model urządzeń termoakustycznych, uwzględniający jednowymiarowe, uproszczone równanie fali akustycznej, propagującej przez kolejne elementy charakterystyczne dowolnego urządzenia termoakustycznego, przy częściowym pominięciu wpływu strat lepkościowych i cieplnych [56]. Model ten nazywany jest w literaturze przedmiotu modelem liniowym [1,52].

Zależności tworzące model liniowy [56] wyprowadzono na podstawie uproszczenia równań (3.11)-(3.13) przy jednoczesnym wprowadzeniu do analizy dwóch zasadniczych założeń. Pierwszym z nich jest założenie, że wymiar charakterystyczny wymiennika ciepła ( $y_0$ ) jest znacznie większy od lepkościowej ( $\delta_\nu$ ) i cieplnej ( $\delta_k$ ) głębokości penetracji (zgodnie z zależnością 3.16). Założenie to pozwala na wprowadzenie kolejnych uproszczeń w funkcjach Rotta (3.14)-(3.15) i nazywane jest założeniem warstwy przyściennej (ang. "boundary-layer approximation" [1,56]).

$$y_0 \gg \delta_\nu, \delta_k \quad (3.16)$$

Drugie z założeń (3.17), tzw. założenie krótkiego regeneratora (ang. "short-stack approximation" [1,56]) umożliwia przyjęcie stałych wartości ciśnienia i prędkości cząstek gazu roboczego wzdłuż wymiennika regeneracyjnego.

$$L_s \ll \lambda \quad (3.17)$$

Przy uwzględnieniu zależności równania fali akustycznej od czasu, przyjmuje ono postać równania różniczkowego drugiego stopnia. Równanie to jednak można sprowadzić do układu dwóch równań różniczkowych pierwszego stopnia, definiowanych odpowiednio przez (3.18) oraz (3.19) [54,56], gdzie zmienne zależne stanowią ciśnienie  $p_1$  i strumień masy  $U_1$ :

$$\frac{dp_1}{dx} = -\frac{i\omega\rho_m U_1}{A} \quad (3.18)$$

$$\frac{dU_1}{dx} = -\frac{i\omega A p_1}{\rho_m A} \quad (3.19)$$

Lewa strona równania (3.18) wyznaczana jest na podstawie równania zachowania pędu płynu, stanowiącego ośrodek propagacji fali akustycznej (tzw. gazu roboczego), lewa strona równania (3.19) wyznaczana jest natomiast z wykorzystaniem równania ciągłości, opisanego dla gazu roboczego [56]. Po zastąpieniu pochodnych ciśnienia i strumienia masy wielkościami wyznaczonymi z zależności, opisujących elementarną mechanikę płynu roboczego, równania (3.18) oraz (3.19) są całkowane po zmiennej  $x$ , opisującej liniową współrzędną w osiowosymetrycznym kanale akustycznym [56].

W celu dokładnego odwzorowania zmiennych wzdłuż współrzędnej  $x$  geometrii układu termoakustycznego, równania ciągłości oraz zachowania pędu definiowane są w

odmienny sposób dla każdego z szeregu charakterystycznych elementów układu (tzw. segmentów), wśród których można wymienić np. wymiennik regeneracyjny czy zakończenie kanału akustycznego [54,56]. Rozwiązanie równania fali akustycznej dla każdego z segmentów wymaga zdefiniowania czterech warunków brzegowych. Jednakże, układ termoakustyczny rozpatruje się niejednokrotnie jako zestaw pojedynczych segmentów, połączonych wzajemnie z wykorzystaniem równania ciągłości i zachowania pędu. Takie podejście umożliwia wykorzystanie warunków brzegowych zdefiniowanych dla odmiennych segmentów (nawet nieznajdujących się w bezpośrednim sąsiedztwie siebie) z wykorzystaniem iteracyjnego wyznaczania wartości równania fali akustycznej [56]. W celu poprawy jakości rozwiązania i przybliżenia uproszczonego modelu do układów rzeczywistych, równania te uwzględniają szereg zjawisk występujących w obszarze gazu roboczego (np. rozpraszanie mocy akustycznej w warstwie przyściennej kanału akustycznego) [54,56]. Na przykład, zależności (3.18) oraz (3.19) przyjęte dla segmentu dedykowanego opisowi cylindrycznego fragmentu kanału akustycznego (lub fragmentu kanału o dowolnym przekroju poprzecznym, z zachowaniem warunku, że wymiar charakterystyczny przekroju jest znacznie większy od wymiaru warstwy przyściennej), przyjmują postaci odpowiednio (3.20) oraz (3.21) [56]:

$$\frac{dp_1}{dx} = -\frac{i\omega\rho_m U_1}{(1-f_v)A} \quad (3.20)$$

$$\frac{dU_1}{dx} = -\frac{i\omega A p_1}{\rho_m A} \left(1 + \frac{\gamma-1}{1+\epsilon_s} f_k\right) \quad (3.21)$$

Rozwiązanie powyższych równań dla wszystkich segmentów badanego układu jest niezbędne do przeprowadzenia analizy efektów cieplnych zjawiska termoakustycznego. Efekty te identyfikuje się przede wszystkim jako: strumienie ciepła wymienione z otoczeniem, odpowiednio w wymienniku zimnym (lub wzdłuż ochładzanej powierzchni wymiennika regeneracyjnego) oraz w wymienniku gorącym (lub wzdłuż ogrzewanej powierzchni wymiennika regeneracyjnego), moc akustyczną doprowadzoną do układu lub generowaną przez układ, oraz straty mocy akustycznej lub ciepła w kolejnych segmentach układu.

Parametrem wprowadzonym niejednokrotnie do analizy efektów energetycznych pracy układów termoakustycznych jest krytyczny gradient temperatury, definiowany wzdłuż wymiennika regeneracyjnego i opisany zależnością (3.22) [1]:

$$(\nabla T)_{crit} = \frac{\omega p_1}{\rho_m c_p v_1} \quad (3.22)$$

W celu ułatwienia analizy wartości chwilowych wprowadza się pojęcie znormalizowanego gradientu temperatury, stanowiącego stosunek gradientu temperatury wzdłuż wymiennika regeneracyjnego w danych warunkach pracy układu do krytycznego gradientu temperatury (3.23) [1]:

$$\Gamma = \frac{\nabla T_m}{(\nabla T)_{crit}} \quad (3.23)$$

W przypadku analizy urządzeń termoakustycznych strumień ciepła przekazany wzdłuż wymiennika regeneracyjnego między dolnym i górnym źródłem ciepła oszacowany może być z wykorzystaniem zależności (3.24) [1]:

$$\dot{Q} \approx -2(\Gamma - 1)\Pi_{tot}\delta_k p_1 v_1 \quad (3.24)$$

Całkowita moc akustyczna, wymagana do transportu strumienia ciepła wyznaczonego z zależności (3.24), oszacowana może zostać z wykorzystaniem równania (3.25) [1]:

$$\dot{W} \approx 4(\Gamma - 1) \frac{\Pi_{tot}\delta_k p_1^2 L_S(\gamma-1)}{\rho_m a^2} \quad (3.25)$$

Do przeprowadzenia obliczeń z wykorzystaniem modelu liniowego, zastosowano dedykowane oprogramowanie DeltaEC, opracowane i rozwijane przez grupę badaczy z Los Alamos National Laboratory (LANL) w Stanach Zjednoczonych. Metodyka jego wykorzystania jest szeroko opisywana w literaturze przedmiotu [1,18,52,53,57,58].

Wykorzystane środowisko przeprowadza numeryczne całkowanie jednowymiarowego różniczkowego równania fali, opisanego przez zależności (3.18) oraz (3.19). Całkowanie<sup>2</sup> przeprowadzane jest z wykorzystaniem algorytmu Runge'go-Kutty czwartego rzędu [56]. Na granicznych powierzchniach kolejnych segmentów uzgadniane są wartości ciśnień, strumieni objętościowych gazów oraz, w zależności od rodzaju analizowanego segmentu, także innych zmiennych [56].

W segmentach odpowiadających regeneracyjnemu wymiennikowi ciepła, rozwiązywanie równania fali jest prowadzone jednocześnie z rozwiązywaniem bilansu energii. W wyniku zastosowania takiego algorytmu obliczeniowego, otrzymuje się profilu temperatury w modelowanym urządzeniu, który następnie jest wykorzystywany do przeprowadzenia bilansu energii między sąsiadującymi wymiennikami ciepła [56].

Do obliczeń iteracyjnych wykorzystuje się metodę strzałów [56], pozwalającą na zidentyfikowanie warunków brzegowych w obszarze pierwszego i kolejnych segmentów, jeżeli wymagane warunki brzegowe nie zostały opisane (w części lub w całości) w segmencie urządzenia, podlegającym całkowaniu w pierwszej kolejności [56]. W omawianym przypadku, zestaw danych wejściowych i poszukiwanych zmiennych zapisywany jest w postaci nieliniowego układu równań (3.26) [56]. Równania te opisują zależności odchyłek  $F_i$  wartości wyników rozkładów ciśnienia, prędkości, temperatury lub innych  $r_i$ , wyznaczonych dla danego układu przy wykorzystaniu założonych wartości wielkości wejściowych  $g_i$ , od wartości docelowych  $t_i$ :

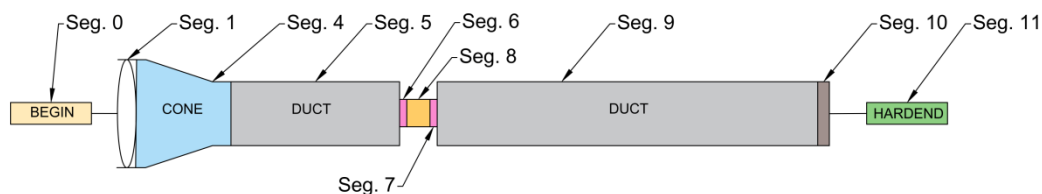
$$\sum_{i=1}^n F_i = \sum_{i=1}^n [r_i(\sum_{i=1}^n g_i) - t_i] \rightarrow \min \quad (3.26)$$

<sup>2</sup> W szczególnych przypadkach - równania pędu i bilansu energii w kolejnych segmentach urządzenia.

Minimalizację wartości funkcji, opisanej przez równanie (3.26), uzyskuje się przy wykorzystaniu zmodyfikowanej hybrydowej metody Powella [56] i omówionej szerzej w literaturze przedmiotu [59].

Liczba iteracji algorytmu całkowania zależy od rodzaju segmentu oraz jego parametrów [56] i jest częściowo dobierana samodzielnie przez środowisko obliczeniowe. Po wyznaczeniu rozkładów ciśnienia, strumienia objętościowego gazu, temperatur gazu i wymienników ciepła, strumienia energii, strat ciśnienia i składu gazu roboczego (w przypadku mieszanin gazowych [40], podlegających zjawisku Soreta), z wykorzystaniem zestawu trzech równań wyznaczane są rozkłady całkowitej mocy akustycznej, strumienia energii oraz całkowitego ciśnienia gazu uśrednionego w czasie [56].

Na potrzeby analizy obliczeniowej, w środowisku DeltaEC<sup>TM</sup> przygotowano model urządzenia (Rys. 3.1), składający się z szeregu segmentów, odwzorowujących kolejno: układ wzbudnika akustycznego (Seg. 1), łącznik stożkowy (Seg. 4), kanał akustyczny przy wzbudniku akustycznym (Seg. 5), gorący wymiennik ciepła (Seg. 6), regeneracyjny wymiennik ciepła (Seg. 8), zimny wymiennik ciepła (Seg. 7), kanał akustyczny przy sztywnej ścianie (Seg. 9) oraz sztywną ściankę, zamykającą kanał akustyczny (Seg. 10). Bezpośrednio przy Segmentie 10 dodano blok warunków obliczeniowych, wymuszający lokalne wyzerowanie oporu akustycznego i strumienia energii na sztywnej ścianie (Seg. 11). Ponadto, model wyposażono w blok danych, zawierający zestawienie warunków brzegowych, definiowanych dla Segmentu 1, oraz warunków początkowych układu (Seg. 0). Pozostałe segmenty, wprowadzone do modelu (Seg. 2-3, Seg. 12-16), stanowiły bloki dodatkowych równań, zdefiniowanych na potrzeby prowadzonych obliczeń. Bloki te wprowadzono w celu wyznaczenia różnicy temperatur między wymiennikiem gorącym oraz wymiennikiem zimnym, mocy cieplnej odebranej z wymiennika zimnego z uwzględnieniem strat przewodzenia, wartości stosunku temperatur na wymienniku zimnym, wartości współczynnika COP urządzenia oraz wartości współczynnika COP odniesionej do wartości COP wyznaczonego dla obiegu Carnota.



Rys. 3.1 Schemat matematycznego modelu układu termoakustycznego urządzenia chłodniczego, przygotowanego w środowisku DeltaEC<sup>TM</sup>. Zaznaczono kluczowe segmenty modelu, z pominięciem bloków równań przedstawionych w odwrotnej notacji polskiej.

Układy równań, wprowadzone jako segmenty 2-3 oraz segmenty 12-16, stanowiły wyrażenia algebraiczne, zapisane w notacji odwrotnej tzw. notacji polskiej (NP). Wyniki

obliczeń funkcji nimi przedstawionych wyznaczane były przy pomocy standardowego algorytmu obliczenia wartości NP [56], zaimplementowanego w wykorzystane oprogramowanie. Szczegółowy opis metodologii przedstawiania wyrażeń w odwrotnej notacji polskiej oraz stosowanego algorytmu obliczeniowego zaprezentowano w literaturze [60,61]. Ze względu na brak ich logicznej integralności z pozostałymi segmentami, bloki równań ujęte w Segmentach 2-3 i Segmentach 12-16 zostały pominięte na schemacie modelu, przedstawionym na Rys. 3.1.

### 3.2 Założenia

Obliczenia z wykorzystaniem modelu liniowego wymagały założenia szeregu warunków brzegowych.

Istotne znaczenie miały tutaj parametry zastosowanego wzbudnika akustycznego. Tą funkcję realizował, odpowiednio dobrany pod względem pasma przenoszenia, głośnik membranowy. W celu umożliwienia porównania rezultatów symulacji do wyników badań eksperymentalnych, założono warunki brzegowe na bazie danych nominalnych wzbudnika (Tablica 3.1) [62].

Tablica 3.1. Założone parametry głośnika membranowego, wykorzystane do wyznaczenia równania ruchu sztywnej ścianki w modelu numerycznym

Parametr	Wartość
Rezystancja cewki, $\Omega$	3,45
Indukcyjność cewki, H	0,52
Strumień pola magnetycznego, T	0,87
Współczynnik siły, T·m	4,91
Masa drgająca, g	8,40
Stała sprężyny układu drgającego, kN/m	1,10
Opór mechaniczny układu drgającego, N·s/m	1,87

W dalszej kolejności założono parametry materiałowe i chropowatość powierzchni łącznika stożkowego oraz kanału akustycznego. Przyjęto, że oba elementy wykonane są z materiałów analogicznych do materiałów, użytych przy wytworzeniu elementów stanowiska eksperymentalnego (Rozdz. 3.1), to jest politereftalanu etylenu (PET) i poliwęglanu (PC). Ponieważ materiały te nie są dostępne w standardowych bibliotekach wybranego oprogramowania dla modelu liniowego, zdefiniowano je na podstawie dostępnych właściwości tych materiałów wytwarzanych komercyjnie [63], zgodnie z procedurą opisaną w [56]. Ze względu na brak danych, dotyczących obróbki powierzchniowej opisanych elementów, ich chropowatość względną założono na podstawie literatury przedmiotu [64,65] jako chropowatość charakterystyczną dla gładkich powierzchni, przyjęto wartość  $5 \cdot 10^{-4}$  mm.

W dalszej kolejności dokonano założeń, dotyczących parametrów wymienników ciepła. W przypadku gorącego i zimnego wymiennika ciepła, konieczne było

zdefiniowanie jednego z dwóch warunków brzegowych: strumienia ciepła wymienianego z otoczeniem lub temperatury na ścianie wymiennika [56].

W celu ograniczenia błędu związanego z oszacowaniem współczynnika wnikania ciepła pomiędzy wymiennikami a gazem roboczym, w przypadku gorącego wymiennika ciepła założono jego temperaturę równą temperaturze początkowej układu, a w przypadku wymiennika zimnego - minimalny możliwy strumień ciepła wymieniany na drodze konwekcji swobodnej [66], wynoszący  $2 \cdot 10^{-3}$  W.

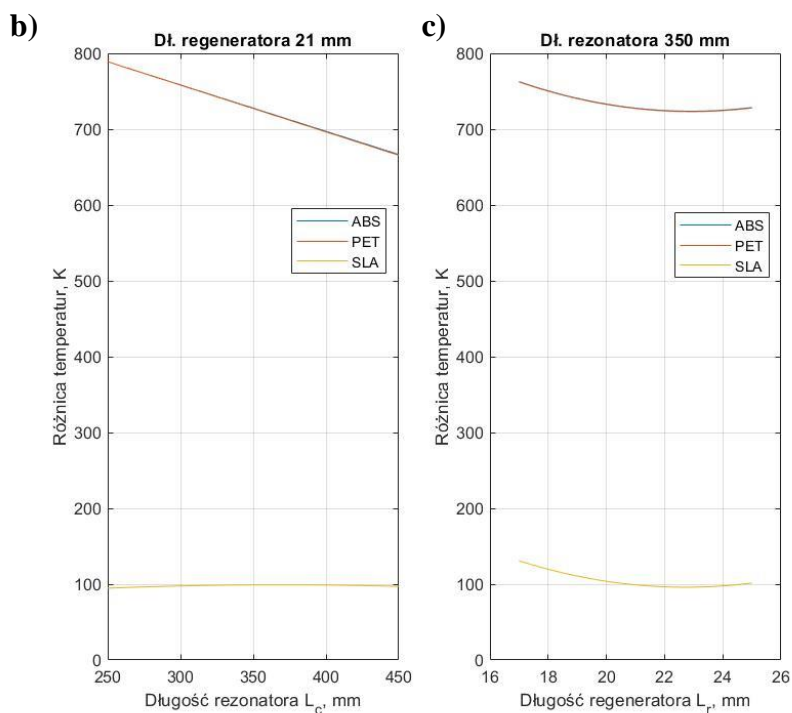
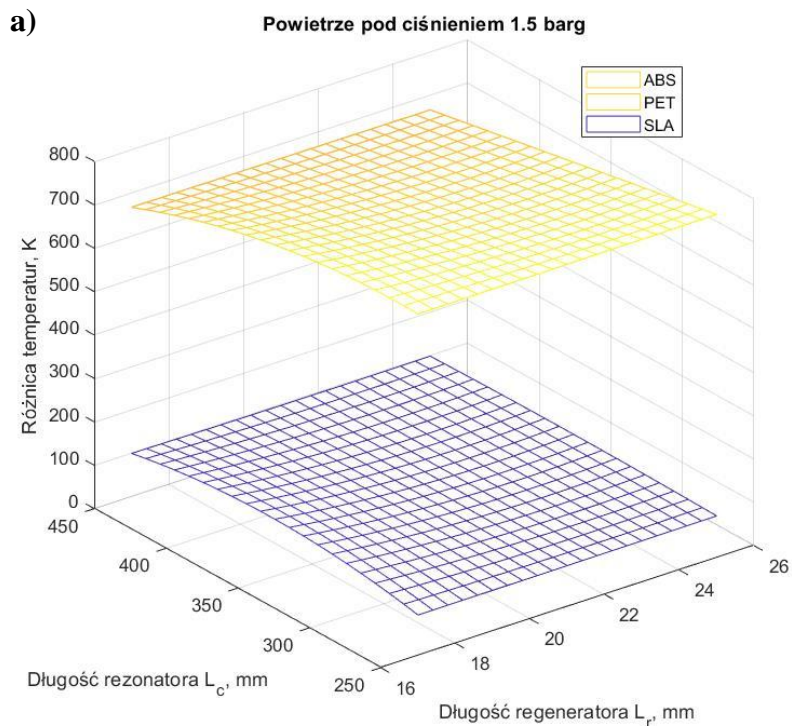
Dla wymiennika regeneracyjnego, wszystkie wymagane parametry geometryczne, to jest: powierzchnia, porowatość, długość i grubość warstwy materiału stałego między porami, założono w oparciu o parametry geometryczne wymienników regeneracyjnych, stosowanych w trakcie badań eksperymentalnych i opisanych w Rozdziale 3.1

Ponadto, założono, że sztywna ścianka, zamykająca kanał akustyczny w rzeczywistym urządzeniu oraz odwzorowana stosownym elementem w modelu liniowym, nie reaguje cieplnie z pozostałymi elementami symulowanego układu, a jej powierzchnia jest równa powierzchni przekroju kanału akustycznego. Założenia te nie odpowiadają rzeczywistym warunkom pracy urządzenia, badanego na stanowisku eksperymentalnym, gdzie ścianka wykonana jest z polichlorku winylu (PVC), a jej średnica jest zmniejszona względem średnicy kanału akustycznego o około 0.5 mm w celu umożliwienia swobodnego przemieszczania. Omówione założenia wprowadzono w celu ograniczenia ilości danych, wykorzystywanych w trakcie obliczeń, i uproszczenia struktury modelu i nie powinny mieć znaczącego wpływu na ostateczne wyniki obliczeń.

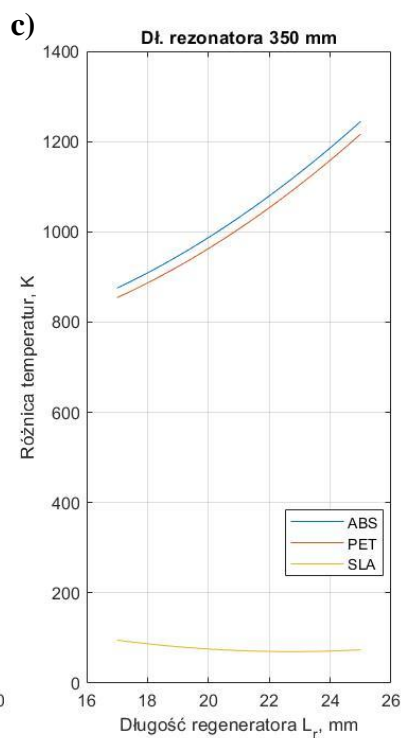
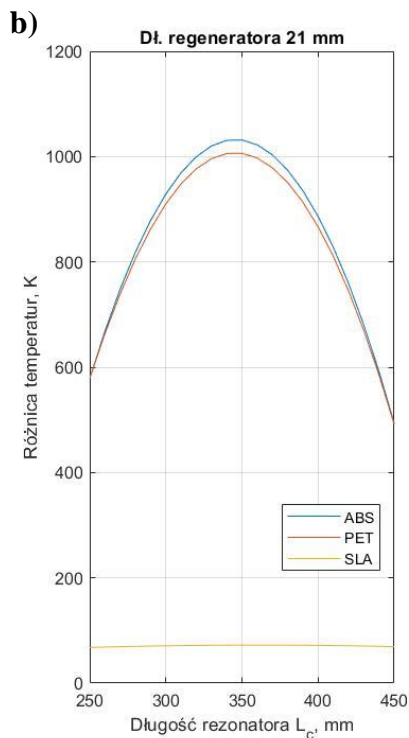
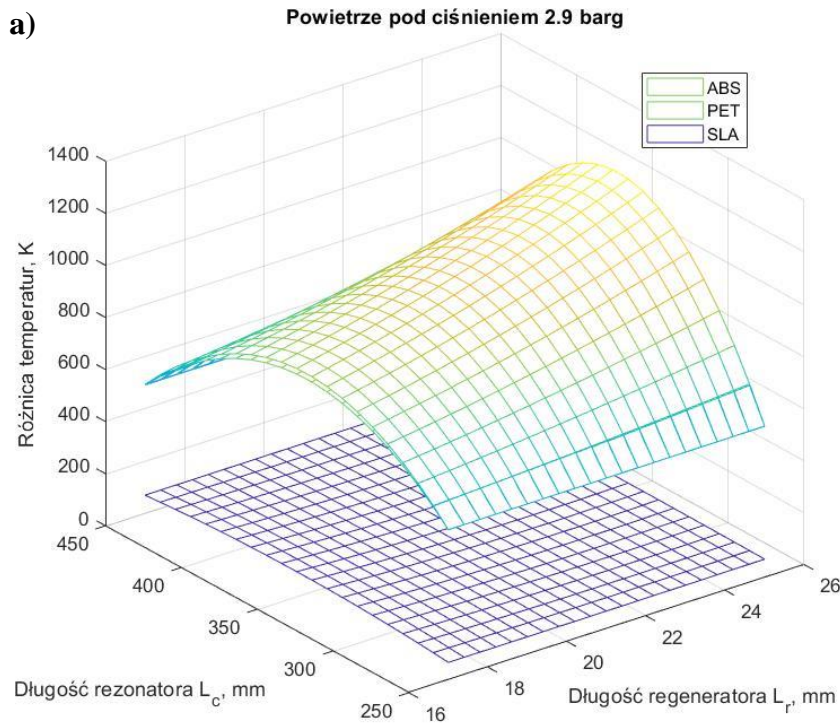
### 3.3 Rezultaty analizy i dyskusja wyników

Rezultaty obliczeń z wykorzystaniem modelu liniowego DeltaEC™ opisywały zależność różnicy temperatur pomiędzy przeciwległymi skrajnymi powierzchniami wymiennika regeneracyjnego od jego cech konstrukcyjnych, długości wymiennika regeneracyjnego (regeneratora), długości kanału akustycznego (rezonatora), parametrów gazu roboczego oraz jego ciśnienia. Wszystkie otrzymane dane, podane w kolejności analizowanych przypadków, przedstawiono w formie tabelarycznej w Załączniku D. Wyniki pogrupowano w zależności od rodzajów i ciśnień gazów roboczych. Podzbiory te przedstawiono w postaci wykresów (Rys. 3.2-3.10). Kolejne serie oznaczają dane zebrane dla kolejnych materiałów regeneratora. Cechy geometryczne założono uwzględniając wybrany materiał elementu. Szczegółowe informacje dotyczące powiązania materiału wykonania regeneratora z jego cechami geometrycznymi opisano w Rozdziale 4.1 oraz Rozdziale 4.2.

Wykresy zależności różnicy temperatur między przeciwległymi skrajnymi powierzchniami regeneratora od długości rezonatora oraz parametrów wymiennika regeneracyjnego, przy założeniu zastosowania powietrza (jako gazu roboczego) pod ciśnieniem odpowiednio: 1,5 bar, 2,9 bar oraz 4,2 bar, przedstawiono na Rys. 3.2, Rys. 3.3 oraz Rys. 3.4.

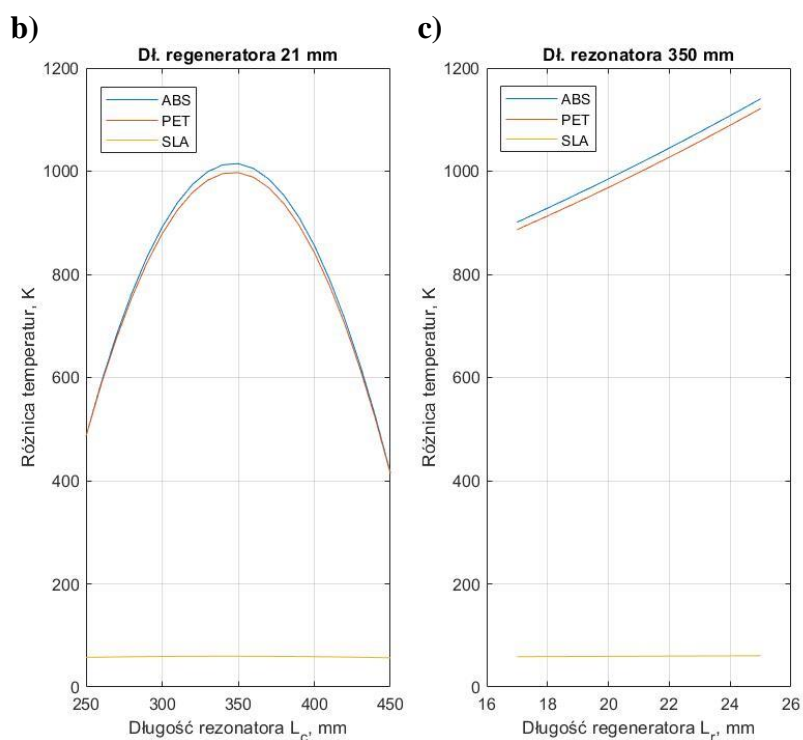
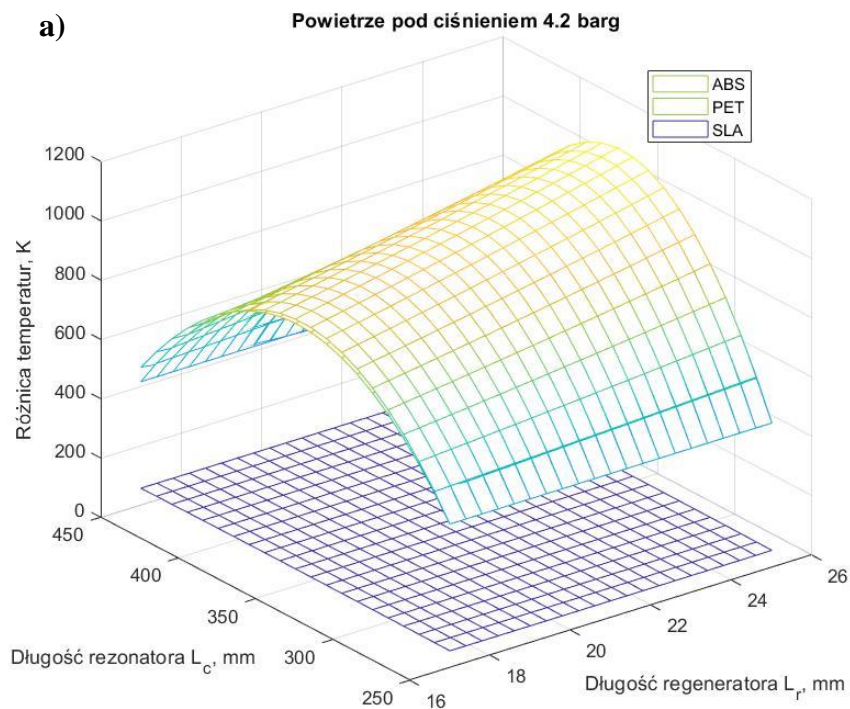


Rys. 3.2. Zależność różnicy temperatur między przeciwległymi powierzchniami regeneratora od długości rezonatora i długości regeneratora, otrzymana dla kolejnych materiałów regeneratora przy wykorzystaniu powietrza pod ciśnieniem 1.5 barg: a) wykres płaszczyznowy, b) przekrój wykresu płaszczyznowego dla stałej długości regeneratora, c) przekrój wykresu płaszczyznowego dla stałej długości rezonatora.



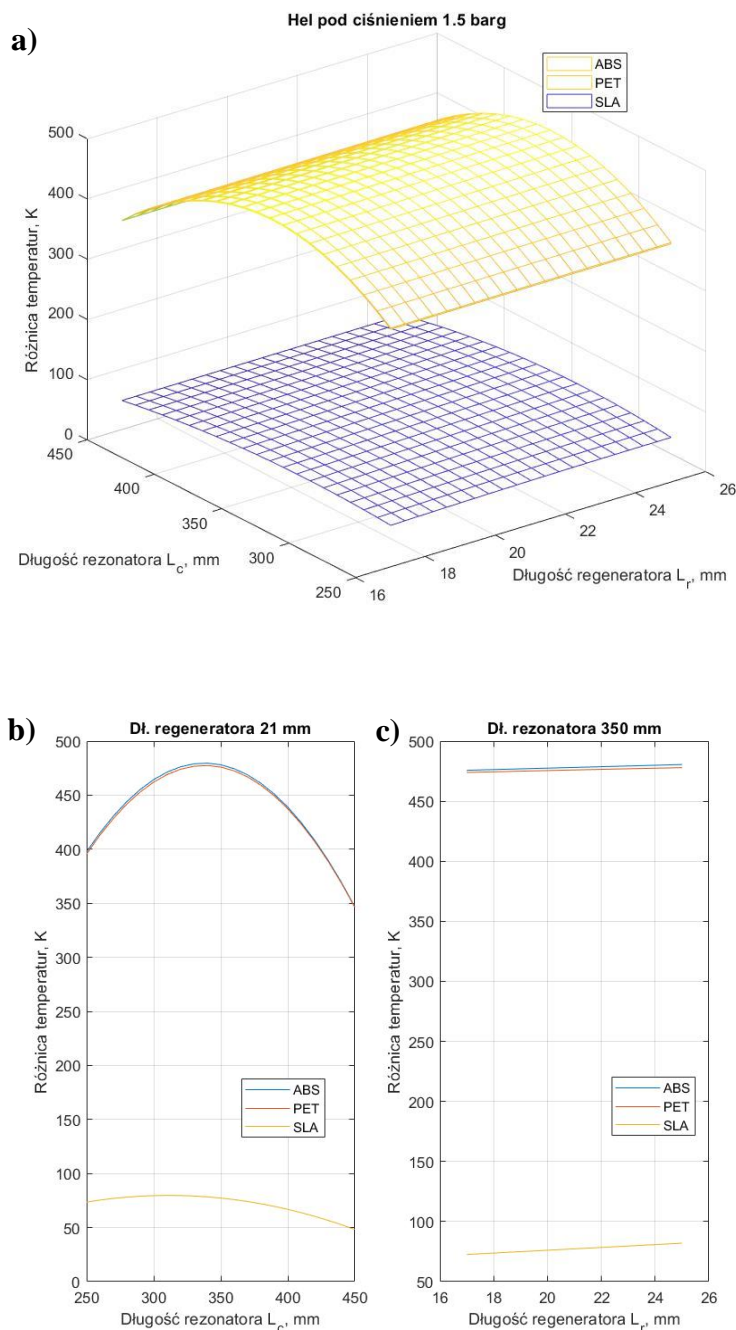
Rys. 3.3. Zależność różnicy temperatur między przeciwległymi powierzchniami regeneratora od długości rezonatora i długości regeneratora, otrzymana dla kolejnych materiałów wykonania regeneratora, przy wykorzystaniu powietrza pod ciśnieniem 2,9 bar jako gazu roboczego: a) wykres płaski, b) przekrój wykresu płaskiego dla stałej długości regeneratora, c) przekrój wykresu płaskiego dla stałej długości rezonatora.



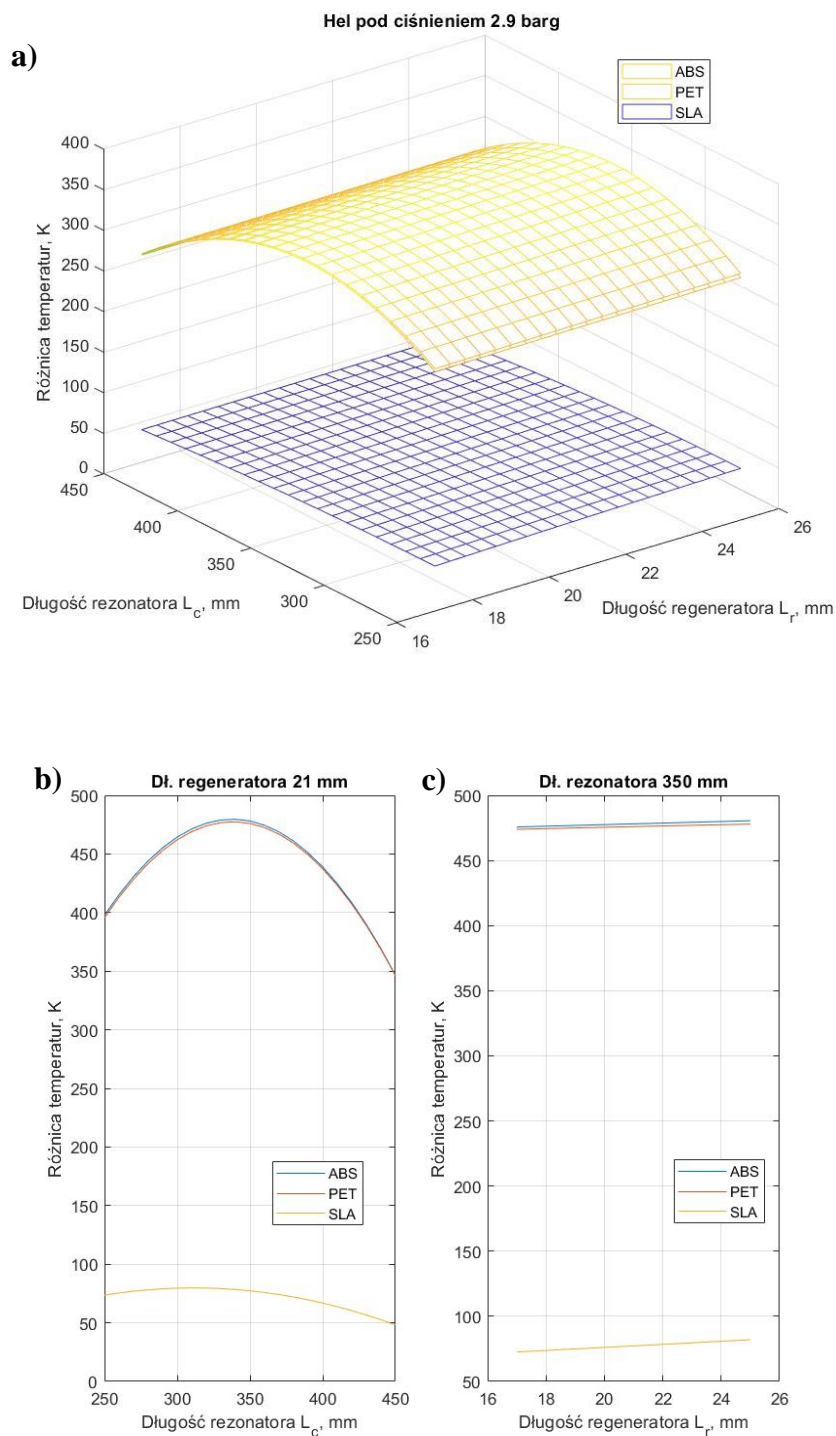


Rys. 3.4. Zależność różnicy temperatur między przeciwległymi powierzchniami regeneratora od długości rezonatora i długości regeneratora, otrzymana dla kolejnych materiałów wykonania regeneratora, przy wykorzystaniu powietrza pod ciśnieniem 4,2 bar jako gazu roboczego: a) wykres płaski, b) przekrój wykresu płaskiego dla stałej długości regeneratora, c) przekrój wykresu płaskiego dla stałej długości rezonatora.

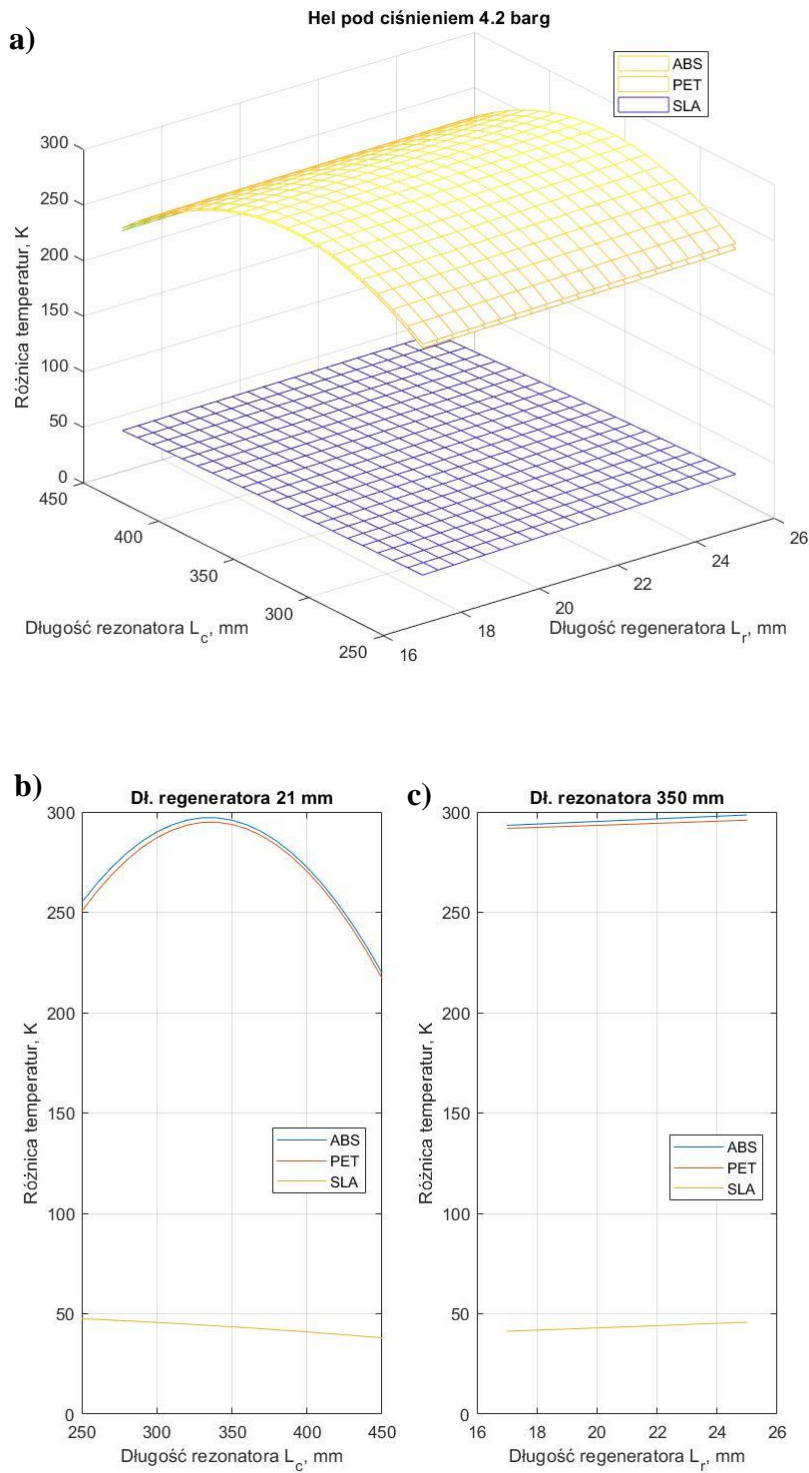
Analogiczne wykresy zależności różnicy temperatur od długości rezonatora oraz parametrów wymiennika regeneracyjnego, przy założeniu zastosowania helu pod ciśnieniem odpowiednio: 1,5 bar, 2,9 bar oraz 4,2 bar, przedstawiono na Rys. 3.5, Rys. 3.6 oraz Rys. 3.7.



Rys. 3.5 Zależność różnicy temperatur między przeciwległymi powierzchniami regeneratora od długości rezonatora i długości regeneratora, otrzymana dla kolejnych materiałów wykonania regeneratora, przy wykorzystaniu helu pod ciśnieniem 1,5 bar jako gazu roboczego: a) wykres płaszczyznowy, b) przekrój wykresu płaszczyznowego dla stałej długości regeneratora, c) przekrój wykresu płaszczyznowego dla stałej długości rezonatora.

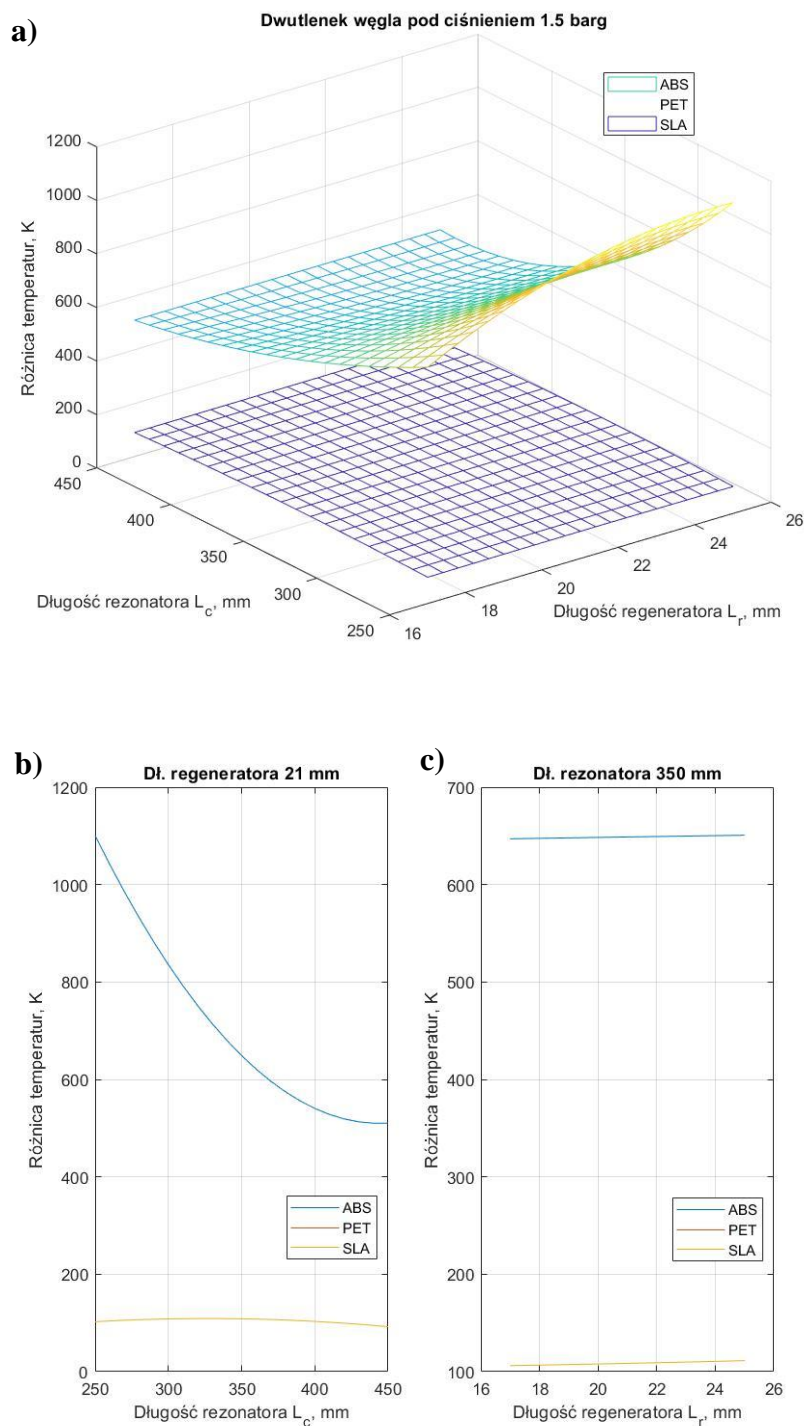


Rys. 3.6 Zależność różnicy temperatur między przeciwległymi powierzchniami regeneratora od długości rezonatora i długości regeneratora, otrzymana dla kolejnych materiałów wykonania regeneratora, przy wykorzystaniu helu pod 2,9 bar jako gazu roboczego: a) wykres płaszczyznowy, b) przekrój wykresu płaszczyznowego dla stałej długości regeneratora, c) przekrój wykresu płaszczyznowego dla stałej długości rezonatora.

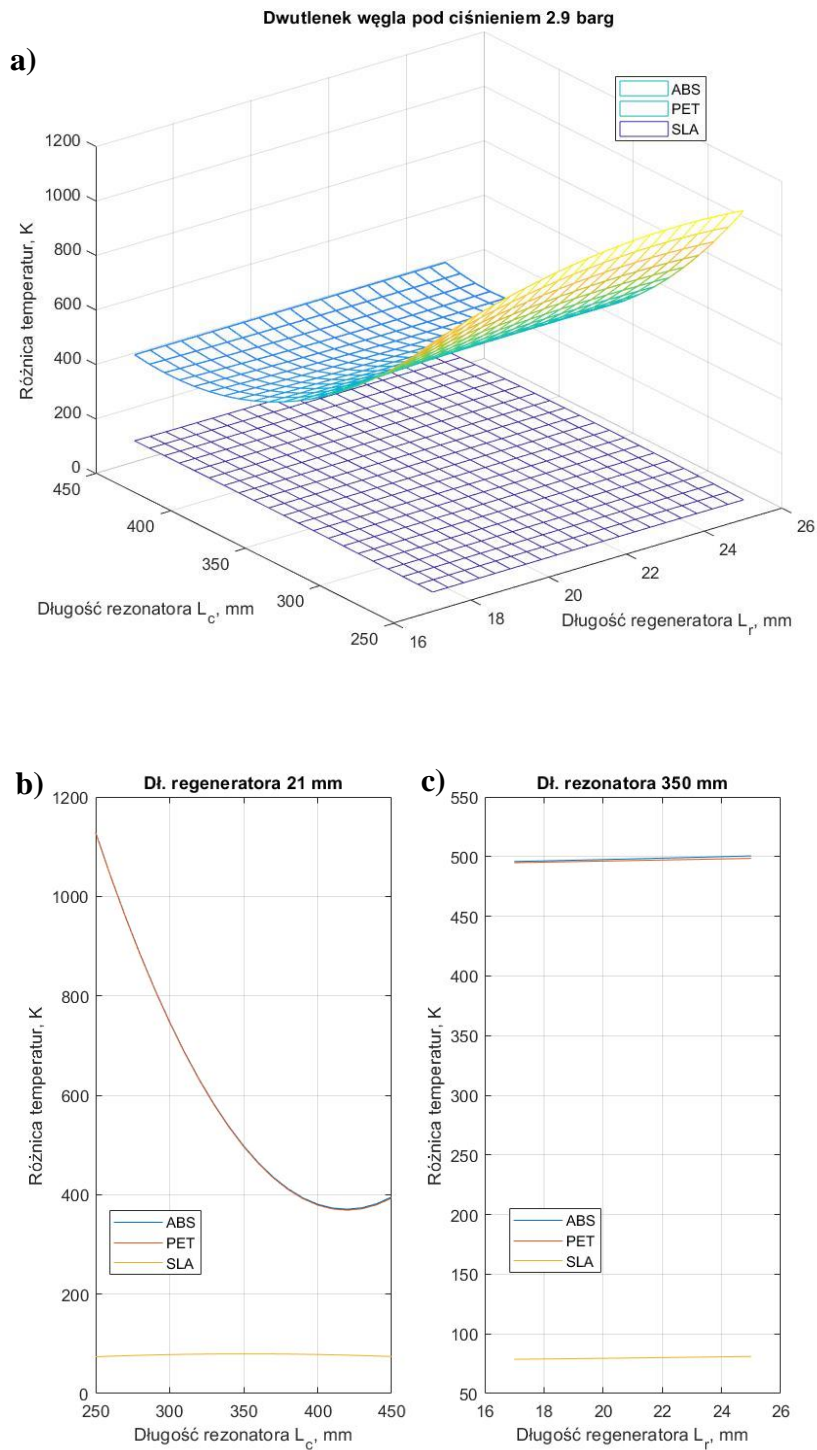


Rys. 3.7 Zależność różnicy temperatur między przeciwległymi powierzchniami regeneratora od długości rezonatora i długości regeneratora, otrzymana dla kolejnych materiałów wykonania regeneratora, przy wykorzystaniu helu pod ciśnieniem 4,2 bar jako gazu roboczego: a) wykres płaski, b) przekrój wykresu płaskiego dla stałej długości regeneratora, c) przekrój wykresu płaskiego dla stałej długości rezonatora.

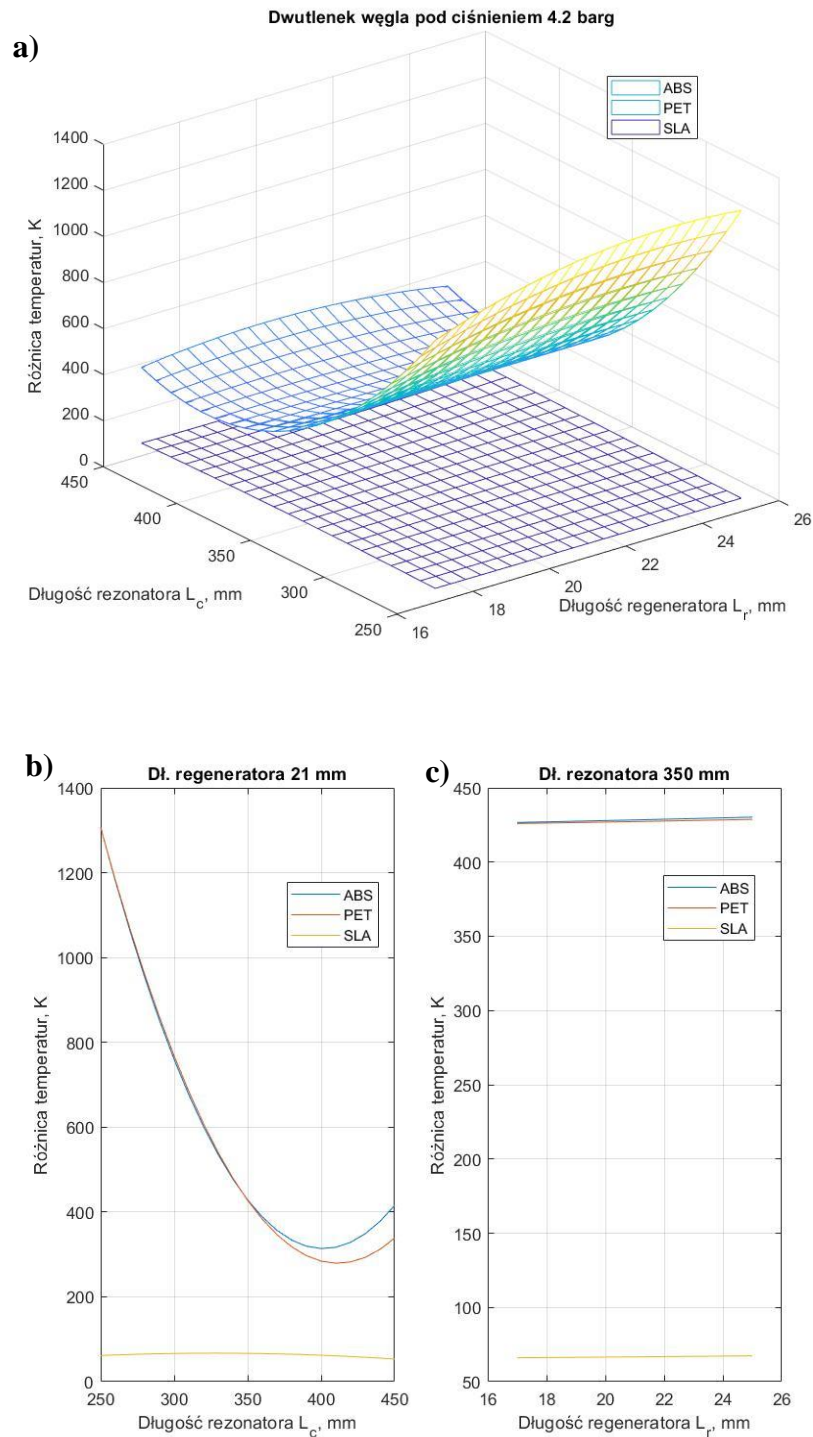
Zależności otrzymane dla dwutlenku węgla pod ciśnieniem odpowiednio: 1,5 bar, 2,9 bar oraz 4,2 bar, zastosowanego jako gaz roboczy w analizowanym układzie, przedstawiono kolejno na Rys. 3.8, Rys. 3.9 oraz Rys. 3.10.



Rys. 3.8 Zależność różnicy temperatur między przeciwległymi powierzchniami regeneratora od długości rezonatora i długości regeneratora, otrzymana dla kolejnych materiałów wykonania regeneratora, przy wykorzystaniu dwutlenku węgla pod ciśnieniem 1,5 bar jako gazu roboczego: a) wykres płaszczyznowy, b) przekrój wykresu płaszczyznowego dla stałej długości regeneratora, c) przekrój wykresu płaszczyznowego dla stałej długości rezonatora.



Rys. 3.9 Zależność różnicy temperatur między przeciwległymi powierzchniami regeneratora od długości rezonatora i długości regeneratora, otrzymana dla kolejnych materiałów wykonania regeneratora, przy wykorzystaniu dwutlenku węgla pod ciśnieniem 2,9 bar jako gazu roboczego: a) wykres płaszczyznowy, b) przekrój wykresu płaszczyznowego dla stałej długości regeneratora, c) przekrój wykresu płaszczyznowego dla stałej długości rezonatora.



Rys. 3.10 Zależność różnicy temperatur między przeciwległymi powierzchniami regeneratora od długości rezonatora i długości regeneratora, otrzymana dla kolejnych materiałów wykonania regeneratora, przy wykorzystaniu dwutlenku węgla pod ciśnieniem 4,2 bar jako gazu roboczego: a) wykres płaszczyznowy, b) przekrój wykresu płaszczyznowego dla stałej długości regeneratora, c) przekrój wykresu płaszczyznowego dla stałej długości rezonatora.

Analiza uzyskanych wyników, przekształconych na drodze interpolacji oraz przedstawionych na Rys. 3.2 do Rys. 3.10 pozwala stwierdzić, iż zasadniczy wpływ na uzyskiwaną różnicę temperatur ma rodzaj zastosowanego materiału regeneratora i związanych z nim założonych różnic konstrukcyjnych. Dla wszystkich przedstawionych podzbiorów danych, różnica temperatur wykazana przez urządzenie wykorzystujące regeneratore wykonany z żywicy poliestrowej jest znacząco niższa niż dla układów wyposażonych w wymienniki wykonane z ABS lub PET. Ponadto, układy wykorzystujące regeneratore wykonany z żywicy wykazują istotnie niższą zależność obserwowanej różnicy temperatur od długości regeneratora. Należy ponadto podkreślić, że w przeciwieństwie do układów wyposażonych w regeneratore z ABS lub PET, we wszystkich symulacjach, zakładających wykorzystanie wymiennika z żywicy poliestrowej, uzyskano ostatecznie zbieżność równań modelu liniowego. Jako przykład można podać zestaw danych przedstawiony na Rys. 3.2. W przypadku symulacji układu, zakładającej regeneratore z PET i ABS, zbieżność równań uzyskano wyłącznie dla skrajnych długości wymiennika regeneracyjnego, co sugeruje pojawienie się błędu numerycznego w symulacji prowadzonej dla umiarkowanej długości tego wymiennika.

Wystąpieniem utajonych błędów obliczeniowych należy tłumaczyć nieintuicyjnie wysokie wartości obserwowanej różnicy temperatur, widoczne dla serii danych reprezentujących regeneratory wykonane z ABS i PET. Jako przykład można podać wyniki przedstawione na Rys. 3.4, dla których zaobserwowane maksimum wynosi niemalże  $1200^{\circ}\text{C}$ , co jest wartością nieracjonalną. Podobnie nieintuicyjne wyniki analiz obliczeniowych zaobserwowano niezależnie od zastosowanego gazu roboczego i jego ciśnienia. Należy podkreślić, że obie serie danych reprezentują identyczną geometrię wymiennika regeneracyjnego o niskiej porowatości. Dlatego należy stwierdzić, że przyczyną wystąpienia obserwowanych nieracjonalnych wartości jest błędne wyznaczenie rzeczywistej gęstości energii przekazywanej w obszarze wymiennika regeneracyjnego, na przykład na skutek błędnego oszacowania efektów rozproszenia fali wymuszającej. Obserwacja ta wskazuje na ograniczone zastosowanie platformy DeltaEC w obliczeniach urządzeń wyposażonych w regeneratore o niskiej porowatości.

Analizując wyniki, otrzymane dla urządzenia wykorzystującego powietrze jako gaz roboczy, należy zauważyć negatywny wpływ wzrostu ciśnienia gazu na otrzymaną różnicę temperatur. Na przykład, dla wymiennika wykonanego z żywicy poliestrowej, maksymalna obserwowana wartość różnicy temperatur wynosi odpowiednio  $99^{\circ}\text{C}$ ,  $69^{\circ}\text{C}$  i  $58^{\circ}\text{C}$  dla kolejnych ciśnień gazu (odpowiadających 1,5 bar, 2,9 bar oraz 4,2 bar).

Należy podkreślić zasadniczą zależność obserwowanego efektu cieplnego od długości kanału akustycznego. Zarówno dla powietrza, jak i helu, stosowanych jako gazy robocze, maksymalna różnica temperatur obserwowana jest dla długości rezonatora wynoszącej 350 mm, przy czym wartość ta jest znacząco wyższa, niż dla pozostałych długości (w przypadku powietrza o około  $610^{\circ}\text{C}$ , zaś w przypadku helu o około  $70^{\circ}\text{C}$ ). Istotny wzrost osiągniętych parametrów cieplnych urządzenia dla tej długości rezonatora



widoczny jest zarówno dla regeneratorów wykonanych z ABS, jak i PET. Niemniej, nie jest on spójny z wartościami, uzyskanymi dla pozostałych wariantów. Porównując wartości uzyskane dla kanału najkrótszego (250 mm) oraz najdłuższego (450 mm), wartości uzyskanej różnicy temperatur są relatywnie zbliżone, z tendencją do niewielkiego obniżenia różnicy wraz ze wzrostem długości kanału. Dla urządzenia wykorzystującego hel pod ciśnieniem 4,2 bar i regenerator wykonany z ABS, wartość różnicy dla rezonatora o długości 250 mm wynosi 252°C, a dla rezonatora o długości 450 mm - 219°C. Zaobserwowana zmiana może wynikać z liniowego przyrostu strat ciśnienia akustycznego na ściankach kanału akustycznego, przekładającego się na obniżenie gęstości energii dostarczanej w obszarze regeneracyjnego wymiennika ciepła. Z tej przyczyny wątpliwości budzi zaobserwowany gwałtowny wzrost parametrów cieplnych urządzenia dla umiarkowanej długości kanału akustycznego, trudny do uzasadnienia w oparciu o fizykę zjawiska. Ponadto, analogiczna tendencja nie jest obserwowana dla przypadku, w którym rolę gazu roboczego pełni dwutlenek węgla. Jak przedstawiono na Rys. 3.9 i Rys. 3.10, najistotniejszy efekt cieplny zjawiska termoakustycznego obserwowany jest dla najkrótszego rezonatora (dane przedstawione na Rys. 3.8, istotnie odbiegające od pozostałych danych, uznano za obciążone wysokim błędem numerycznym i niemiernodajne). Przykładowo, dla układu wyposażonego w regenerator wykonany z PET i pracującego pod ciśnieniem 4,2 bar, różnica temperatur obserwowana dla najkrótszego rezonatora jest około trzykrotnie wyższa od różnicy, obserwowanej dla rezonatora najdłuższego. Zestawiając tę obserwację z podejrzeniem pojawienia się błędu numerycznego dla umiarkowanej długości rezonatora, zaobserwowanego dla układu wykorzystującego powietrze pod ciśnieniem 1,5 bar (Rys. 3.2), można domniemywać, że wyniki analizy otrzymane dla rezonatora o długości 350 mm nie są wiarygodne, a wyznaczone wartości pochodzą z inherentnego błędu wykorzystanego oprogramowania. Przykładem jest tu procedura realizująca minimalizację odchyłek układu równań metodą hybrydową Powella [56], jak opisano w Rozdziale 3.1.

Grafiki przedstawione na Rys. 3.2 do Rys. 3.5 wykazują również wzrost obserwowanej różnicy temperatur wraz ze wzrostem długości regeneratora. Obserwacja ta jest słuszna niezależnie od materiału wykonania wymiennika (oraz jego cech konstrukcyjnych) a także od ciśnienia gazu roboczego. Przykładowo, dla regeneratora wykonanego z żywicy poliestrowej, w układzie pracującym pod ciśnieniem 4,2 bar, różnica temperatur dla regeneratora o długości 25 mm jest o 1,4°C wyższa od różnicy wykazanej dla regeneratora o długości 17 mm. Należy podkreślić, że wzrost ciśnienia gazu roboczego istotnie ogranicza wpływ zmiany długości regeneratora na obserwowaną różnicę temperatur – dla analogicznego układu, wykorzystującego jednakże gaz pod ciśnieniem 1,5 bar, różnica temperatur dla regeneratora o długości 25 mm jest o 3,3°C wyższa od różnicy wyznaczonej dla regeneratora najkrótszego. Zaobserwowana zależność może wynikać ze wzrostu powierzchni wymiany ciepła między gazem a materiałem regeneratora, bezpośrednio zależnej od jego długości. Zwiększenie powierzchni wymiany ciepła w obszarze regeneratora bezpośrednio przekłada się na parametry zachodzącego zjawiska

termoakustycznego [1,15], które w warunkach brzegowych zadanych w symulacji opisane są zasadniczo różnicą temperatur. Jednakże, wzrost średniego ciśnienia gazu roboczego bezpośrednio przekłada się na istotny wzrost jego lepkości, powodując zwiększenie strat ciśnienia w obszarze regeneracyjnego wymiennika ciepła – i tym samym obniżenie gęstości energii fali wymuszającej lewobieżny obieg termodynamiczny w porach wymiennika.

Cechą wspólną wszystkich wyznaczonych podzbiorów danych jest wysokie podobieństwo wyników, zebranych dla regeneratorów wykonanych z ABS i PET. Zgodnie z danymi, przedstawionymi w Tablicy 4.7 w Rozdziale 4.2, materiały wykonania wymienników regeneracyjnych cechują się relatywnie podobnymi wartościami współczynnika przewodzenia ciepła, ciepła właściwego czy gęstości – co jest naturalne, biorąc pod uwagę fakt podobieństwa ich pochodzenia, wszystkie powstały w wyniku polimeryzacji krótszych łańcuchów węglowodorowych. Jako istotę różnicy między kolejnymi wymiennikami należy wskazać znaczące różnice konstrukcyjne w szczególności porowatość i gęstość powierzchni wymiany ciepła. Pozwala to stwierdzić, że cechy geometryczne zastosowanego wymiennika regeneracyjnego mają istotnie większy wpływ na parametry pracy urządzenia termoakustycznego, niż materiał jego wykonania w grupie materiałów o relatywnie zbliżonym pochodzeniu.

## 4. Badania z wykorzystaniem środowiska CFD

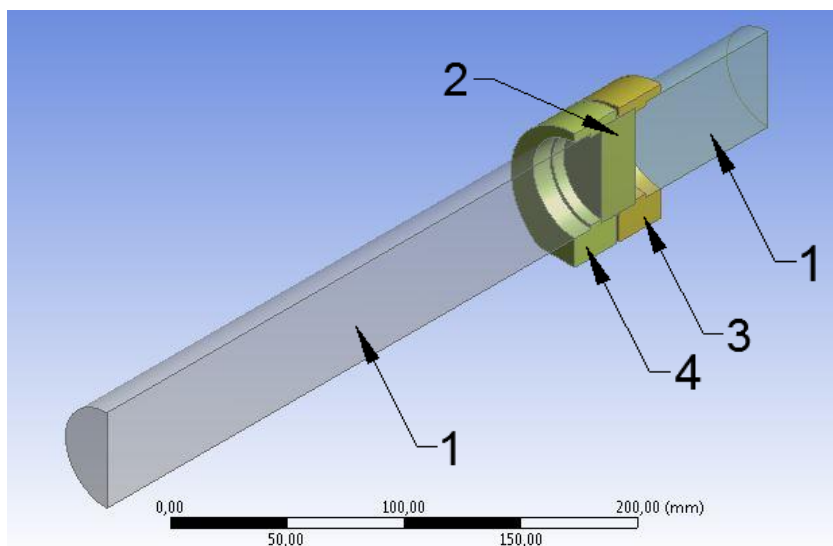
### 4.1 Opis modelu

W ostatnich latach zaobserwowano znaczący rozwój i rozpowszechnienie stosowania narzędzi obliczeniowej dynamiki płynów (CFD) w obszarze analizy niestacjonarnych zjawisk przepływowych [40,46,48,67,68]. W literaturze przedmiotu [47,48,69,70] znajdują się opisy różnorodnych eksperymentów obliczeniowych, dotyczących zróżnicowanych urządzeń termoakustycznych, wykorzystujących komercyjne oraz niekomercyjne środowiska CFD.

Podstawową zaletą wykorzystania narzędzi numerycznych w analizie zjawiska termoakustycznego jest możliwość symulowania jego występowania w układach trójwymiarowych, o zróżnicowanych cechach konstrukcyjnych [21,69,70]. Ma to istotne znaczenie zwłaszcza w przypadku analizy zjawisk ciepłno-przepływowych występujących w obszarze wymienników ciepła, które, przy wykorzystaniu modelowania analitycznego, rozpatrywane mogą być jedynie w sposób uproszczony [21]. Ponadto, poprzez wykorzystanie zróżnicowanych modeli interakcji gaz-ciało stałe w warstwie przyściennej, możliwe jest odzwierciedlenie licznych zjawisk nieliniowych, niejednokrotnie decydujących o parametrach energetycznych i użytkowych [71,72].

Niemniej jednak, ze względu na konieczność prowadzenia analizy w stanie nieustalonym z krokiem czasowym o niewielkiej wartości (rzędu setnych części milisekundy [23]), wykorzystanie narzędzi numerycznych wiąże się z wysokim kosztem obliczeniowym [23,40]. Koszt ten przekłada się na długi czas prowadzenia obliczeń lub konieczność wykorzystania stacji obliczeniowych o odpowiednio wydajnych zasobach sprzętowych. Z tej przyczyny, niejednokrotnie upraszcza się geometrie badanych układów [23,70] do dwuwymiarowych lub stosuje się analizy jedynie fragmentów geometrii z wykorzystaniem warunku brzegowego symetrii.

W niniejszej pracy, w celu minimalizacji ryzyka wystąpienia błędnych wyników wskutek zasadniczego uproszczenia geometrii, opracowano trójwymiarowy model urządzenia termoakustycznego, wchodzącego w skład stanowiska eksperymentalnego. Jednakże, aby zredukować związany z tym wysoki koszt obliczeniowy, geometrię podzielono płaszczyzną równoległą do wzdłużnej osi kanału akustycznego i założono późniejsze zastosowanie warunku brzegowego symetrii na wszystkich ścianach geometrii, stycznych do zastosowanej płaszczyzny podziału. Przykładową geometrię, otrzymaną w wyniku przeprowadzonego podziału, przedstawiono na Rys. 4.1.



Rys. 4.1 Przykład geometrii urządzenia termoakustycznego, wykorzystanej w badaniach modelowych w środowisku CFD: 1 - wnętrze kanału akustycznego (wypełnione gazem roboczym), 2 - regeneracyjny wymiennik ciepła jako ciało porowate, 3 - kołnierz mocujący wymiennik regeneracyjny po stronie ogrzewanej, 4 - kołnierz mocujący wymiennik regeneracyjny po stronie ochładzanej.

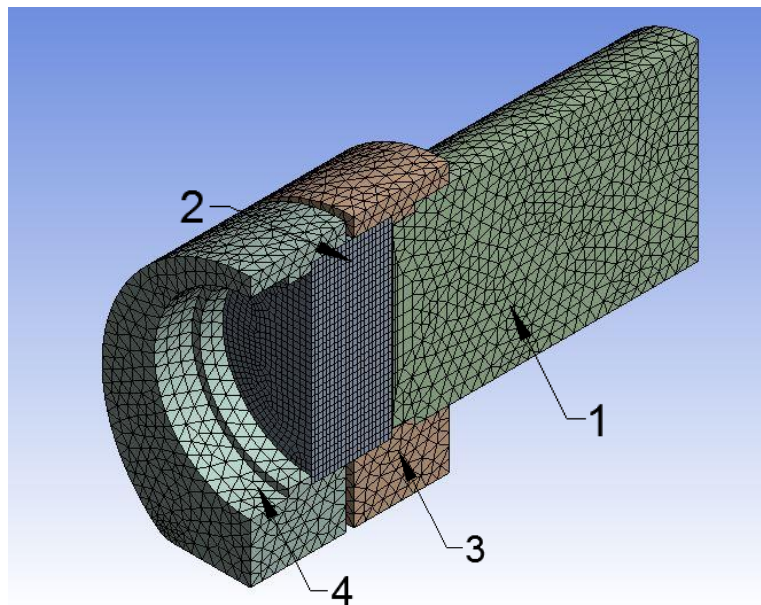
Istotne zagadnienie w większości badań modelowych, uwzględniających wykorzystanie narzędzi CFD, stanowi wygenerowanie siatki na wprowadzonej geometrii [48,73]. Tworzona siatka powinna możliwie dokładnie odwzorować geometrię obiektu, zwłaszcza w obszarach o najistotniejszym znaczeniu dla modelowanych procesów i zjawisk, przy możliwie najmniejszej ilości wytworzonych węzłów w celu zmniejszenia kosztu obliczeniowego [70,74]. W przypadku opracowanego modelu matematycznego, założono podzielenie geometrii na charakterystyczne obszary, w których wygenerowane siatki będą istotnie różnić się parametrami. Obszary wyznaczono ze względu na rosnące znaczenie dokładności obliczeń numerycznych na spodziewaną dokładność analizy numerycznej. Wyróżniono:

1. obszar kołnierzy mocujących wymiennik regeneracyjny, w którym ilość elementów siatki nie wpływa istotnie na jakość symulacji fenomenu chłodzenia termoakustycznego,
2. obszar wnętrza kanału akustycznego, wypełniony gazem roboczym, w którym ilość elementów siatki, zwłaszcza na ścianach stykających z obszarem wymiennika regeneracyjnego, ma wpływ na jakość symulacji,
3. obszar wymiennika regeneracyjnego, w którym parametry siatkowania mają potencjalnie kluczowe znaczenie dla otrzymania poprawnych wyników analizy.

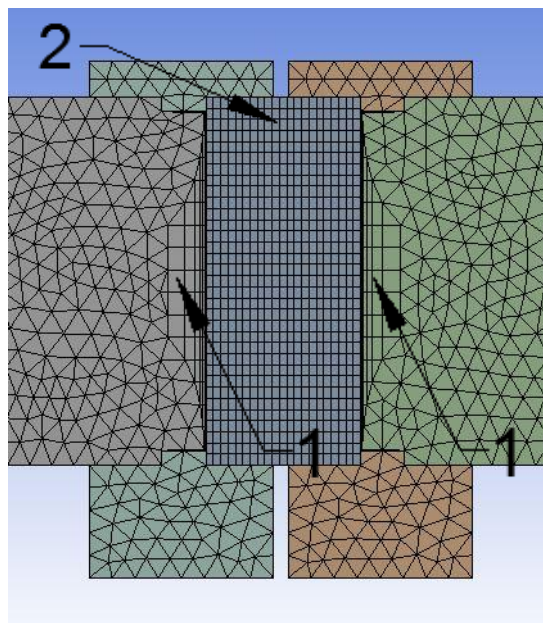
W zdefiniowanych obszarach zastosowano odmienne parametry siatkowania, które miały na celu osiągnięcie szczególnie wysokiej jakości siatek w obszarach o istotnym znaczeniu dla symulacji, przy zachowaniu możliwie niskiej całkowitej ilości elementów. Zdefiniowano następujące parametry siatkowania:

1. w obszarze kołnierzy mocujących zastosowano siatkowanie typu tetragon, o maksymalnym wymiarze liniowym elementu równym 3mm i minimalnej długości odcinka elementu, odwzorowującego krzywą, wynoszącej  $2,26 \cdot 10^{-2}$ mm,
2. obszar wnętrza kanału akustycznego, wypełniony gazem roboczym, w którym zastosowano siatkowanie tetragon o parametrach analogicznych do obszaru kołnierzy z wyłączeniem bezpośredniego sąsiedztwa ścian stykających z wymiennikiem regeneracyjnym, w którym to obszarze zastosowano zagęszczenie siatki z maksymalnie siedmioma warstwami zagęszczenia i rozmiarze przyrostu nieprzekraczającym 1.8 maksymalnego rozmiaru liniowego elementu w obszarze gazu,
3. obszar wymiennika regeneracyjnego, w którym zastosowano siatkowanie typu hexa, o równomiernej ilości podziałów w osi wzdłużnej, zapewniającej szerokość pojedynczej warstwy czworokątów wynoszącej 1mm i maksymalny wymiar liniowy elementu w osi poprzecznej równy 1,5mm.

Przykładową siatkę, otrzymaną w wyniku przeprowadzonego procesu, przedstawiono na Rys. 4.2 oraz Rys. 4.3



Rys. 4.2 Przykład siatki, opisanej na zdefiniowanej geometrii: 1 - siatka wnętrza kanału akustycznego, 2 - siatka opisana na wymienniku regeneracyjnym, 3,4 - siatka opisana na kołnierzach mocujących.

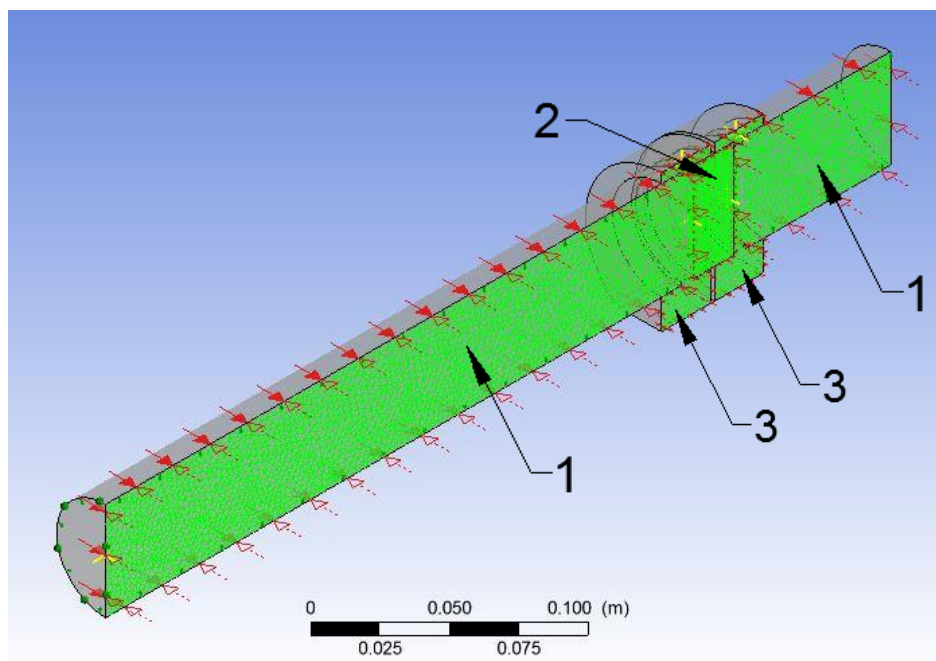


Rys. 4.3. Przykład siatki, opisanej na zdefiniowanej geometrii: 1 - zagęszczona siatka w obszarze wnętrza kanału akustycznego wokół ścian stykających z obszarem wymiennika regeneracyjnego, 2 - równomierna, zagęszczona siatka w obszarze wymiennika regeneracyjnego.

Po przygotowaniu siatki obliczeniowej, analizowany układ podzielono na domeny, zgodnie z założonymi wcześniej charakterystycznymi obszarami wprowadzonej geometrii. Utworzono:

1. domenę gazu roboczego, symulującą wnętrze kanału akustycznego, wypełnione gazem stanowiącym ośrodek propagacji fali akustycznej,
2. domenę kołnierzy mocujących, wpływających na warunki brzegowe, zdefiniowane w obszarze wymiennika regeneracyjnego z wyłączeniem interakcji cieplnej,
3. domenę wymiennika regeneracyjnego, przybliżonego modelem ciała porowatego.

Jako warunek brzegowy na granicach między poszczególnymi domenami założono interfejs, uwzględniający zachowanie masy, pędu i energii. Ponadto, w każdej domenie zidentyfikowano ściany stykające z osią wzdłużną pełnej geometrii urządzenia (tj. ściany powstałe w wyniku cięcia geometrii wstępnej). Wzdłuż nich zdefiniowano warunek brzegowy symetrii. Podgląd zestawu przygotowanych domen przedstawiono na Rys. 4.4. Domenę wymiennika regeneracyjnego opisano układem zależności, charakteryzujących właściwości fizyczne materiału regeneratora. Umożliwiło to parametryczną definicję materiału w trakcie prowadzenia analiz. Jako materiał konstrukcji domeny kołnierzy mocujących zdefiniowano światło utwardzalną żywicę polimerową, której założone właściwości fizykochemiczne przedstawiono w Tabelcy 4.1. Właściwości pozostałych tworzyw sztucznych, wybranych jako materiał do wykonania elementów symulowanego układu, przedstawiono w Tabelcy 4.2.



Rys. 4.4 Podgląd zestawu domen obliczeniowych: 1 - domena gazu roboczego, 2 - domena wymiennika regeneracyjnego, 3 - domena kołnierzy mocujących. Kolorem zielonym zaznaczono ściany, na których zdefiniowano warunek brzegowy symetrii.

Tablica 4.1 Zestawienie wybranych właściwości fizykochemicznych żywicy jako materiału wykonania kołnierzy mocujących [63,75,76]

Właściwość fizykochemiczna	Wartość
Gęstość, $\text{kg}\cdot\text{m}^3$	1200,00
Pojemność cieplna właściwa, $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	1673,60
Współczynnik przewodzenia ciepła, $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	0,22

Na domenę wymiennika regeneracyjnego wybrano materiał porowaty. Założono jego izotropową porowatość oraz powierzchnię granicy faz na jednostkę objętości. Ze względu na badanie dwóch odmiennych konstrukcji regeneratorów, charakteryzujących się różnymi cechami konstrukcyjnymi, wielkości te sparametryzowano. Założone wartości przedstawiono w Tablicy 4.2.

Tablica 4.2 Zestawienie założonych cech konstrukcyjnych wymiennika regeneracyjnego

		Porowatość izotropowa, -	Powierzchnia rozdziału faz w jednostce objętości, $\text{mm}^{-1}$
a)	Porowatość podwyższona	0,405	13,593
b)	Porowatość obniżona	0,111	1,514

Uwzględniając oddziaływanie wszystkich założonych domen obliczeniowych wewnątrz kanału należy założyć istotną niejednorodność pola akustycznego w opracowanym modelu. Niejednorodność ta może wynikać zarówno z interakcji cząstek gazu roboczego ze sztywnymi ściankami zewnętrznymi wymienników ciepła, jak i istotną różnicą wymiarów charakterystycznych kanału akustycznego i porów w obszarze wymienników [47,69]. Dlatego też, w modelu numerycznym urządzenia termoakustycznego, konieczne jest uwzględnienie modelu turbulencji, mogących pojawić się w pobliżu wymienników ciepła i wpływających tym samym na parametry modelowanego fenomenu termoakustycznego zwłaszcza w tym obszarze [70].

Ze względu na złożoną geometrię wymiennika, charakteryzującą się dużą powierzchnią kontaktu płyn-ściana wymiennika, założony model powinien charakteryzować się wysoką dokładnością symulacji, zwłaszcza powstających w warstwie przyściennej. W założonym środowisku obliczeniowym dostępny jest model adaptacyjny transportu naprężeń ścinających SAS-SST [77]. Model ten uwzględnia symulację turbulencji na podstawie równań energii kinetycznej  $k$  i prędkości dyssypacji  $\omega$ , zdefiniowanych dla przypadku nieliniowej zależności naprężeń ścinających od kinetycznej energii turbulencji. Odpowiada klasycznemu modelowi  $k-\omega$  SST [78], z dodatkowym członem odległości von Karmana [79,80]. Wykorzystanie odniesienia do skali odległości von Karmana skutkuje redukcją przewidywanej wartości energii turbulencji, zwłaszcza w obszarze warstwy przyściennej [79]. Prowadzi to do istotnej poprawy zbieżności wyników symulacji z danymi pomiarowymi, zwłaszcza dla wysokich wartości liczby Reynoldsa [79]. W literaturze przedmiotu [79,81] znajdują się opisy badań, prowadzonych z wykorzystaniem omawianego modelu, obejmujących m.in. analizę rozkładu prędkości płynu przy przepływie wokół przeszkody dla umiarkowanych i wysokich wartości liczby Reynoldsa. Jak wykazano, model SAS-SST uwzględniający adaptację skali do wymiarów warstwy przyściennej, charakteryzuje się istotnie wyższą zgodnością z danymi eksperymentalnymi, zwłaszcza w obszarze warstwy przyściennej [79,81], jest również relatywnie nieczuły na parametry siatkowania [79]. Uwzględniając powyższe, w celu odwzorowania turbulencji propagujących w obszarze regeneracyjnego wymiennika ciepła, ostatecznie wybrano modelu SAS-SST.

Z tej przyczyny, w domenie gazu roboczego, konieczne było zdefiniowanie modelu turbulencji wykorzystującego skojarzone rozwiązywanie równań  $k-\varepsilon$  oraz  $k-\omega$ , charakteryzującego się satysfakcjonującą dokładnością w pewnej odległości od ścianki. Jednym z dostępnych w wybranym środowisku obliczeniowym modeli turbulencji, wykorzystujących oba omawiane równania, jest model SST [77]. Model ten uwzględnia wyznaczenie złożonej średniej ważonej z omówionych równań, przy czym dla węzła siatki tożsamego z powierzchnią ścianki wartość złożonej średniej odpowiada rozwiązaniu równania  $k-\omega$ . Dla węzła siatki położonego na powierzchni symetrii wartość złożonej średniej odpowiada rozwiązaniu równania  $k-\varepsilon$  [77,82]. W tym modelu wykorzystuje się



również zmodyfikowaną metodę wyznaczenia lepkości płynu [77,82], co umożliwia jego aplikację w standardowych procedurach obliczeniowych RANS [82].

W literaturze dostępne są opisy badań numerycznych z zakresu aeronautyki [82] oraz mechaniki płynów dla przepływów subsonicznych [83] i supersonicznych [84], gdzie zastosowanie omawianego modelu umożliwiło osiągnięcie zadowalającej zbieżności wyników analiz obliczeniowych i danych eksperymentalnych. Jak wykazano w [83], jakość predykcji turbulencji dla modelu SST, szacowana na podstawie zbieżności wyników badań obliczeniowych z danymi eksperymentalnymi, jest jedynie w niewielkim stopniu zależna od zagęszczenia siatki obliczeniowej. Jest to szczególnie korzystne ze względu na spodziewany wysoki koszt obliczeniowy prowadzonych symulacji. Jednakże, rozbieżność między wynikami symulacji, wykorzystującej model SST, a danymi pomiarowymi, rośnie wraz z odległością od źródła turbulencji, zwłaszcza tożsamych z granicą fazy [82,83]. Stanowi to zasadniczą niedogodność stosowania modelu SST, która jednak nie wpływa w sposób istotny na zbieżność rozwiązania. Spodziewanym dominującym źródłem turbulencji w obszarze gazu roboczego jest zewnętrzna ściana domeny regeneracyjnego wymiennika ciepła. Biorąc powyższe pod uwagę jako model turbulencji w gazie roboczym, założono model SST.

Jak nadmieniono w rozdziale 1, wymiana ciepła pomiędzy ścianką wymiennika regeneracyjnego a gazem roboczym bezpośrednio wpływa na parametry obiegu termodynamicznego, realizowanego w urządzeniu termoakustycznym [1,15]. Z tej powodu, istotną trudność stanowi oszacowanie warunków wymiany ciepła w obszarze regeneratora. W układach termoakustycznych urządzeń chłodniczych lub niskotemperaturowych pomp ciepła, dominuje wymiana ciepła na drodze przewodzenia ciepła w obszarze warstwy przyściennej oraz konwekcji, ograniczonej przez bezpośrednie przewodzenie ciepła w ściankach wymiennika [71,85,86]. Z tej przyczyny, w większości analiz pomija się wpływ radiacji, który można uznać za marginalny. Kolejną trudnością jest właściwe oszacowanie parametrów konwekcyjnego strumienia ciepła, zwłaszcza biorąc pod uwagę zmienny kierunek i prędkość przepływu gazu roboczego. W literaturze przedmiotu [54,67,71,85,87] można spotkać odmienne metody opisu parametrów transportu ciepła w zależności od parametrów geometrii wymiennika i gazu roboczego:

1. wyznaczenie strumienia ciepła, wnikającego na głębokość penetracji termicznej do ścianki wymiennika ciepła/gazu roboczego, z wykorzystaniem wartości funkcji Rotta [1,15] - metoda ta jest stosowana dla geometrii wymienników, dla których funkcje Rotta są znane, a chwilowe fluktuacje ciśnienia dynamicznego, a tym samym lokalnej temperatury gazu roboczego, według zależności (1.2), są pomijalne [54,87],
2. w oparciu o współczynnik czasu relaksacji - metoda ta jednak z założenia traktuje współczynnik wnikania ciepła jako parametr fenomenologiczny i wykorzystywana jest jako fragment ramowej analizy urządzeń termoakustycznych [14,85],

3. szacowane na podstawie wartości konwekcyjnego współczynnika wnikania ciepła na podstawie liczby Nusselta lub analogicznego parametru bezwymiarowego - metoda ta jest stosowana w przypadkach konieczności wyodrębnienia identyfikacji parametrów wnikania ciepła w obszarze wymiennika od całościowej analizy układu termoakustycznego [67,86,87]

Opisane w literaturze modele numeryczne urządzeń termoakustycznych, analizowane z wykorzystaniem kodów CFD [42,70,74], w większości przypadków wykorzystują ostatnią z prezentowanych metod. Jednakże, fakt ten nie jest spowodowany brakiem zdefiniowanej postaci funkcji Rotta dla analizowanych wymienników ciepła, które, jak nadmieniono w Rozdziale 2, znane są dla większości typowych geometrii. Powodem jest zespolony charakter funkcji Rotta który stanowi istotne utrudnienie w implementacji tej metodologii w samym kodzie [1,20,85]. Jest to podstawową przyczyną, dla której jedynie sporadycznie wykonywane są badania, uwzględniające powiązanie liczby Nusselta z funkcjami Rotta [89]. Uwzględniając wymianę ciepła między ściankami poszczególnych wymienników a gazem roboczym, a także wymianę ciepła między poszczególnymi elementami urządzenia a otoczeniem, metoda ta wydaje się być najbardziej spójna, w każdym rozpatrywanym elemencie urządzenia można opisać wymianę ciepła za pomocą tej samej liczby kryterialnej. Niemniej jednak, wykorzystanie tej metody w przypadku analizy układu termoakustycznego w środowisku CFD wymagałoby sprzężenia środowiska obliczeniowego, pracującego w dziedzinie liczb rzeczywistych [77] z zewnętrznym algorytmem, wykonującym obliczenia w dziedzinie liczb zespolonych, co stanowi znaczące utrudnienie.

Alternatywnym rozwiązaniem może być wyznaczenie uśrednionego współczynnika wnikania ciepła na podstawie przekształconych do postaci bezwymiarowej funkcji Rotta. Powstała w ten sposób wartość jest zbliżona do liczby Nusselta. Jak podaje literatura przedmiotu [85], przekształcenie to jest wykonalne i umożliwia odwzorowanie zmian warunków wymiany ciepła przy przepływie oscylacyjnym, jednakże, ponownie wiąże się z koniecznością zdefiniowania liczby Nusselta na płaszczyźnie zespolonej. Przyjęcie tej metodyki, wprawdzie poprawnej matematycznie, nie prowadzi więc do ułatwienia implementacji rozwiązania w kodzie komercyjnie dostępnego oprogramowania i utrudnia ocenę poprawności otrzymywanych wyników.

W literaturze [86] opisano metodę uproszczenia zagadnienia określenia warunków konwekcyjnej wymiany ciepła w strukturach porowatych. Metoda ta opiera się na wyznaczeniu charakterystyki liczby Nusselta w funkcji liczby Reynoldsa z uwzględnieniem dwóch istotnie różnych obszarów: proporcjonalności liczby Nusselta do liczby Reynoldsa ( $Nu \sim Re^n$  dla  $n \in <0,5; 1>$  [86,90]) i wartości liczby Nusselta dążącej do wartości stałej ( $Nu \sim \text{idem.}$ ). Obszary te odpowiadają kolejno przepływowi w reżimie przejściowym i laminarnym, oraz etapowi stagnacji [86,91], w którym podstawowym mechanizmem wymiany ciepła jest przewodzenie wewnątrz warstwy przyściennej. Charakterystyka ta przyjmuje ogólną postać opisaną zależnością (4.1) [86,91]. Wartość wyznaczona

z przedstawionej zależności stanowi funkcję liczby Nusselta, charakteryzującej etap stagnacji ( $Nu_{min}$ ). Liczba ta wyznaczana jest dla prędkości przepływu dążących do zera. Omawiana zależność wykorzystuje formułę zależną od wartości liczby Nusselta, liczby Reynoldsa oraz stałej  $c$ .

$$Nu = \sqrt[3]{Nu_{min}^3 + (c \cdot Re^{1/2})^3} \quad (4.1)$$

Metodę tę opracowano poprzez implementację uogólnionego równania Lévêquego [86,92] do warunków wymiany ciepła występujących w przemysłowych wymiennikach regeneracyjnych na przykładzie analizy wymiany ciepła w obszarach wejściowych kanałów cylindrycznych [86,92]. Pomimo znaczących uproszczeń, metoda ta może być skutecznie stosowana do opisu wymiany ciepła, niezależnie od reżimu przepływu [92]. Z tej przyczyny, opis ten potencjalnie może być wykorzystany do relatywnie dokładnego wyznaczenia wartości współczynnika wnikania ciepła dla urządzeń termoakustycznych o zróżnicowanej konstrukcji.

W celu otrzymania szczególnej postaci zależności, wyznaczono uśrednioną wartość liczby Nusselta dla przepływów, charakteryzujących się liczbą Reynoldsa  $Re < 200$ , którą założono jako odpowiadającą wartości  $Nu_{min}$ . W tym celu zastosowano procedurę, wykorzystującą równania kryterialne dla regeneracyjnego wymiennika ciepła o nieregularnych porach, opisaną w literaturze przedmiotu [66]. Procedurę tę wykorzystano również w celu wyznaczenia wartości stałej  $c$ , którą oszacowano z wykorzystaniem metody najmniejszych kwadratów, tak aby spełniona została zależność (4.2):

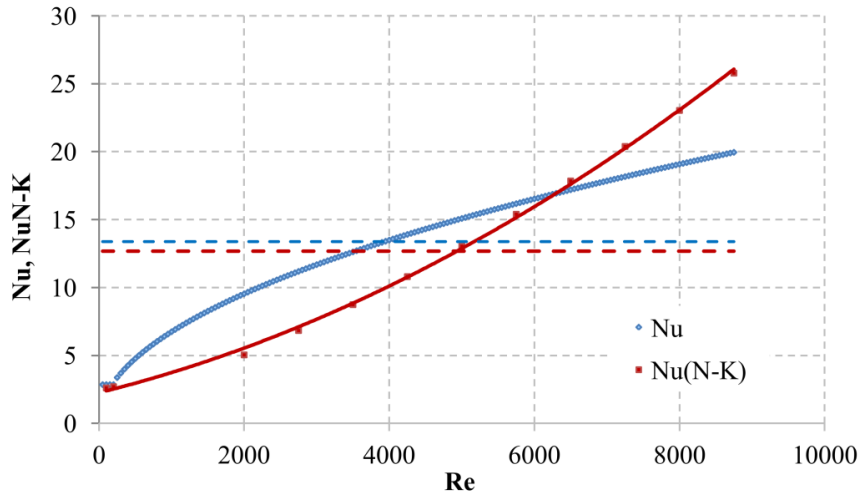
$$\sum_{Re=500}^{8750} \{ [Nu_{N-K}(Re)]^2 - [c \cdot Re^{1/2}]^2 \} \rightarrow \min \quad (4.3)$$

gdzie:  $Nu_{N-K}$ - wartość liczby Nusselta wyznaczona według procedury obliczeniowej Nelsa-Kleina, opisaną w literaturze [66].

W wyniku przeprowadzonej analizy, uzyskano szczególną postać równania kryterialnego, przedstawioną jako zależność (4.4):

$$Nu = \sqrt[3]{2,851^3 + (0,213 \cdot Re^{1/2})^3} \quad (4.4)$$

Należy zaznaczyć, że uzyskana zależność  $Nu=f(Re)$  w zakresie wartości liczby Reynoldsa, obejmujących stagnację dla  $Re < 200$ , przepływ laminarny dla  $Re \in (500; 2300)$  oraz przejściowy  $Re \in (2300; 8750)$  różni się od charakterystyki wartości liczby Nusselta- $Nu_{N-K}$ , otrzymanej bezpośrednio na podstawie procedury zaproponowanej w literaturze [66]. Przebiegi omawianych charakterystyk przedstawiono na Rys. 4.5.



Rys. 4.5 Przebieg charakterystyk wyznaczonych wartości liczby Nusselta ( $Nu$ ) oraz liczby Nusselta, wyznaczonej zgodnie z procedurą Nellisa-Kleina [66] ( $Nu_{N-K}$ ) w funkcji wartości liczby Reynoldsa ( $Re$ ). Linią przerywaną zaznaczono wartości średnie w badanym zakresie wartości liczby Reynoldsa.

Należy jednak podkreślić, że w modelu numerycznym zależność ta wykorzystywana jest do wyznaczania chwilowych warunków konwekcyjnej wymiany ciepła, od zerowej do maksymalnej wartości prędkości cząstek gazu, od stagnacji do przepływu laminarnego i przejściowego. Niejednokrotnie w modelach numerycznych rozpatruje się wyłącznie wartość średnią wyznaczonej liczby Nusselta [23,70,74].

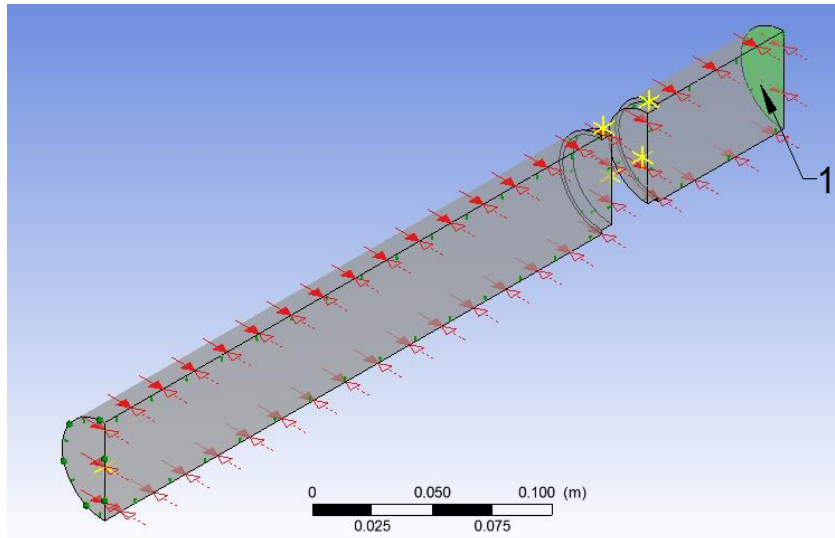
Jak przedstawiono na Rys. 4.5, wartości średnie w identyfikowanym zakresie wartości liczb Reynoldsa są do siebie zbliżone. Sugeruje to relatywnie niewielki błąd, związany z zastosowanym przybliżeniem, w oszacowaniu warunków konwekcji w czasie równym okresowi wymuszającej fali akustycznej.

Z tej przyczyny, zależność (2.29) zaimplementowano w modelu numerycznym jako zależność dedykowaną do wyznaczania chwilowej wartości współczynnika wnika-  
nia ciepła w domenie wymiennika regeneracyjnego.

Na zewnętrznej krawędzi domeny kanału akustycznego gazu roboczego (Rys. 4.6) zdefiniowano warunek brzegowy, odpowiadający ruchomej płaskiej ścianie (symulujący ruch drgający płaskiego wzbudnika membranowego) drgającej według równania ruchu, przedstawionego zależnością (4.5).

$$\Delta x = x_M \cdot \sin(2\pi f t) \quad (4.5)$$

gdzie:  $\Delta x$  - przemieszczenie membrany w chwili  $t$ ,  $x_M$  - amplituda przemieszczenia membrany,  $f$  - częstotliwość drgań membrany.



Rys. 4.6 Domena gazu roboczego: 1 - ściana domeny, na której zdefiniowano warunek brzegowy ruchu oscylacyjnego.

Amplitudę drgań dobrano w taki sposób, aby wartość ciśnienia akustycznego w płaszczyźnie sąsiadującej z płaszczyzną drgającej ściany odpowiadała wartości spodziewanej amplitudy ciśnienia oszacowanej z wykorzystaniem modelu liniowego. Parametry źródła fali akustycznej, założono na podstawie oszacowanych wartości parametrów wzbudnika (zastosowanego głośnika membranowego), które przedstawiono w Tabelicy 3.1.

Częstotliwość drgań wyznaczano każdorazowo dla zadanej długości kanału akustycznego, rodzaju gazu roboczego, temperatury i ciśnienia według zależności (4.6).

$$f = \frac{a}{4 \cdot L} \quad (4.6)$$

gdzie:  $f$  - częstotliwość drgań membrany,  $a$  - prędkość dźwięku w gazie roboczym w zadanych warunkach,  $L$  - długość kanału akustycznego.

W celu przeprowadzenia analiz parametrycznych z wykorzystaniem opracowanego modelu, przyjęto szereg założeń dotyczących wariantów cech konstrukcyjnych i parametrów operacyjnych, charakteryzujących model (m.in. długości kanału akustycznego i składu gazu roboczego). Opis założeń, jak i przyjętą metodologię ich wyboru, omówiono w dalszej części pracy.

## 4.2 Założenia

Amplitudę drgań, założoną w obliczeniach numerycznych wyznaczono z wykorzystaniem wewnętrznego modułu oprogramowania DeltaEC, umożliwiającego oszacowanie rozkładu ciśnienia akustycznego w urządzeniu termoakustycznym na podstawie parametrów źródła fali wymuszającej [56]. Ponieważ rzeczywisty wzbudnik (głośnik membranowy) jest regulowany sygnałem napięciowym, wybrano moduł VESPEAKER. Moduł ten pozwala symulować przetwornik elektrodynamiczny o niezerowej impedancji [77]. Podstawowe parametry niezbędne dla wykonania obliczeń to [77]:

- czynna powierzchnia oddziaływania przetwornika z otaczającym gazem, odpowiadająca powierzchni membrany głośnika,
- rezystancja cewki przetwornika,
- indukcyjność cewki przetwornika,
- iloczyn strumienia pola magnetycznego i długości przewodu cewki w nim zanurzonego [77],
- masa elementu drgającego, odpowiadająca masie membrany.

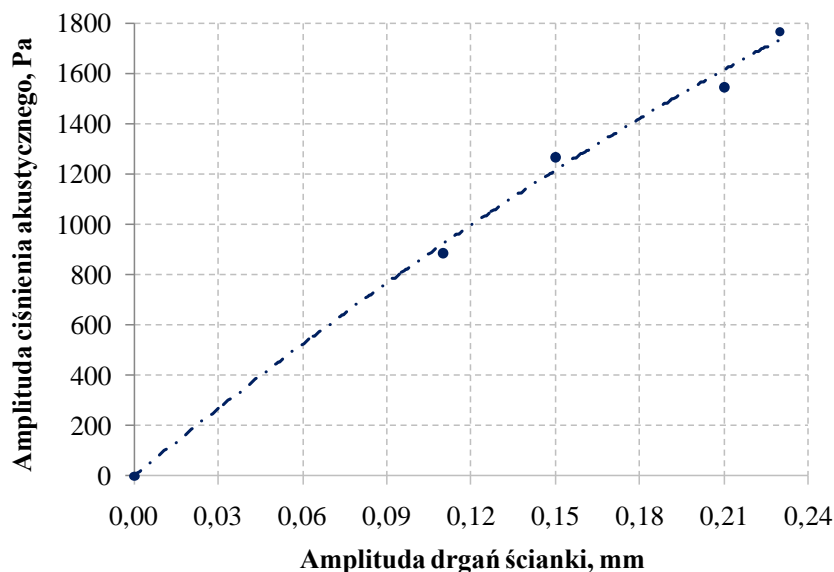
Wartości amplitudy ciśnienia akustycznego, wyznaczonej z wykorzystaniem przedstawionego modułu dla jednego z założonych zestawów cech geometrycznych i parametrów operacyjnych układu termoakustycznego, przedstawiono w Tabelicy 4.3.

Tablica 4.3 Wyznaczone wartości amplitudy ciśnienia akustycznego, wyrażone w Pa, w kolejnych segmentach modelu

<b>Segment</b>	<b>Wartość, Pa</b>
Kanał akustyczny sąsiadujący z łącznikiem (Rys. 2.1, Seg. 5)	4024
Gorący wymiennik ciepła (Rys. 2.1, Seg. 6)	3087
Regeneracyjny wymiennik ciepła (Rys. 2.1, Seg. 8)	332
Sztywna ścianka, zamykająca kanał akustyczny (Rys. 2.1, Seg. 10)	4739

Parametrem decydującym o uzyskanym efekcie chłodniczym jest amplituda ciśnienia akustycznego w obszarze krawędzi pierwszego wymiennika ciepła w zestawie, tj. gorącego wymiennika ciepła. Z tego powodu założono, że wartość tego parametru będzie stanowiła podstawę porównania w dalszych obliczeniach.

W dalszej części prac przeprowadzono wstępne analizy numeryczne (CFD), mające na celu wyznaczenie charakterystyki zależności amplitudy ciśnienia akustycznego, obserwowanej na regeneracyjnym wymienniku ciepła, od amplitudy drgań sztywnej ścianki (wzбудnika). Analiz przeprowadzono dla analogicznych cech konstrukcyjnych i parametrów operacyjnych urządzenia, jakie założono w poprzednim kroku obliczeniowym. Wyniki analizy przedstawiono na Rys. 4.7.



Rys. 4.7 Wartość amplitudy ciśnienia akustycznego w obszarze regeneracyjnego wymiennika ciepła w funkcji amplitudy drgań ścianki, symulującej membranę

Wykorzystując otrzymaną charakterystykę, wyznaczono poszukiwaną wartość amplitudy drgań ścianki, jako wynoszącą  $x_M = 2,15 \cdot 10^{-1} \text{ mm}$ .

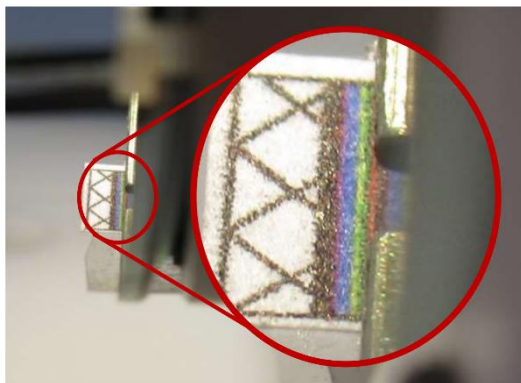
W celu oszacowania wiarygodności otrzymanego rezultatu, przeprowadzono eksperyment. Badanie to uwzględniało pomiar odkształcenia membrany głośnika w trakcie pracy. Do badań wykorzystano referencyjny głośnik płaskomembranowy Visaton K40-8 $\Omega$  (Tab 4.4).

Tablica 4.4 Parametry referencyjnego głośnika membranowego [93]

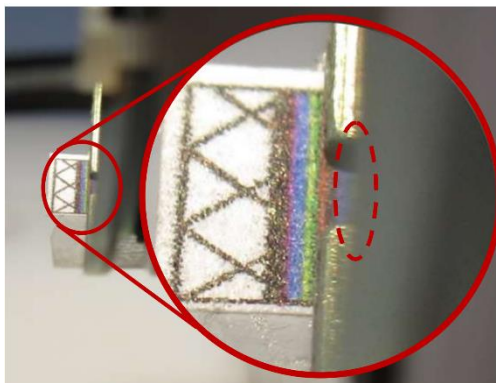
Parametr	Wartość
Rezystancja cewki, $\Omega$	7,440
Indukcyjność cewki, H	0,159
Strumień pola magnetycznego, T	0,171
Długość uzwojenia cewki, m	3,478

Weryfikację przyjętych założeń dokonano poprzez porównanie wartości oczekiwanej amplitudy drgania membrany głośnika referencyjnego, wynikającej ze skojarzenia rezultatów symulacji w środowisku DeltaEC<sup>TM</sup> i CFX<sup>TM</sup> z wynikami pomiarów referencyjnych. Badanie to uwzględniało rejestrację obrazu membrany głośnika, z dołączonymi markerami optycznymi, w stanie spoczynku oraz w warunkach emisji fali akustycznej o częstotliwości rezonansowej. Markery optyczne wykonano poprzez nadruk zestawu różnobarwnych linii, o szerokości 0,1mm każda, na sztywny marker o szerokości 3mm i długości 5mm. Zarejestrowany obraz (Rys. 4.8 Rys. 4.9) poddano następnie cyfrowej analizie obrazu, mającej na celu oszacowanie szerokości rozmycia, powodowanej przez ruch membrany. Rezultaty przeprowadzonej analizy sugerują, że wartość odchylenia membrany nie przekracza szerokości pojedynczej barwnej linii, tj. 0,1mm. Rezultaty

przeprowadzonych symulacji wykazały oczekiwaną amplitudę ciśnienia na poziomie 880 Pa, co przekłada się na amplitudę drgań wynoszącą  $2,2 \cdot 10^{-3}$  mm. W związku z tym stwierdzono, że otrzymana w wyniku skojarzonej analizy obliczeniowej wartość amplitudy drgań ścianki  $x_M$  jest prawidłowa.



Rys. 4.8 Podgląd obrazu zarejestrowanego dla membrany głośnika w stanie spoczynku.



Rys. 4.9 Podgląd obrazu zarejestrowanego dla drgającej membrany głośnika (linią kreskową zaznaczono obszar spodziewanego drgania membrany).

W celu skrócenia sumarycznego czasu na przeprowadzenie kolejnych analiz obliczeniowych dokonano selekcji zestawów parametrów wejściowych modelu CFD, który następnie poddano analizie.

Jednym z założonych parametrów była średnia temperatura gazu. Założenie to wynikało z potencjalnych trudności w osiągnięciu i utrzymaniu wartości temperatury istotnie odmiennych od temperatury otoczenia na stanowisku eksperymentalnym. Wynikało to z ograniczonej mocy cieplnej układu regulacji temperatury oraz strat ciepła do otoczenia. Założono, że analizy numeryczne przeprowadzone zostaną dla stałej temperatury gazu roboczego, wynoszącej  $T_g = 20^\circ\text{C}$ . Ponadto, ze względu na trudności realizacyjne dla ciśnienia gazu roboczego niższego od atmosferycznego, założono, że obliczenia przeprowadzone zostaną jedynie dla ciśnień  $p_g \geq 1 \text{ atm}$ .

W celu uproszczenia analizy, założono również, że zarówno ściany kołnierzy mocujących (Rys. 4.1, p.3 i p.4), jak i zewnętrzne ścianki kanału akustycznego (Rys. 4.1, p. 1) nie wymieniają ciepła z otoczeniem. Założenia tego dokonano na podstawie niskich wartości współczynnika przewodzenia ciepła materiału wykonania kołnierzy (żywicy poliestrowej do druku SLA) oraz ścianek kanału akustycznego (poliwęglanu), prowadzących do zanedbywalnej różnicy temperatur między materiałem kołnierza a otoczeniem. Ponadto, ze względu na ograniczenie prędkości przepływu gazu roboczego w otoczeniu wymienionych elementów na stanowisku eksperymentalnym, spodziewano się zanedbywalnych wartości współczynnika przenikania ciepła między domeną gazu roboczego wewnątrz urządzenia, a otoczeniem. W celu uwzględnienia wpływu gazu roboczego na parametry badanego zjawiska, założono opisowe określenie właściwości fizycznych



gazów w temperaturze otoczenia w zakresie ich zastosowania w urządzeniach termoakustycznych, w oparciu o literaturę przedmiotu [1,21]. Ponadto, uwzględniając dane literaturowe [63] zdefiniowano podstawowe parametry materiałowe wybranych tworzyw sztucznych, wykorzystywanych w technologii druku przyrostowego. Materiały te wybrano jako materiały do wykonania regeneracyjnego wymiennika ciepła. Przyjęte wartości zamieszczono w Tabelicy 4.5.

Tablica 4.5 Założone właściwości tworzyw wymiennika regeneracyjnego (na podst. [63])

Wielkość, jednostka	żywica poliestrowa	ABS	PET
gęstość, kg/m <sup>3</sup>	1200	1050	1350
współczynnik przewodzenia ciepła, W/(m·K)	0,221	0,179	0,275
ciepło właściwe, J/(kg·K)	1673,6	1467,5	1275,0

Ostatecznego wyboru danych, cech konstrukcyjnych i parametrów operacyjnych dokonano w oparciu o przesłanki wynikające z teorii metodyki eksperymentu [94,95]. Zestaw ten został dobrany uwzględniając możliwości odwzorowania w rzeczywistych urządzeniach termoakustycznych oraz ograniczenia, związane z indywidualnymi cechami opracowanego stanowiska eksperymentalnego, szczegóły wyboru przedstawiono w Załączniku A.

Warianty zestawów cech i parametrów, przyjęte do symulacji CFD, wybrano w oparciu o eliminację parametrów statystycznie nieistotnych, zgodnie z metodyką założonego planu dwupoziomowego [96,97]. W literaturze [94,95] opisano szereg planów dwu- oraz wielopoziomowych, dedykowanych statystycznej analizie danych pod kątem identyfikacji istotności wpływu poszczególnych czynników na rezultat. Jednakże, w prowadzonych badaniach, założono zastosowanie metodyki planu Placketta-Burmana, ze względu na jego wykorzystanie w badaniach eksperymentalnych i numerycznych z zakresu energetyki i inżynierii procesowej, opisanych w literaturze [96,97,98].

Odwołując się do początkowego zestawu danych (Załącznik A) oraz nawiązując do wcześniejszego założenia o pominięciu własności gazu roboczego w modelu CFD, można wyróżnić pięć modyfikowalnych parametrów wejściowych. Zgodnie z przyjętą metodyką, ich wartości założono na dwóch skrajnych poziomach [94]:

- długość kanału akustycznego, wynosząca: 250mm lub 450mm,
- długość regeneracyjnego wymiennika ciepła, wynosząca: 21mm lub 30mm,
- porowatość regeneracyjnego wymiennika ciepła, wynosząca: 0,111 lub 0,405,
- ciśnienie gazu roboczego, wynoszące: 1,5bar oraz 4,2bar,
- właściwości gazu roboczego, odpowiednio: niekorzystne<sup>3</sup> i korzystne<sup>4</sup>.

<sup>3</sup> Odpowiadające właściwościom dwutlenku węgla [b2,a5].

<sup>4</sup> Odpowiadające właściwościom helu [b2,a5].

Ponieważ plan Placketta-Burmana pozwala na ocenę istotności wpływu jedynie określonej wartości parametrów [94] na parametr wynikowy, których liczbę wyznacza się zgodnie z zależnością (4.7), w analizie uwzględniono dodatkowo dwa fikcyjne parametry dopełniające konstruowany plan badań.

$$n = 4c - 1 \quad (4.7)$$

gdzie:  $n$  - liczba czynników wejściowych,  $c$  - liczba całkowita.

Po sporządzeniu wykazu analizowanych parametrów wejściowych, uzupełnionego o czynniki fikcyjne<sup>5</sup>, oraz ustaleniu wartości ich poziomów, dokonano losowego przyporządkowania kolejności czynników. Następnie, zakodowano poszczególne czynniki wraz z odpowiednimi wartościami poziomów, zgodnie z poniższą regułą:

- długość kanału akustycznego  $x_1$ , wynosząca: 250mm (-) lub 450mm (+),
- długość regeneracyjnego wymiennika ciepła  $x_2$ , wynosząca: 21mm (-) lub 30mm (+),
- porowatość regeneracyjnego wymiennika ciepła  $x_3$ , wynosząca: 0,111 (-) lub 0,405 (+),
- ciśnienie gazu roboczego  $x_4$ , wynoszące: 1,5bar (-) oraz 4,2bar (+),
- właściwości gazu roboczego  $x_5$ , odpowiednio: niekorzystne (-) i korzystne (+),
- czynnik fikcyjny  $x_{6f}$ , o wartości odpowiednio: 0 (-) oraz 1 (+),
- czynnik fikcyjny  $x_{7f}$ , o wartości odpowiednio: 0 (-) oraz 1 (+).

Następnie, utworzono macierzę przyjętego planu Placketta-Burmana, przedstawioną w Tabelicy 4.6.

Tablica 4.6 Matryca planu Placketta-Burmana

Lp.	Wartość $x_1$	Wartość $x_2$	Wartość $x_3$	Wartość $x_4$	Wartość $x_5$	Wartość $x_{6f}$	Wartość $x_{7f}$	Wynik
1	+	-	-	+	-	+	+	$y_1$
2	+	+	-	-	+	+	-	$y_2$
3	+	-	+	-	+	-	+	$y_3$
4	-	-	+	+	+	+	-	$y_4$
5	+	+	+	+	-	-	-	$y_5$
6	-	+	-	+	+	-	+	$y_6$
7	-	+	+	-	-	+	+	$y_7$
8	-	-	-	-	-	-	-	$y_8$

W celu identyfikacji wpływu poszczególnych czynników na wynik, założono wstępne wykorzystanie rezultatów badań obliczeniowych, przeprowadzonych przy użyciu modelu liniowego, a następnie wyznaczenie wartości współczynników istotności dla

<sup>5</sup>Może dać tu jakieś wyjaśnienie?

poszczególnych badanych czynników, zgodnie z zależnością (4.8) i wariancji doświadczenia, zgodnie z zależnością (4.9) [94].

$$a_i = \frac{\sum_{j=1}^N x_{ij}y_j}{N} \quad (4.8)$$

$$S_y^2 = \frac{\sum_{i=1}^l a_{if}^2}{4l-k-1} \quad (4.9)$$

gdzie:  $a_i$  - współczynnik istotności dla  $i$ -tego czynnika wejściowego,  $x_{ij}$  - wartość  $i$ -tego czynnika wejściowego w  $j$ -tym doświadczeniu,  $y_j$  - wynik w  $j$ -tym doświadczeniu,  $N$  - całkowita liczba doświadczeń,  $S_y^2$  - wariancja doświadczenia,  $l$  - liczba fikcyjnych czynników wejściowych w założonym planie,  $k$  - liczba rzeczywistych czynników wejściowych w założonym planie,  $a_{if}$  - wartość współczynnika istotności dla  $i$ -tego fikcyjnego czynnika wejściowego.

W dalszej kolejności założono wyznaczenie liczby stopni swobody, zgodnie z zależnością (4.10) oraz obliczenie krytycznej wartości współczynnika istotności według zależności (4.11) i porównanie jej z wartościami współczynników istotności, wyznaczonych dla kolejnych zestawów wartości czynników wejściowych [94].

$$f = 4l - k - 1 \quad (4.10)$$

$$a_{kr} = t_{(\alpha;f)} \cdot \sqrt{S_y^2} \quad (4.11)$$

gdzie:  $f$  - liczba stopni swobody,  $a_{kr}$  - krytyczna wartość współczynnika istotności dla poziomu istotności  $\alpha=0,05$ ,  $t_{(\alpha;f)}$  - wartość tablicowa współczynnika t-Studenta dla danych: poziomu istotności i liczby stopni swobody.

Zestawienie rezultatów przeprowadzonej procedury obliczeniowej przedstawiono w Tabelcy 4.7.

Tablica 4.7 Rezultaty statystycznej oceny istotności czynników wejściowych analizy.

<i>Czynnik wejściowy</i>	$ a_i $	$a_{kr}$	<i>Istotność czynnika</i> $ a_i  > a_{kr}$
$x_1$	4,925	16,021	Nieistotny
$x_2$	38,475		<b>Istotny</b>
$x_3$	77,575		<b>Istotny</b>
$x_4$	0,375		Nieistotny
$x_5$	26,6		<b>Istotny</b>
$x_{6f}$	7,8		Nieistotny
$x_{7f}$	3,9		Nieistotny

Rezultaty przeprowadzonej oceny statystycznej wykazują, że - wykorzystując wyniki, pochodzące z analizy wykorzystującej model liniowy - istotne czynniki wejściowe stanowią jedynie długość regeneracyjnego wymiennika ciepła (czynnik wejściowy  $x_2$ ), jego porowatość (czynnik wejściowy  $x_3$ ) oraz właściwości dobranego gazu roboczego (czynnik wejściowy  $x_5$ ). Na tej podstawie założono, że w modelu CFD, wartości brzegowe kolejnych analizowanych modeli będą odpowiadać wartościom kompletnych zestawów wartości wejściowych dla czynników oszacowanych jako czynniki istotne oraz skrajnym (maksymalnym i minimalnym) wartościom dla pozostałych czynników wejściowych. Kompletny zestaw wariantów, założony do analizy numerycznej w środowisku ANSYS™ CFX, przedstawiono w Załączniku B.

### 4.3 Weryfikacja i walidacja modelu

Przed rozpoczęciem właściwych symulacji, przeprowadzono weryfikację i walidację opracowanego modelu, wykorzystując zaproponowaną w literaturze przedmiotu [99] hierarchię czynności walidacyjnych - od weryfikacji ogólnej do analiz szczegółowych. Postępowanie walidacyjne przeprowadzono zgodnie z wiarygodnym dokumentem opracowanym przez badaczy z Los Alamos National Laboratory [99], dedykowanym uwiarygodnieniu rezultatów symulacji w badaniach nuklearnych.

Schemat analizy walidacyjnej i weryfikacyjnej zaproponowany w [99] uwzględnia niezależną analizę wpływu wszystkich znaczących składowych modelu, tj. parametrów siatkowania, wielkości kroku czasowego, każdego z zastosowanych modeli cząstkowych, a także zestawów modeli cząstkowych warunkujących proces obliczeniowy dla każdej z części modelu [99]. Z tej przyczyny, założona weryfikacja i walidacja modelu polegała na analizie wrażliwości rezultatów symulacji testowych od kroku czasowego oraz jakości siatkowania geometrii, a także na odniesieniu wyników do danych eksperymentalnych opisanych w literaturze [67].

Uwzględniając powyższe, w pierwszej kolejności, model zweryfikowano pod kątem spójności danych. W pierwszej kolejności przeanalizowane strumienie gazu roboczego, wyznaczone w płaszczyznach przekroju układu, na granicy domeny gazu i porowatego ciała stałego, po obu stronach wymiennika, dla kolejnych kroków obliczeniowych. Ponadto, wyznaczono maksymalną i minimalną wartość prędkości cząstek w czasie symulacji odpowiadającemu okresowi fali wymuszającej. Zebrane dane przedstawiono w Tabelicy 4.8. Stwierdzono, że różnica strumieni masowych po obu stronach wymiennika regeneracyjnego jest zaniedbywalna po uwzględnieniu strat ciśnienia w obszarze wymiennika, a wartości ekstremów prędkości można uznać za prawdopodobne.

Tablica 4.8 Wartości parametrów wybranych do oszacowania spójności modelu

Parametr	Wartość
Strumień masowy gazu roboczego na płaszczyźnie wymiennika od strony źródła fali akustycznej, g/s	3,72
Strumień masowy gazu roboczego na płaszczyźnie wymiennika od strony ścianki domykającej kanał akustyczny, g/s	3,03
Maksymalna chwilowa wartość prędkości gazu w domenie gazu roboczego, m/s	10,0
Minimalna chwilowa wartość prędkości gazu w domenie gazu roboczego, m/s	$3,4 \cdot 10^{-3}$

W kolejnym etapie weryfikacji i walidacji modelu, porównano rezultaty badań obliczeniowych z eksperymentalnymi, dostępnymi w literaturze [67]. W tym celu, założono warunki brzegowe zbliżone do opisanych w [67]. Wprowadzone modyfikacje uwzględniały:

- a) zmianę geometrii i kształtu kanału akustycznego – z kanału o przekroju okrągłym na kanał o przekroju prostokątnym
- b) wyznaczenie parametrów zastępczych (porowatości i powierzchni międzyfazowej przypadającej na jednostkę objętości) wymiennika regeneracyjnego i ich implementację w modelu,
- c) dostosowanie częstotliwości i amplitudy drgań źródła fali akustycznej do warunków zbliżonych do opisanych w literaturze,
- d) dostosowanie środowiska pomiaru do warunków początkowych do opisanych w literaturze.

Wyniki symulacji wykazały dobrą zgodność rezultatów obliczeń i danych eksperymentalnych. Maksymalna różnica między zaobserwowanymi eksperymentalnie i obliczeniowo różnicami temperatur po sześciu sekundach od rozpoczęcia emisji fali akustycznej dla przeciwległych powierzchni frontalnych regeneratora wyniosła  $0,7^{\circ}\text{C}$ , a maksymalna obserwowana różnica temperatur zidentyfikowana po dziesięciu sekundach od rozpoczęcia emisji fali nie przekroczyła  $0,5^{\circ}\text{C}$ . Po uzyskaniu ustalonych wartości temperatur przeciwległych powierzchni regeneratora w prowadzonej symulacji, różnica między danymi eksperymentalnymi a wynikiem symulacji nie przekroczyła  $0,2^{\circ}\text{C}$ , co odpowiada 8,7% wartości błędu wyznaczenia różnicy temperatur względem wartości eksperymentalnych. Biorąc pod uwagę złożoność zjawiska, uproszczenia modelu, błędy pomiarowe w [67] oraz horyzont czasowy prowadzonych badań, należy przyjąć, że opracowany model zapewnia akceptowalną i dobrą dokładność otrzymywanych rezultatów.

Kolejny etap weryfikacji i walidacji modelu uwzględniał identyfikację wpływu parametrów założonego modelu turbulencji i siatkowania na amplitudę ciśnienia akustycznego i temperatury identyfikowane w kolejnych punktach charakterystycznych, odpowiadających: 1) środkowi geometrycznemu płaszczyzny sztywnej ścianki domykającej

kanał akustyczny, 2) środkowi geometrycznemu płaszczyzny styku domeny gazu roboczego i wymiennika, położonej od strony sztywnej ściany domykającej kanał akustyczny, 3) środkowi geometrycznemu płaszczyzny styku domeny gazu roboczego i wymiennika, położonej od strony źródła wymuszenia akustycznego. Wyniki symulacji otrzymane dla założonego modelu turbulencji (SST) porównano z trzema alternatywnymi modelami turbulencji, odpowiednio: k- $\omega$ ,  $\omega$ -naprężeń Reynoldsa oraz bazowych napiężeń Reynoldsa (BSL-Reynolds stress). Jako parametry porównywane przyjęto wpływ na uśrednioną amplitudę ciśnienia akustycznego na płaszczyźnie sztywnej ścianki domykającej kanał akustyczny  $p_{d,ss,m}$ , oraz uśrednioną temperaturę gazu na płaszczyźnie styku domeny gazu roboczego i wymiennika, położonej od strony źródła wymuszenia akustycznego  $T_{,rw,m}$ . Różnice wartości przyjętych parametrów odniesiono do wartości parametrów otrzymanych z symulacji uwzględniającej model SST (odpowiednio:  $p_{d,ss,m,ref}$  oraz  $T_{,rw,m,ref}$ ) i przedstawiono w Tabelicy 4.9.

Tablica 4.9 Rezultaty weryfikacji modelu względem modeli turbulencji

<b>Model turbulencji</b>	<b><math>p_{d,ss,m} / p_{d,ss,m,ref}</math></b>	<b><math>T_{,rw,m} / T_{,rw,m,ref}</math></b>
k- $\omega$	0,9739	1,0042
$\omega$ -naprężeń Reynoldsa ( $\omega$ -Reynolds stress)	0,9742	1,0049
bazowych napiężeń Reynoldsa (BSL-Reynolds stress)	0,9745	1,0049

Analogicznie przeprowadzono walidację modelu przy uzmiennionych parametrach siatkowania. Jako parametr niezależny przyjęto ilość węzłów siatki, która odpowiadała odpowiednio 90%, 110% i 120% ilości węzłów siatki modelu walidowanego. Jako parametr porównywany przyjęto uśrednioną temperaturę gazu na płaszczyźnie styku domeny gazu roboczego i wymiennika, położonej od strony źródła wymuszenia akustycznego  $T_{,rw,m}$ , jak poprzednio. Różnice ich wartości odniesiono do wartości otrzymanych dla symulacji uwzględniającej siatkę o początkowej ilości węzłów i przedstawiono w Tabelicy 4.10.

Tablica 4.10 Rezultaty walidacji modelu względem parametrów siatkowania

	<b>Ilość węzłów siatki (względem wartości nominalnej)</b>	<b><math>T_{,rw,m} / T_{,rw,m,ref}</math></b>
(90%)	9675	1,0005
(110%)	11825	1,0001
(120%)	12900	0,9997

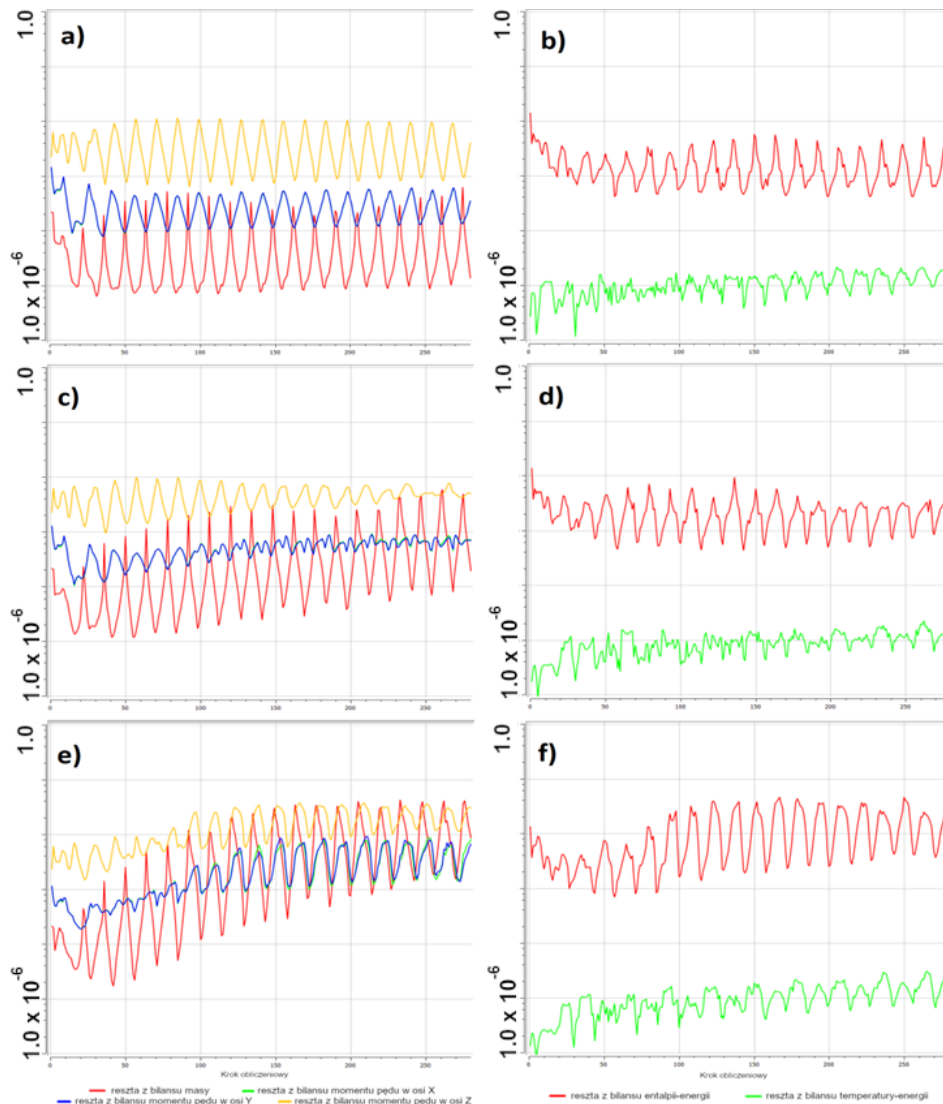
Wyniki przeprowadzonej walidacji wykazały dobrą zgodność wartości przyjętych parametrów, wyznaczonych obliczeniowo i eksperymentalnie [67]. Ponadto, przeprowadzona weryfikacja wskazuje na pomijalny wpływ zmiany modelu turbulencji oraz parametrów siatkowania na otrzymywane wyniki. Na podstawie przeprowadzonego procesu walidacyjnego i w odniesieniu do literatury przedmiotu [99] można stwierdzić dobrą dokładność opracowanego modelu i jego przydatność do prowadzenia założonych, bardziej zaawansowanych analiz.

#### 4.4 Wyniki i dyskusja obliczeń

Badania przeprowadzone dla modeli, wykorzystujących wymiennik regeneracyjny o niskiej porowatości, wykazywały trudności z osiągnięciem zadawalającego poziomu zbieżności. Na podstawie przeprowadzonych symulacji stwierdzono, że graniczną porowatością regeneratora, umożliwiającą osiągnięcie kryteriów zbieżności podstawowych bilansów równań, jest porowatość wynosząca 11,1%.

Analiza przyczyn rozbieżności bilansów równań i występowania błędów krytycznych w kolejnych symulacjach wskazuje na wrażliwość przebiegu procesu obliczeniowego na założone parametry porowatości wymiennika. W celu zobrazowania różnicy, przeprowadzono dodatkową analizę numeryczną. W czasie symulacji obserwowano zbieżności kluczowych równań dla różnych porowatości wymiennika regeneracyjnego, tj. 40,5%, 25% oraz 18%. Na Rys. 4.10 przedstawiono przebiegi zmian reszt z bilansów masy i momentu pędu dla kolejnych kroków czasowych, w zależności od założonej porowatości wymiennika regeneracyjnego.

Na podstawie wykresów reszt, przedstawionych na Rys. 4.10, można zauważyć, że dla porowatości wymiennika regeneracyjnego wynoszącej 40,5%, przebieg ich zmian przyjmuje kształt charakterystyczny dla przebiegu nadmienionego w literaturze przedmiotu [100], przypominający spektrum dla sygnału okresowego sinusoidalnego. Widoczne skokowe wzrosty reszt wynikają z chwilowych skoków wartości ciśnienia dynamicznego w symulowanym układzie, odpowiadających maksymalnym wychyleniom drgającej siatki, indukującej propagującą falę akustyczną. W modelu zakładającym porowatość wymiennika regeneracyjnego na poziomie 25,0%, widoczne jest zniekształcenie przebiegu wspomnianych reszt zarówno w odniesieniu do jego kształtu (zanikające podobieństwo do spektrum sygnału sinusoidalnego), jak i wartości. Należy zauważyć sukcesywny przyrost wartości reszt bilansów masy (*P-Mass*) oraz momentu pędu dla osi, w których brak jest odkształcenia siatki (*U-Mom* oraz *V-Mom*), co sugeruje kumulowanie się drobnych reszt z kolejnych kroków czasowych. Wzrost wartości obserwowanych reszt może wynikać zarówno z tłumienia fali akustycznej, występującego w obszarze wymiennika, jak i odbicia fali od jego czoła, skutkującego pojawieniem się dodatkowych składowych spektrum o wyższych częstotliwościach, zakłócających przewidywane pole akustyczne wewnątrz urządzenia.



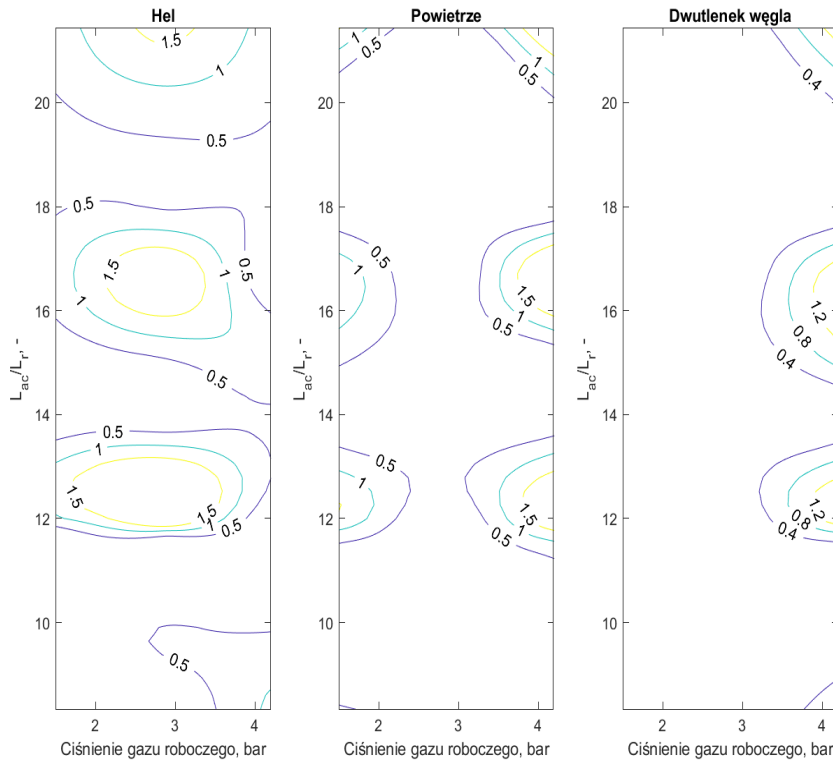
Rys. 4.10 Wykresy reszt bilansów podstawowych równań modelu dla różnych porowatości regeneratora: 40,5%, a) wykres reszt bilansu masy i momentu pędu dla porowatości b) wykres reszt bilansów wymiany ciepła dla porowatości, 25,0% c) wykres reszt bilansu masy i momentu pędu dla porowatości, d) wykres reszt bilansów wymiany ciepła dla porowatości, 18,0% e) wykres reszt bilansu masy i momentu pędu dla porowatości, f) wykres reszt bilansów wymiany ciepła dla porowatości.

W symulacji prowadzonej dla przypadku porowatości regeneratora wynoszącej 18,0%, można zauważyć radykalny przyrost reszt z bilansu masy (P-Mass) w pierwszych stu pięćdziesięciu krokach obliczeniowych; ponadto, maksymalne wartości reszt z bilansu masy i momentu pędu w osi odkształcenia siatki, wskazują na rozbieganie się modelu. Zaobserwowana rozbieżność wynika prawdopodobnie ze znaczącego tłumienia generowanej fali w obszarze wymiennika regeneracyjnego (w wyniku wysokich strat ciśnienia) oraz odbicia części generowanej fali od czoła wymiennika, zaburzającej rozkład ciśnień oraz energii poszczególnych składowych sygnału wymuszającego w symulowanym układzie.

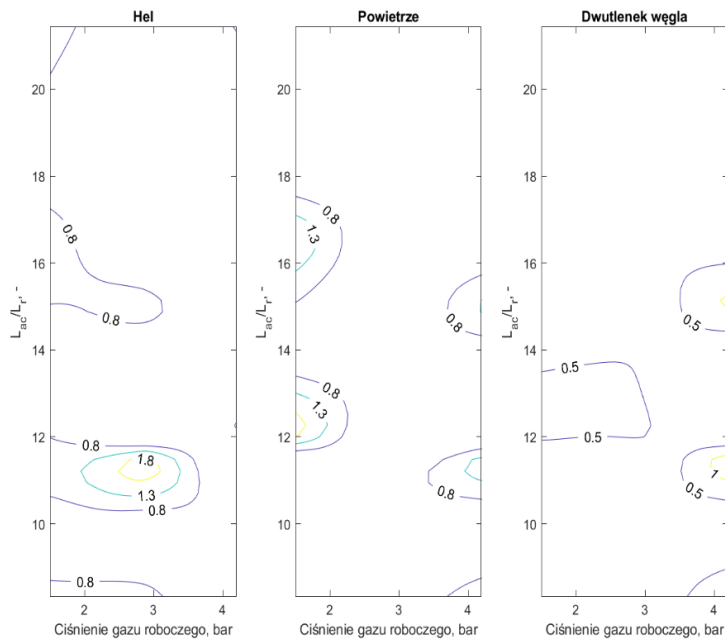


Na podstawie przeprowadzonej analizy należy więc stwierdzić, że dla urządzeń termoakustycznych wykorzystujących wymienniki porowate o niskiej porowatości istnieje wysokie ryzyko niepowodzenia badań numerycznych w środowisku CFD ze względu na istotny wzrost skomplikowania zagadnienia bilansowania masy i momentu pędu. Należy również podkreślić, że dla takich urządzeń istnieje wysokie ryzyko rozpraszania energii fali wymuszającej na czole oraz w obszarze początkowym wymiennika regeneracyjnego, co przekłada się na radykalne obniżenie spodziewanych wartości temperatur (i ich różnicy). Z tego powodu, w przypadku analizy urządzeń wyposażonych w wymiennik regeneracyjny o porowatości  $\leq 11\%$ , istnieje ryzyko załamania się zjawiska termoakustycznego.

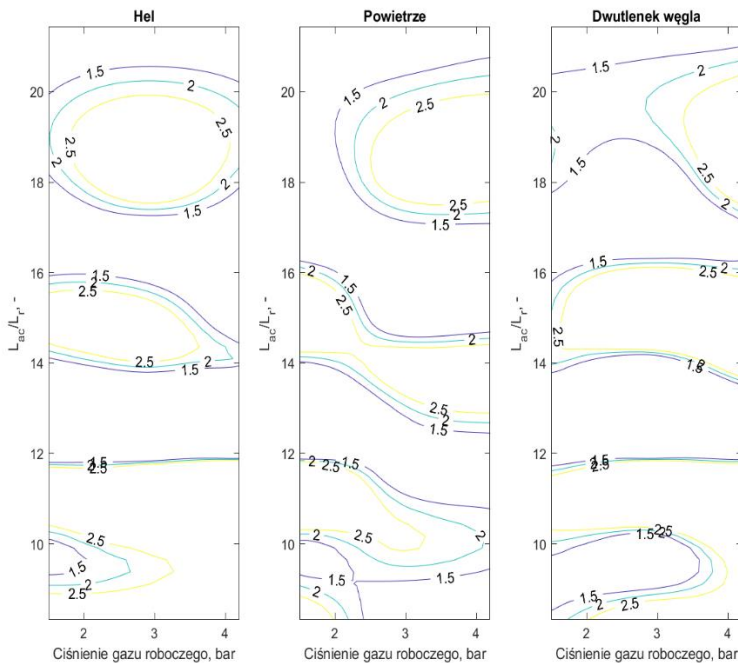
Rezultaty symulacji przedstawiono w postaci zestawów wykresów konturowych na Rys. 4.11 do Rys. 4.13.



Rys. 4.11. Rezultaty symulacji CFD różnicy temperatur przeciwnych krawędzi regeneracyjnego wymiennika ciepła wykonanego z PET od ciśnienia gazu roboczego oraz stosunku długości kanału akustycznego do długości regeneratora dla kolejnych gazów roboczych – zestaw izolinių



Rys. 4.12. Rezultaty symulacji CFD różnicy temperatur przeciwległych krawędzi regeneracyjnego wymiennika ciepła wykonanego z ABS od ciśnienia gazu roboczego oraz stosunku długości kanału akustycznego do długości regeneratora dla kolejnych gazów roboczych – zestaw izolinii



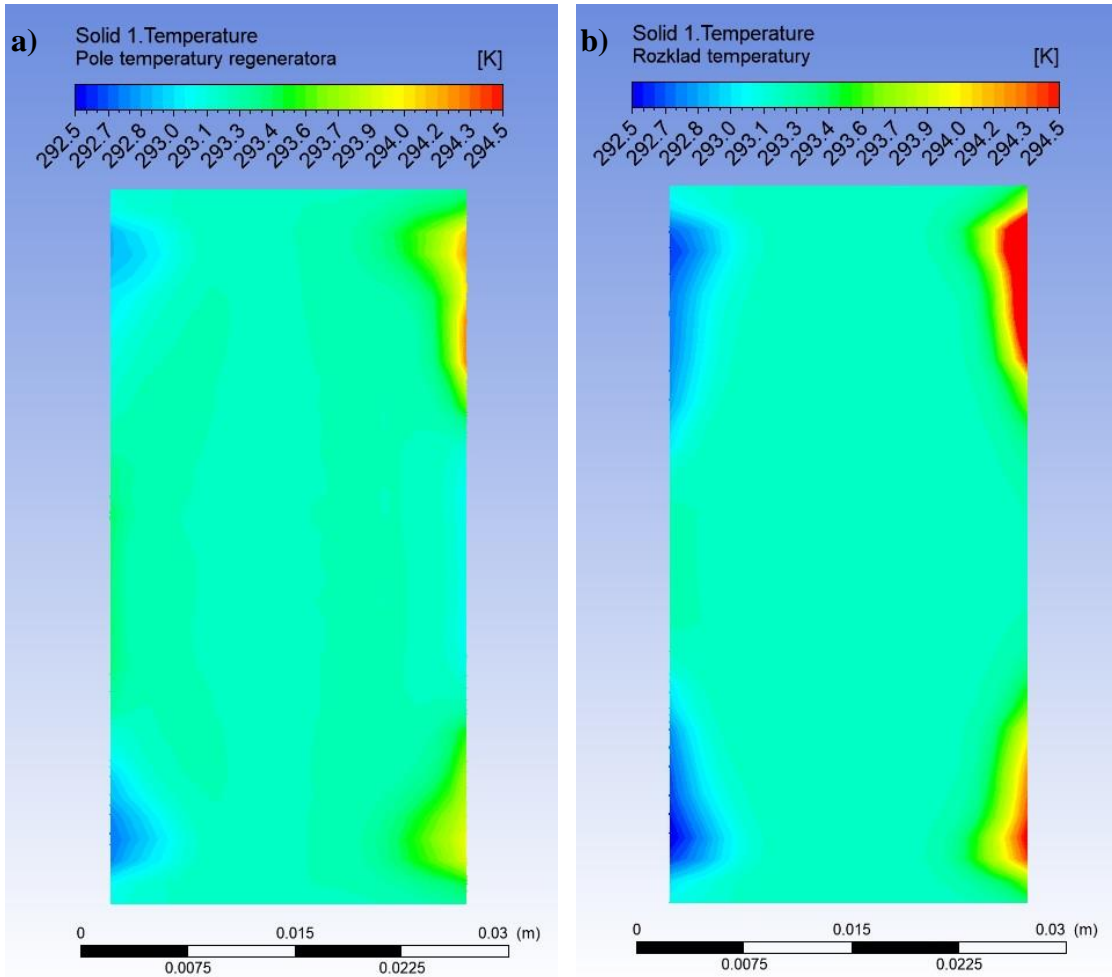
Rys. 4.13. Rezultaty symulacji CFD różnicy temperatur przeciwległych krawędzi regeneracyjnego wymiennika ciepła wykonanego z żywicy poliestrowej od ciśnienia gazu roboczego oraz stosunku długości kanału akustycznego do długości regeneratora dla kolejnych gazów roboczych – zestaw izolinii

Rezultaty przeprowadzonych symulacji wskazują na istotną zależność parametrów pracy urządzenia od cech geometrycznych i parametrów środowiskowych. Dane zaprezentowane na Rys. 4.11 wykazują, iż najwyższą wartość różnicy temperatur ( $2,3^{\circ}\text{C}$ ) zaobserwowano stosując hel pod ciśnieniem 2,9 bar. Należy jednak podkreślić, że osiągnięcie różnicy temperatur powyżej  $2^{\circ}\text{C}$  możliwe jest także wykorzystując powietrze pod ciśnieniem 4,2 bar. Kształt izolinii, odpowiadających zbliżonym poziomom temperaturowym, jest jednak zasadniczo różny dla układu wykorzystującego hel, niż dla układów wykorzystujących inne gazy. Sugeruje to znaczący wpływ zastosowanych rozwiązań konstrukcyjnych (porowatość wymiennika) i materiałowych (politeraftalan etylu) na obserwowane parametry pracy urządzenia. Należy zaznaczyć, że niezależnie od zastosowanego gazu i jego ciśnienia, maksymalne wartości parametru operacyjnego badanej chłodziarki zaobserwowano dla stosunków długości rezonatora do długości regeneratora wynoszącego około 12 oraz około 16.

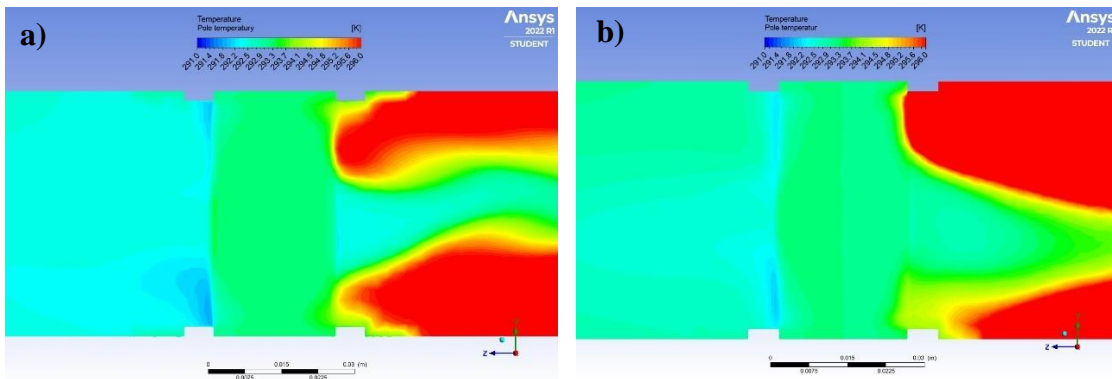
W przypadku analizy danych zebranych dla układu wykorzystującego wymiennik wykonany z ABS (Rys. 4.12), maksymalne wartości różnicy temperatur również obserwowano dla stosunku długości  $L_{ac}/L_r$  wynoszącej poniżej 12. Wartość wyznaczonego maksimum dla helu były porównywalne z Rys. 4.11. Należy jednak zauważyć istotne obniżenie poziomu wartości maksymalnych, widocznych dla układów wykorzystujących powietrze i dwutlenek węgla - o około  $0,3^{\circ}\text{C}$  w porównaniu do danych przedstawionych na Rys. 4.11. Obserwacja ta dowodzi wzrostu znaczenia właściwości fizycznych gazu roboczego przy wykorzystaniu regeneratora o mniej korzystnych cechach materiałowych. Niemniej, należy zauważyć podobieństwo rozkładu izolinii dla układów wykorzystujących wymiennik wykonany z ABS i PET.

Analizując dane przedstawione na Rys. 4.13 należy zauważyć istotny wzrost obserwowanych maksimów względem danych zebranych w poprzednich seriach. Przykładowo, przy wykorzystaniu helu jako gazu roboczego, w całym zakresie przeanalizowanych ciśnień gazu możliwe jest uzyskanie różnicy temperatur przekraczającej  $2,5^{\circ}\text{C}$  pod warunkiem utrzymania stosunków  $L_{ac}/L_r$  wynoszących około 11, 15 oraz 19. Podobny wzrost parametrów pracy widoczny jest również dla powietrza i dwutlenku węgla. Niemniej, należy podkreślić, że maksima obserwowane dla tych gazów są o około  $1^{\circ}\text{C}$  niższe, niż maksima zaobserwowane dla helu, analogicznie do obserwacji wynikających z analiz Rys. 4.11 oraz Rys. 4.12.

Na Rys. 4.13 oraz Rys. 4.14 przedstawiono przykładowe rozkłady temperatur materiału regeneratora (Rys. 4.13) oraz temperatur gazu roboczego (Rys. 4.14) w domenie wymiennika regeneracyjnego, odpowiadające ostatniej iteracji symulacji CFD.



Rys. 4.13. Rozkład temperatury wymiennika regeneracyjnego dla ostatniego kroku czasowego symulacji: a) przy wykorzystaniu powietrza pod ciśnieniem 1,5 barg, b) przy wykorzystaniu helu pod ciśnieniem 1,5 barg.



Rys. 4.14. Rozkład temperatury gazu roboczego dla ostatniego kroku czasowego symulacji: a) przy wykorzystaniu powietrza pod ciśnieniem 1,5 barg, b) przy wykorzystaniu helu pod ciśnieniem 1,5 barg.

Rozkłady temperatury wymiennika regeneracyjnego (Rys. 4.13), wskazuje na niejednorodność pola temperatury w bezpośrednim pobliżu krawędzi wymiennika regeneracyjnego. Należy jednak podkreślić, że obserwacja ta nie znajduje odniesienia do

całego przekroju wymiennika, gdzie pole temperatury nie jest istotnie zależne od położenia względem środka regeneratora. Jak ukazano na Rys. 4.13, zarówno w osi przecięcia płaszczyzn regeneratora, jak i w pobliżu jego skrajnych powierzchni bocznych, widoczny jest istotny spadek różnicy temperatur. W przypadku osi środka wymiennika spowodowany jest on istotą funkcjonowania elementu (regeneracja ciepła), zaś dla skrajnych powierzchni bocznych wymianą ciepła z otoczeniem. Niemniej, należy stwierdzić, że zaobserwowany rozkład temperatury jest zbliżony z rozkładem oczekiwanym na podstawie literatury [46,47].

Rozkład temperatury gazu roboczego (Rys. 4.14) wskazuje na znaczącą akumulację ciepła w objętości gazu, zlokalizowanej pomiędzy wymiennikiem a sztywną ścianą. Zaobserwowana akumulacja ciepła stanowi istotne zagadnienie badawcze i jest niejednokrotnie opisywana w literaturze przedmiotu [20,21,27]. Porównanie zaprezentowanego rozkładu z polem temperatury wymiennika (Rys. 4.13) ukazuje znaczący wpływ podwyższonej temperatury gazu na rozkład temperatur wewnątrz regeneratora. Uwzględniając przedstawione rozkłady należy podkreślić znaczenie bezpośredniego wnikania ciepła do objętości regeneratora przez jego czoło. Może wynikać ono z rozproszenia części energii fali akustycznej na czole wymiennika i związanego z tym lokalnego wzrostu prędkości gazu, intensyfikującego wymianę ciepła.

Na podstawie przeprowadzonych badań można stwierdzić, że zestaw cech konstrukcyjnych i materiałowych wymiennika regeneracyjnego ma zasadniczy wpływ na maksymalne parametry pracy kompaktowej chłodziarki termoakustycznej. Niemniej, niezależnie od zastosowanego zestawu cech, korzystne jest wykorzystanie helu jako gazu roboczego.

## 5. Stanowisko badawcze

### 5.1 Przesłanki konstrukcyjne stanowiska

Kwestią o zasadniczym znaczeniu dla realizacji postawionego celu i zakresu badań, prowadzonych w ramach niniejszej rozprawy, było opracowanie konstrukcji urządzenia, umożliwiającej uzmiennienie wartości znacznej liczby parametrów środowiskowych i konstrukcyjnych, wpływających na parametry badanego fenomenu. Z tej przyczyny, stanowisko eksperymentalne, wykorzystane do przeprowadzania badań zjawiska, podzielono na trzy podstawowe elementy (co ukazano dalej na Rys. 5.12), tj.:

1. elementarne urządzenie termoakustyczne wraz z wymiennymi elementami badawczymi,
2. ciśnieniowa komora pomiarowa wraz z armaturą, systemem utrzymania temperatury, ciśnienia, informatycznymi liniami transmisyjnymi, napędami urządzeń pozycjonowania sond pomiarowych, układem generacji fali akustycznej,
3. układ kontrolno-pomiarowy wraz z urządzeniami do pozycjonowania sond pomiarowych, komputerem sterującym, sterownikami, układem generacji fali akustycznej.

Jednym z kluczowych czynników, mających wpływ na wskaźniki pracy urządzenia termoakustycznego, jest częstotliwość wzbudnika fali akustycznej [1,15,55,101]. Wykonanie pomiarów dla różnych częstotliwości narzuca konieczność regulacji długości kanału akustycznego. Osiągnięto to poprzez zmianę położenia ruchomej sztywnej ścianki, zamykającej kanał, wykonanej z polichlorku winylu (PVC). Dopuszczalny zakres częstotliwości akustycznej został narzucony zarówno przez maksymalną wartość strat lepkościowych w rezonatorze, jak i przez odpowiedź częstotliwościową głośnika membranowego, wykorzystanego jako źródło fali dźwiękowej. Powszechnie dostępne, szerokopasmowe głośniki umożliwiają stabilną pracę w zakresie częstotliwości od 300 do 10000 Hz [93,102]. Jednakże, charakteryzują się one niejednokrotnie nieliniową zależnością poziomu ciśnienia akustycznego (SPL) w funkcji częstotliwości. Ekstremum poziomu ciśnienia dla częstotliwości umiarkowanych odpowiada wartości między 500-800Hz [93]. Z tej przyczyny, na etapie konstrukcji i modyfikacji stanowiska badawczego, założono średnią częstotliwość fali wymuszającej wynoszącą 600Hz. Na podstawie literatury [18,20,52,67] przyjęto, że maksymalne ciśnienie gazu roboczego w urządzeniu laboratoryjnym nie powinno przekroczyć 10 bar. Prezentowane założenia zasadniczo określiły cechy konstrukcyjne kluczowych części składowych urządzenia, dobór sposobu napędu elementów ruchomych oraz geometrię wymienników ciepła, zwłaszcza regeneratora. Projekt wymienników ciepła przygotowano w oparciu o literaturę [20,68].

Zaprojektowanie regeneratora, uwzględniając charakterystyczne jego parametry, tj. porowatość i geometrię przekroju poprzecznego, wymagało wcześniejszego zdefiniowania parametrów gazu roboczego. Na etapie projektowania wymienników, przede

wszystkim uwzględniono jego ciśnienie i spodziewaną wartość amplitudy ciśnienia akustycznego. Moc urządzenia termoakustycznego, definiowana np. w postaci strumienia ciepła odbieranego przez urządzenie chłodnicze, rośnie wraz ze wzrostem średniego ciśnienia roboczego [1,20]. Jednakże, wysoka wartość średniego ciśnienia gazu wymaga zapewnienia niewielkich wymiarów porów lub odstępów między płytkami regeneratora [57]. Powoduje to istotne trudności przy jego wytworzeniu [1,21,101]. Zjawiska nieliniowe, zachodzące na granicy ciało stałe - gaz roboczy w obszarze kanału akustycznego i wewnątrz regeneratora, a także parametry dobranego źródła fali, mają bezpośredni wpływ na wartość spodziewanej amplitudy ciśnienia akustycznego. Amplituda ta określa moc urządzenia termoakustycznego. Na etapie projektowania wymiennika regeneracyjnego założono [18,20,52,68], że amplituda ciśnienia nie powinna przekroczyć wartości 5% średniego ciśnienia gazu roboczego.

W literaturze przedstawiono wyniki badań zróżnicowanych geometrii wymiennika regeneracyjnego [1,19,68]. Ze względu na uproszczony proces wykonania i uzyskiwanie wysokich parametrów w badaniach eksperymentalnych, geometrie nawiercane (tj. porowaty cylinder, rys. 5.1a) i cienkościenne (rys. 5.1b) uznano za najkorzystniejsze [19,20]. Ostatecznie przyjęto cylindryczny wymiennik regeneracyjny z otworami (Rys. 5.1a), przy czym ilość i wymiary nawierceń stanowiły przedmiot dalszych rozważań.



Rys. 5.1. Typowe geometrie regeneracyjnego wymiennika ciepła: a – cylinder nawiercany, b – konstrukcja nacinana.

W celu ograniczenia strat akustycznych w prostopadłych płaszczyznach wewnątrz rezonatora, zarówno gorący, jak i zimny wymiennik ciepła, powinny charakteryzować się geometrią zbliżoną do geometrii regeneratora. Prowadzi to zazwyczaj do otrzymania tego samego kształtu przekroju poprzecznego. Jednakże, względne długości tych wymienników muszą być zoptymalizowane w zależności od właściwości czynnika roboczego i warunków akustycznych [18,20].

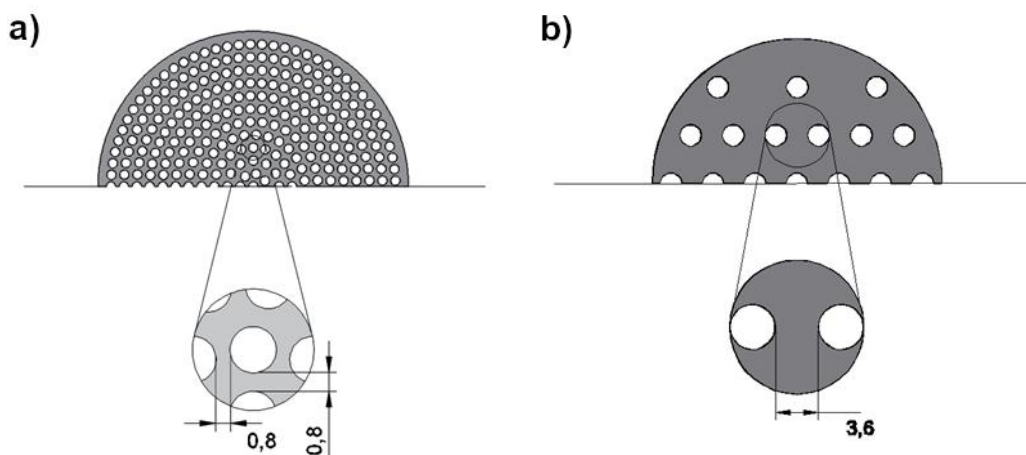
Wymiary porów<sup>6</sup> regeneratora zależą od maksymalnych prędkości gazu roboczego, jak również od wymaganego - w celu utrzymania wystarczających warunków wymiany

<sup>6</sup> Termin używany do określenia przestrzeni propagacji fali akustycznej w wymiennikach

ciepła - pola powierzchni kontaktu (styku) pomiędzy gazem a ciałem stałym. Jednakże, wymiary te są również ograniczone przez dostępną technologię wytwarzania wymienników [24,103]. Ze względu na intensywny rozwój technologii szybkiego prototypowania, w tym zwłaszcza stereolitografii (SLA) wytworzenie elementów techniką druku trójwymiarowego wydaje się być aktualnie najbardziej odpowiednie dla urządzeń małych mocy. Ponadto wiele materiałów, powszechnie stosowanych w szybkim prototypowaniu, charakteryzuje się korzystnymi właściwościami termofizycznymi, takimi jak np. niska przewodność cieplna. Na przykład przewodność cieplna akrylonitrylo-butadieno-styrenu, stosowanego jako podstawowy składnik filamentu, wynosi około  $0,16 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ , co jest wartością całkowicie akceptowalną [104]. Dlatego też, na potrzeby tej pracy, założono wykonanie wymienników regeneracyjnych metodami szybkiego prototypowania.

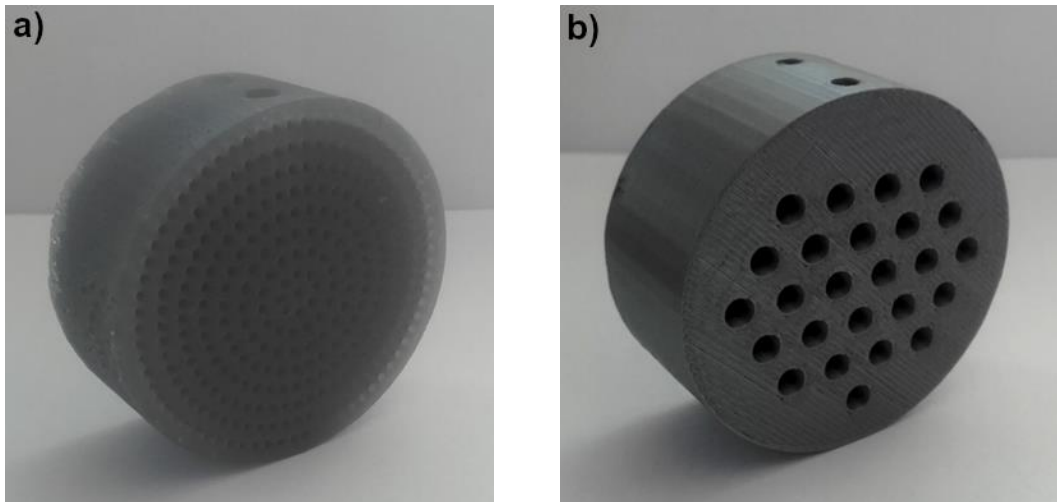
W celu otrzymania możliwie wysokiej porowatości, zaprojektowano regenerator jako cylinder o średnicy 57 mm z wstępnie wykonanymi cylindrycznymi otworami o średnicy 1,2 mm. W opracowanej geometrii, odstęp między kolejnymi otworami wynosił w przybliżeniu 0,8 mm. Wymiennik ten, zwany dalej regeneratorem o podwyższonej porowatości, przedstawiony został na rys. 5.2a. Zbudowany jest jako płaska płytką z otworami nierównomiernie rozmieszczonymi otworami i porowatością wynoszącą 40,5%.

W celu przeprowadzenia badań porównawczych, przygotowano drugi wymiennik regeneracyjny, zwany regeneratorem o obniżonej porowatości, wynoszącej 11,1%. Regenerator ten (rys. 5.2b), stanowi cylinder o średnicy zewnętrznej analogicznej do regeneratora o podwyższonej porowatości, zawierający 25 nieregularnie ułożonych otworów o średnicy 3,8 mm.



Rys. 5.2. Schemat wymiennika regeneracyjnego: a) o podwyższonej porowatości, b) o obniżonej porowatości.





Rys. 5.3. Przykład wykonania wymiennika regeneracyjnego: a) o podwyższonej porowatości, b) o obniżonej porowatości.

Wymiennik regeneracyjny połączono z kanałem akustycznym za pośrednictwem odpowiednich kołnierzy mocujących (Rys. 5.4).

Długość wymienników ciepła, oszacowano na podstawie drogi zakreślanej przez elementarną porcję gazu, w trakcie której wymienia ona ciepło z materiałem wymiennika [1,19]. Jej wartość można oszacować za pomocą wyrażenia (5.1):

$$x_D = \frac{2 \cdot p_d}{\rho a^2 \omega} \sin(kx) \quad (5.1)$$

Szacunkowo przyjmuje się długość gorącego wymiennika ciepła jako dwukrotność długości wymiennika zimnego, ponieważ rozprasza on większy strumień ciepła [1,105]. W celu minimalizacji strat lepkościowych w badanym urządzeniu oraz biorąc pod uwagę cel i zakres badań podejmowanych w tej rozprawie założono wyposażenie badanego układu wyłącznie w wymiennik regeneracyjny.

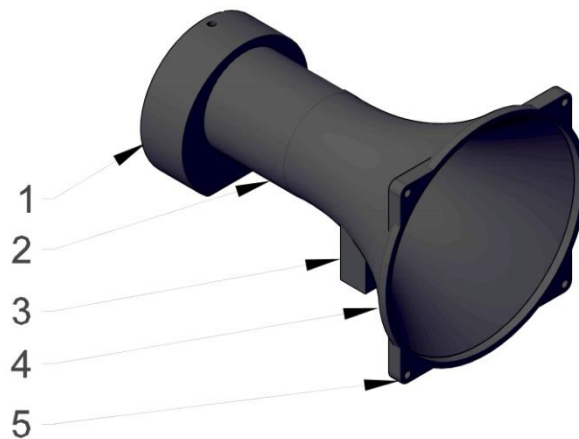


Rys. 5.4. Widok geometrii kołnierza mocującego regeneracyjny wymiennik ciepła

Kanał akustyczny, rezonator, wykonano jako jednolity cienkościenny cylinder, z wyjątkiem fragmentu położonego bezpośrednio przy wzбудniku, który wykonano w postaci hiperboloidalnego elementu łącznikowego (Rys. 5.5).

W celu minimalizacji strat lepkościowych na granicy ciała stałego i gazu roboczego w obszarze rezonatora przyjęto, że długość kanału akustycznego, łącznie z elementem łącznikowym, powinna wynosić jedną czwartą długości fali rezonansowej [18,20]. Jako materiał wykonania kanału akustycznego wybrano poliwęglan. Wybór ten poparto relatywnie niską przewodnością cieplną tego materiału oraz jego satysfakcjonującą wytrzymałością [106], również w warunkach podwyższonego ciśnienia.

Geometria elementów wchodzących w skład urządzenia termoakustycznego została dopasowana do wybranego wzbudnika akustycznego. Przetwornik ten dobrano uwzględniając maksymalizację mocy akustycznej, dostarczonej do kanału, co ma bezpośredni wpływ na obserwowane efekty cieplne [1,67]. Przyjęto głośnik o średnicy membrany 121 mm, wykonany z polipropylenu, o maksymalnej mocy ciągłej wynoszącej 40W [62]. Urządzenie termoakustyczne wyposażono w rezonator o średnicy zewnętrznej 60 mm i grubości ścianki 2,5 mm, z hiperboloidalnym elementem mocującym źródło fali akustycznej o całkowitej długości 180 mm, przedstawionym schematycznie na Rys. 5.5. Rysunek zastosowanego rozwiązania przedstawiono w Załączniku E. Zastosowano cztery podpory kanału akustycznego, w postaci dwóch wyprofilowanych dźwigarów, zlokalizowanych na przeciwległych krańcach kanału oraz dwóch kołnierzy, zlokalizowanych przy regeneracyjnym wymienniku ciepła.

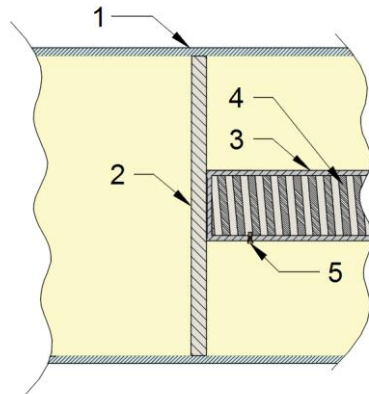


Rys. 5.5. Hiperboloidalny element łącznikowy (końcowy fragment rezonatora): 1 – kołnierz mocujący regenerator, 2 – kanał akustyczny, 3 – podpora, 4 – wyżłobienie głośnika membranowego, 5 - otwory mocujące.

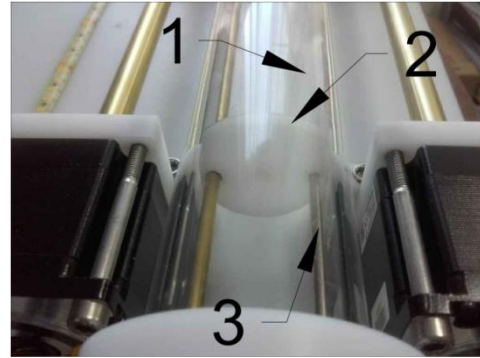
Ponieważ, uzmiennione (podlegające regulacji) parametry to ciśnienie i skład gazu roboczego, zestaw wymienników, umieszczony na wspólnej podstawie i wchodzący w skład urządzenia termoakustycznego, umieszczono w uszczelnionej ciśnieniowej komorze pomiarowej, przedstawionej dalej na Rys. 5.9b. Umożliwiło to realizację prób

ciśnieniowych pod maksymalnym ciśnieniem manometrycznym gazu roboczego wynoszącym 5 bar oraz bezpieczną zmianę składu gazu w kolejnych seriach pomiarowych.

W celu umożliwienia strojenia częstotliwości rezonansowej kanału akustycznego, zamknięto go z jednej strony przesuwną sztywną ścianą o regulowanym położeniu. Do zmiany położenia ściany zastosowano silnik krokowy napędzający precyzyjną śrubę pociągową, pełniącą również rolę szyny jezdnej. Schemat i widok rozwiązania przedstawiono na Rys. 5.6a i Rys. 5.6b.



Rys. 5.6a. Schemat układu ruchomej sztywnej ściany: 1 – rezonator, 2 – sztywna ściana, 3 – tuleja, 4 – pręt gwintowany, 5 – śruba blokująca.



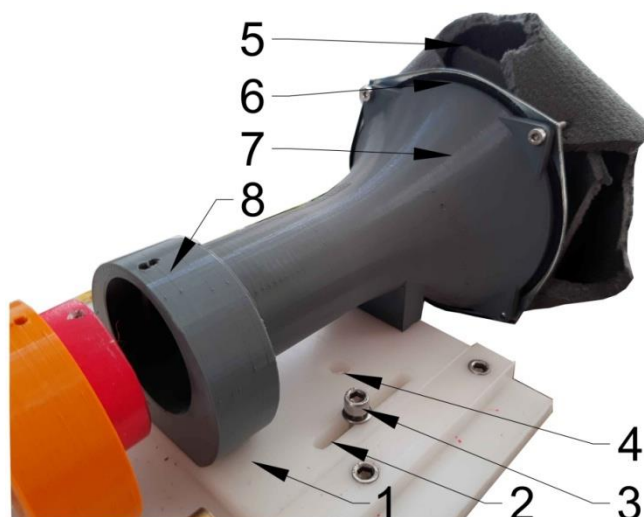
Rys. 5.6b. Fotografia układu ruchomej sztywnej ściany: 1 – rezonator, 2 – sztywna ściana, 3 – tuleja.

Do sterowania silnikiem krokowym, wykorzystano protokół RTU485 (Modbus po TCP/IP) oraz programowalny mikrokontroler. Umożliwiło to zautomatyzowane sterowanie ruchem ścianki zamykającej kanału akustycznego, a tym samym sterowanie jego długością. Dodatkowo, oprócz sterowania automatycznego, umożliwiono również wprowadzanie ustawień ręcznych.

Aby zapobiec uszkodzeniu ruchomych elementów w sytuacji niekontrolowanego ruchu ścianki, zastosowano czujnik położenia krańcowego. Czujnik ten umieszczono na krawędzi rezonatora, od strony mocowania ścianki zamykającej kanał i połączono z odpowiednimi mikrokontrolerami wchodzącymi w skład aparatury sterująco-pomiarowej.

Regulację całkowitej długości regeneratora uzyskano poprzez zastosowanie ruchomej podstawy kołnierzy mocujących (Rys. 5.7). Rozwiązanie to umożliwiło wykorzystanie regeneratorów o zróżnicowanej długości w zakresie od 20 mm do 30 mm.

Stanowisko wyposażono również w zestaw czujników ciśnienia i temperatury. Podstawowy precyzyjny czujnik, umożliwiający pomiar ciśnienia względnego w zakresie do 6 bar z klasą dokładności 0,5%, zamontowano wewnątrz komory pomiarowej, nad kanałem akustycznym. Mikrofon pomiarowy ciśnienia akustycznego zamontowano na szynie jezdnej wewnątrz kanału rezonatora.



Rys. 5.7. Fotografia ruchomej podstawy kołnierzy mocujących: 1 - podstawa, 2 - prowadnica, 3 - śruba mocująca, 4 –dodatkowe otwory pod śruby kołnierza mocującego, 5 – izolacja głośnika membranowego, 6–głośnik membranowy, 7 – hiperboloidalny kanał mocujący, 8 – kołnierz mocujący.

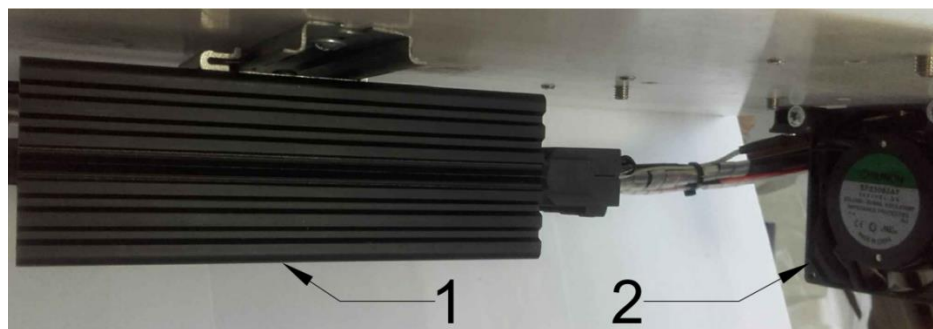
Konstrukcję układu pomiaru ciśnienia pokazano na Rys. 5.9c. Czujniki ciśnienia, zostały połączone poprzez układy normalizujące sygnał i zakresy z mikrokontrolerem sterująco-pomiarowym. Na zewnątrz ciśnieniowej komory pomiarowej zainstalowano manometr analogowy, umożliwiający pomiar ciśnienia do 10 bar (Rys. 5.9c).

Tory pomiarowe temperatury zostały wyposażone w czujniki rezystancyjne Pt100 podłączone liniami dwuprzewodowymi. Punkty pomiarowe zlokalizowano w następujących obszarach:

- 1) w obrębie czujnika ciśnienia akustycznego, w odległości około 5 mm od jego powierzchni,
- 2) na zewnętrznych krawędziach wymiennika regeneracyjnego (w osi kołnierzy, około 3 mm od zewnętrznych ścian regeneratora) oraz
- 3) przy podstawie stanowiska, poza wnętrzem kanału akustycznego.

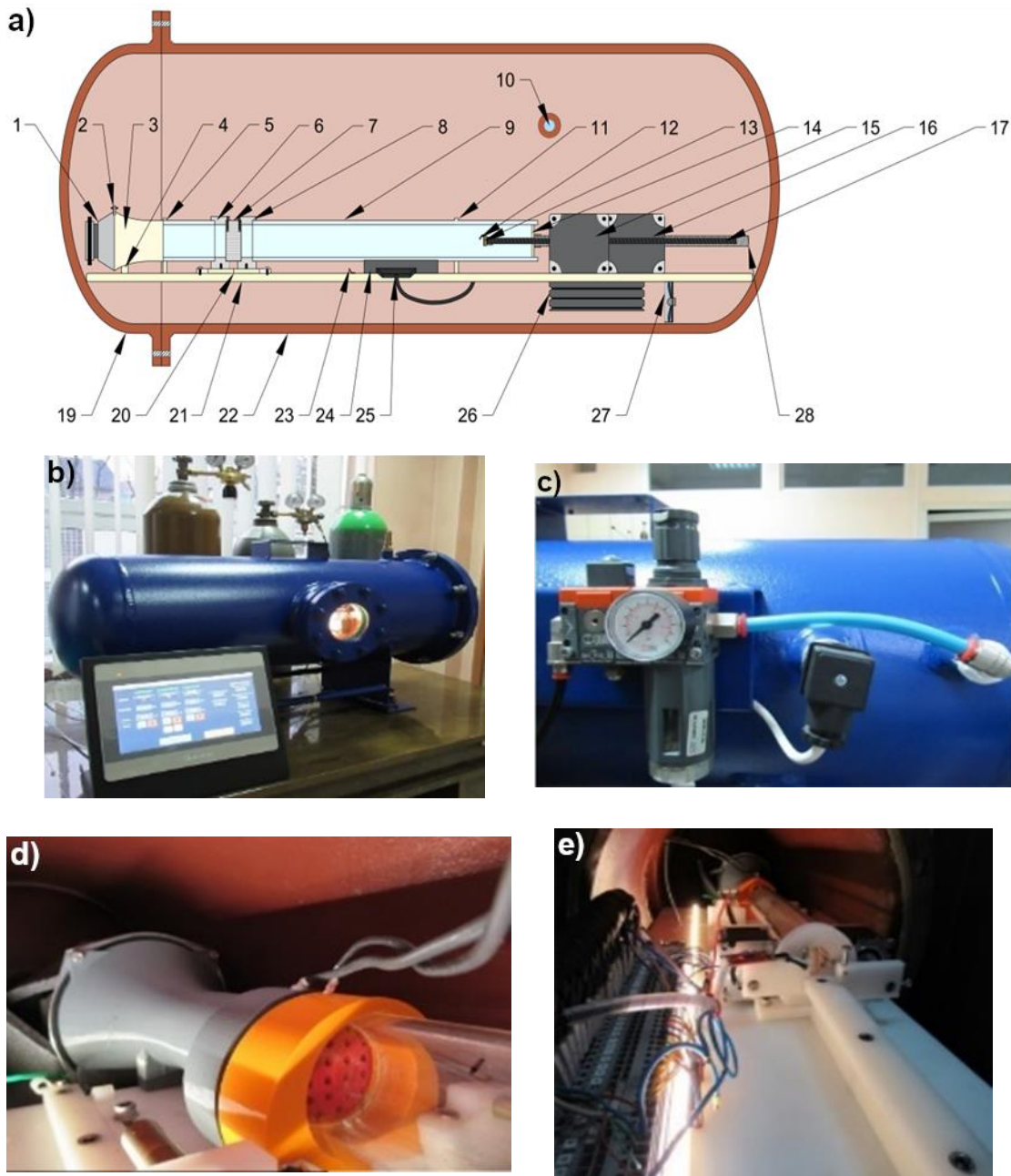
Wszystkie wymienione tory pomiaru temperatury zostały podłączone poprzez układy dopasowujące do wspólnej karty akwizycji danych obsługującej protokół RTU485 (Modbus TCP/IP) i dalej do zewnętrznego urządzenia archiwizującego.

Stanowisko wyposażono również w układ stabilizacji temperatury gazu roboczego składający się z nagrzewnicy elektrycznej o mocy cieplnej wynoszącej 100W, zamocowanego prostopadle do powierzchni grzewczej wentylatora oraz mikrokontrolera cyfrowego, połączonego z zadajnikiem wartości do automatycznej stabilizacji temperatury (Rys. 5.8).



Rys. 5.8. Fotografia kluczowych elementów układu grzewczego: 1 - nagrzewnica elektryczna, 2 – wentylator mieszający.

Ogólny schemat poglądowy przygotowanego stanowiska eksperymentalnego przedstawiono na Rys. 5.9.

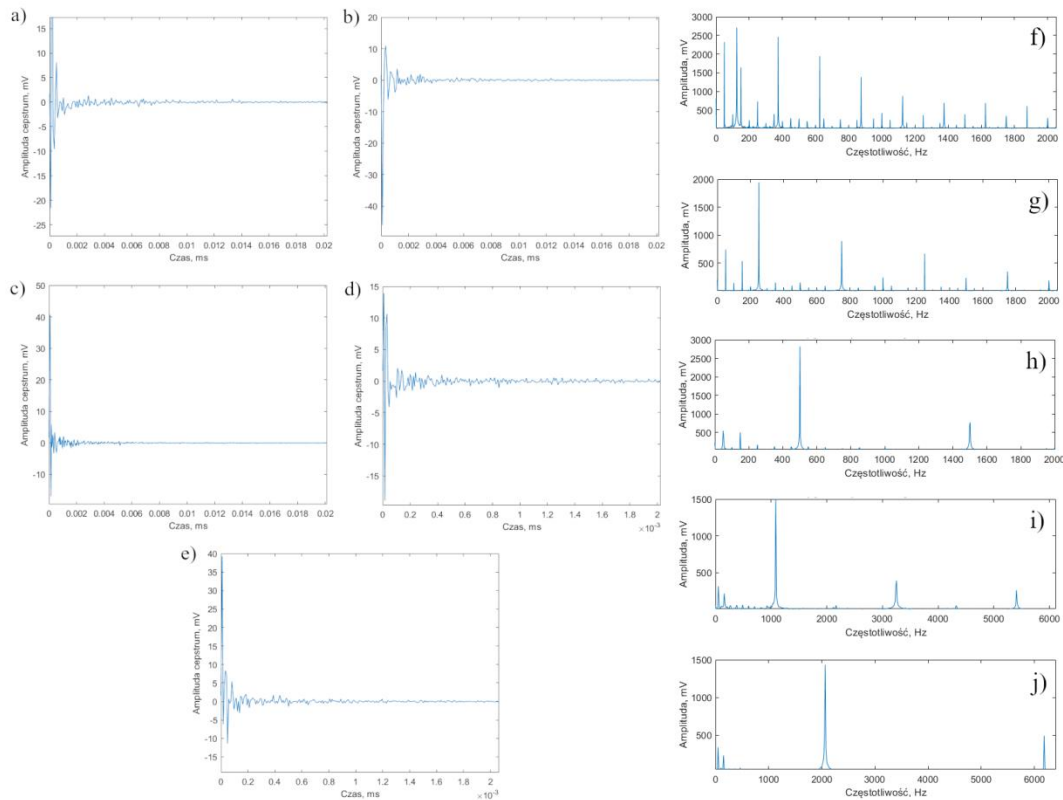


Rys. 5.9. Pogląd ciśnieniowej komory pomiarowej: a) schemat poglądowy : 1 –głośnik membranowy, 2 – elementy mocujące głośnik, 3 – łącznik, 4 – podstawa łącznika, 5 – ślizgowa podpora obudowy kanału akustycznego, 6 – kołnierz podporowy regeneratora, 7 - regenerator, 8 - kołnierz podporowy regeneratora, 9 - obudowa kanału akustycznego, 10 - czujnik średniego ciśnienia gazu roboczego, 11 - podpora obudowy kanału akustycznego, 12 - czujnik temperatury gazu roboczego (przy mikrofonowy), 13 - czujnik ciśnienia akustycznego (mikrofon), 14 - sztywna ściana o regulowanym położeniu, 15 - silnik krokowy napędu czujnika ciśnienia akustycznego, 16 - silnik krokowy napędu sztywnej ściany, 17 - pręt jezdy napędu czujnika ciśnienia akustycznego, 18 - obudowa silnika krokowego układu pozycjonowania głośnika, 19 - pokrywa komory pomiarowej, 20 - ruchome mocowanie kołnierzy, 21 - podstawa termoakustycznego urządzenia chłodniczego, 22 - ciśnieniowa komora pomiarowa, 23 - czujnik średniej temperatury gazu wewnątrz komory, 24 - zestaw przekaźników sygnałów pomiarowych, 25 - port komunikacyjny RTU485, 26 - nagrzewnica elektryczna, 27 - wentylator, 28 - pręt jezdy napędu sztywnej ściany; b) pogląd komory z zewnątrz, c) zewnętrzne elementy układu regulacji ciśnienia, d) wymiennik regeneracyjny utrzymany przez elementy podporowe i łącznikowe, e) urządzenie termoakustyczne wraz z układem pomiarowym.

## 5.2 Metodyka pomiaru

W celu ograniczenia wpływu temperatury otoczenia na wyniki, w trakcie realizacji długotrwałych pomiarów automatycznych, przed ich rozpoczęciem przeprowadzono analizę dobowych zmian temperatury powietrza w pomieszczeniu, w którym zlokalizowano stanowisko eksperymentalne. Rejestrowano wskazania co 15 minut przez całą dobę. Wyniki analizy otrzymanego przebiegu zmian temperatury w miejscu ulokowania stanowiska, wyniosły do  $4,2^{\circ}\text{C}$ , przy czym największe zmiany temperatury zaobserwowano w godzinach 17:30-23:00 oraz 7:00-12:00. Do przeprowadzania eksperymentów wybierano okresy o możliwie małych wahaniami temperatury nieprzekraczających  $0,2^{\circ}\text{C}$ . Ze względu na realizację pomiarów pod ciśnieniem przekraczającym ciśnienie otoczenia, założono zaniedbywalny wpływ wahań ciśnienia barometrycznego na parametry badanego układu.

Przed rozpoczęciem pomiarów, przeprowadzono uproszczoną analizę parametrów fali akustycznej, rejestrowanej przez czujnik ciśnienia akustycznego, dla różnych wartości częstotliwości rezonansowej kanału. Badania te przeprowadzono z zastosowaniem regeneracyjnego wymiennika ciepła o porowatości wynoszącej 11,1%, wykonanego z wełny stalowej, dla pięciu zadanych częstotliwości fali wymuszającej. Kolejne częstotliwości założono na poziomach odpowiednio: 125Hz, 250 Hz, 500 Hz, 1000 Hz i 2000 Hz. Każde badanie uwzględniało identyfikację spektrum zarejestrowanego sygnału w dziedzinie częstotliwości (na podstawie przekształcenia z wykorzystaniem dyskretnej transformaty Fouriera oraz okien parametrycznych) oraz określenie występowania echa (na podstawie analizy cepstrum) w odległości 11,7mm od krawędzi wymiennika regeneracyjnego. Wybrane rezultaty przeprowadzonych badań przedstawiono na Rys. 5.10.



Rys. 5.10. Wybrane wyniki uproszczonej analizy parametrów akustycznych w warunkach fali biegnącej: a) wykres cepstrum dla częstotliwości wymuszenia 125 Hz, b) wykres cepstrum dla częstotliwości wymuszenia 250 Hz, c) wykres cepstrum dla częstotliwości wymuszenia 500 Hz, d) wykres cepstrum dla częstotliwości wymuszenia 1000 Hz, e) wykres cepstrum dla częstotliwości wymuszenia 2000 Hz, f) spektrum sygnału wymnożonego przez okno Kaisera dla częstotliwości wymuszenia 125 Hz, g) spektrum sygnału wymnożonego przez okno Kaisera dla częstotliwości wymuszenia 250 Hz, h) spektrum sygnału wymnożonego przez okno Kaisera dla częstotliwości wymuszenia 500 Hz, i) spektrum sygnału wymnożonego przez okno Kaisera dla częstotliwości wymuszenia 1000 Hz, j) spektrum sygnału wymnożonego przez okno Kaisera dla częstotliwości wymuszenia 2000 Hz.

W wyniku przeprowadzonego eksperymentu stwierdzono istotne zniekształcenie sinusoidalnej fali, generowanej przez źródło, niezależnie od zadanej częstotliwości wymuszenia. Zniekształcenie to może wynikać z niedoskonałej pracy układu drgającego oraz – dla częstotliwości niższych od 250 Hz – pracy w warunkach częstotliwości zbliżonej do jego częstotliwości rezonansowej. Spektrum zebranego sygnału zawiera szereg składowych, z których najistotniejsze amplitudowo występują w zakresie poniżej 1500 Hz. Dwie podstawowe składowe związane z obserwowanym szumem, odpowiadają częstotliwościom 50 Hz i 150 Hz i charakteryzują się amplitudami wskazania przyrządu na poziomie odpowiednio 350 mV i 300 mV. Dla większości analizowanych przypadków najwyższą amplitudą cechuje się składowa sygnału odpowiadająca częstotliwości wymuszającej, co świadczy o poprawności funkcjonowania skonstruowanego układu; wyjątek stanowi przypadek generacji fali o najniższej częstotliwości (125 Hz), dla którego składowa odpowiadająca częstotliwości wymuszenia stanowi drugą co do wartości amplitudy składową. Niezależnie od założonej wartości częstotliwości wymuszenia, w spektrum



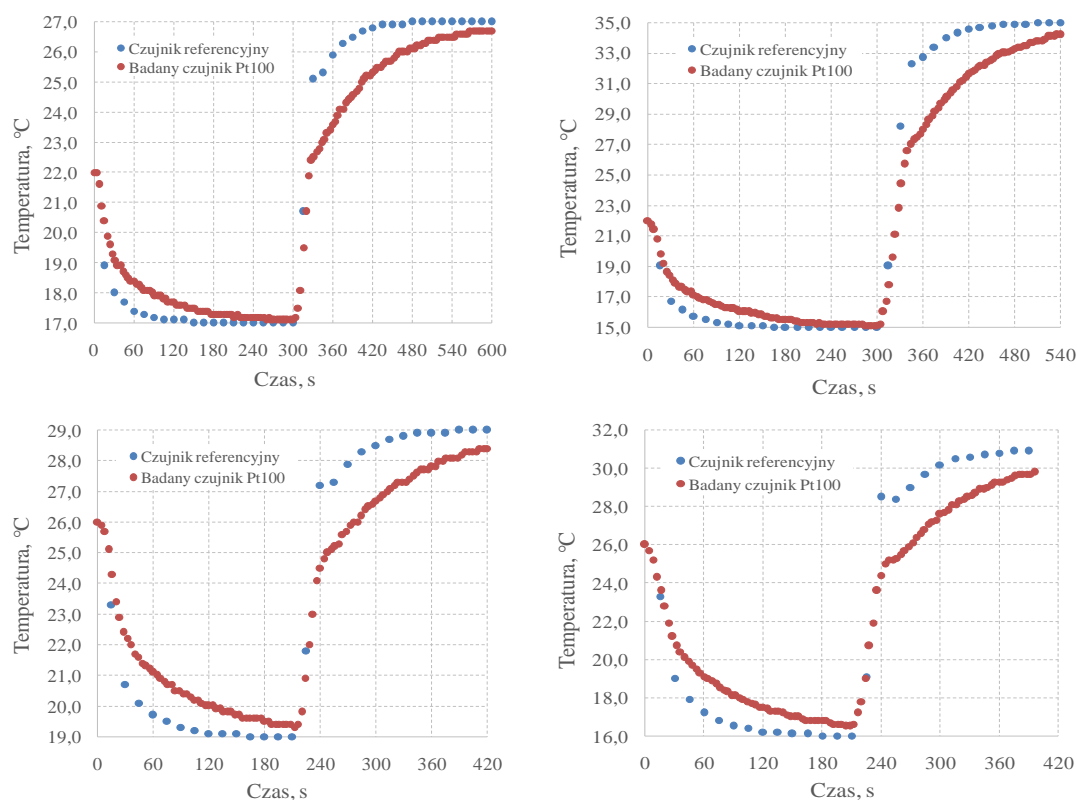
sygnału występują istotne amplitudowo składowe o częstotliwości wynoszącej trzykrotność (oraz jej wielokrotności) zadanej częstotliwości wymuszenia. Dla częstotliwości wymuszenia równej 125 Hz oraz 250 Hz, składowa odpowiadająca trzykrotności częstotliwości zadanej przyjmuje amplitudę nieznacznie wyższą od amplitudy składowej wymuszenia. Należy podkreślić, że obecność obserwowanych składowych widoczna jest również w podstawowym spektrum szumu, co sugeruje wadliwą pracę układu generacji i wzmocnienia sygnału. Należy przyjąć, że zaobserwowane składowe są inherentnie związane z szumem generowanym przez zastosowany układ i stanowią zniekształcenie zadanego sygnału. Jednakże, obecność tych składowych nie powinna istotnie wpływać na występowanie zjawiska rezonansu akustycznego, a jedynie w niewielkim stopniu może ograniczyć obserwowaną amplitudę ciśnienia akustycznego w warunkach obecności fali stojącej. Spektrum zebranego sygnału wymnożonego przez okno Kaisera uwidacznia składowe szumu, odpowiadające częstotliwości 50 Hz oraz jej wielokrotnościom, charakteryzujące się zaniedbywalną amplitudą – z wyjątkiem sygnału zebranego dla częstotliwości wymuszenia równej 125 Hz, dla którego składowe te porównywalne są z amplitudą składowej wymuszenia. Dla częstotliwości wymuszenia równych lub większych od 500 Hz, spektrum sygnału wymnożonego przez okno Kaisera dąży do wyłącznie jednej składowej o znaczącej amplitudzie, odpowiadającej częstotliwości zadanej. W przypadku sygnałów, odpowiadających częstotliwościom wzbudzenia równym 1000 Hz oraz 2000 Hz, w spektrum widoczne jest przesunięcie częstotliwości wykrytego sygnału względem wartości zadanej o około 80 Hz dla 1000 Hz oraz o około 30 Hz dla 2000 Hz. Ponieważ przesunięcie to widoczne jest zarówno w spektrum sygnału nieprzekształconego, jak i spektrum sygnału wymnożonego przez okno parametryczne, nie stanowi ono wyniku zastosowania okna. Należy więc stwierdzić, że dla częstotliwości wzbudzenia wyższych lub równych 1000 Hz istnieje ryzyko niewystąpienia rezonansu akustycznego wskutek niezamierzonego przesunięcia emitowanego sygnału w dziedzinie częstotliwości względem wartości zadanej. Analiza cepstrum zebranego sygnału nie wykazuje występowania istotnego amplitudowo echa, niezależnie od założonej częstotliwości wzbudzenia.

Przed rozpoczęciem pomiarów przeprowadzono również analizę wrażliwości toru pomiaru temperatury wyposażonego w miniaturowy czujnik Pt100. Celem analizy była kontrola poprawności doboru nastaw przetwornika analogowo-cyfrowego. Analizę przeprowadzono w postaci identyfikacji zestawu wskazań, transmitowanych za pośrednictwem protokołu Modbus do odbiornika końcowego, w zależności od wartości temperatury czujnika i szybkości jej zmian. Jako aparaturę testową wykorzystano piec kalibracyjny Fluke® 9142 (Rys. 5.12), do kalibracji czujników temperatury. Procedura badania uwzględniała doprowadzenie układu urządzenia kalibrującego z wprowadzonym czujnikiem Pt100 do stanu ustalonego, a następnie wymuszeniu zmiany temperatury urządzenia w postaci następującego po sobie ochłodzenia i ogrzania o zadane wartości. Zestawienie parametrów badań dla kolejnych wariantów analizy przedstawiono w Tablicy 5.2.

Przebiegi czasowe temperatury urządzenia kalibrującego, odczytanej z wykorzystaniem wbudowanego czujnika referencyjnego, oraz wskazań badanego czujnika Pt100 przedstawiono na Rys. 5.11.

Tablica 5.11 Zestawienie parametrów dla kolejnych etapów analizy pracy toru pomiaru temperatury

Nr próby	Temperatura początkowa, °C	Temperatura zadana w fazie chłodzenia, °C	Czas trwania fazy chłodzenia, s	Temperatura zadana w fazie ogrzewania, °C	Czas trwania fazy ogrzewania, s
1	22,0	17,0	300	27,0	300
2	22,0	15,0	300	35,0	240
3	26,0	19,0	210	29,0	210
4	26,0	16,0	210	31,0	180



Rys. 5.11. Wykresy zmian temperatury czujnika referencyjnego, wbudowanego w wykorzystane urządzenie kalibrujące, oraz badanego czujnika Pt100: a) dla próby nr 1, b) dla próby nr 2, c) dla próby nr 3, d) dla próby nr 4.

Wyniki przeprowadzonej analizy wykazują istotny wzrost różnicy wskazań pomiędzy czujnikiem referencyjnym a badanym czujnikiem Pt100 w czasie od 0 do około 180 sekund po wymuszeniu skokowego obniżenia temperatury urządzenia kalibrującego, jak ukazano na Rys. 5.11a oraz Rys. 5.11b. Należy jednak podkreślić, że dla czasu

przekraczającego 240 sekund różnice wskazań są zanedbywalne; ponadto, maksymalne obserwowane różnice wskazań nie przekraczają  $0,2^{\circ}\text{C}$ , znajdując się w zakresie estymowanej wartości niepewności pomiarowej. W przypadku skokowego wymuszenia wzrostu temperatury urządzenia kalibrującego, w krótkim horyzoncie czasowym po wymuszeniu (60 sekund) widoczne są znaczące rozbieżności wskazanej temperatury, przekraczające wartość  $0,2^{\circ}\text{C}$  (Rys. 5.11d). Niemniej, w okresie 120 sekund po wymuszeniu obserwowane różnice w porównywanych wskazaniach nieznacznie przekraczają wartość  $0,1^{\circ}\text{C}$ , a w okresie 180 sekund – tej wartości nie przekraczają. Z tej przyczyny, na podstawie rezultatów analizy uznano, że nastawy urządzeń wchodzących w skład toru pomiaru temperatury dobrane są właściwie, a tor umożliwi dokonanie pomiarów w oczekiwanych warunkach pod warunkiem zastosowania czasu pomiaru nie mniejszego niż 240 sekund (tj. cztery minuty) od wystąpienia spodziewanej zmiany temperatury badanego obszaru wymiennika.

Pomiary parametrów urządzenia termoakustycznego realizowano w seriach pomiarowych, składających się z pięciu indywidualnych pomiarów zrealizowanych dla tego samego zestawu cech geometrycznych i operacyjnych urządzenia. Każdy pomiar uwzględniał wyznaczenie częstotliwości rezonansowej kanału akustycznego dla badanej jego długości oraz temperatury i składu zastosowanego gazu roboczego. Częstotliwość rezonansową wyznaczano na podstawie uśrednionej prędkości dźwięku dla początkowych wartości temperatur. Wykorzystując dane literaturowe dotyczące zależności prędkości dźwięku od temperatury gazu, przy użyciu metody najmniejszych kwadratów określono funkcje ciągłe interpolujące te dane. Funkcje te zostały następnie wykorzystane do wyznaczenia częstotliwości rezonansowej w oparciu o zmierzone temperatury początkowe. Wykorzystane w obliczeniach dane wyznaczono w oparciu o dane tabelaryczne, odpowiadające własnościom gazów suchych (powietrza, helu, dwutlenku węgla), dostępne w środowisku EES®.

Każdy pomiar składał się z kolejnych następujących po sobie operacji:

- 1) w pierwszym kroku z początkowych operacji kalibracyjnych, realizowanych przez układ automatyki dla kolejnych torów pomiarowych.
- 2) przesunięcie czujnika ciśnienia akustycznego w obszar kanału akustycznego nieobjęty ruchem sztywnej ściany, domykającej ten kanał, a także zadanie miejsca położenia sztywnej ściany w celu zabezpieczenia żądanej długości kanału akustycznego.
- 3) następnie, dokonywano wstępnego pomiaru temperatur w kanale akustycznym oraz przestrzeni komory pomiarowej przy czym zebrane wartości uśredniano i wykorzystywano do wyznaczenia częstotliwości rezonansowej.
- 4) dalej wymuszano emisję dźwięku o analogicznej częstotliwości, przy czym czas jej trwania ustalono na podstawie przeprowadzonych testów toru pomiaru temperatury na poziomie 5 minut i 30 sekund. Długość okresu emisji dźwięku dobrano

na podstawie minimalnego spodziewanego czasu osiągnięcia stabilnych rezultatów, wyznaczonego w oparciu o wyniki wstępnych badań numerycznych.

- 5) po zakończeniu emisji następował zautomatyzowany pomiar wielkości charakterystycznych (temperatur) dla kolejnych założonych punktów pomiarowych, który realizowany 3 sekundy po zaprzestaniu emisji dźwięku.

Ostatnim etapem procedury pomiarowej było wstrzymanie pozycjonowania sond pomiarowych, emisji dźwięku i odczytu danych na czas 7 minut i 30 sekund. Czas ten wyznaczono eksperymentalnie jako minimalny konieczny do ponownego ustabilizowania pola temperatury w wymienniku regeneracyjnym.

W celu zapewnienia losowości doboru nastaw w kolejnych powtórzeniach pomiaru dla jednego zestawu parametrów, określających konfigurację badanego urządzenia termoakustycznego, kolejne serie pomiarowe, zdefiniowane dla analogicznych parametrów układu z wyjątkiem długości kanału akustycznego, łączono w zestawy. Zaimplementowany algorytm doboru kolejnych nastaw przyporządkowywał kolejność realizacji pomiarów w danym zestawie w sposób losowy wybierając kolejne pomiary z założonej serii pomiarowej. Wynikało to z przyjętego planu eksperymentalnego [95,96,97]. Po wyczerpaniu puli pomiarów należących do serii pomiarowych, zgrupowanych w pojedynczy zestaw, algorytm wstrzymywał procedurę realizacji pomiarów, zapisując jednocześnie uzyskane w poprzednich seriach pomiarowych rezultaty.

### 5.3 Kalibracja toru pomiarowego

Pomiary w kanale akustycznym ze względu na swoją dynamikę należą do bardzo trudnych. Dlatego też ważna jest cała procedura pomiarowa a szczególnie precyzyjna kalibracja czujników pomiarowych. Do weryfikacji czujników temperatury wykorzystano piec kalibracyjny Fluke® 9142 (Rys. 5.12), dysponujący certyfikatem kalibracyjnym nr B7908006 (zamieszczonym w Załączniku C).



Rys. 5.12. Piec kalibracyjny Fluke® 9142

Kalibrację czujników pomiarowych przeprowadzono niezależnie dla wszystkich wykorzystanych sensorów Pt100. Procedura kalibracji uwzględniała kolejno:

- wybór szeregu pięciu punktów kalibracji o wartościach adekwatnych do zakresu spodziewanych wartości pomiarowych dla danego czujnika,
- podłączenie czujnika do zewnętrznego urządzenia rejestrującego,
- uruchomienie pieca kalibracyjnego z ustawieniem wartości temperatury adekwatnej dla danego punktu kalibracji
- odczyt wskazania sensora po osiągnięciu zadanej temperatury w piecu kalibracyjnym,
- wyznaczenie odchyłki między wskazaniem sensora oraz temperatury zadanej na piecu kalibracyjnym dla danego punktu kalibracji,
- wyłączenie pieca kalibracyjnego w celu ustabilizowania temperatury na poziomie temperatury otoczenia.

Uruchomienie pieca kalibracyjnego, odczyt wskazania sensora oraz wyznaczenie odchyłki powtórzono dla każdego z punktów kalibracji, dla każdego z analizowanych czujników.

Na podstawie rezultatów przeprowadzonej kalibracji stwierdzono, że wskazania poszczególnych czujników pomiarowych są zgodne z oczekiwaną klasą, a zaobserwowane odchyłki mieszczą się w granicy oczekiwanego błędu pomiarowego. Z tej przyczyny, nie zidentyfikowano potrzeby wprowadzenia korekty wartości pomiaru do zautomatyzowanego systemu pomiarowego.

W dalszej części prac przeprowadzono kalibrację toru pomiarowego. Kalibracji poddano dwa toru pomiarowe, odpowiadające torom pomiaru temperatur na przeciwległych krawędziach wymiennika regeneracyjnego. Procedura kalibracji uwzględniała kolejno:

- wybór szeregu pięciu punktów kalibracji o wartościach adekwatnych do zakresu spodziewanych wartości pomiarowych dla danego czujnika,
- uruchomienie pieca kalibracyjnego z ustawieniem wartości temperatury adekwatnej dla danego punktu kalibracji
- odczyt wskazania temperatury, zarejestrowanego na urządzeniu rejestrującym przynależnym do danego toru pomiarowego, po osiągnięciu zadanej temperatury w piecu kalibracyjnym,
- wyznaczenie odchyłki między wskazaniem oraz temperatury zadanej na piecu kalibracyjnym dla danego punktu kalibracji,
- wyłączenie pieca kalibracyjnego w celu ustabilizowania temperatury na poziomie temperatury otoczenia.

Uruchomienie pieca kalibracyjnego, odczyt wskazania temperatury oraz wyznaczenie odchyłki powtórzono dla każdego z punktów kalibracji, dla obu kalibrowanych torów pomiarowych. Na podstawie rezultatów przeprowadzonej kalibracji i przy użyciu metody

najmniejszych kwadratów, dla każdego z kalibrowanych torów pomiarowych wyznaczono liniową zależność odchyłki między jego wskazaniem a temperaturą pieca kalibrującego, którą założono jako równą temperaturze rzeczywistej. Zależność tę wprowadzono do zautomatyzowanego algorytmu w celu wyznaczenia korekty każdego z realizowanych pomiarów, dla każdego z dwóch torów pomiaru temperatury wymiennika regeneracyjnego.

Ze względu na brak dostępności referencyjnych urządzeń kalibracyjnych, dedykowanych czujnikom ciśnienia, przeprowadzono jedynie uproszczoną kalibrację toru pomiaru ciśnienia. Podobnie jak w przypadku toru pomiaru temperatury, procedura kalibracji uwzględniała:

- wybór szeregu pięciu punktów kalibracji o wartościach adekwatnych do zakresu spodziewanych wartości pomiarowych dla czujnika ciśnienia,
- zadanie ciśnienia statycznego na zewnętrznym manometrze, wchodzącym w skład układu doprowadzenia gazu technicznego,
- otwarcie zaworu doprowadzającego gaz techniczny,
- odczyt wskazania ciśnienia zarejestrowanego na urządzeniu rejestrującym przynależnym do danego toru pomiarowego, po osiągnięciu zadanej wartości ciśnienia na zewnętrznym manometrze,
- wyznaczenie odchyłki między wskazaniem toru oraz ciśnienia zadanego na zewnętrznym manometrze dla danego punktu kalibracji.

Na podstawie rezultatów przeprowadzonej kalibracji stwierdzono, że wskazania toru pomiaru ciśnienia są adekwatne do wskazań zewnętrznego manometru, wchodzącego w skład układu doprowadzenia gazu technicznego, przy uwzględnieniu błędu pomiaru wykorzystanego manometru zewnętrznego. Z tej przyczyny, założono akceptowalną dokładność pomiaru ciśnienia.

## 6. Badania eksperymentalne

### 6.1 Uwagi dotyczące procedury pomiarowej

Pomiary zrealizowano z wykorzystaniem zautomatyzowanego systemu pomiarowego, składającego się z komputera osobistego wyposażonego w dedykowane oprogramowanie, podłączonego do portu transmisji danych znajdującego się na stanowisku eksperymentalnym. Zasadniczy element systemu stanowiło autorskie oprogramowanie, umożliwiające automatyczne wywoływanie poleceń pozycjonowania elementów stanowiska, rozpoczynanie i zatrzymywanie emisji dźwięku o określonej częstotliwości oraz odczyt wskazań poszczególnych torów pomiarowych. Właściwa transmisja danych między autorskim oprogramowaniem a stanowiskiem odbywała się z wykorzystaniem protokołu Modbus TCP/IP.

Procedura pomiarowa uwzględniała kolejno:

- otwarcie kanału transmisji danych między komputerem sterującym a stanowiskiem,
- pozycjonowanie elementów ruchomych stanowiska w pozycji domyślnej,
- jednoczesny pomiar temperatury wewnątrz ciśnieniowej komory pomiarowej z wykorzystaniem wszystkich czujników pomiarowych,
- pomiar ciśnienia wewnątrz ciśnieniowej komory pomiarowej,
- wyznaczenie prędkości dźwięku w oparciu o uśrednioną temperaturę oraz ciśnienie gazu (przy zadanym rodzaju gazu),
- pozycjonowanie sztywnej ścianki kanału akustycznego zgodnej z zadaną długością kanału akustycznego,
- wyznaczenie częstotliwości rezonansowej w oparciu o zadaną długość kanału akustycznego i wyznaczoną uprzednio prędkość dźwięku,
- uruchomienie emisji dźwięku o częstotliwości rezonansowej i jej utrzymanie przez zadany okres czasu (wynoszący siedem minut i trzydzieści sekund),
- pomiar temperatury na przeciwległych płaszczyznach wymiennika regeneracyjnego,
- zapis zebranych danych wraz z odpowiadającą im etykietą,
- zamknięcie kanału transmisji danych między komputerem sterującym a stanowiskiem.

Powyższą procedurę pomiarową powtórzono dla wszystkich punktów pomiarowych, wynikających z zastosowanego planu eksperymentalnego. W celu uwiarygodnienia wyników pomiarów i umożliwienia detekcji błędów grubych, każdy z nich powtórzono czterokrotnie. Sumarycznie zrealizowano 1215 pomiarów w 243 punktach pomiarowych. Zbiór punktów pomiarowych podzielono względem cech geometrycznych oraz rodzaju gazu na 27 serii pomiarowych. Pomiędzy poszczególnymi pomiarami, wchodzącymi w skład danej serii, zachowywano odstęp czasu wynoszący 7 minut i 30 sekund

umożliwiający regenerację cieplną urządzenia elementarnego. Czas trwania realizacji każdej serii wynosił około dziewięciu godzin i dwudziestu minut.

Pomiędzy poszczególnymi seriami pomiarowymi prowadzono niezbędne prace przygotowawcze, uwzględniające płukanie ciśnieniowej komory pomiarowej, zmianę gazu roboczego lub jego ciśnienia, czy wymianę wymiennika regeneracyjnego.

W celu redukcji wpływu temperatury otoczenia na rezultaty pomiarów oraz ograniczenia uciążliwości prac, serie pomiarowe realizowano w godzinach nocnych.

## 6.2 Analiza błędów

W celu identyfikacji jakości przeprowadzonych pomiarów oraz wpływu błędu pomiarowego na otrzymane wyniki, dokonano matematycznej oceny otrzymanych wyników. Na potrzeby weryfikacji prawidłowości warunków wykonania pomiarów na stanowisku eksperymentalnym oraz wykluczenia błędów grubych, spowodowanych wadliwym funkcjonowaniem elementów stanowiska, dokonano uproszczonej analizy wybranych sygnałów pomiarowych. W dalszej kolejności dokonano statystycznej analizy niepewności pomiarowych oraz eliminacji błędów grubych z wykorzystaniem testowania adekwatnych hipotez statystycznych.

Jako podstawowe narzędzie matematyczne, wykorzystane w uproszczonej analizie sygnału, wybrano dyskretną transformatę Fouriera (DFT), której matematyczną definicję w przypadku analizy sygnału ciśnienia akustycznego przedstawia zależność (6.1) [107]. Dokonanie transformaty na zebranych sygnałach pomiarowych, który stanowi sygnał dyskretny o założonej częstotliwości próbkowania, umożliwia reprezentację jego wartości w dziedzinie częstotliwości [107,108]. Wykorzystanie tego narzędzia do przekształcenia sygnału ciśnienia akustycznego w kolejnych punktach charakterystycznych stanowiska umożliwia wyznaczenie częstotliwości fal akustycznych, propagujących w gazie roboczym, oraz przybliżone określenie ich pochodzenia.

$$F[p(\tau)] \equiv \sum_{k=0}^{N-1} p(\tau) e^{-2\pi i \frac{kn}{N}} \quad (6.1)$$

gdzie:  $p(\tau)$  - dyskretny sygnał ciśnienia akustycznego,  $n$  - indeks próbki,  $N$  - całkowita liczba próbek w sygnale,  $k$  - indeks próbki po przeprowadzeniu transformaty.

W celu zwiększenia rozdzielczości transformaty, mającej szczególne znaczenie dla identyfikacji poprawności stanu pracy stanowiska eksperymentalnego, zastosowano wymnożenie sygnału pomiarowego przez okna nieparametryczne przez ich przekształceniem z wykorzystaniem DFT. Podstawowymi oknami nieparametrycznymi, stosowanymi w korelacji z analizą DFT, są okna: Hanninga oraz Kaisera [108]. Zastosowanie wymienionych okien umożliwia zwiększenie rozdzielczości amplitudowej, przy jednoczesnym zmniejszeniu rozdzielczości częstotliwościowej [109]. W rzeczywistych układach analizy sygnału, nie jest jednakże możliwe jasne sprecyzowanie zakresów stosowania każdego z wymienionych okien [109]. Z tej przyczyny, w celu identyfikacji parametrów



częstotliwościowych fal akustycznych, składających się na sygnał pomiarowy ciśnienia akustycznego, założono równoległe wykorzystanie okien Hanninga i Kaisera przed przeprowadzeniem transformaty do dziedziny częstotliwości. Rezultaty dokonanego przekształcenia, zobrazowane na przykładowym fragmencie sygnału pomiarowego ciśnienia akustycznego, wraz z odniesieniem do danych surowych, przedstawiono w Załączniku E (Rys. E.3)

Kolejny etap przeprowadzonej analizy sygnału, uwzględniający identyfikację przyczyn powstania kolejnych skokowych wzrostów częstotliwości, zrealizowano z wykorzystaniem funkcji autokorelacji (załącznik E, rys. E.5). Autokorelacja sygnału dyskretnego, opisana zależnością (6.2), umożliwia identyfikację okresowości zebranego sygnału pomiarowego [111], stanowiąc tym samym podstawowe narzędzie dedykowane analizie zaburzeń fali stojącej, spowodowanej zniekształceniem lub odbiciem fali wymuszającej, w urządzeniach termoakustycznych.

$$R_{pp}(\tau_l) = \sum p(\tau) \overline{p(\tau - \tau_l)} \quad (6.2)$$

gdzie:  $R_{pp}$  - funkcja autokorelacji sygnału ciśnienia  $p$ ,  $p(\tau)$  - sygnał ciśnienia akustycznego w czasie  $\tau$ ,  $\tau_l$  - opóźnienie czasowe o stałej wartości  $l$ .

Przeprowadzoną analizę uzupełniono o identyfikację występowania echa w zebrany sygnał pomiarowy. Poszerzenie analizy wydaje się szczególnie korzystne w przypadku, kiedy wykresy dyskretnej transformaty Fouriera oraz funkcji autokorelacji sugerują pojawienie się niepożądanych częstotliwości składowych w układzie, które mogą odpowiadać kolejnym harmonicznym generowanym przez echo [111]. Analiza echa umożliwia stwierdzenie, czy zaobserwowane składowe pochodzą z odbicia propagujących w układzie fal od sztywnych przeszkód oraz jaki jest ich wpływ na występowanie zakłóceń w badanym układzie. W celu przeprowadzenia analizy echa, wyznaczono cepstrum sygnału, która to wielkość zdefiniowana jest poprzez zależność (6.3) [111,112].

$$C_p(\tau_q) = |F^{-1}\{\log|F[p(\tau)]|^2\}|^2 \quad (6.3)$$

gdzie:  $C_p(\tau_q)$  - cepstrum sygnału ciśnienia akustycznego,  $p(\tau)$  - sygnał ciśnienia akustycznego w dziedzinie czasu,  $F(\dots)$  - transformata Fouriera z sygnału.

Wykres cepstrum dla sygnału ciśnienia akustycznego, przedstawiono na w załączniku E, Rys. E.4. Kod obliczeniowy, przygotowany w środowisku MathWorks® Matlab®, dedykowany do przeprowadzenia podstawowej matematycznej analizy sygnału, który użyto do wyznaczenia opisanych parametrów zebranego sygnału, przedstawiono w Załączniku F do niniejszej rozprawy.

Niepewność otrzymanych wyników parametrów operacyjnych badanego urządzenia wyznaczono zgodnie z prawem propagacji niepewności, przedstawionym przez zależność (6.3). Niepewność typu B każdego pomiaru, uwzględnionego jako argument funkcji  $f$  w zależności (6.3), opisano jako pierwiastek z sumy kwadratów niepewności

przyrządu pomiarowego, którym pomiar był wykonany, oraz karty pomiarowej, digitalizującej zebrany sygnał [113], co zaprezentowano poprzez zależność (6.4).

$$u(T_i) = \sqrt{u_m(T_i)^2 + u_T(T_i)^2} \quad (6.4)$$

gdzie:  $u(T_i)$  - niepewność i-tego pomiaru temperatury,  $u_m(T_i)$  - niepewność i-tego pomiaru temperatury typu B,  $u_T(T_i)$  - niepewność i-tego pomiaru temperatury wynikająca z przekształcenia sygnału analogowego na cyfrowego.

Niepewność przyrządu pomiarowego wyznaczono zgodnie z normą [114] oraz danymi producenta, dotyczącymi klasy wykonania użytych przyrządów pomiarowych [115]. Według literatury [114,115,116], maksymalny błąd pomiaru dla wykorzystanych przyrządów pomiarowych temperatury można opisać zależnością (6.5):

$$\delta_m(T_i) = 0,15 + 0,002 \cdot T_i \quad (6.5)$$

gdzie:  $\delta T_i$  - maksymalny błąd i-tego pomiaru temperatury,  $T_i$  - wynik i-tego pomiaru temperatury.

Zgodnie z metodyką zaprezentowaną w literaturze [113,117,118,119] maksymalny błąd, związany z przetworzeniem sygnału pomiarowego przez kartę pomiarową, wyznaczono poprzez zależność (6.6):

$$\delta_T(T_i) = \sqrt{\delta_D(T_i)^2 + \delta_K(T_i)^2} \quad (6.6)$$

gdzie:  $\delta_D T_i$  - maksymalny błąd dyskretyzacji i-tego pomiaru temperatury,  $\delta_K T_i$  - maksymalny błąd kwantowania i-tego pomiaru temperatury.

Wartość maksymalnego błędu dyskretyzacji pomiaru temperatury wyznaczono zgodnie z zależnością (6.7) [119], a wartość maksymalnego błędu kwantowania pomiaru temperatury określono wykorzystując zależność (6.7) [117,118].

$$\delta_D(T_i) = \frac{1}{\tau_s \cdot \nu_s} \quad (6.7)$$

gdzie:  $\tau_s$  - czas oczekiwania karty na sygnał pomiarowy na j-tym kanale pomiarowym,  $\nu_s$  - częstotliwość próbkowania.

$$\delta_K(T_i) = \frac{Z_{we}}{2^{R+1}} \quad (6.8)$$

gdzie:  $Z_{we}$  - zakres sygnału wejściowego karty pomiarowej na j-tym kanale pomiarowym,  $R$  - rozdzielczość karty pomiarowej na j-tym kanale pomiarowym.

Po oszacowaniu niepewności pomiarów, wynikającej z zastosowanych przyrządów oraz komponentów toru pomiarowego, przeprowadzono dalszą analizę statystyczną.

Analizę tę rozpoczęto od identyfikacji ewentualnego wystąpienia błędów grubych z wykorzystaniem testów: Q-Dixona oraz Grubbsa.

Pierwszy z wymienionych testów statystycznych, to jest test Q-Dixona, uwzględnia uszeregowanie pomiarów wykonanych w danej serii pomiarowej w kolejności rosnącej, zidentyfikowanie wartości najbardziej oddalonych od przyjętej wartości oczekiwanej (założono, że wartość oczekiwana jest równa wartości średniej z pomiarów, należących do danej serii), a następnie wyznaczeniu wartości współczynnika testowego według zależności (6.9) [120]:

$$Q_{Dx} = \frac{|T_x - \bar{T}|}{T_{max} - T_{min}} \quad (6.9)$$

gdzie:  $Q_{Dx}$  - współczynnik testowy Q-Dixona,  $T_x$  - wartość pomiaru stanowiącego potencjalnie błąd gruby,  $\bar{T}$  - wartość średnia serii pomiarowej,  $T_{max}$  - maksymalna wartość pomiaru w danej serii pomiarowej,  $T_{min}$  - minimalna wartość pomiaru w danej serii pomiarowej.

Wyznaczona wartość współczynnika testowego  $Q_{Dx}$  porównywana jest z wartością krytyczną  $Q_{Dx,tab}$ , wyznaczoną dla zadanego poziomu ufności i ilości pomiarów dokonanych w danej serii pomiarowej. Jeżeli, dla pomiaru stanowiącego potencjalnie błąd gruby  $T_x$ , wartość współczynnika testowego jest większa od wartości krytycznej  $Q_{Dx} > Q_{Dx,tab}$ , pomiar  $T_x$  należy odrzucić jako błąd gruby [120].

W celu dokonania alternatywnej oceny wyników pomiarów pod kątem wystąpienia błędów grubych, kolejne serie pomiarowe poddano ocenie z wykorzystaniem testu Grubbsa. Test ten jest słuszny dla serii o rozkładzie normalnym i zakłada odniesienie wartości bezwzględnej różnicy między wartością pomiaru, stanowiącego potencjalnie błąd gruby, i wartością średnią serii pomiarowej, do odchylenia standardowego, według zależności (6.10) [121]:

$$Q_G = \frac{|T_x - \bar{T}|}{\sigma_T} \quad (6.10)$$

gdzie:  $Q_G$  - współczynnik testowy Grubbsa,  $\sigma_T$  - odchylenie standardowe dla danej serii pomiarowej.

Wartość współczynnika testowego Grubbsa porównywana jest następnie z wartością krytyczną, wyznaczoną dla danej ilości pomiarów w serii pomiarowej oraz dla zadanego poziomu ufności według zależności (6.11) [121]. Jeżeli wartość współczynnika testowego jest większa od wyznaczonej wartości krytycznej, to jest  $Q_G > Q_{G,tab}$ , to pomiar stanowiący potencjalnie błąd gruby należy uznać za błędny [121].

$$Q_{G,tab} = \frac{N-1}{\sqrt{N}} \sqrt{\frac{t_{\frac{\alpha}{2N}, N-2}^2}{N-2+t_{\frac{\alpha}{2N}, N-2}^2}} \quad (6.11)$$

gdzie:  $Q_{G,tab}$  - wartość krytyczna testu Grubbsa,  $N$  - liczba stopni swobody,  $t_{\frac{\alpha}{2N}, N-2}$  - wartość krytyczna rozkładu t-Studenta wyznaczona dla  $N - 2$  stopni swobody i poziomu istotności  $\frac{\alpha}{2N}$ .

Możliwość zastosowania testu Grubbsa uwarunkowana jest udowodnieniem rozkładu normalnego serii pomiarowej, do której przynależy testowany pomiar [121]. Z tej przyczyny, w celu identyfikacji, czy rozkład wartości pomiarów w serii odpowiada rozkładowi normalnemu, każdą serię pomiarową poddano testowi Kolmogorova-Smirnova (K-S) [122].

Test K-S wykorzystuje porównanie dystrybuanty empirycznej ze stabilizowaną dystrybuantą teoretyczną, przyjętą na podstawie weryfikowanej hipotezy zerowej, według której badany rozkład wartości statystyki  $\lambda$  odpowiada rozkładowi normalnemu [122]. Test ten zakłada uszeregowanie serii pomiarowej rosnąco, a następnie zestandaryzowanie wartości pomiarów (prób) do postaci rozkładu normalnego  $N(0,1)$ , a następnie wyznaczenie dystrybuanty zestandaryzowanego rozkładu empirycznego, zgodnie z zależnością (6.12) [122].

$$K(T_i) = \frac{i}{n} \quad (6.12)$$

gdzie:  $K(T_i)$  - dystrybuanta zestandaryzowanego rozkładu empirycznego,  $i$  - numer porządkowy pomiaru,  $n$  - całkowita ilość pomiarów w danej serii.

Na podstawie wyznaczonej dystrybuanty, dla prób małolicznych, oblicza się statystykę testową, zgodnie z zależnością (6.13) [122].

$$D_n = \max_{1 \leq i \leq n} |K(T_i) - F(T_i)| \quad (6.13)$$

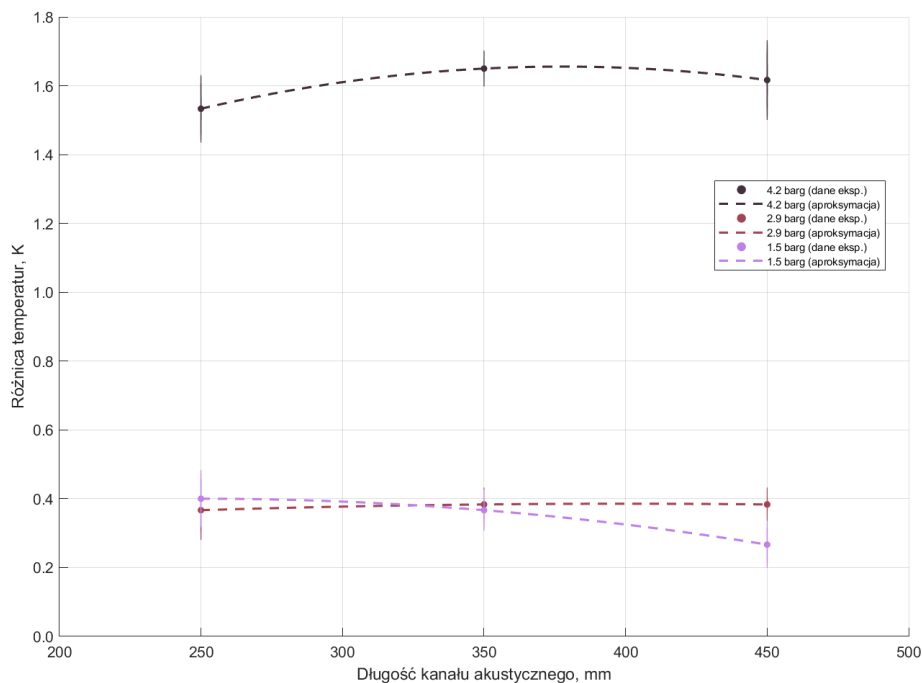
gdzie:  $D_n$  - statystyka testowa Kolmogorova-Smirnowa prób małolicznych dla danej serii pomiarowej,  $F(T_i)$  - wartość dystrybuanty teoretycznej rozkładu normalnego na założonym poziomie ufności.

Jeżeli wyznaczona wartość statystyki testowej przyjmuje wartość równą lub większą od wartości krytycznej rozkładu normalnego na założonym poziomie ufności, to jest  $D_n > Q_{norm}$ , gdzie  $Q_{norm}$  oznacza wartość krytyczną rozkładu normalnego, nie ma podstaw do stwierdzenia, że rozkład pomiarów w danej serii pomiarowej odpowiada rozkładowi normalnemu [122].

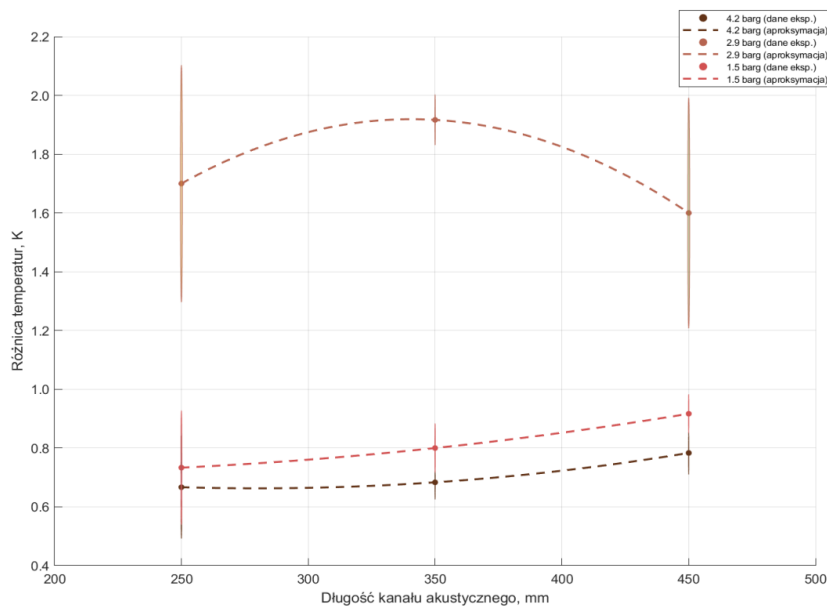
W celu zmniejszenia ryzyka odrzucenia pomiarów, które w rzeczywistości nie stanowią błędów grubych, założono, że z serii pomiarowej odrzuca się pomiary, które zostały wskazane jako błąd gruby zarówno przez test Dixona, jak i test Grubbsa, jeżeli rozkład wartości serii odpowiada rozkładowi normalnemu. W przypadku niemożności stwierdzenia, że rozkład wartości serii odpowiada rozkładowi normalnemu, arbitralnie założono odrzucenie wyłącznie pomiarów, dla których  $Q_{Dx} \geq 1 \frac{2}{3} \cdot Q_{Dx,tab}$ .

### 6.3 Wyniki badań eksperymentalnych

Rezultaty wykonanych prac eksperymentalnych zebrano w postaci arkusza kalkulacyjnego, dołączonego do niniejszej pracy na zewnętrznym nośniku danych. Wybrane rezultaty, cechujące się szczególną wartością poznawczą, zebrano w Tablicach G.1 – G.9 w Załączniku G. Dane pomiarowe, zaprezentowane tabelarycznie w Załączniku G, przedstawiono także graficznie na Rys. 6.1 do Rys. 6.6, przedstawiających zależność obserwowanej różnicy temperatur na przeciwległych krańcach regeneratora  $\Delta T$  od długości kanału akustycznego  $L_{ac}$  dla kolejnych wartości ciśnienia gazu roboczego  $p_g$ . Na następnych wykresach zaprezentowano analogiczne zależności zaobserwowane dla kolejnych materiałów wykonania i długości regeneratora oraz dla kolejnych gazów roboczych.

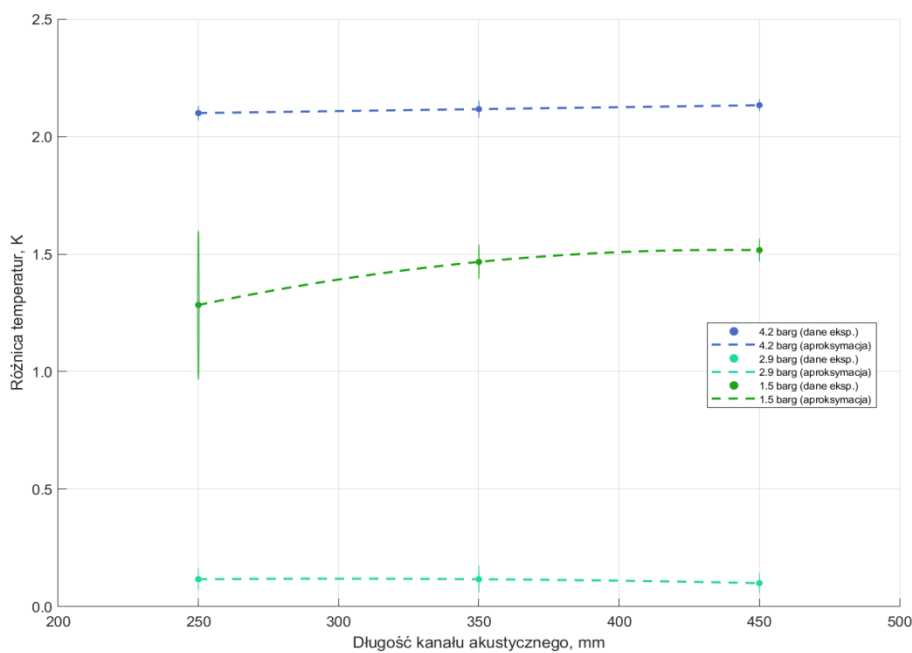


Rys. 6.1. Zależność różnicy temperatur przeciwległych krawędzi regeneracyjnego wymiennika ciepła od długości kanału akustycznego dla wymiennika wykonanego z ABS o długości 21 mm i dwutlenku węgla jako gazu roboczego.



Rys. 6.2. Zależność różnicy temperatur przeciwległych krawędzi regeneracyjnego wymiennika ciepła od długości kanału akustycznego dla wymiennika wykonanego z ABS o długości 21 mm i helu jako gazu roboczego.

5



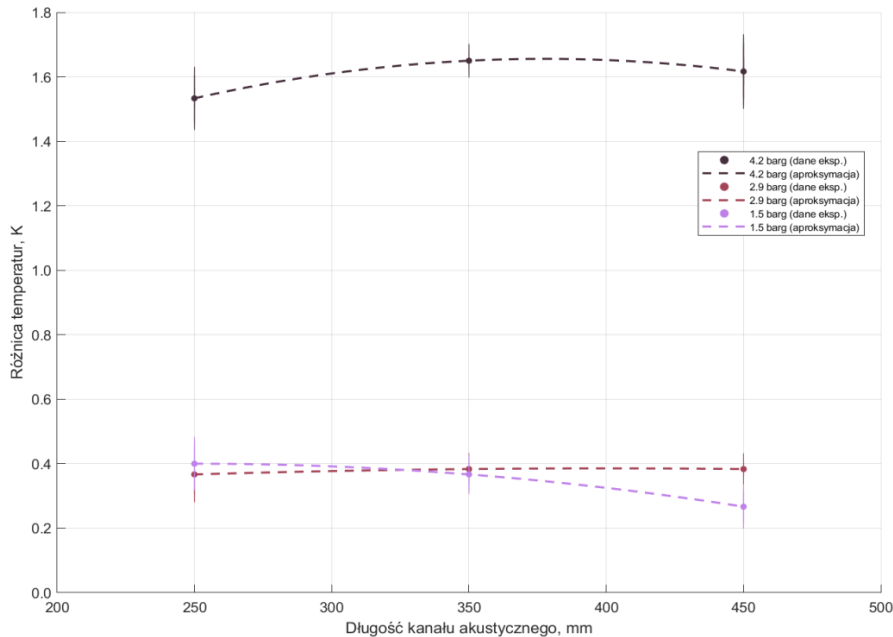
Rys. 6.3. Zależność różnicy temperatur przeciwległych krawędzi regeneracyjnego wymiennika ciepła od długości kanału akustycznego dla wymiennika wykonanego z ABS o długości 21 mm i powietrza jako gazu roboczego.

Na Rys. 6.1 widoczna jest istotna różnica w poziomie obserwowanej różnicy temperatur dla w zależności od ciśnienia gazu roboczego. Zarówno dla ciśnienia wynoszącego 1.5 barg, jak i 2.9 barg, zaobserwowane różnice temperatur nie przekraczają  $0.4^{\circ}\text{C}$ , niezależnie od długości kanału akustycznego. Dla ciśnienia gazu wynoszącego 4.2 barg,

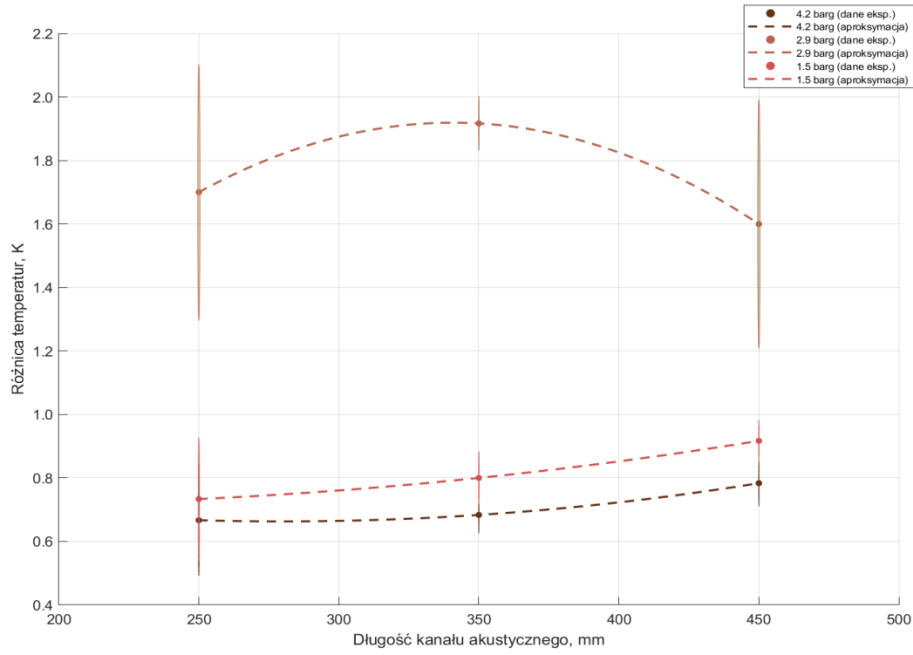
różnica temperatur pomiędzy przeciwległymi krawędziami wymiennika przekracza  $1.4^{\circ}\text{C}$ . Ze względu na znaczący wzrost odchylenia standardowego pomiarów w porównaniu do danych zebranych dla pozostałych ciśnień, określenie zależności zaobserwowanej różnicy temperatur nie jest uzasadnione.

Istotną zależność obserwowanej różnicy temperatur od ciśnienia gazu roboczego można zauważyć także w przypadku pomiarów zrealizowanych dla helu jako gazu roboczego (Rys. 6.2). Dla omawianej serii pomiarowej, najwyższe wartości różnicy temperatur zaobserwowano dla ciśnienia gazu równego 2.9 barg; jednakże, pomiary wykonane pod tym ciśnieniem charakteryzują się także najwyższą wariancją. Dla pomiarów zrealizowanych pod ciśnieniem 4.2 barg oraz 1.5 barg, najwyższe zaobserwowane różnice temperatur wynoszą odpowiednio  $0.8^{\circ}\text{C}$  i  $0.9^{\circ}\text{C}$ , z odchyleniem nieprzekraczającym  $0.2^{\circ}\text{C}$ . Najwyższą wartość różnicy temperatur, wynoszącą  $2.1^{\circ}\text{C}$ , zaobserwowano wykorzystując powietrze pod ciśnieniem 4.2 barg jako gaz roboczy. Jak można zauważyć na Rys. 6.3, zaobserwowana wartość jest niezależna od długości kanału akustycznego. Należy podkreślić, że zarówno dla pomiarów odpowiadających ciśnieniu 4.2 barg, jak i odpowiadających 2.9 barg, wyznaczone odchylenie standardowe jest zaniedbywalne. Dla serii pomiarowej odpowiadającej ciśnieniu 1.5 barg należy zauważyć zasadniczy spadek wariancji wraz ze wzrostem długości kanału akustycznego.

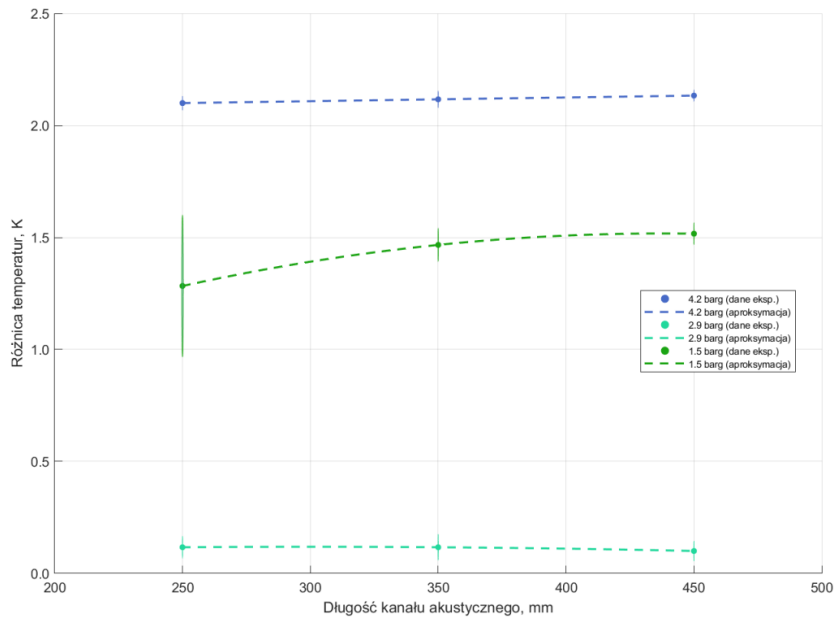
6



Rys. 6.4. Zależność różnicy temperatur przeciwległych krawędzi regeneracyjnego wymiennika ciepła od długości kanału akustycznego dla wymiennika wykonanego z PET o długości 21 mm i dwutlenku węgla jako gazu roboczego.

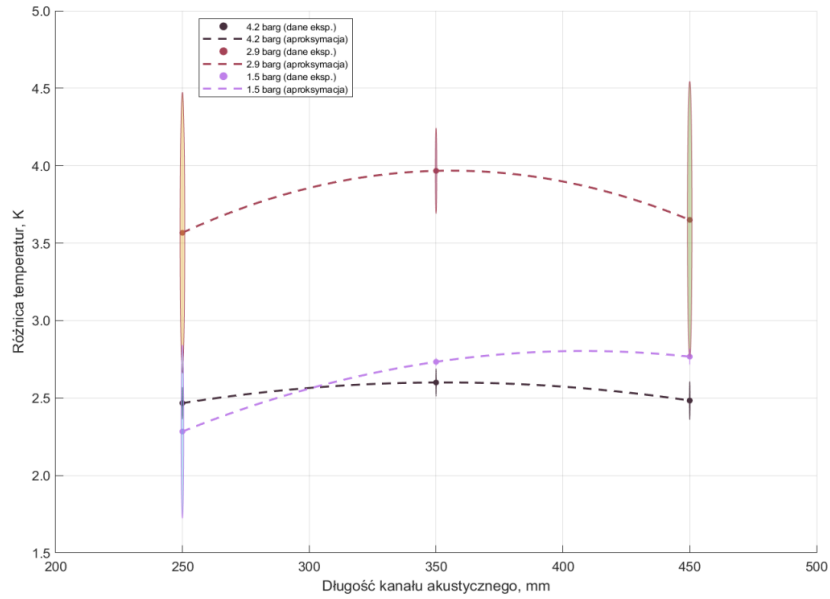


Rys. 6.5. Zależność różnicy temperatur przeciwległych krawędzi regeneracyjnego wymiennika ciepła od długości kanału akustycznego dla wymiennika wykonanego z PET o długości 21 mm i helu jako gazu roboczego.

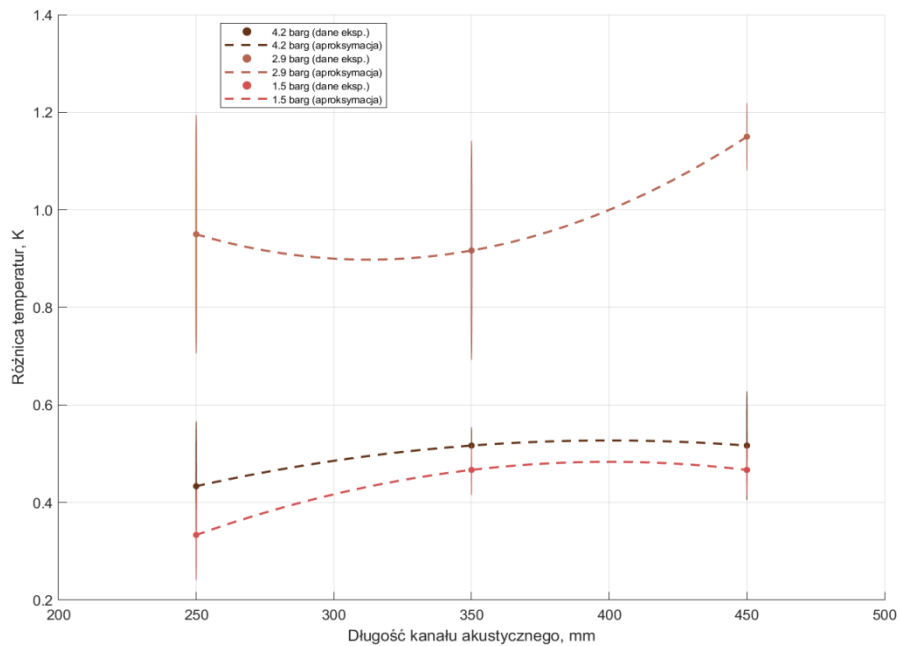


Rys. 6.6. Zależność różnicy temperatur przeciwległych krawędzi regeneracyjnego wymiennika ciepła od długości kanału akustycznego dla wymiennika wykonanego z PET o długości 21 mm i powietrza jako gazu roboczego.

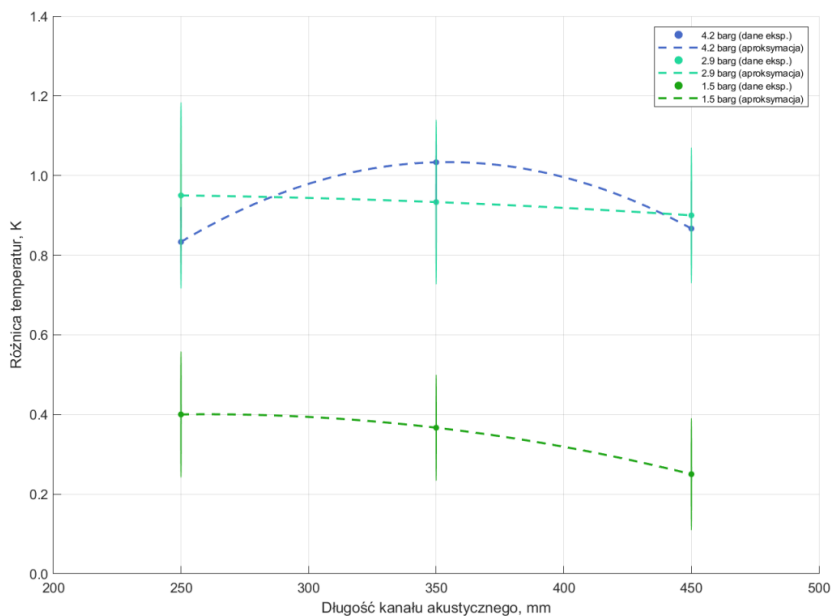




Rys. 6.7. Zależność różnicy temperatur przeciwnych krawędzi regeneracyjnego wymiennika ciepła od długości kanału akustycznego dla wymiennika wykonanego z żywicy poliestrowej, o długości 25 mm i dwutlenku węgla jako gazu roboczego



Rys. 6.8. Zależność różnicy temperatur przeciwnych krawędzi regeneracyjnego wymiennika ciepła od długości kanału akustycznego dla wymiennika wykonanego z żywicy poliestrowej, o długości 25 mm i helu jako gazu roboczego



Rys. 6.9. Zależność różnicy temperatur przeciwległych krawędzi regeneracyjnego wymiennika ciepła od długości kanału akustycznego dla wymiennika wykonanego z żywicy poliestrowej, o długości 25 mm i powietrza jako gazu roboczego

Podobnie jak na Rys. 6.1, również na Rys. 6.4 widoczna jest istotna zależność zakresu wartości obserwowanej różnicy temperatur od ciśnienia gazu roboczego. Analogicznie do danych zebranych dla regeneratora wykonanego z ABS (Rys. 6.1), także dla regeneratora wykonanego z PET (Rys. 6.4), dla ciśnień 1.5 barg, jak i 2.9 barg zaobserwowane różnice temperatur nie przekraczają  $0.4^{\circ}\text{C}$ , niezależnie od długości kanału akustycznego. Dla ciśnienia gazu wynoszącego 4.2 barg, różnica temperatur pomiędzy przeciwległymi krawędziami wymiennika przekracza  $1.5^{\circ}\text{C}$ . Należy jednak podkreślić, że dla danych przedstawionych na Rys. 6.4, nie zaobserwowano istotnej zmiany odchylenia standardowego pomiarów wraz z ciśnieniem. Z tej przyczyny, należy stwierdzić, że zarówno dla regeneratora wykonanego z ABS, jak i z PET, wzrost ciśnienia gazu roboczego istotnie wpływa na wzrost obserwowanych wartości różnicy temperatur, niezależnie od długości kanału akustycznego.

Zależność obserwowanej różnicy temperatur od ciśnienia gazu należy zauważyć także w przypadku pomiarów zrealizowanych dla helu jako gazu roboczego (Rys. 6.5). Analogicznie do danych przedstawionych na Rys. 6.2, najwyższe wartości różnicy temperatur zaobserwowano dla ciśnienia gazu równego 2.9 barg. Seria pomiarowa odpowiadająca temu ciśnieniu charakteryzuje się także najwyższymi wartościami odchylenia standardowego. Dla pomiarów zrealizowanych pod ciśnieniem 4.2 barg oraz 1.5 barg, najwyższe zaobserwowane różnice temperatur wynoszą odpowiednio  $0.8^{\circ}\text{C}$  i  $0.9^{\circ}\text{C}$ , z odchyleniem nieprzekraczającym  $0.2^{\circ}\text{C}$ . Analogicznie do pomiarów zrealizowanych dla regeneratora wykonanego z ABS (Rys. 6.3), najwyższą wartość różnicy temperatur,

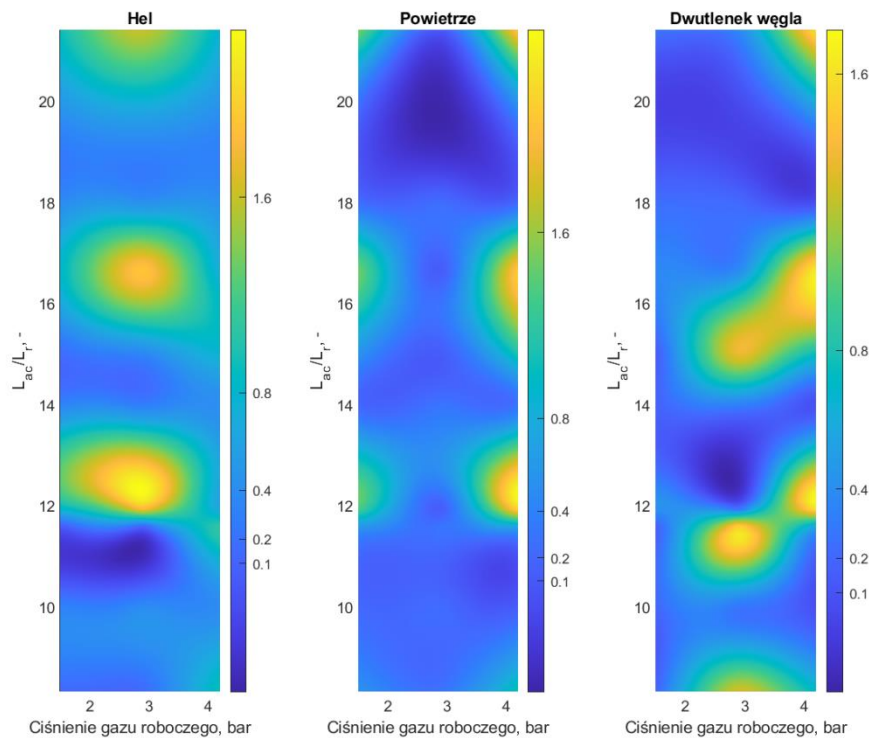
wynoszącą  $2.1^{\circ}\text{C}$ , zaobserwowano wykorzystując powietrze pod ciśnieniem 4.2 barg jako gaz roboczy. Obserwacja ta sugeruje istotną zależność obserwowanych różnic temperatur od geometrii regeneratora (dla obu wymienionych materiałów zastosowano identyczną geometrię wymiennika).

Jak można zauważyć na Rys. 6.6, dla pomiarów odpowiadających ciśnieniu 4.2 barg i 2.9 barg, wyznaczone odchylenie standardowe jest zaniedbywalne. Dla serii pomiarowej odpowiadającej ciśnieniu 1.5 barg należy zauważyć zasadniczy spadek odchylenia standardowego pomiarów wraz ze wzrostem długości kanału akustycznego.

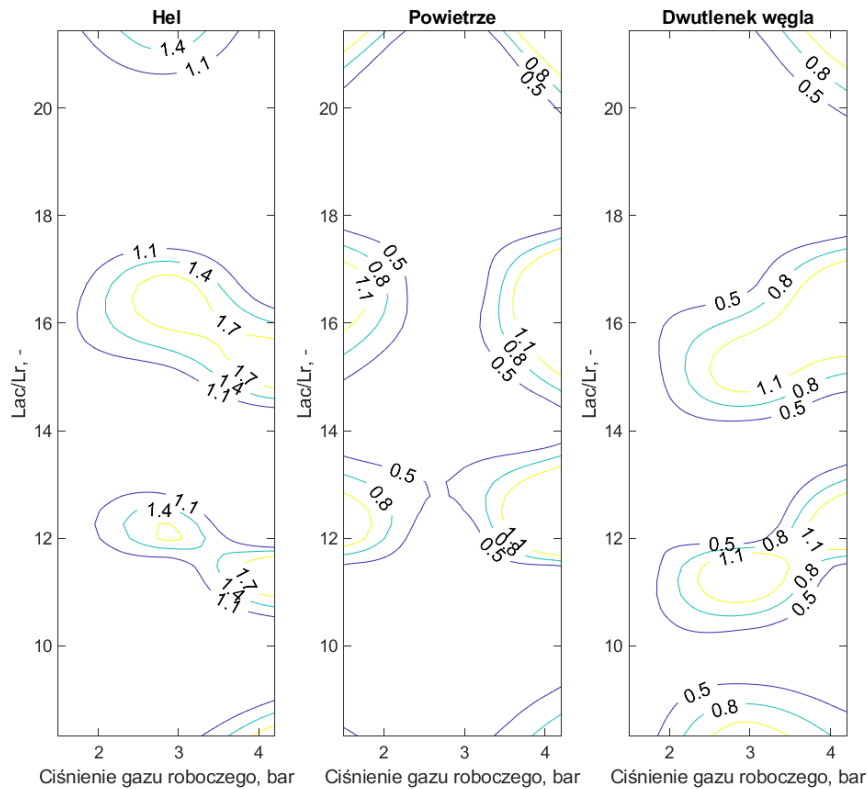
W przypadku serii pomiarowych, odpowiadających regeneratorowi wykonanemu z żywicy poliestrowej, przedstawionych na Rys. 6.7-6.9, należy zauważyć istotną zmianę zarówno poziomów wartości obserwowanej różnicy temperatur, jak i odchylenia standardowego pomiarów. Analizując dane zaprezentowane na Rys. 6.7, odpowiadające pomiarom wykonanym dla dwutlenku węgla jako gazu roboczego, należy zauważyć istotną zależność zaobserwowanej różnicy temperatur zarówno od długości kanału akustycznego, jak i ciśnienia gazu roboczego. Najwyższą wartość różnicy temperatur, wynoszącą  $4.0^{\circ}\text{C}$ , zaobserwowano dla gazu pod ciśnieniem 2.9 barg; jednakże, pomiar ten charakteryzuje się odchyleniem standardowym na poziomie  $0.3^{\circ}\text{C}$ . Pozostałe pomiary wykonane przy wykorzystaniu dwutlenku węgla jako gazu roboczego, charakteryzują się odchyleniem standardowym na poziomie  $1^{\circ}\text{C}$ . Podobnie wysokie wartości odchylenia standardowego pomiarów obserwowane są dla pozostałych ciśnień gazu roboczego, dla długości kanału akustycznego równej 250 mm. Należy podkreślić, że zarówno dla ciśnienia wynoszącego 1.5 barg, jak i 4.2 barg, zaobserwowano istotny spadek odchylenia standardowego pomiarów wraz ze wzrostem długości kanału akustycznego.

Dla pomiarów wykonanych przy wykorzystaniu helu jako gazu roboczego (Rys. 6.8), najwyższą wartość różnicy temperatur, wynoszącą  $1.1^{\circ}\text{C}$ , zaobserwowano ponownie dla ciśnienia gazu równego 2.9 barg. Jednakże, w przypadku tej serii pomiarowej, widoczny jest istotny spadek odchylenia standardowego pomiaru dla punktu odpowiadającego najdłuższemu kanałowi akustycznemu ( $0.1^{\circ}\text{C}$  względem  $0.5^{\circ}\text{C}$  dla pozostałych punktów pomiarowych w serii). Zarówno w przypadku ciśnienia gazu roboczego wynoszącego 1.5 barg, jak i 4.2 barg, nie można zaobserwować jednoznacznej tendencji wzrostu lub spadku wariancji pomiarów wraz ze wzrostem długości kanału akustycznego. Analizując wykres przedstawiony na Rys. 6.9, odpowiadający pomiarom zebranych dla powietrza jako gazu roboczego, należy zauważyć istotne wartości odchylenia standardowego dla wszystkich serii pomiarowych, z zaniedbywalną zależnością od długości kanału pomiarowego (dla serii pomiarowej odpowiadającej ciśnieniu 4.2 barg nie zaznaczono odchylenia standardowego pomiarów ze względu na niewystarczającą ilość wiarygodnych powtórzeń kolejnych pomiarów). Najwyższa zaobserwowana wartość różnicy temperatur ( $1.0^{\circ}\text{C}$ ) odpowiada ciśnieniu gazu 4.2 barg; jednakże, jedynie nieznacznie niższe wartości zaobserwowano także dla ciśnienia gazu wynoszącego 2.9 barg.

Na Rys. 6.10a oraz Rys. 6.10b przedstawiono zależność zaobserwowanej różnicy temperatur od ciśnienia gazu roboczego oraz od stosunku długości kanału akustycznego do długości regeneratora  $L_{ac}/L_r$  dla kolejnych gazów roboczych i chłodziarki wyposażonej w wymiennik regeneracyjny wykonany z ABS.



Rys. 6.10a. Zależność różnicy temperatur przeciwległych krawędzi regeneracyjnego wymiennika ciepła wykonanego z ABS od ciśnienia gazu roboczego oraz stosunku długości kanału akustycznego do długości regeneratora dla kolejnych gazów roboczych – mapa kolorów



Rys. 6.10b. Zależność różnicy temperatur przeciwległych krawędzi regeneracyjnego wymiennika ciepła wykonanego z ABS od ciśnienia gazu roboczego oraz stosunku długości kanału akustycznego do długości regeneratora dla kolejnych gazów roboczych – zestaw izolinii

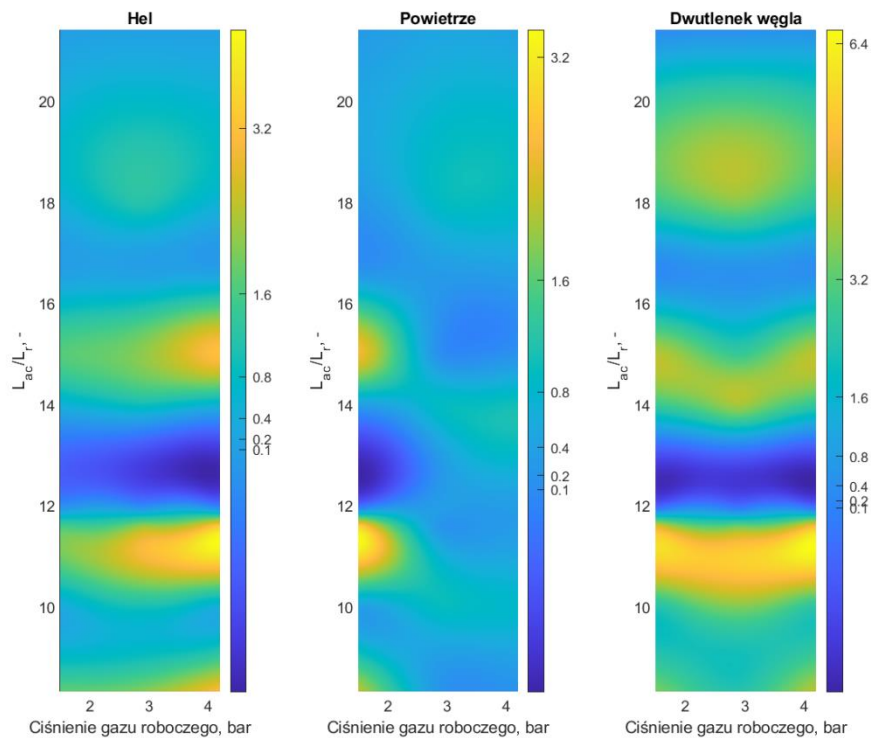
Analizując zaprezentowane dane należy stwierdzić, że niezależnie od zastosowanego gazu roboczego, najwyższe wartości różnicy temperatur zaobserwowano dla stosunku  $L_{ac}/L_r$  wynoszącego około 12 oraz około 16. Podkreślenia wymaga fakt, że dla każdego z przebadanych gazów, maksimum uzyskano dla innego ciśnienia. Zarówno na Rys. 6.10a jak i Rys. 6.10b można zauważyć, że jedynie dla helu najwyższe parametry pracy odpowiadają ciśnieniu 2.9 barg. Należy podkreślić, że najwyższe wartości różnicy temperatur zaobserwowano dla urządzenia wykorzystującego hel jako gaz roboczy; zarówno dla powietrza, jak i dwutlenku węgla maksymalne wartości są o około 0,5°C niższe. Obserwacja ta jest zgodna z wynikami prac badawczych, opisanych w literaturze przedmiotu [1,20]. Ponadto, w przypadku wykorzystania powietrza, maksymalne wartości parametru pracy urządzenia otrzymuje się dla maksymalnego ciśnienia (4,2 barg).

Na Rys. 6.11a oraz Rys. 6.11b przedstawiono analogiczną zależność dla chłodziarki wyposażonej w wymiennik regeneracyjny wykonany z PET.

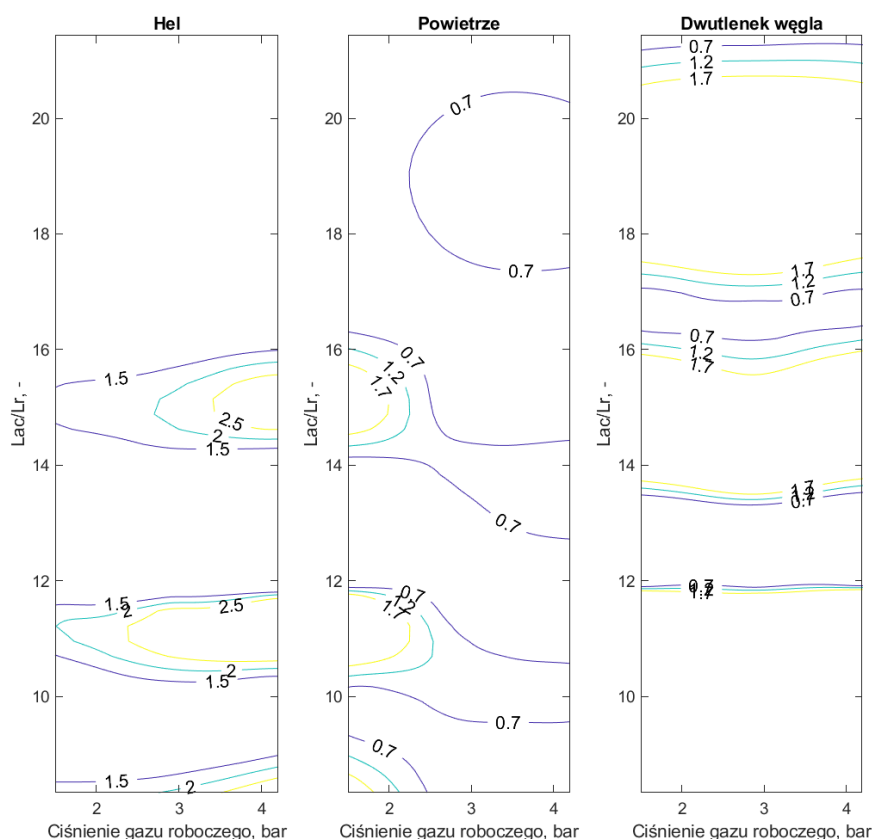


około 16. Jednakże, wartości odpowiadających im maksimum są niższe od urządzenia wyposażonego w wymiennik wykonany z PET. Różnicę temperatur przekraczającą  $2^{\circ}\text{C}$  zaobserwowano jedynie dla helu, przy stosunku  $L_{ac}/L_r$  około 12. Należy zauważyć, że podobnie jak dla wymiennika wykonanego z ABS, dla powietrza jako gazu roboczego znaczące różnice temperatur uzyskano jedynie dla maksymalnego ciśnienia gazu. Najwyższe obserwowane wartości otrzymano przy wykorzystaniu helu jako gazu roboczego, co koreluje z danymi przedstawionymi na Rys. 6.10. Porównując dane, zaprezentowane na Rys. 6.10b oraz Rys. 6.11b można zauważyć zbliżony kształt wyznaczonych izolinii, odpowiadających tym samym poziomom różnicy temperatur. Obserwacja ta dowodzi niemalże identycznego wpływu parametrów środowiskowych (tj. gazu roboczego i jego ciśnienia) na układy wyposażone w wymienniki regeneracyjne wykonane z ABS i PET.

Na Rys. 6.12a oraz Rys. 6.12b zaprezentowano kolejne zależności, analogicznie do ukazanych na Rys. 6.10 oraz Rys. 6.11, dotyczące chłodziarki wyposażonej w wymiennik regeneracyjny wykonany z żywicy poliestrowej (SLA).



Rys. 6.12a. Zależność różnicy temperatur przeciwległych krawędzi regeneracyjnego wymiennika ciepła wykonanego z żywicy poliestrowej od ciśnienia gazu roboczego oraz stosunku długości kanału akustycznego do długości regeneratora dla kolejnych gazów roboczych – mapa kolorów



Rys. 6.12b. Zależność różnicy temperatur przeciwległych krawędzi regeneracyjnego wymiennika ciepła wykonanego z żywicy poliestrowej od ciśnienia gazu roboczego oraz stosunku długości kanału akustycznego do długości regeneratora dla kolejnych gazów roboczych – zestaw izolinii

Analizując dane przedstawione na Rys. 6.12a oraz Rys. 6.12b należy zauważyć, że najwyższe wartości różnicy temperatur zaobserwowano dla stosunku  $L_{ac}/L_r$  wynoszącego około 11 oraz około 15. Optymalne wartości stosunku  $L_{ac}/L_r$  są zbliżone do tych obserwowanych dla poprzednio omówionych układów, lecz nie pokrywają się z nimi. Ponadto, wartości zaobserwowanych maksimum są istotnie wyższe od urządzeń wyposażonych w wymiennik wykonany z PET lub ABS. Przykładowo, jak zaznaczono na Rys. 6.12b, najwyższa zaobserwowana różnica temperatur dla helu przekroczyła  $2,5^{\circ}\text{C}$ . Podobnego poziomu temperatur nie osiągnięto w poprzednich konfiguracjach (Rys. 6.10b oraz Rys. 6.11b). Jednakże, podobnie jak w przypadku poprzednich serii pomiarowych, najwyższe wartości różnicy temperatur zaobserwowano dla układu wykorzystującego hel. Porównując dalej dane, zaprezentowane na Rys. 6.12b oraz Rys. 6.11b i Rys. 6.10b można zauważyć radykalnie odmienny kształt wyznaczonych izolinii. Obserwacja ta sugeruje zasadniczo inny wpływ parametrów środowiskowych na parametry pracy badanej konfiguracji urządzenia (wyposażonego w wymiennik o podwyższonej porowatości, wykonany z żywicy poliestrowej), niż w przypadku zastosowania konfiguracji wykorzystujących wymienniki o alternatywnym zestawie cech.



Na podstawie przeprowadzonych eksperymentów można jednoznacznie stwierdzić, że cechą urządzenia o decydującym znaczeniu w kontekście obserwowanych parametrów pracy jest geometria wymiennika regeneracyjnego. Dane pomiarowe, przedstawione na Rys. 6.10 i Rys. 6.11 zebrano dla konfiguracji z identycznymi cechami geometrycznymi wymienników regeneracyjnych. Zaobserwowane różnice w maksimach badanego parametru wynikają z innych materiałów ich wykonania. Należy jednak podkreślić, że wpływ parametrów materiałowych zarówno na maksymalne wartości, jak i odpowiadające im zestawy parametrów środowiskowych, jest widocznie mniejszy niż wpływ cech konstrukcyjnych regeneratorów.

Ponadto, należy stwierdzić satysfakcjonującą zgodność wyników symulacji numerycznych CFD z danymi eksperymentalnymi. Różnice w poziomach wartości, obserwowane przede wszystkim dla konfiguracji wykorzystujących wymienniki wykonane z ABS i PET, wynikają z błędów pomiarowych, których wartości oszacowano i przedstawiono na Rys. 6.1-6.9. Należy podkreślić, że zestawy parametrów środowiskowych i cech konstrukcyjnych badanego urządzenia dla których nie uzyskano satysfakcjonującej zbieżności rozwiązania modelu numerycznego, odpowiadają punktom pomiarowym dla których obserwowano najniższe wartości różnicy temperatur lub najwyższe wartości odchylenia standardowego. Sugeruje to istotne zaburzenie zjawiska termoakustycznego, występujące w tych punktach pomiarowych. Zaburzenie to wynikać może z rozproszenia fali akustycznej czy częściowego jej odbicia, skutkującego zniesieniem rezonansu akustycznego lub wystąpieniem niepożądanych składowych fali o wysokiej amplitudzie. Z tej przyczyny, wymienione zestawy cech i parametrów środowiskowych urządzenia należy uznać za niekorzystne i niepożądane.

## 7. Wnioski końcowe

W pracy przedstawiono numeryczno-eksperymentalne badania zjawiska chłodzenia termoakustycznego na przykładzie analizy parametrów operacyjnych kompaktowego urządzenia chłodniczego. Zarysowano historię badań w tym obszarze oraz przedstawiono obecny stan techniki, ze szczególnym uwzględnieniem przesłanek konstrukcyjnych urządzeń elementarnych. Omówiono metodykę badawczą z uwzględnieniem opisu zastosowanych narzędzi obliczeniowych oraz procedury pomiarowej.

Element pracy, będący nowością względem zastanego stanu wiedzy, stanowi numeryczna i eksperymentalna analiza parametrów operacyjnych kompaktowego urządzenia chłodniczego przy uziemiennieniu szeregu jego cech konstrukcyjnych, materiałowych i parametrów środowiskowych. Ponadto jako efekt zrealizowanych badań w pracy zawarto wskazówki konstrukcyjne kompaktowych urządzeń termoakustycznych, niedostępne dotychczas w literaturze przedmiotu.

Rezultaty przeprowadzonych badań eksperymentalnych oraz analiz obliczeniowych umożliwiły zaobserwowanie istotnych cech badanego fenomenu, zwłaszcza w kontekście jego wykorzystania w kompaktowych urządzeniach chłodniczych.

Maksymalne wartości obserwowanej różnicy temperatury między przeciwnymi skrajnymi krawędziami wymiennika regeneracyjnego są w największym stopniu determinowane przez cechy konstrukcyjne tego wymiennika. Ponadto, na wartości te istotnie wpływa także ciśnienie gazu roboczego. Wniosek ten oparto o istotną zmienność przedziałów wartości obserwowanej różnicy temperatur dla kolejnych ciśnień gazu roboczego (Rys. 6.1-6.9) oraz o porównywalne dane eksperymentalne zebrane dla regeneratorów wykonanych z ABS i PET (Rys. 6.10 i Rys. 6.11), dla których (ze względów możliwości wykonania) zastosowano identyczny zestaw cech konstrukcyjnych.

Ponadto, rezultaty badań eksperymentalnych (Rys. 6.2, Rys. 6.5, Rys. 6.8) wykazały, że w przypadku badanego kompaktowego urządzenia chłodniczego, wzrost gęstości energii (spowodowany znaczącym wzrostem ciśnienia gazu roboczego) skutkuje jedynie ograniczonym podwyższeniem parametrów pracy urządzenia. Zastosowanie zbyt wysokiego ciśnienia gazu roboczego może spowodować obniżenie parametrów pracy urządzenia, co prawdopodobnie jest związane z zasadniczym wzrostem strat akustycznych w obszarze wymiennika regeneracyjnego.

W zakresie przesłanek konstrukcyjnych urządzeń, przeprowadzone badania (Rys. 6.10, Rys. 6.11, Rys. 6.12) wykazały, że najwyższe wartości różnicy temperatur obserwowane są dla wartości stosunku długości kanału akustycznego do długości regeneratora mieszczącym się w przedziale (10,13). Przedział ten jest niezależny od zastosowanego gazu roboczego, ciśnienia tego gazu, cech konstrukcyjnych i materiału wykonania wymiennika regeneracyjnego. Jednakże, dokładna wartość tego stosunku, zapewniająca maksymalizację obserwowanej różnicy temperatur, istotnie zależy od rodzaju zastosowanego gazu roboczego oraz od jego ciśnienia i podlega optymalizacji.

W wyniku przeprowadzonych analiz (Rys. 3.2-3.10) stwierdzono, że narzędzia obliczeniowe oparte o rozwiązanie tzw. modelu liniowego znajdują jedynie ograniczone zastosowanie w obszarze analiz parametrycznych kompaktowych urządzeń termoakustycznych. Przyczyną stwierdzonego ograniczenia jest podatność na występowanie

istotnych błędów obliczeniowych i ryzyko zatrzymania procesu obliczeniowego w ekstremum lokalnym. Jednakże, narzędzia te mogą znaleźć zastosowanie do szacunkowego wyznaczenia trendów zależności parametrów operacyjnych od szeregu ich cech konstrukcyjnych i parametrów środowiskowych. Należy podkreślić, że ogólne zależności wyznaczone przez symulację w założonym oprogramowaniu wykorzystującym rozwiązywanie tzw. modelu liniowego (DeltaEC) dla serii nieobarczonych błędami grubymi są zgodne z trendami wykazanymi przez analizy CFD (Rys. .1) oraz eksperyment (Rys. 6.1-6.9). Obserwacja ta sugeruje możliwość komplementarnego wykorzystania modelu liniowego oraz narzędzi CFD do usprawnienia optymalizacji urządzeń w postaci dwuetapowego procesu symulacyjnego. Proces ten mógłby uwzględniać kolejno zgrubne poszukiwanie rozwiązań korzystnych (z wykorzystaniem modelu liniowego) oraz szczegółowe poszukiwanie zestawu cech optymalnych (z wykorzystaniem narzędzi CFD). Opracowanie komplementarnej metody optymalizacji urządzeń termoakustycznych oraz jej walidacja stanowi przedmiot dalszych badań.

Przeprowadzone badania numeryczne wykazały, że zastosowanie narzędzi obliczeniowych CFD w celu prowadzenia złożonych analiz parametrycznych kompaktowych urządzeń termoakustycznych jest uzasadnione. Należy podkreślić, że uzyskane rezultaty symulacji w większości przeanalizowanych przypadków są zbliżone do wyników badań eksperymentalnych (Rys. 6.1-6.9), a uzyskanie rozbieżności zawierają się w granicach błędu pomiarowego. Najistotniejsze różnice w uzyskanych wynikach zaobserwowano dla układów wykorzystujących wymiennik regeneracyjny wykonany z żywicy poliestrowej - dla tych serii pomiarowych, rezultaty analiz CFD są znacząco zawyżone względem eksperymentu. Obserwacja ta sugeruje niedoskonałość zastosowanego modelu wymiany ciepła w ciele porowatym w kontekście wykorzystania przy danym zestawie cech konstrukcyjnych wymiennika regeneracyjnego. Niedoskonałość ta może wynikać z pominięcia znaczenia zjawisk falowych, w tym rozproszenia, mających istotny wpływ na rzeczywistą gęstość energii akustycznej w porach regeneratora, a przede wszystkim z wpływu symulowanej akumulacji ciepła w objętości gazu roboczego. Należy więc stwierdzić, że w przypadku wykorzystania modelu ciała porowatego, uwiarygodnienie wyników symulacji dla urządzeń wyposażonych w regeneratory o wysokiej porowatości jest zależne od zastosowania wiarygodnego opisu wnikania ciepła, zarówno w ich obszarze, jak i pomiędzy analizowanym urządzeniem a otoczeniem. Obiecującą metodyką zwalczania nadmienionych trudności może być implementacja równań wymiany ciepła bezpośrednio wynikających z funkcji Rotta.

Ponadto, w pracy wykazano, że zastosowanie narzędzi CFD umożliwia detekcję zestawów cech konstrukcyjnych i parametrów procesowych uniemożliwiających stabilizację zjawiska w kompaktowych urządzeniach termoakustycznych.

Badania uwzględnione w niniejszej pracy nie wyczerpują zagadnień w określonym obszarze badawczym. Kierunki dalszych badań, bezpośrednio wynikające z niniejszej rozprawy, uwzględniają przede wszystkim badania nad udoskonaleniem metod badawczych, a zwłaszcza modeli matematycznych. Udoskonalenie to może stanowić np. implementacja zespolonych równań kryterialnych konwekcyjnej wymiany ciepła, która umożliwiłaby dalsze zwiększenie dokładności symulacji CFD przy zachowaniu możliwie zredukowanej ich czasochłonności. Ponadto, należy podkreślić znaczenie dalszych prac

nad usprawnieniem urządzeń pomiarowych, dedykowanych badaniom eksperymentalnym kompaktowych urządzeń chłodniczych.

Zasadniczym zagadnieniem badawczym, stanowiącym podstawowy kierunek dalszych badań, jest podniesienie parametrów akustycznych urządzeń w celu zwiększenia jego parametrów pracy. Kierunek ten uwzględnia badania nad nowymi materiałami regeneracyjnych wymienników ciepła i metodami ich wytworzenia.

W zakresie alternatywnych konstrukcji urządzeń termoakustycznych, za najbardziej perspektywiczne kierunki analiz należy uznać układy wielosekcyjne. Układy te stanowią urządzenia wykorzystujące mnogą liczbę wymienników regeneracyjnych, zwłaszcza z falą biegnącą. Dalszy rozwój tego typu urządzeń może uwarunkować powstanie nowych obszarów ich zastosowań jak napędy oparte o urządzenia termoakustyczne lub zaawansowane układy chłodzenia systemów teleinformatycznych.

## Literatura

- [1] Tijani M.E.H.: *Loudspeaker-driven thermo-acoustic refrigeration*, Technische Universiteit Eindhoven, Eindhoven 2001
- [2] Sarpotdar S., Ananthkrishnan, Sharma S.: *The Rijke Tube – A Thermo-acoustic Device*, Resonance 1(2003), s. 59-71
- [3] Lord Rayleigh, *The theory of sound. Vol. II*, New York, Dover 1945
- [4] Taconis K.W., Beenakker J.J.: *Measurements concerning the vapor-liquid equilibrium of solutions of  $^3\text{He}$  in  $^4\text{He}$  below 2.19 K*, Physical Review 75(1949), s. 1966
- [5] Rott N.: *Damped and thermally driven acoustic oscillations in wide and narrow tubes*, Zeitschrift für angewandte Mathematik und Physik 20(1969), s. 230-243
- [6] Hofler T.J.: *Thermoacoustic refrigerator design and performance*, University of California, San Diego 1986
- [7] Ceperley P.H.: *A pistonless Stirling engine - The traveling wave heat engine*, Journal of Acoustical Society of America 66(1979), s. 1508-1513
- [8] Wheatley J.C., Hofler T., Swift G.W., Migliori A.: *Understanding some simple phenomena in thermoacoustics with applications to acoustical heat engines*, American Journal of Physics 53(1985), s. 147-162
- [9] Swift G., Wollan J.: *Thermoacoustics for Liquefaction of Natural Gas*, Gas-TIPS8(2002), s. 21-26
- [10] Bassem M.M. i in.: *Thermoacoustic Stirling Heat Pump Working as a Heater*, Applied Physics Express 4(2011), s. 1-3
- [11] Yang Z., Zhuo Y., Ercang L., Yuan Z.: *Travelling-wave thermoacoustic high-temperature heat pump for industrial heat recovery*, Energy 77(2014), s. 397-402
- [12] Tijani M.E.H., Spoelstra S.: *High Temperature Thermoacoustic Heat Pump*. 19th International Congress on Sound and Vibration, 8-12.08.2012, Vilnius
- [13] Kikuchi R. i in.: *Measurement of performance of thermoacoustic heat pump in a -3 to 160 °C temperature range*, Applied Physics Express 54(2015), s. 1-4
- [14] Widyaparaga A. i in.: *The frequency dependent regenerator cold section and hot section positional reversal in a coaxial type thermoacoustic Stirling heat pump*, Cryogenics 51(2011), s. 591-597
- [15] *Springer Handbook of Acoustics*, ed. Rossing T.D., Springer Science+Business Media LLC New York, New York 2007
- [16] Xu J., Hu J., Luo E., Hu J., Zhang L., Hochgreb S.: *Numerical study on a heat-driven piston-coupled multi-stage thermoacoustic-Stirling cooler*, Applied Energy 305 (2022), art. 117904
- [17] Backhaus S., Swift G.: *New varieties of thermoacoustic engines*, 9th International Congress on Sound and Vibration, 8-11.07.2002, Orlando
- [18] Minner B.L., Braun J.E., Mongeau L.: *Optimizing the Design of a Thermoacoustic Refrigerator*, International Refrigeration and Air Conditioning Conference 1996, Paper 343.

- [19] Hariharan N.M., Sivashanmugam P., Kasthuriengan S.: *Influence of stack geometry and resonator length on the performance of thermoacoustic engine*, Applied Acoustics 73(2012), s. 1052-1058
- [20] Tijani M.E.H., Zeegers J.C.H., de Waele A.T.A.M.: *Design of thermoacoustic refrigerators*, Cryogenics 42(2002), s.49-57
- [21] Spoelstra S.: *ThermoAcoustic Technology for Energy Applications. Final Report*, Energy research Centre of the Netherlands, Petten 2012
- [22] Swift G.W.: *Thermoacoustic Natural Gas Liquefier*, US DOE Natural Gas Conference Proceedings, 24-27.03.1997, Houston 1997
- [23] Grzywnowicz K., Remiorz L.: *Chłodzenie termoakustyczne – model numeryczny urządzenia elementarnego*, Rynek Energii 131(2017), s. 63-68
- [24] Michalski S., Grzywnowicz K., Remiorz L.: *Zjawisko chłodzenia termoakustycznego- koncepcja stanowiska badawczego*, Rynek Energii 133(2017), s.73-79
- [25] Grzywnowicz K., Remiorz L.: *Simple Refrigerating Device for Multi-parametric Analysis of the Thermoacoustic Cooling – Design, Assembly and Testing of the Setup*, International Journal of Thermodynamics 22(2019), s. 193-201
- [26] Yang Z., Yanyan C., Guoyao Y., Ercang L., Yuan Z.: *Experimental Investigation on a Linearcompressor Driven Travelling-wave Thermoacoustic Heat Pump*, Energy Procedia 75(2015), s. 1844-1849
- [27] Karagusov V.I., Karagusov I.V.: *The Evaluation of the Thearmonoacoustic Cooler Application for LNG Vapor Recondensation*, Procedia Engineering 152(2016), s. 446-453
- [28] Mingyu H., Zhanghua W., Jianying H., Limin Z., Ercang L.: *Experimental study on a thermoacoustic combined cooling and power technology for natural gas liquefaction*, Energy Procedia 158(2019), s. 2284-2289
- [29] Poese M.E., Smith R.W.M., Garret S.L., van Gerwen R., Gosselin P.: *Thermoacoustic refrigeration for ice cream sales*, The Penn State University Applied Research Laboratory, Penn State University, 2004
- [30] Ramadan I.A., Bailliet H., Poignand G., Gardner D.: *Design, manufacturing and testing of a compact thermoacoustic refrigerator*, Applied Thermal Engineering (2021), DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.116705>
- [31] Wang X., Wu Z., Zhang L., Hu J., Luo E.: *Traveling-wave thermoacoustic refrigerator for room temperature application*, International Journal of Refrigeration 120 (2020), s. 90-96
- [32] Yu Z., Jaworski A.J., Backhaus S.: *Travelling-wave thermoacoustic electricity generator using an ultra-compliant alternator for utilization of low-grade thermal energy*, Applied Energy 99(2012), s. 135-146
- [33] Hamood A., Jaworski A.J., Mao X., Simpson K.: *Design and construction of a two-stage thermoacoustic electricity generator with push-pull linear alternator*, Energy 144(2018), s. 61-72

- [34] Bassem M.M., Ueda Y., Akisawa A.: *Thermoacoustic Stirling Heat Pump Working as a Heater*, Applied Physics Express 4(2011), dokument 107301
- [35] Yang Z., Zhuo Y., Ercang L., Yuan Z.: *Travelling-wave thermoacoustic high-temperature heat pump for industrial waste heat recovery*, Energy 77(2014), s. 397-402, doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2014.09.023>
- [36] Banaszekiewicz T., Chorowski M.: *Energy Consumption of Air-Separation Adsorption Methods*, Entropy 20 (2018), art. 232
- [37] Majchrzak A., Nowak W.: *Separation characteristics as a selection criteria of CO2 adsorbents*, Journal of CO2 Utilization 17 (2017), s. 69-79
- [38] Geller D.A., Swift G.W.: *Thermoacoustic mixture separation with an axial temperature gradient*, Journal of the Acoustical Society of America 125(2009), s. 2937-2945
- [39] Spoor P.S., Swift G.W.: *Thermoacoustic Separation of a He-Ar Mixture*, Physical Review Letters 85(2000), s. 1646-1649
- [40] Remiorz L.: *Badania numeryczne i eksperymentalne akustycznej separacji CO2*, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2015
- [41] Wiciak G., Grzywnowicz K., Remiorz L.: *Wspomaganie membranowej separacji CO2 ze spalin energetycznych z wykorzystaniem osuszania termoakustycznego*, Instal 402(2019), s. 20-33
- [42] Remiorz L., Wiciak G., Grzywnowicz K.: *Novel concept of supporting the membrane separation of CO2 in power plants by thermoacoustic dehumidification*, Energy 189 (2019), dokument 116191
- [43] Patent nr 237213 “Wymiennik ciepła o termoakustycznie regulowanej mocy cieplnej”, Wiciak G., Grzywnowicz K., Remiorz L., Urząd Patentowy RP, 2021
- [44] Patent nr 240641 “Sposób lokalnej intensyfikacji procesu separacji ga-zów oraz urządzenie do realizacji tego sposobu”, Remiorz L., Wiciak G., Grzywnowicz K., Urząd Patentowy RP, 2022
- [45] Patent nr 220560 “Sposób separacji gazów, zwłaszcza CO2”, Remiorz L., Chmielniak T., Dykas S., Rulik S., Kotowicz J., Urząd Patentowy RP, 2014
- [46] Saechan P., Jaworski A.J.: *Numerical studies of co-axial travelling-wave thermoacoustic cooler powered by standing-wave thermoacoustic engine*, Renewable Energy 139(2019), s. 600-610
- [47] Rahpeima R., Ebrahimi R.: *Numerical investigation of the effect of stack geometrical parameters and thermo-physical properties on performance of a standing wave thermoacoustic refrigerator*, Applied Thermal Engineering 149(2019), s. 1203-1214
- [48] Rogoziński K., Nowak I., Nowak G.: *Modeling the operation of a thermoacoustic engine*, Energy 138(2017), s. 249-256
- [49] Zhang D., Jiang E., Shen C., Zhou J., Yang W., He Y.: *Numerical analysis on thermoacoustic prime mover*, Journal of Sound and Vibration 463(2019), art. 114946

- [50] Alamir M.A.: *Experimental Study of the Temperature Variations in a Standing Wave Loudspeaker Driven Thermoacoustic Refrigerator*, Thermal Science and Engineering Progress, art. 100361, DOI: 10.1016/j.tsep.2019.100361
- [51] Chainwongsa P., Wongwiset S.: *Effect of the blockage ratios of circular stack on the performance of the air-based standing wave thermoacoustic refrigerator using heat pipe*, Case Studies in Thermal Engineering 24 (2021), art. 100843
- [52] Prashantha B.G., Seetharamu S., Narasimham G.S.V.L., Praveen Kumar M.R.: *Effect of Stack Spacing on the Performance of Thermoacoustic Refrigerators Using Helium and Air as Working Substances*, International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration 27(2019), art. 1950016
- [53] Alamir M.A., Elamer A.A.: *A compromise between the temperature difference and performance in a standing wave thermoacoustic refrigerator*, International Journal of Ambient Energy 2018, DOI: 10.1080/01430750.2018.1517673
- [54] Swift G.W.: *Thermoacoustics: A Unifying Perspective for Some Engines and Refrigerators*, Acoustical Society of America Publications, Sewickley 2002
- [55] Swift G.W.: *Thermoacoustic engines and refrigerators*. *Encyclopedia of Applied Physics*, Physics Today 48(1995), s. 22-28
- [56] Ward B., Clark J., Swift G.: *Design Environment for Low-amplitude Thermoacoustic Energy Conversion DeltaEC Version 6.4b2 Users Guide*, Los Alamos National Laboratory, Los Alamos 2016
- [57] Nehar Belaid K., Hireche O.: *Influence of heat exchangers blockage ratio on the performance of thermoacoustic refrigerator*, International Journal of Heat and Mass Transfer 127(2018), s. 834-842
- [58] Saechan P., Jaworski A.J.: *Thermoacoustic cooler to meet medical storage needs of rural communities in developing countries*, Thermal Science and Engineering Progress 7(2018), s. 164-175
- [59] *Numerical Methods for Nonlinear Algebraic Equations*, ed. Rabinowitz P., Gordon and Breach, London 1970
- [60] Bardsley W.G., Prasad N.: *Using ASCII text files in post-fix notation (reverse Polish) to define mathematical models and systems of differential equations for simulation and non-linear regression*, Computers & Chemistry 21 (1997), s. 71-82
- [61] Łukasiewicz J.: *Elementy logiki matematycznej*, Wydawnictwo Naukowe Uniwersytetu im. Adama Mickiewicza w Poznaniu, Poznań 2008
- [62] Karta katalogowa *Woofers GDN 13/40/2*, Tonsil, Wrzesnia 2018
- [63] *MatWeb®*, baza danych MatWeb LLC: <http://www.matweb.com> [dostęp on-line dn. 10.02.2021r]
- [64] da Rocha H.S., Marques P.A.A., de Camargo A.P., Frizzone J.A., Saretta E.: *Internal surface roughness of plastic pipes for irrigation*, Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental 21 (2017), s.143-149



- [65] Engineering Toolbox. PE - PolyEthylene Pipes, Flow and Pressure Loss, [https://www.engineeringtoolbox.com/pe-pipe-pressure-loss-d\\_619.html](https://www.engineeringtoolbox.com/pe-pipe-pressure-loss-d_619.html) [dostęp on-line dn. 18.02.2021]
- [66] Nellis G.F., Klein S.A.: *Heat Transfer*, Cambridge University Press, London, 2009
- [67] Lotton P., Blanc-Benon P., Bruneau M., Gusev V., Duffourd S., Mironov M., Poignand G.: *Transient temperature profile inside thermoacoustic refrigerators*, International Journal of Heat and Mass Transfer 52(2009), s. 4986–4996
- [68] Ke H.-B., Liu Y.-W., He Y.-L., Wang Y., Huang J.: *Numerical simulation and parameter optimization of thermo-acoustic refrigerator driven at large amplitude*, Cryogenics 50(2010), s. 28-35
- [69] Nowak I., Rulik S., Wróblewski W., Nowak G., Szwedowicz J.: *Analytical and numerical approach in the simple modelling of thermoacoustic engines*, International Journal of Heat and Mass Transfer 77(2014), s. 369-376
- [70] Zink F., Vipperman J., Schaefer L.: *CFD simulation of thermoacoustic cooling*, International Journal of Heat and Mass Transfer 53(2010), s. 3940-3946
- [71] Berson A., Poignand G., Blanc-Benon P., Comte-Bellot G.: *Nonlinear temperature field near the stack ends of a standing-wave thermoacoustic refrigerator*, International Journal of Heat and Mass Transfer 54(2011), s. 4730-4735
- [72] Penelet G., Guedra M., Gusev V., Deavux T.: *Simplified account of Rayleigh streaming for the description of nonlinear processes leading to steady state sound in thermoacoustic engines*, International Journal of Heat and Mass Transfer 55(2012), s. 6042-6053
- [73] Rulik S., Remiorz L., Dykas S.: *Application of CFD technique for modelling of the thermoacoustic engine*, Archives of Thermodynamics 32(2011), s. 175-190
- [74] Zink F., Vipperman J., Schaefer L.: *CFD simulation of a thermoacoustic engine with coiled resonator*, International Journal of Heat and Mass Transfer 37(2010), s. 226-229
- [75] Jimenez-Perez J.L., Pincel P.V., Cruz-Orea A., Correa-Pacheco Z.N.: *Thermal characterization of a liquid resin for 3D printing using photothermal techniques*, Applied Physics A 122(2016), dokument 556
- [76] Engineering Toolbox. Thermal Conductivity for Common Materials and Products, [http://engineeringtoolbox.com/thermal-conductivity-d\\_429.html](http://engineeringtoolbox.com/thermal-conductivity-d_429.html) [dostęp on-line dn. 20.01.2020]
- [77] ANSYS CFX-Solver Theory Guide, Release 15.0, SAS IP, Canonsburg 2013
- [78] Menter F.R.: *Zonal Two Equation  $k-\omega$  Turbulence Models for Aerodynamic Flows*, 24th Fluid Dynamics Conference, Orlando, 6-9.07.1993
- [79] Liu Y., Guan X., Xu C.: *A production limiter study of SST-SAS turbulence model for bluff body flows*, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics 170(2017), s. 162-178
- [80] Egorov Y., Menter F.R., Lechner R., Cokljat D.: *The Scale-Adaptive Simulation Method for Unsteady Turbulent Flow Predictions. Part 2: Application to Complex Flows*, Flow, Turbulence and Combustion 85(2010), s. 139-165

- [81] Duan Y., Cooling C., Soo Ahn J., Jackson C., Flint A., Eaton M.D., Bluck M.J.: *Using a Gaussian process regression inspired method to measure agreement between the experiment and CFD simulations*, International Journal of Heat and Fluid Flow 80(2019), dokument 108497
- [82] Li J., Zhong C., Pan D., Zhuo C.: *A gas-kinetic scheme coupled with SST model for turbulent flows*, Computers and Mathematics with Applications 78(2019), s. 1227-1242
- [83] Brown G.J., Whyte D.S., Fletcher D.F.: *Dynamic flow modelling in precipitator vessels – A study of turbulence modelling approaches*, Applied Mathematical Modelling 38(2014), s. 4163-4174
- [84] Zhao Y., Yan C., Wang X., Liu H., Zhang W.: *Uncertainty and sensitivity analysis of SST turbulence model on hypersonic flow heat transfer*, International Journal of Heat and Mass Transfer 136(2019), s. 808-820
- [85] Gusev V., Lotton P., Bailliet H., Job S., Bruneau M.: *Thermal wave harmonics generation in the hydrodynamical heat transport in thermoacoustics*, The Journal of the Acoustical Society of America 109(2001), dokument 84
- [86] Meinicke S., Dubil K., Wetzel T., Dietrich B.: *Characterization of heat transfer in consolidated, highly porous media using a hybrid-scale CFD approach*, International Journal of Heat and Mass Transfer 149 (2019), dokument 119201
- [87] Liu J., Garrett S.L.: *Relationship between Nusselt number and the thermoviscous (Rott) functions*, The Journal of the Acoustical Society of America 119(2006), dokument 1457
- [88] Polifke W., Poncet A., Pashereit C.O., Döbbeling K.: *Reconstruction of Acoustic Transfer Matrices by Instationary Computational Fluid Dynamics*, Journal of Sound and Vibration 245(2001), s. 483-510
- [89] Liu J., Garrett S.L.: *Relationship between Nusselt number and the thermoviscous (Rott) functions*, The Journal of the Acoustical Society of America 119 (2006), s. 1457-1462
- [90] Çengel Y.A., Ghajar A.J.: *Heat and Mass Transfer. Fundamentals and Applications*, McGraw-Hill, New York 2011
- [91] Gnielinski V.: *Heat Transfer in Pipe Flow*, [w:] VDI Gesellschaft, VDI Heat Atlas, Springer Science & Business Media, Berlin 2010
- [92] Martin H.: *The generalized Lévêque equation and its use to predict heat or mass transfer from fluid friction*, Proceedings of the 20th National Heat Transfer Conference, Italy, 27-29.06.2002, s. 21-29
- [93] Karta produktu *Visaton K40 - 8 Ohm*, wersja z dn. 01.10.2015, Visaton GmbH, Haan 2015
- [94] Korzyński M.: *Metodyka eksperymentu: planowanie, realizacja i statystyczne opracowanie wyników eksperymentów technologicznych*, WNT, Warszawa 2006
- [95] Polański Z.: *Metodyka badań doświadczalnych*, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków 1984

- [96] Bennett K., Chen Y.: *A two-level Plackett-Burman non-geometric experimental design for main and two factor interaction sensitivity analysis of zigzag-channel PCHEs*, Thermal Science and Engineering Progress 11(2019), s. 67-194
- [97] Azizi D., Gharabaghi M., Saeedi N.: *Optimization of the coal flotation procedure using the Plackett-Burman design methodology and kinetic analysis*, Fuel Processing Technology 128(2014), s. 111-118
- [98] Kidawa A.: *The application of the Plackett-Burman method for investigating SbSI vapour growth conditions*, Materials Science and Engineering 52(1982), s. 267-269
- [99] Thacker B.H. i in.: *Concepts of Model Verification and Validation*, Los Alamos National Laboratory/United States Department of Energy, Los Alamos 2004
- [100] Remiorz L., Dykas S., Rulik S.: *Numerical Modelling of Thermoacoustic Phenomenon as Contribution to Thermoacoustic Engine Model*, TASK Quarterly 14 (2011), s. 257-269
- [101] Kajurek J., Rusowicz A., Grzebielec A.: *The Influence of Stack Position and Acoustic Frequency on the Performance of Thermoacoustic Refrigerator with the Standing Wave*, Archives of Thermodynamics 38(2017), s. 89-107
- [102] Carpi F., De Rossi D., Kornbluh R., Pelrine R., Sommer-Larsen P.: *Dielectric Elastomers as Electromechanical Transducers. Fundamentals, Materials, Devices, Models and Applications of an Emerging Electroactive Polymer Technology*, Elsevier, Kidlington/Amsterdam 2008
- [103] Zhu S.I., Yu G.Y., Dai W., Luo E.C., Wu Z.H., Zhang X.D.: *Characterization of a 300 Hz thermoacoustically-driven pulse tube cooler*, Cryogenics 49(2009), s. 51-54
- [104] Karta produktu *EurapipeDuraflo*, wersja2017, Euratech, Nilay 2017
- [105] Alcock A.C., Tartibu L.K., Jen T.C.: *Experimental investigation of an adjustable thermoacoustically-driven thermoacoustic refrigerator*, International Journal of Refrigeration 94(2018), s. 71-86
- [106] Rouabah F., Fois M.: *Mechanical and thermal properties of polycarbonate, part I: Influence of free quenching*, Journal of Applied Polymer Science 109(2008), s. 1505-1514
- [107] Weinsstein E.W.: *Discrete Fourier Transform*, MathWorld - A Wolfram Web Resource: <https://mathworld.wolfram.com/DiscreteFourierTransform.html> [dostęp on-line dn. 3.04.2020]
- [108] Oppenheim A.V., Schafer R.W., Buck J.R.: *Discrete-Time Signal Processing*, Prentice Hall, Upper Saddle River 1999
- [109] Smith J.O.: *Spectral Audio Signal Processing*, W3K Publishing, Stanford 2011
- [110] Dunn P.F.: *Measurement and Data Analysis for Engineering and Science*, McGraw-Hill, New York 2005
- [111] Oppenheim A.V., Schafer R.W.: *From Frequency to Quefrequency: A History of Cepstrum*, IEEE Signal Processing Magazine 21 (2004), s. 95-106

- [112] Norton M.P., Karczub D.: *Fundamentals of Noise and Vibration Analysis for Engineers*, Cambridge University Press, Cambridge 2003
- [113] Jurczyk M.: *Wyznaczenie charakterystyk alkalicznego generatora wodoru*, rozprawa doktorska, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2018
- [114] Polska norma PN-EN 60751:1997+A2: *Czujniki platynowe przemysłowych termometrów rezystancyjnych*.
- [115] Karta produktu *Platinum Resistance Pt100 & Pt1000 Thin Film Detectors*, RS Pro: <https://docs.rs-online.com/8096/0900766b815bb28c.pdf> [dostęp on-line dn. 6.04.2020r]
- [116] Ratajczyk E.: *Makrogeometria. Pomiar odchyłek kształtu i położenia*, materiały dydaktyczne Wyższej Szkoły Ekologii i Zarządzania, Warszawa 2019
- [117] Sydenham P.H. i in.: *Podręcznik metrologii. Podstawy teoretyczne*, Tom I., Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1988
- [118] van de Plassche R.J. i in.: *Scalone przetworniki analogowo-cyfrowe i cyfrowo-analogowe*, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1997
- [119] Giżewski S.: *Laboratorium z Elektrotechniki i Elektroniki*, materiały dydaktyczne Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2008
- [120] Rorabacher D. B.: *Statistical Treatment for Rejection of Deviant Values: Critical Values of Dixon Q Parameter and Related Subrange Ratios at the 95 percent Confidence Level*, Analytical Chemistry 63 (1991), s. 139–146
- [121] Grubbs F. E.: *Sample criteria for testing outlying observations*, Annals of Mathematical Statistics 21 (1950), s. 27–58
- [122] Krawczyk A., Słomka T.: *Podstawowe metody modelowania w geologii. Materiały pomocnicze do ćwiczeń*, Wydawnictwo AGH, Kraków 1982

## Streszczenie

Rozprawa dotyczy analizy efektów pracy urządzenia termoakustycznego przy uziemiennionych w szerokim zakresie jego cechach konstrukcyjnych i parametrach operacyjnych. Głównym celem założonych prac było określenie zależności parametrów pracy kompaktowej chłodziarki termoakustycznej od jej cech oraz środowiska pracy oraz określenie jej szczególnie korzystnych cech konstrukcyjnych.

W ramach przeprowadzonych badań wykorzystano zróżnicowane metody analizy obliczeniowej tego typu urządzeń, uwzględniając badania modeli jedno- i trójwymiarowych. Rezultaty przeprowadzonych badań numerycznych odniesiono do wyników złożonych badań eksperymentalnych, przeprowadzonych na dedykowanym stanowisku badawczym.

Jednym z najczęściej stosowanych narzędzi dedykowanych numerycznej analizie urządzeń termoakustycznych jest oprogramowanie DeltaEC, którego istota działania bazuje na numerycznym rozwiązywaniu równań dla modelu jednowymiarowego. Oprogramowanie to charakteryzuje się szeregiem cech, które zarówno umożliwiają jego szerokie zastosowanie (np. krótki czas realizacji obliczeń), jak i wymuszają ocenę spodziewanych parametrów procesowych przed rozpoczęciem badań (np. ograniczenia dopuszczalnych parametrów fali akustycznej). Z tej przyczyny, w pracy omówiono podstawy teoretyczne procesu obliczeniowego realizowanego w aplikacji oraz uwypuklono uproszczenia potencjalnie szczególnie istotne dla analiz urządzeń kompaktowych. Przedstawiono metodykę opracowania modelu kompaktowego urządzenia termoakustycznego przy uwzględnieniu charakterystyk sub-modeli dostępnych w wykorzystanej platformie obliczeniowej. Opracowano model kompaktowego urządzenia termoakustycznego, uwzględniający uziemiennienie cech geometrycznych, materiałowych i parametrów środowiskowych analogiczne do założonego na dalszych etapach prac. W dalszej kolejności, wykorzystując przygotowany model, przeprowadzono analizę parametryczną.

W kolejnym etapie badań modelowych wykorzystano oprogramowanie obliczeniowej dynamiki płynów (CFD) Ansys CFX. Wykorzystanie narzędzi CFD jest powszechnie stosowaną praktyką w numerycznej analizie urządzeń termoakustycznych, ze względu na możliwość odwzorowania lokalnie zachodzących zjawisk, co daje szansę na uzyskanie rezultatów istotnie zbliżonych do rzeczywistych parametrów operacyjnych urządzeń. Jednakże, zastosowanie tej metody obarczone jest niejednokrotnie trudnością w postaci znaczącego czasu symulacji, co stanowi zasadnicze ograniczenie w rozpowszechnieniu jej stosowania. W pracy przedstawiono proponowaną metodykę przygotowania modelu urządzenia termoakustycznego, ze szczególnym uwzględnieniem wyboru sub-modeli dostępnych w wybranym środowisku obliczeniowym. Omówiono istotę weryfikacji i walidacji modelu, zarówno w kontekście analizy wrażliwości rezultatów od inherentnych parametrów modelu, jak i porównania wyników analiz wstępnych z literaturą. Na tym etapie badań sporządzono zestaw trójwymiarowych modeli urządzenia termoakustycznego, zbliżony zestawem cech geometrycznych do cech układu

wykorzystanego w badaniach eksperymentalnych. Następnie zestaw ten poddano analizie przy uzmiennieniu parametrów materiałowych oraz środowiskowych.

Ze względu na znaczący koszt obliczeniowy badań numerycznych, prowadzonych przy użyciu narzędzi CFD, ich zastosowanie w szerokich analizach parametrycznych jest ograniczone. Ponadto, opracowanie modelu właściwego do przeprowadzenia tego typu analiz wymaga jego walidacji w oparciu o dane pomiarowe. Podobnie, ze względu na istotne uproszczenia w matematycznym opisie zjawiska termoakustycznego zaimplementowane w rozwiązywanym zestawie równań, rozpowszechnione wykorzystanie aplikacji DeltaEC wydaje się nieuzasadnione. Z tej przyczyny, zdecydowano się na przeprowadzenie referencyjnych badań eksperymentalnych. W badaniach tych uwzględniono dokonanie pomiarów na dedykowanym stanowisku badawczym, dla wszystkich zestawów cech konstrukcyjnych i parametrów środowiskowych przeanalizowanych w trakcie realizacji badań numerycznych. W celu redukcji czasu niezbędnego do realizacji prac, dobór zestawów cech konstrukcyjnych i parametrów urządzenia wykorzystanych w analizie numerycznej oparto o adekwatny plan eksperymentu.

W etapie tym omówiono dobór planu eksperymentalnego, właściwego dla założonej ilości parametrów uzmiennionych oraz ich poziomów wartości. Zaprezentowano przesłanki konstrukcyjne kompaktowego urządzenia chłodniczego, wchodzącego w skład stanowiska, a także omówiono kluczowe aspekty torów pomiarowych oraz urządzeń kontrolnych, znajdujących się na stanowisku. Zaznaczono także istotę doboru i kalibracji zastosowanych sensorów oraz podstawy automatyzacji pomiarów. Przedstawiono wykorzystane stanowisko eksperymentalne, a także omówiono wpływ parametrów najważniejszych jego elementów na możliwość obserwacji zjawiska termoakustycznego. Omówiono także procedurę pomiarową oraz metodykę identyfikacji parametrów akustycznych badanego urządzenia przy wykorzystaniu wybranych narzędzi matematycznego przetwarzania i analizy sygnałów.

W ostatnim etapie prac omówiono procedurę oszacowania występowania błędów grubych w uzyskanych wynikach eksperymentalnych oraz metodykę szacowania błędów pomiarowych. Przedstawiono również metodykę prezentacji wyników badań eksperymentalnych.

Zaprezentowano oraz omówiono rezultaty badań numerycznych, wykorzystujących zarówno analizy jedno- i trójwymiarowe. Przedstawiono również wyniki badań eksperymentalnych wraz z oszacowanymi wartościami błędów pomiarowych.

Przeprowadzone analizy wykazały satysfakcjonującą zbieżność rezultatów symulacji CFD z danymi eksperymentalnymi przy uwzględnieniu szacowanych błędów pomiarowych. Ujawniono zasadniczy wpływ geometrii wymiennika regeneracyjnego i ciśnienia gazu roboczego na obserwowaną różnicę temperatur wewnątrz urządzenia termoakustycznego. Stwierdzono, że istnieje zakres wartości parametrów opisujących cechy geometryczne urządzenia kompaktowego, dla którego obserwuje się maksymalne

wartości różnicy temperatur wewnątrz niego. Wykazano, że zakres ten jest jedynie w niewielkim stopniu zależny od parametrów środowiskowych urządzenia.

Ponadto, wykazano możliwość zastosowania oprogramowania DeltaEC do wyznaczenia ogólnych zależności parametrów operacyjnych od cech konstrukcyjnych i parametrów środowiskowych. Zebrane dane wykazały satysfakcjonującą zgodność z obserwowanymi danymi eksperymentalnymi w zakresie trendu analizowanych parametrów pracy, przy uwzględnieniu eliminacji błędów grubych. Jednocześnie wykazano ograniczone zastosowanie wybranej platformy do prowadzenia analiz parametrycznych w szerokim zakresie zmienności danych wejściowych ze względu na ryzyko wystąpienia utajonych błędów obliczeniowych.

Rezultaty przeprowadzonych badań numerycznych w środowisku CFD wykazały satysfakcjonującą zgodność wyników z rezultatami eksperymentu przy uwzględnieniu szacowanych błędów pomiarowych. Wyniki symulacji wskazują na zasadniczą zależność parametrów pracy urządzenia od jego cech geometrycznych, a także w mniejszym stopniu od rodzaju i ciśnienia zastosowanego gazu roboczego. Ponadto, przeprowadzone symulacje wykazały istnienie ryzyka załamania zjawiska termoakustycznego dla urządzeń, cechujących się niekorzystnymi cechami geometrycznymi wymiennika regeneracyjnego.

Rezultaty przeprowadzonych badań pozwoliły zidentyfikować wpływ cech konstrukcyjnych i parametrów środowiska na parametry operacyjne kompaktowej chłodziarki termoakustycznej. Zebrane dane umożliwiły ponadto identyfikację szczególnie korzystnych cech takiego urządzenia.

## Abstract

The dissertation concerns the analysis of the effects of a thermo-acoustic device with its design features and operational parameters changed in a wide range. The main purpose of the works was to determine the dependence of the operating parameters of a compact thermo-acoustic cooler on its features and the working environment, as well as to determine its particularly favorable design features.

As part of the research, various methods of computational analysis of this type of devices were used, taking into account the study of one- and three-dimensional models. The results of the numerical tests were compared to the results of complex experimental tests carried out on a dedicated test stand.

One of the most frequently used tools dedicated to numerical analysis of thermo-acoustic devices is the DeltaEC software, the essence of which is based on the numerical solution of equations for a one-dimensional model. This software is characterized by a number of features that both enable its wide application (e.g. short time of calculations) and require the assessment of the expected process parameters before starting the tests (e.g. limiting the permissible parameters of the acoustic wave). For this reason, the paper discusses the theoretical basis of the computational process implemented in the application and highlights simplifications potentially particularly important for the analysis of compact devices. The methodology of developing a compact thermo-acoustic device model is presented, taking into account the characteristics of the sub-models available in the computing platform used. A model of a compact thermo-acoustic device was developed, taking into account the variation of geometric, material and environmental parameters analogous to the one assumed at further stages of the works. Then, using the prepared model, a parametric analysis was carried out.

In the next stage of model research, Ansys CFX computational fluid dynamics (CFD) software was used. The use of CFD tools is a common practice in the numerical analysis of thermoaxutic devices, due to the possibility of mapping local phenomena, which gives the chance to obtain results significantly similar to the actual operating parameters of the devices. However, the application of this method is often burdened with the difficulty in the form of significant simulation time, which is a fundamental limitation in its widespread use. The paper presents the proposed methodology of preparing a model of a thermo-acoustic device, with particular emphasis on the selection of sub-models available in a selected computing environment. The essence of model verification and validation is discussed, both in the context of the analysis of the sensitivity of the results to inherent model parameters and the comparison of the results of preliminary analyzes with the literature. At this stage of the research, a set of three-dimensional models of a thermo-acoustic device was prepared, with a set of geometric features similar to the features of the system used in the experimental research. Then, this set was analyzed by changing the material and environmental parameters.



Due to the significant computational cost of numerical tests carried out with the use of CFD tools, their use in broad parametric analyzes is limited. In addition, the development of a model appropriate for this type of analysis requires its validation based on measurement data. Similarly, due to the significant simplifications in the mathematical description of the thermoacoustic phenomenon implemented in the set of equations to be solved, the widespread use of the DeltaEC application seems unjustified. For this reason, it was decided to conduct reference experimental studies. These tests included measurements on a dedicated test stand for all sets of constructional features and environmental parameters analyzed during the numerical tests. In order to reduce the time necessary to carry out the works, the selection of sets of design features and device parameters used in the numerical analysis was based on an adequate experimental design.

At this stage, the selection of the experimental design appropriate for the assumed number of changed parameters and their value levels was discussed. The design premises of the compact cooling device, which is part of the stand, were presented, as well as the key aspects of measuring lines and control devices at the stand. The essence of the selection and calibration of the sensors used as well as the basis for the automation of measurements were also marked. The used experimental stand was presented, and the influence of the parameters of its most important elements on the possibility of observing the thermoacoustic phenomenon was discussed. The measurement procedure and the methodology of identifying the acoustic parameters of the tested device with the use of selected mathematical processing and signal analysis tools were also discussed.

In the last stage of the work, the procedure for estimating the occurrence of gross errors in the obtained experimental results and the methodology for estimating measurement errors were discussed. The methodology of presenting the results of experimental research was also presented.

The results of numerical research using both one- and three-dimensional analyzes were presented and discussed. The results of experimental research with estimated values of measurement errors are also presented.

The performed analyzes showed a satisfactory convergence of the CFD simulation results with the experimental data, taking into account the estimated measurement errors. The fundamental influence of the geometry of the regenerative exchanger and the working gas pressure on the observed temperature difference inside the thermo-acoustic device was revealed. It was found that there is a range of parameter values describing the geometrical features of a compact device for which the maximum values of the temperature difference inside it are observed. It has been shown that this range is only slightly dependent on the environmental parameters of the device.

Moreover, the possibility of using the DeltaEC software to determine the general dependencies of operational parameters on design features and environmental parameters was demonstrated. The collected data showed a satisfactory agreement with the observed experimental data in terms of the trend of the analyzed operating parameters, taking into

account the elimination of gross errors. At the same time, a limited use of the selected platform was demonstrated for conducting parametric analyzes in a wide range of input data variability due to the risk of latent calculation errors.

The results of the numerical tests carried out in the CFD environment showed a satisfactory compliance of the results with the results of the experiment, taking into account the estimated measurement errors. The simulation results show that the operating parameters of the device depend on its geometrical features and, to a lesser extent, the type and pressure of the operating gas used. Moreover, the simulations carried out showed the existence of a risk of a breakdown of the thermo-acoustic phenomenon for devices characterized by unfavorable geometrical features of the regenerative exchanger.

The results of the conducted research allowed to identify the influence of design features and environmental parameters on the operational parameters of a compact thermo-acoustic cooler. The collected data also made it possible to identify particularly advantageous features of such a device.

## Spis najważniejszych oznaczeń

### *Oznaczenia literowe w alfabecie łacińskim*

$t$	okres fali akustycznej
$p'$	oscylacyjna składowa ciśnienia akustycznego
$q'$	oscylacyjna składowa strumienia ciepła
$I_R$	różnica faz wektorów ciśnienia akustycznego i strumienia ciepła
$T$	temperatura
$c_p$	pojemność cieplna właściwa
$p$	ciśnienie
$K$	współczynnik przewodzenia ciepła
$v$	wartość prędkości
$h$	współczynnik wnikania ciepła
$i$	$\sqrt{-1}$
$y$	płaszczyzna lub odległość na płaszczyźnie, zdefiniowanej wzdłuż osi poprzecznej
$y_0$	wymiar charakterystyczny
$x$	płaszczyzna lub odległość na płaszczyźnie, zdefiniowanej wzdłuż osi wzdłużnej
$A$	powierzchnia
$a$	prędkość dźwięku
$L$	długość kanału akustycznego
$k$	liczba falowa; energia kinetyczna turbulencji
$f$	częstotliwość fali akustycznej
$x_D$	amplituda przemieszczenia drobiny gazu
$x_M$	amplituda przemieszczenia membrany głośnika
$Re$	liczba Reynoldsa
$Nu$	liczba Nusselta

*Oznaczenia literowe w alfabecie greckim*

$\tau$	czas
$\rho$	gęstość
$\beta$	współczynnik ściśliwości
$\kappa$	wykładnik adiabaty
$\gamma$	wykładnik izentropy
$\omega$	częstotliwość kątowna; właściwa prędkość dyssypacji energii turbulencji
$\mu$	współczynnik lepkości dynamicznej
$\nu$	współczynnik lepkości kinematycznej
$\varepsilon_s$	poprawka ze względu na skończoną pojemność cieplną ciał stałych

## Spis rysunków

Rys. 1.1 Schemat elementarnego silnika termoakustycznego.....	8
Rys. 1.2 Schemat elementarnej termoakustycznej pompy ciepła. ....	9
Rys. 1.3. Schemat silnika termoakustycznego wykorzystującego falę biegnącą. ....	9
Rys. 1.4. Schemat interakcji cieplnej między gazem roboczym a ścianką regeneracyjnego wymiennika ciepła w warunkach zjawiska termoakustycznego.....	10
Rys. 1.5. Wykres p-v przemian dla zjawiska termoakustycznego, zachodzącego w warunkach fali stojącej, dla obiegu lewobieżnego. ....	10
Rys. 1.6. Wykres p-v przemian dla zjawiska termoakustycznego, zachodzącego w warunkach fali biegnącej, dla obiegu lewobieżnego .....	11
Rys. 1.7. Schemat przykładowych geometrii kanałów akustycznych układów, pracujących w warunkach fali stojącej.....	12
Rys. 1.8. Przykład konstrukcji urządzenia termoakustycznego z falą stojącą (przekrój).....	13
Rys. 1.9. Przykład konstrukcji urządzenia termoakustycznego z falą biegnącą (przekrój) .....	13
Rys. 1.10. Termoakustyczne urządzenie wykorzystujące dwa silniki termoakustyczne i wspólny alternator liniowy. ....	16
Rys. 1.11. Termoakustyczna pompa ciepła.....	17
Rys. 1.12. Układ do badań możliwości termoakustycznej separacji gazów. ....	19
Rys. 3.1 Schemat matematycznego modelu układu termoakustycznego urządzenia chłodniczego, przygotowanego w środowisku DeltaEC™ .....	28
Rys. 3.2. Zależność różnicy temperatur między przeciwległymi powierzchniami regeneratora od długości rezonatora i długości regeneratora, otrzymana dla kolejnych materiałów regeneratora przy wykorzystaniu powietrza pod ciśnieniem 1,5 barg. ....	31
Rys. 3.3. Zależność różnicy temperatur między przeciwległymi powierzchniami regeneratora od długości rezonatora i długości regeneratora, otrzymana dla kolejnych materiałów wykonania regeneratora, przy wykorzystaniu powietrza pod ciśnieniem 2,9 barg. ....	32
Rys. 3.4. Zależność różnicy temperatur między przeciwległymi powierzchniami regeneratora od długości rezonatora i długości regeneratora, otrzymana dla kolejnych materiałów wykonania regeneratora, przy wykorzystaniu powietrza pod ciśnieniem 4,2 barg .....	33
Rys. 3.5 Zależność różnicy temperatur między przeciwległymi powierzchniami regeneratora od długości rezonatora i długości regeneratora, otrzymana dla kolejnych materiałów wykonania regeneratora, przy wykorzystaniu helu pod ciśnieniem 1,5 barg.....	34
Rys. 3.6 Zależność różnicy temperatur między przeciwległymi powierzchniami regeneratora od długości rezonatora i długości regeneratora, otrzymana dla kolejnych materiałów wykonania regeneratora, przy wykorzystaniu helu pod 2,9 barg .....	35
Rys. 3.7 Zależność różnicy temperatur między przeciwległymi powierzchniami regeneratora od długości rezonatora i długości regeneratora, otrzymana dla kolejnych materiałów wykonania regeneratora, przy wykorzystaniu helu pod ciśnieniem 4,2 barg.....	36
Rys. 3.8 Zależność różnicy temperatur między przeciwległymi powierzchniami regeneratora od długości rezonatora i długości regeneratora, otrzymana dla kolejnych materiałów wykonania regeneratora, przy wykorzystaniu dwutlenku węgla pod ciśnieniem 1,5 barg .....	37
Rys. 3.9 Zależność różnicy temperatur między przeciwległymi powierzchniami regeneratora od długości rezonatora i długości regeneratora, otrzymana dla kolejnych materiałów wykonania regeneratora, przy wykorzystaniu dwutlenku węgla pod ciśnieniem 2,9 barg. ....	38
Rys. 3.10 Zależność różnicy temperatur między przeciwległymi powierzchniami regeneratora od długości rezonatora i długości regeneratora, otrzymana dla kolejnych materiałów wykonania regeneratora, przy wykorzystaniu dwutlenku węgla pod ciśnieniem 4,2 barg. ....	39

Rys. 4.1 Przykład geometrii urządzenia termoakustycznego, wykorzystanej w badaniach modelowych w środowisku CFD .....	44
Rys. 4.2 Przykład siatki, opisanej na zdefiniowanej geometrii .....	45
Rys. 4.3. Przykład siatki, opisanej na zdefiniowanej geometrii .....	46
Rys. 4.4 Podgląd zestawu domen obliczeniowych	
Rys. 4.5 Przebieg charakterystyk wyznaczonych wartości liczby Nusselta (Nu) oraz liczby Nusselta, wyznaczonej zgodnie z procedurą Nellisa-Kleina .....	52
Rys. 4.6 Domena gazu roboczego .....	53
Rys. 4.7 Wartość amplitudy ciśnienia akustycznego w obszarze regeneracyjnego wymiennika ciepła w funkcji amplitudy drgań ścianki .....	55
Rys. 4.8 Podgląd obrazu zarejestrowanego dla membrany głośnika w stanie spoczynku .....	56
Rys. 4.9 Podgląd obrazu zarejestrowanego dla drgającej membrany głośnika. ....	56
Rys. 4.10 Wykresy reszt bilansów podstawowych równań modelu .....	64
Rys. 4.11. Rezultaty symulacji CFD różnicy temperatur przeciwległych krawędzi regeneracyjnego wymiennika ciepła wykonanego z PET od ciśnienia gazu roboczego oraz stosunku długości kanału akustycznego do długości regeneratora dla kolejnych gazów roboczych .....	65
Rys. 4.12. Rezultaty symulacji CFD różnicy temperatur przeciwległych krawędzi regeneracyjnego wymiennika ciepła wykonanego z ABS od ciśnienia gazu roboczego oraz stosunku długości kanału akustycznego do długości regeneratora dla kolejnych gazów roboczych .....	66
Rys. 4.13. Rezultaty symulacji CFD różnicy temperatur przeciwległych krawędzi regeneracyjnego wymiennika ciepła wykonanego z żywicy poliestrowej od ciśnienia gazu roboczego oraz stosunku długości kanału akustycznego do długości regeneratora dla kolejnych gazów roboczych .....	66
Rys. 4.13. Rozkład temperatury wymiennika regeneracyjnego .....	68
Rys. 4.14. Rozkład temperatury gazu roboczego. ....	68
Rys. 5.1. Typowe geometrie regeneracyjnego wymiennika ciepła. ....	71
Rys. 5.2. Schemat wymiennika regeneracyjnego .....	72
Rys. 5.3. Przykład wykonania wymiennika regeneracyjnego .....	73
Rys. 5.4. Widok geometrii kołnierza mocującego regeneracyjny wymiennik ciepła .....	73
Rys. 5.5. Hiperboloidalny element łącznikowy .....	74
Rys. 5.6 Schemat i fotografia układu ruchomej sztywnej ściany .....	75
Rys. 5.7. Fotografia ruchomej podstawy kołnierzy mocujących .....	76
Rys. 5.8. Fotografia kluczowych elementów układu grzewczego .....	77
Rys. 5.9. Pogląd ciśnieniowej komory pomiarowej .....	78
Rys. 5.10. Wybrane wyniki uproszczonej analizy parametrów akustycznych .....	80
Rys. 5.11. Wykresy zmian temperatury czujnika referencyjnego, wbudowanego w wykorzystane urządzenie kalibrujące, oraz badanego czujnika Pt100 .....	82
Rys. 5.12. Piec kalibracyjny Fluke® 9142 .....	84
Rys. 6.1. Zależność różnicy temperatur przeciwległych krawędzi regeneracyjnego wymiennika ciepła od długości kanału akustycznego dla wymiennika wykonanego z ABS o długości 21 mm i dwutlenku węgla jako gazu roboczego .....	93
Rys. 6.2. Zależność różnicy temperatur przeciwległych krawędzi regeneracyjnego wymiennika ciepła od długości kanału akustycznego dla wymiennika wykonanego z ABS o długości 21 mm i helu jako gazu roboczego .....	94
Rys. 6.3. Zależność różnicy temperatur przeciwległych krawędzi regeneracyjnego wymiennika ciepła od długości kanału akustycznego dla wymiennika wykonanego z ABS o długości 21 mm i powietrza jako gazu roboczego. ....	94

Rys. 6.4. Zależność różnicy temperatur przeciwległych krawędzi regeneracyjnego wymiennika ciepła od długości kanału akustycznego dla wymiennika wykonanego z PET o długości 21 mm i dwutlenku węgla jako gazu roboczego. ....	95
Rys. 6.5. Zależność różnicy temperatur przeciwległych krawędzi regeneracyjnego wymiennika ciepła od długości kanału akustycznego dla wymiennika wykonanego z PET o długości 21 mm i helu jako gazu roboczego.....	96
Rys. 6.6. Zależność różnicy temperatur przeciwległych krawędzi regeneracyjnego wymiennika ciepła od długości kanału akustycznego dla wymiennika wykonanego z PET o długości 21 mm i powietrza jako gazu roboczego. ....	96
Rys. 6.7. Zależność różnicy temperatur przeciwległych krawędzi regeneracyjnego wymiennika ciepła od długości kanału akustycznego dla wymiennika wykonanego z żywicy poliestrowej, o długości 25 mm i dwutlenku węgla jako gazu roboczego .....	97
Rys. 6.8. Zależność różnicy temperatur przeciwległych krawędzi regeneracyjnego wymiennika ciepła od długości kanału akustycznego dla wymiennika wykonanego z żywicy poliestrowej, o długości 25 mm i helu jako gazu roboczego .....	97
Rys. 6.9. Zależność różnicy temperatur przeciwległych krawędzi regeneracyjnego wymiennika ciepła od długości kanału akustycznego dla wymiennika wykonanego z żywicy poliestrowej, o długości 25 mm i powietrza jako gazu roboczego.....	98
Rys. 6.10. Zależność różnicy temperatur przeciwległych krawędzi regeneracyjnego wymiennika ciepła wykonanego z ABS od ciśnienia gazu roboczego oraz stosunku długości kanału akustycznego do długości regeneratora dla kolejnych gazów roboczych.....	100
Rys. 6.11. Zależność różnicy temperatur przeciwległych krawędzi regeneracyjnego wymiennika ciepła wykonanego z PET od ciśnienia gazu roboczego oraz stosunku długości kanału akustycznego do długości regeneratora dla kolejnych gazów roboczych.....	102
Rys. 6.12. Zależność różnicy temperatur przeciwległych krawędzi regeneracyjnego wymiennika ciepła wykonanego z żywicy poliestrowej od ciśnienia gazu roboczego oraz stosunku długości kanału akustycznego do długości regeneratora dla kolejnych gazów roboczych.....	103

## Spis tablic

Tablica 3.1. Założone parametry głośnika membranowego, wykorzystane do wyznaczenia równania ruchu sztywnej ścianki w modelu numerycznym.....	29
Tablica 4.1 Zestawienie wybranych właściwości fizykochemicznych żywicy jako materiału wykonania kołnierzy mocujących .....	47
Tablica 4.2 Zestawienie założonych cech konstrukcyjnych wymiennika regeneracyjnego .....	47
Tablica 4.3 Wyznaczone wartości amplitudy.....	54
ciśnienia akustycznego, wyrażone w Pa, w kolejnych segmentach modelu .....	54
Tablica 4.4 Parametry referencyjnego głośnika membranowego .....	55
Tablica 4.5 Założone właściwości tworzyw wymiennika regeneracyjnego.....	57
Tablica 4.6 Matryca planu Placketta-Burmana .....	58
Tablica 4.7 Rezultaty statystycznej oceny istotności czynników wejściowych analizy.	
Tablica 4.8 Wartości parametrów wybranych do oszacowania spójności modelu.....	61
Tablica 4.9 Rezultaty weryfikacji modelu względem modeli turbulencji.....	62
Tablica 4.10 Rezultaty walidacji modelu względem parametrów siatkowania.....	62



## Załącznik A

Zestaw wariantów cech konstrukcyjnych i parametrów operacyjnych symulowanego urządzenia termoakustycznego, wprowadzonych jako dane wejściowe w modelu liniowym.

Lp	Długość kanału akustycznego [mm]	Długość wymiennika regeneracyjnego [mm]	Materiał wykonania wymiennika regeneracyjnego	Porowatość wymiennika regeneracyjnego	Ciśnienie gazu roboczego	Gaz roboczy
1	250	21	żywica SLA	0,405	1,5	powietrze
2	250	21	żywica SLA	0,405	1,5	hel
3	250	21	żywica SLA	0,405	1,5	CO <sub>2</sub>
4	250	21	żywica SLA	0,405	2,9	powietrze
5	250	21	żywica SLA	0,405	2,9	hel
6	250	21	żywica SLA	0,405	2,9	CO <sub>2</sub>
7	250	21	żywica SLA	0,405	4,2	powietrze
8	250	21	żywica SLA	0,405	4,2	hel
9	250	21	żywica SLA	0,405	4,2	CO <sub>2</sub>
10	250	21	ABS	0,111	1,5	powietrze
11	250	21	ABS	0,111	1,5	hel
12	250	21	ABS	0,111	1,5	CO <sub>2</sub>
13	250	21	ABS	0,111	2,9	powietrze
14	250	21	ABS	0,111	2,9	hel
15	250	21	ABS	0,111	2,9	CO <sub>2</sub>
16	250	21	ABS	0,111	4,2	powietrze
17	250	21	ABS	0,111	4,2	hel
18	250	21	ABS	0,111	4,2	CO <sub>2</sub>
19	250	21	PET	0,111	1,5	powietrze
20	250	21	PET	0,111	1,5	hel
21	250	21	PET	0,111	1,5	CO <sub>2</sub>
22	250	21	PET	0,111	2,9	powietrze
23	250	21	PET	0,111	2,9	hel
24	250	21	PET	0,111	2,9	CO <sub>2</sub>
25	250	21	PET	0,111	4,2	powietrze
26	250	21	PET	0,111	4,2	hel
27	250	21	PET	0,111	4,2	CO <sub>2</sub>
28	250	25	żywica SLA	0,405	1,5	powietrze
29	250	25	żywica SLA	0,405	1,5	hel
30	250	25	żywica SLA	0,405	1,5	CO <sub>2</sub>
31	250	25	żywica SLA	0,405	2,9	powietrze

32	250	25	żywica SLA	0,405	2,9	hel
33	250	25	żywica SLA	0,405	2,9	CO <sub>2</sub>
34	250	25	żywica SLA	0,405	4,2	powietrze
35	250	25	żywica SLA	0,405	4,2	hel
36	250	25	żywica SLA	0,405	4,2	CO <sub>2</sub>
37	250	25	ABS	0,111	1,5	powietrze
38	250	25	ABS	0,111	1,5	hel
39	250	25	ABS	0,111	1,5	CO <sub>2</sub>
40	250	25	ABS	0,111	2,9	powietrze
41	250	25	ABS	0,111	2,9	hel
42	250	25	ABS	0,111	2,9	CO <sub>2</sub>
43	250	25	ABS	0,111	4,2	powietrze
44	250	25	ABS	0,111	4,2	hel
45	250	25	ABS	0,111	4,2	CO <sub>2</sub>
46	250	25	PET	0,111	1,5	powietrze
47	250	25	PET	0,111	1,5	hel
48	250	25	PET	0,111	1,5	CO <sub>2</sub>
49	250	25	PET	0,111	2,9	powietrze
50	250	25	PET	0,111	2,9	hel
51	250	25	PET	0,111	2,9	CO <sub>2</sub>
52	250	25	PET	0,111	4,2	powietrze
53	250	25	PET	0,111	4,2	hel
54	250	25	PET	0,111	4,2	CO <sub>2</sub>
55	250	30	żywica SLA	0,405	1,5	powietrze
56	250	30	żywica SLA	0,405	1,5	hel
57	250	30	żywica SLA	0,405	1,5	CO <sub>2</sub>
58	250	30	żywica SLA	0,405	2,9	powietrze
59	250	30	żywica SLA	0,405	2,9	hel
60	250	30	żywica SLA	0,405	2,9	CO <sub>2</sub>
61	250	30	żywica SLA	0,405	4,2	powietrze
62	250	30	żywica SLA	0,405	4,2	hel
63	250	30	żywica SLA	0,405	4,2	CO <sub>2</sub>
64	250	30	ABS	0,111	1,5	powietrze
65	250	30	ABS	0,111	1,5	hel
66	250	30	ABS	0,111	1,5	CO <sub>2</sub>
67	250	30	ABS	0,111	2,9	powietrze
68	250	30	ABS	0,111	2,9	hel
69	250	30	ABS	0,111	2,9	CO <sub>2</sub>
70	250	30	ABS	0,111	4,2	powietrze
71	250	30	ABS	0,111	4,2	hel
72	250	30	ABS	0,111	4,2	CO <sub>2</sub>

73	250	30	PET	0,111	1,5	powietrze
74	250	30	PET	0,111	1,5	hel
75	250	30	PET	0,111	1,5	CO <sub>2</sub>
76	250	30	PET	0,111	2,9	powietrze
77	250	30	PET	0,111	2,9	hel
78	250	30	PET	0,111	2,9	CO <sub>2</sub>
79	250	30	PET	0,111	4,2	powietrze
80	250	30	PET	0,111	4,2	hel
81	250	30	PET	0,111	4,2	CO <sub>2</sub>
82	350	21	żywica SLA	0,405	1,5	powietrze
83	350	21	żywica SLA	0,405	1,5	hel
84	350	21	żywica SLA	0,405	1,5	CO <sub>2</sub>
85	350	21	żywica SLA	0,405	2,9	powietrze
86	350	21	żywica SLA	0,405	2,9	hel
87	350	21	żywica SLA	0,405	2,9	CO <sub>2</sub>
88	350	21	żywica SLA	0,405	4,2	powietrze
89	350	21	żywica SLA	0,405	4,2	hel
90	350	21	żywica SLA	0,405	4,2	CO <sub>2</sub>
91	350	21	ABS	0,111	1,5	powietrze
92	350	21	ABS	0,111	1,5	hel
93	350	21	ABS	0,111	1,5	CO <sub>2</sub>
94	350	21	ABS	0,111	2,9	powietrze
95	350	21	ABS	0,111	2,9	hel
96	350	21	ABS	0,111	2,9	CO <sub>2</sub>
97	350	21	ABS	0,111	4,2	powietrze
98	350	21	ABS	0,111	4,2	hel
99	350	21	ABS	0,111	4,2	CO <sub>2</sub>
100	350	21	PET	0,111	1,5	powietrze
101	350	21	PET	0,111	1,5	hel
102	350	21	PET	0,111	1,5	CO <sub>2</sub>
103	350	21	PET	0,111	2,9	powietrze
104	350	21	PET	0,111	2,9	hel
105	350	21	PET	0,111	2,9	CO <sub>2</sub>
106	350	21	PET	0,111	4,2	powietrze
107	350	21	PET	0,111	4,2	hel
108	350	21	PET	0,111	4,2	CO <sub>2</sub>
109	350	25	żywica SLA	0,405	1,5	powietrze
110	350	25	żywica SLA	0,405	1,5	hel
111	350	25	żywica SLA	0,405	1,5	CO <sub>2</sub>
112	350	25	żywica SLA	0,405	2,9	powietrze

113	350	25	żywica SLA	0,405	2,9	hel
114	350	25	żywica SLA	0,405	2,9	CO <sub>2</sub>
115	350	25	żywica SLA	0,405	4,2	powietrze
116	350	25	żywica SLA	0,405	4,2	hel
117	350	25	żywica SLA	0,405	4,2	CO <sub>2</sub>
118	350	25	ABS	0,111	1,5	powietrze
119	350	25	ABS	0,111	1,5	hel
120	350	25	ABS	0,111	1,5	CO <sub>2</sub>
121	350	25	ABS	0,111	2,9	powietrze
122	350	25	ABS	0,111	2,9	hel
123	350	25	ABS	0,111	2,9	CO <sub>2</sub>
124	350	25	ABS	0,111	4,2	powietrze
125	350	25	ABS	0,111	4,2	hel
126	350	25	ABS	0,111	4,2	CO <sub>2</sub>
127	350	25	PET	0,111	1,5	powietrze
128	350	25	PET	0,111	1,5	hel
129	350	25	PET	0,111	1,5	CO <sub>2</sub>
130	350	25	PET	0,111	2,9	powietrze
131	350	25	PET	0,111	2,9	hel
132	350	25	PET	0,111	2,9	CO <sub>2</sub>
133	350	25	PET	0,111	4,2	powietrze
134	350	25	PET	0,111	4,2	hel
135	350	25	PET	0,111	4,2	CO <sub>2</sub>
136	350	30	żywica SLA	0,405	1,5	powietrze
137	350	30	żywica SLA	0,405	1,5	hel
138	350	30	żywica SLA	0,405	1,5	CO <sub>2</sub>
139	350	30	żywica SLA	0,405	2,9	powietrze
140	350	30	żywica SLA	0,405	2,9	hel
141	350	30	żywica SLA	0,405	2,9	CO <sub>2</sub>
142	350	30	żywica SLA	0,405	4,2	powietrze
143	350	30	żywica SLA	0,405	4,2	hel
144	350	30	żywica SLA	0,405	4,2	CO <sub>2</sub>
145	350	30	ABS	0,111	1,5	powietrze
146	350	30	ABS	0,111	1,5	hel
147	350	30	ABS	0,111	1,5	CO <sub>2</sub>
148	350	30	ABS	0,111	2,9	powietrze
149	350	30	ABS	0,111	2,9	hel
150	350	30	ABS	0,111	2,9	CO <sub>2</sub>
151	350	30	ABS	0,111	4,2	powietrze
152	350	30	ABS	0,111	4,2	hel

153	350	30	ABS	0,111	4,2	CO <sub>2</sub>
154	350	30	PET	0,111	1,5	powietrze
155	350	30	PET	0,111	1,5	hel
156	350	30	PET	0,111	1,5	CO <sub>2</sub>
157	350	30	PET	0,111	2,9	powietrze
158	350	30	PET	0,111	2,9	hel
159	350	30	PET	0,111	2,9	CO <sub>2</sub>
160	350	30	PET	0,111	4,2	powietrze
161	350	30	PET	0,111	4,2	hel
162	350	30	PET	0,111	4,2	CO <sub>2</sub>
163	450	21	żywica SLA	0,405	1,5	powietrze
164	450	21	żywica SLA	0,405	1,5	hel
165	450	21	żywica SLA	0,405	1,5	CO <sub>2</sub>
166	450	21	żywica SLA	0,405	2,9	powietrze
167	450	21	żywica SLA	0,405	2,9	hel
168	450	21	żywica SLA	0,405	2,9	CO <sub>2</sub>
169	450	21	żywica SLA	0,405	4,2	powietrze
170	450	21	żywica SLA	0,405	4,2	hel
171	450	21	żywica SLA	0,405	4,2	CO <sub>2</sub>
172	450	21	ABS	0,111	1,5	powietrze
173	450	21	ABS	0,111	1,5	hel
174	450	21	ABS	0,111	1,5	CO <sub>2</sub>
175	450	21	ABS	0,111	2,9	powietrze
176	450	21	ABS	0,111	2,9	hel
177	450	21	ABS	0,111	2,9	CO <sub>2</sub>
178	450	21	ABS	0,111	4,2	powietrze
179	450	21	ABS	0,111	4,2	hel
180	450	21	ABS	0,111	4,2	CO <sub>2</sub>
181	450	21	PET	0,111	1,5	powietrze
182	450	21	PET	0,111	1,5	hel
183	450	21	PET	0,111	1,5	CO <sub>2</sub>
184	450	21	PET	0,111	2,9	powietrze
185	450	21	PET	0,111	2,9	hel
186	450	21	PET	0,111	2,9	CO <sub>2</sub>
187	450	21	PET	0,111	4,2	powietrze
188	450	21	PET	0,111	4,2	hel
189	450	21	PET	0,111	4,2	CO <sub>2</sub>
190	450	25	żywica SLA	0,405	1,5	powietrze
191	450	25	żywica SLA	0,405	1,5	hel
192	450	25	żywica SLA	0,405	1,5	CO <sub>2</sub>

193	450	25	żywica SLA	0,405	2,9	powietrze
194	450	25	żywica SLA	0,405	2,9	hel
195	450	25	żywica SLA	0,405	2,9	CO <sub>2</sub>
196	450	25	żywica SLA	0,405	4,2	powietrze
197	450	25	żywica SLA	0,405	4,2	hel
198	450	25	żywica SLA	0,405	4,2	CO <sub>2</sub>
199	450	25	ABS	0,111	1,5	powietrze
200	450	25	ABS	0,111	1,5	hel
201	450	25	ABS	0,111	1,5	CO <sub>2</sub>
202	450	25	ABS	0,111	2,9	powietrze
203	450	25	ABS	0,111	2,9	hel
204	450	25	ABS	0,111	2,9	CO <sub>2</sub>
205	450	25	ABS	0,111	4,2	powietrze
206	450	25	ABS	0,111	4,2	hel
207	450	25	ABS	0,111	4,2	CO <sub>2</sub>
208	450	25	PET	0,111	1,5	powietrze
209	450	25	PET	0,111	1,5	hel
210	450	25	PET	0,111	1,5	CO <sub>2</sub>
211	450	25	PET	0,111	2,9	powietrze
212	450	25	PET	0,111	2,9	hel
213	450	25	PET	0,111	2,9	CO <sub>2</sub>
214	450	25	PET	0,111	4,2	powietrze
215	450	25	PET	0,111	4,2	hel
216	450	25	PET	0,111	4,2	CO <sub>2</sub>
217	450	30	żywica SLA	0,405	1,5	powietrze
218	450	30	żywica SLA	0,405	1,5	hel
219	450	30	żywica SLA	0,405	1,5	CO <sub>2</sub>
220	450	30	żywica SLA	0,405	2,9	powietrze
221	450	30	żywica SLA	0,405	2,9	hel
222	450	30	żywica SLA	0,405	2,9	CO <sub>2</sub>
223	450	30	żywica SLA	0,405	4,2	powietrze
224	450	30	żywica SLA	0,405	4,2	hel
225	450	30	żywica SLA	0,405	4,2	CO <sub>2</sub>
226	450	30	ABS	0,111	1,5	powietrze
227	450	30	ABS	0,111	1,5	hel
228	450	30	ABS	0,111	1,5	CO <sub>2</sub>
229	450	30	ABS	0,111	2,9	powietrze
230	450	30	ABS	0,111	2,9	hel
231	450	30	ABS	0,111	2,9	CO <sub>2</sub>
232	450	30	ABS	0,111	4,2	powietrze

233	450	30	ABS	0,111	4,2	hel
234	450	30	ABS	0,111	4,2	CO <sub>2</sub>
235	450	30	PET	0,111	1,5	powietrze
236	450	30	PET	0,111	1,5	hel
237	450	30	PET	0,111	1,5	CO <sub>2</sub>
238	450	30	PET	0,111	2,9	powietrze
239	450	30	PET	0,111	2,9	hel
240	450	30	PET	0,111	2,9	CO <sub>2</sub>
241	450	30	PET	0,111	4,2	powietrze
242	450	30	PET	0,111	4,2	hel
243	450	30	PET	0,111	4,2	CO <sub>2</sub>

## Załącznik B

Zestaw wariantów cech konstrukcyjnych i parametrów operacyjnych symulowanego urządzenia termoakustycznego, wprowadzonych jako dane wejściowe w modelu numerycznym, analizowanym przy użyciu załozonego oprogramowania CFD.

Lp	Długość kanału akustycznego [mm]	Długość wymiennika regeneracyjnego [mm]	Materiał wykonania wymiennika regeneracyjnego	Porowatość wymiennika regeneracyjnego	Ciśnienie gazu roboczego	Gaz roboczy
1	250	21	żywica SLA	0,405	1,5	powietrze
2	250	21	żywica SLA	0,405	1,5	hel
3	250	21	żywica SLA	0,405	1,5	CO <sub>2</sub>
4	250	21	żywica SLA	0,405	4,2	powietrze
5	250	21	żywica SLA	0,405	4,2	hel
6	250	21	żywica SLA	0,405	4,2	CO <sub>2</sub>
7	250	21	ABS	0,111	1,5	powietrze
8	250	21	ABS	0,111	1,5	hel
9	250	21	ABS	0,111	1,5	CO <sub>2</sub>
10	250	21	ABS	0,111	4,2	powietrze
11	250	21	ABS	0,111	4,2	hel
12	250	21	ABS	0,111	4,2	CO <sub>2</sub>
13	250	21	PET	0,111	1,5	powietrze
14	250	21	PET	0,111	1,5	hel
15	250	21	PET	0,111	1,5	CO <sub>2</sub>
16	250	21	PET	0,111	4,2	powietrze
17	250	21	PET	0,111	4,2	hel
18	250	21	PET	0,111	4,2	CO <sub>2</sub>
19	250	25	żywica SLA	0,405	1,5	powietrze
20	250	25	żywica SLA	0,405	1,5	hel
21	250	25	żywica SLA	0,405	1,5	CO <sub>2</sub>
22	250	25	żywica SLA	0,405	4,2	powietrze
23	250	25	żywica SLA	0,405	4,2	hel
24	250	25	żywica SLA	0,405	4,2	CO <sub>2</sub>
25	250	25	ABS	0,111	1,5	powietrze
26	250	25	ABS	0,111	1,5	hel



27	250	25	ABS	0,111	1,5	CO <sub>2</sub>
28	250	25	ABS	0,111	4,2	powietrze
29	250	25	ABS	0,111	4,2	hel
30	250	25	ABS	0,111	4,2	CO <sub>2</sub>
31	250	25	PET	0,111	1,5	powietrze
32	250	25	PET	0,111	1,5	hel
33	250	25	PET	0,111	1,5	CO <sub>2</sub>
34	250	25	PET	0,111	4,2	powietrze
35	250	25	PET	0,111	4,2	hel
36	250	25	PET	0,111	4,2	CO <sub>2</sub>
37	250	30	żywica SLA	0,405	1,5	powietrze
38	250	30	żywica SLA	0,405	1,5	hel
39	250	30	żywica SLA	0,405	1,5	CO <sub>2</sub>
40	250	30	żywica SLA	0,405	4,2	powietrze
41	250	30	żywica SLA	0,405	4,2	hel
42	250	30	żywica SLA	0,405	4,2	CO <sub>2</sub>
43	250	30	ABS	0,111	1,5	powietrze
44	250	30	ABS	0,111	1,5	hel
45	250	30	ABS	0,111	1,5	CO <sub>2</sub>
46	250	30	ABS	0,111	4,2	powietrze
47	250	30	ABS	0,111	4,2	hel
48	250	30	ABS	0,111	4,2	CO <sub>2</sub>
49	250	30	PET	0,111	1,5	powietrze
50	250	30	PET	0,111	1,5	hel
51	250	30	PET	0,111	1,5	CO <sub>2</sub>
52	250	30	PET	0,111	4,2	powietrze
53	250	30	PET	0,111	4,2	hel
54	250	30	PET	0,111	4,2	CO <sub>2</sub>
55	450	21	żywica SLA	0,405	1,5	powietrze
56	450	21	żywica SLA	0,405	1,5	hel
57	450	21	żywica SLA	0,405	1,5	CO <sub>2</sub>
58	450	21	żywica SLA	0,405	4,2	powietrze
59	450	21	żywica SLA	0,405	4,2	hel
60	450	21	żywica SLA	0,405	4,2	CO <sub>2</sub>
61	450	21	ABS	0,111	1,5	powietrze
62	450	21	ABS	0,111	1,5	hel
63	450	21	ABS	0,111	1,5	CO <sub>2</sub>
64	450	21	ABS	0,111	4,2	powietrze

65	450	21	ABS	0,111	4,2	hel
66	450	21	ABS	0,111	4,2	CO <sub>2</sub>
67	450	21	PET	0,111	1,5	powietrze
68	450	21	PET	0,111	1,5	hel
69	450	21	PET	0,111	1,5	CO <sub>2</sub>
70	450	21	PET	0,111	4,2	powietrze
71	450	21	PET	0,111	4,2	hel
72	450	21	PET	0,111	4,2	CO <sub>2</sub>
73	450	25	żywica SLA	0,405	1,5	powietrze
74	450	25	żywica SLA	0,405	1,5	hel
75	450	25	żywica SLA	0,405	1,5	CO <sub>2</sub>
76	450	25	żywica SLA	0,405	4,2	powietrze
77	450	25	żywica SLA	0,405	4,2	hel
78	450	25	żywica SLA	0,405	4,2	CO <sub>2</sub>
79	450	25	ABS	0,111	1,5	powietrze
80	450	25	ABS	0,111	1,5	hel
81	450	25	ABS	0,111	1,5	CO <sub>2</sub>
82	450	25	ABS	0,111	4,2	powietrze
83	450	25	ABS	0,111	4,2	hel
84	450	25	ABS	0,111	4,2	CO <sub>2</sub>
85	450	25	PET	0,111	1,5	powietrze
86	450	25	PET	0,111	1,5	hel
87	450	25	PET	0,111	1,5	CO <sub>2</sub>
88	450	25	PET	0,111	4,2	powietrze
89	450	25	PET	0,111	4,2	hel
90	450	25	PET	0,111	4,2	CO <sub>2</sub>
91	450	30	żywica SLA	0,405	1,5	powietrze
92	450	30	żywica SLA	0,405	1,5	hel
93	450	30	żywica SLA	0,405	1,5	CO <sub>2</sub>
94	450	30	żywica SLA	0,405	4,2	powietrze
95	450	30	żywica SLA	0,405	4,2	hel
96	450	30	żywica SLA	0,405	4,2	CO <sub>2</sub>
97	450	30	ABS	0,111	1,5	powietrze
98	450	30	ABS	0,111	1,5	hel
99	450	30	ABS	0,111	1,5	CO <sub>2</sub>
100	450	30	ABS	0,111	4,2	powietrze
101	450	30	ABS	0,111	4,2	hel
102	450	30	ABS	0,111	4,2	CO <sub>2</sub>

103	450	30	PET	0,111	1,5	powietrze
104	450	30	PET	0,111	1,5	hel
105	450	30	PET	0,111	1,5	CO <sub>2</sub>
106	450	30	PET	0,111	4,2	powietrze
107	450	30	PET	0,111	4,2	hel
108	450	30	PET	0,111	4,2	CO <sub>2</sub>

## Załącznik C

Certyfikat kalibracji urządzenia Fluke® 9142 wykorzystanego do kalibracji czujników i torów pomiarowych temperatury na stanowisku eksperymentalnym.



### Certificate of Calibration Fluke Park Laboratory

<b>Description:</b>	Field Metrology Well with Process Readout	<b>Certificate Number:</b>	B7908006
<b>Manufacturer:</b>	Fluke	<b>Date of Calibration:</b>	08 Sep 2017
<b>Model:</b>	9142	<b>Date Due:</b>	
<b>Serial Number:</b>	B79210	<b>Temperature:</b>	20.0 to 26.0 °C
<b>Status:</b>	As-Found: New As-Left: In Tolerance	<b>Relative Humidity:</b>	20 to 70 %RH
<b>Calibration:</b>	Full	<b>Pressure:</b>	95 to 103 kPa
<b>Procedure:</b>	HCT301 - 1	<b>Issue Date:</b>	08 Sep 2017
<b>Customer:</b>	FLUKE EUROPE BV EINDHOVEN NL		
<b>PO Number:</b>	618061146-FCO-0/SK//ZTS E		

This calibration is traceable to the SI through recognized national measurement institutes (NIST, PTB, NPL, NIM, NRC, etc.), radiometric techniques, or natural physical constants and is in compliance with ISO/IEC17025:2005 and ANSI/NCSL Z540.1. The calibration has been completed in accordance with the Fluke Corporate Quality System document QSD 111.0. Calibration certificates without identification of the authorizing person are not valid. This certificate applies to only the item identified and shall not be reproduced other than in full, without the specific written approval by Fluke Corporation.

This calibration certificate may contain data that is not covered by the Scope of Accreditation. The unaccredited test points, where applicable, are indicated by an asterisk (\*), or confined to clearly marked sections. This certificate shall not be used to claim product certification, approval, or endorsement by NVLAP, NIST, or any agency of the U.S. Government.

Measurement uncertainties at the time of test are given where applicable. They are calculated in accordance with the method described in the ISO Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement. The reported expanded uncertainty of measurement is stated as the standard uncertainty of measurement multiplied by the coverage factor k such that the coverage probability corresponds to approximately 95 %.

**Comments:**



Electronically signed by  
**Approved Signatory**  
Ivars Ikstrums  
Metrologist

## Załącznik D

Rezultaty symulacji numerycznych przy użyciu tzw. modelu liniowego. Analizy realizowano wykorzystując platformę DeltaEC.

Lp.	Długość kanału akustycznego, mm	Długość regeneratora, mm	Materiał regeneratora	Porowatość regeneratora, -	Ciśnienie gazu, barg	Gaz roboczy	Różnica temperatur, K
1	250	17	żywica SLA	0.405	1.5	powietrze	93.2
2	250	17	żywica SLA	0.405	1.5	hel	69.5
3	250	17	żywica SLA	0.405	1.5	CO2	99.5
4	250	17	żywica SLA	0.405	2.9	powietrze	67.5
5	250	17	żywica SLA	0.405	2.9	hel	55.7
6	250	17	żywica SLA	0.405	2.9	CO2	72.4
7	250	17	żywica SLA	0.405	4.2	powietrze	57.3
8	250	17	żywica SLA	0.405	4.2	hel	44.1
9	250	17	żywica SLA	0.405	4.2	CO2	63.3
10	250	17	ABS	0.109	1.5	powietrze	786.7
11	250	17	ABS	0.109	1.5	hel	396.7
12	250	17	ABS	0.109	1.5	CO2	883.8
13	250	17	ABS	0.109	2.9	powietrze	576.6
14	250	17	ABS	0.109	2.9	hel	298.6
15	250	17	ABS	0.109	2.9	CO2	988.2
16	250	17	ABS	0.109	4.2	powietrze	484.7
17	250	17	ABS	0.109	4.2	hel	251.7
18	250	17	ABS	0.109	4.2	CO2	1 139.8
19	250	17	PET	0.109	1.5	powietrze	786.8
20	250	17	PET	0.109	1.5	hel	394.9
21	250	17	PET	0.109	1.5	CO2	

22	250	17	PET	0.109	2.9	powietrze	576.7
23	250	17	PET	0.109	2.9	hel	294.9
24	250	17	PET	0.109	2.9	CO2	986.4
25	250	17	PET	0.109	4.2	powietrze	484.8
26	250	17	PET	0.109	4.2	hel	248.1
27	250	17	PET	0.109	4.2	CO2	1 138.4
28	250	21	żywica SLA	0.405	1.5	powietrze	94.7
29	250	21	żywica SLA	0.405	1.5	hel	73.6
30	250	21	żywica SLA	0.405	1.5	CO2	102.5
31	250	21	żywica SLA	0.405	2.9	powietrze	67.8
32	250	21	żywica SLA	0.405	2.9	hel	60.1
33	250	21	żywica SLA	0.405	2.9	CO2	74.0
34	250	21	żywica SLA	0.405	4.2	powietrze	57.4
35	250	21	żywica SLA	0.405	4.2	hel	47.5
36	250	21	żywica SLA	0.405	4.2	CO2	61.6
37	250	21	ABS	0.109	1.5	powietrze	788.9
38	250	21	ABS	0.109	1.5	hel	397.7
39	250	21	ABS	0.109	1.5	CO2	1 100.8
40	250	21	ABS	0.109	2.9	powietrze	578.6
41	250	21	ABS	0.109	2.9	hel	301.2
42	250	21	ABS	0.109	2.9	CO2	1 128.7
43	250	21	ABS	0.109	4.2	powietrze	486.3
44	250	21	ABS	0.109	4.2	hel	254.9
45	250	21	ABS	0.109	4.2	CO2	1 307.0
46	250	21	PET	0.109	1.5	powietrze	788.9
47	250	21	PET	0.109	1.5	hel	395.6
48	250	21	PET	0.109	1.5	CO2	101.3
49	250	21	PET	0.109	2.9	powietrze	578.5

50	250	21	PET	0.109	2.9	hel	296.7
51	250	21	PET	0.109	2.9	CO2	1 127.5
52	250	21	PET	0.109	4.2	powie- trze	486.2
53	250	21	PET	0.109	4.2	hel	250.5
54	250	21	PET	0.109	4.2	CO2	1 306.0
55	250	25	żywica SLA	0.405	1.5	powie- trze	96.5
56	250	25	żywica SLA	0.405	1.5	hel	74.8
57	250	25	żywica SLA	0.405	1.5	CO2	101.0
58	250	25	żywica SLA	0.405	2.9	powie- trze	70.2
59	250	25	żywica SLA	0.405	2.9	hel	63.5
60	250	25	żywica SLA	0.405	2.9	CO2	73.5
61	250	25	żywica SLA	0.405	4.2	powie- trze	58.7
62	250	25	żywica SLA	0.405	4.2	hel	50.5
63	250	25	żywica SLA	0.405	4.2	CO2	61.2
64	250	25	ABS	0.109	1.5	powie- trze	791.1
65	250	25	ABS	0.109	1.5	hel	398.3
66	250	25	ABS	0.109	1.5	CO2	1 162.0
67	250	25	ABS	0.109	2.9	powie- trze	580.8
68	250	25	ABS	0.109	2.9	hel	303.5
69	250	25	ABS	0.109	2.9	CO2	1 134.9
70	250	25	ABS	0.109	4.2	powie- trze	488.3
71	250	25	ABS	0.109	4.2	hel	258.0
72	250	25	ABS	0.109	4.2	CO2	1 310.9
73	250	25	PET	0.109	1.5	powie- trze	791.0
74	250	25	PET	0.109	1.5	hel	396.2
75	250	25	PET	0.109	1.5	CO2	1 160.4
76	250	25	PET	0.109	2.9	powie- trze	580.4
77	250	25	PET	0.109	2.9	hel	298.3

78	250	25	PET	0.109	2.9	CO2	1 133.8
79	250	25	PET	0.109	4.2	powietrze	487.8
80	250	25	PET	0.109	4.2	hel	252.6
81	250	25	PET	0.109	4.2	CO2	1 310.0
82	350	17	żywica SLA	0.405	1.5	powietrze	130.8
83	350	17	żywica SLA	0.405	1.5	hel	72.6
84	350	17	żywica SLA	0.405	1.5	CO2	106.2
85	350	17	żywica SLA	0.405	2.9	powietrze	95.2
86	350	17	żywica SLA	0.405	2.9	hel	51.6
87	350	17	żywica SLA	0.405	2.9	CO2	78.7
88	350	17	żywica SLA	0.405	4.2	powietrze	58.8
89	350	17	żywica SLA	0.405	4.2	hel	41.3
90	350	17	żywica SLA	0.405	4.2	CO2	66.1
91	350	17	ABS	0.109	1.5	powietrze	762.6
92	350	17	ABS	0.109	1.5	hel	475.7
93	350	17	ABS	0.109	1.5	CO2	647.0
94	350	17	ABS	0.109	2.9	powietrze	875.2
95	350	17	ABS	0.109	2.9	hel	350.8
96	350	17	ABS	0.109	2.9	CO2	495.9
97	350	17	ABS	0.109	4.2	powietrze	901.2
98	350	17	ABS	0.109	4.2	hel	293.3
99	350	17	ABS	0.109	4.2	CO2	426.7
100	350	17	PET	0.109	1.5	powietrze	762.2
101	350	17	PET	0.109	1.5	hel	473.9
102	350	17	PET	0.109	1.5	CO2	-
103	350	17	PET	0.109	2.9	powietrze	854.1
104	350	17	PET	0.109	2.9	hel	349.0
105	350	17	PET	0.109	2.9	CO2	494.9



106	350	17	PET	0.109	4.2	powie- trze	886.9
107	350	17	PET	0.109	4.2	hel	291.8
108	350	17	PET	0.109	4.2	CO2	426.0
109	350	21	żywica SLA	0.405	1.5	powie- trze	99.1
110	350	21	żywica SLA	0.405	1.5	hel	77.3
111	350	21	żywica SLA	0.405	1.5	CO2	108.5
112	350	21	żywica SLA	0.405	2.9	powie- trze	72.2
113	350	21	żywica SLA	0.405	2.9	hel	54.9
114	350	21	żywica SLA	0.405	2.9	CO2	79.8
115	350	21	żywica SLA	0.405	4.2	powie- trze	59.7
116	350	21	żywica SLA	0.405	4.2	hel	43.5
117	350	21	żywica SLA	0.405	4.2	CO2	66.7
118	350	21	ABS	0.109	1.5	powie- trze	-
119	350	21	ABS	0.109	1.5	hel	478.1
120	350	21	ABS	0.109	1.5	CO2	648.9
121	350	21	ABS	0.109	2.9	powie- trze	1 031.6
122	350	21	ABS	0.109	2.9	hel	353.9
123	350	21	ABS	0.109	2.9	CO2	498.1
124	350	21	ABS	0.109	4.2	powie- trze	1 014.6
125	350	21	ABS	0.109	4.2	hel	295.9
126	350	21	ABS	0.109	4.2	CO2	428.4
127	350	21	PET	0.109	1.5	powie- trze	-
128	350	21	PET	0.109	1.5	hel	476.0
129	350	21	PET	0.109	1.5	CO2	647.7
130	350	21	PET	0.109	2.9	powie- trze	1 006.3
131	350	21	PET	0.109	2.9	hel	351.5
132	350	21	PET	0.109	2.9	CO2	496.7
133	350	21	PET	0.109	4.2	powie- trze	997.3

134	350	21	PET	0.109	4.2	hel	293.8
135	350	21	PET	0.109	4.2	CO2	427.3
136	350	25	żywica SLA	0.405	1.5	powietrze	101.5
137	350	25	żywica SLA	0.405	1.5	hel	82.0
138	350	25	żywica SLA	0.405	1.5	CO2	111.3
139	350	25	żywica SLA	0.405	2.9	powietrze	73.8
140	350	25	żywica SLA	0.405	2.9	hel	58.3
141	350	25	żywica SLA	0.405	2.9	CO2	81.1
142	350	25	żywica SLA	0.405	4.2	powietrze	60.7
143	350	25	żywica SLA	0.405	4.2	hel	45.8
144	350	25	żywica SLA	0.405	4.2	CO2	67.4
145	350	25	ABS	0.109	1.5	powietrze	-
146	350	25	ABS	0.109	1.5	hel	480.5
147	350	25	ABS	0.109	1.5	CO2	650.7
148	350	25	ABS	0.109	2.9	powietrze	1 244.6
149	350	25	ABS	0.109	2.9	hel	357.1
150	350	25	ABS	0.109	2.9	CO2	500.6
151	350	25	ABS	0.109	4.2	powietrze	1 140.4
152	350	25	ABS	0.109	4.2	hel	298.5
153	350	25	ABS	0.109	4.2	CO2	430.3
154	350	25	PET	0.109	1.5	powietrze	-
155	350	25	PET	0.109	1.5	hel	477.9
156	350	25	PET	0.109	1.5	CO2	649.1
157	350	25	PET	0.109	2.9	powietrze	1 216.6
158	350	25	PET	0.109	2.9	hel	354.1
159	350	25	PET	0.109	2.9	CO2	498.5
160	350	25	PET	0.109	4.2	powietrze	1 121.5
161	350	25	PET	0.109	4.2	hel	295.9

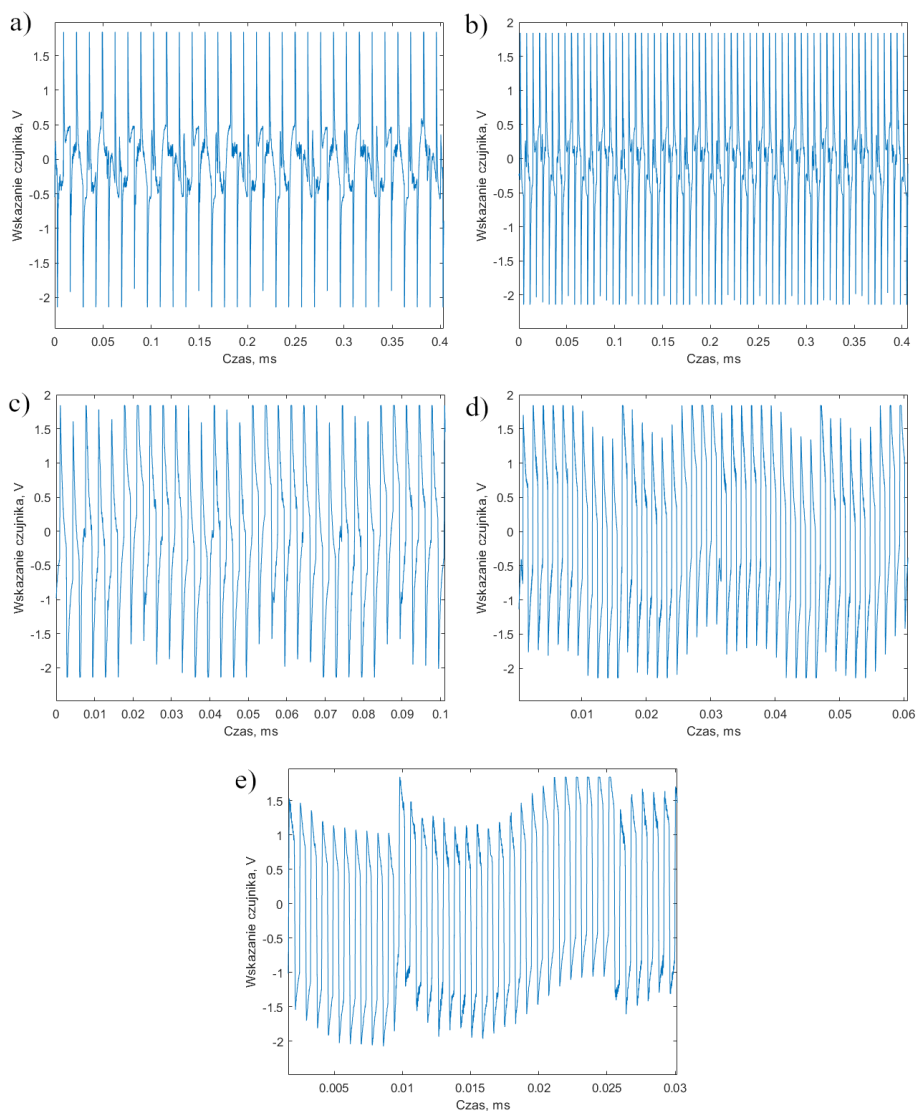
162	350	25	PET	0.109	4.2	CO2	428.8
163	450	17	żywica SLA	0.405	1.5	powietrze	99.2
164	450	17	żywica SLA	0.405	1.5	hel	47.7
165	450	17	żywica SLA	0.405	1.5	CO2	90.6
166	450	17	żywica SLA	0.405	2.9	powietrze	68.2
167	450	17	żywica SLA	0.405	2.9	hel	40.4
168	450	17	żywica SLA	0.405	2.9	CO2	77.6
169	450	17	żywica SLA	0.405	4.2	powietrze	55.8
170	450	17	żywica SLA	0.405	4.2	hel	36.7
171	450	17	żywica SLA	0.405	4.2	CO2	52.9
172	450	17	ABS	0.109	1.5	powietrze	666.5
173	450	17	ABS	0.109	1.5	hel	346.5
174	450	17	ABS	0.109	1.5	CO2	510.0
175	450	17	ABS	0.109	2.9	powietrze	493.1
176	450	17	ABS	0.109	2.9	hel	256.8
177	450	17	ABS	0.109	2.9	CO2	394.5
178	450	17	ABS	0.109	4.2	powietrze	414.8
179	450	17	ABS	0.109	4.2	hel	218.7
180	450	17	ABS	0.109	4.2	CO2	381.8
181	450	17	PET	0.109	1.5	powietrze	665.7
182	450	17	PET	0.109	1.5	hel	346.1
183	450	17	PET	0.109	1.5	CO2	509.0
184	450	17	PET	0.109	2.9	powietrze	491.2
185	450	17	PET	0.109	2.9	hel	255.3
186	450	17	PET	0.109	2.9	CO2	392.6
187	450	17	PET	0.109	4.2	powietrze	463.7
188	450	17	PET	0.109	4.2	hel	216.3
189	450	17	PET	0.109	4.2	CO2	380.6

190	450	21	żywica SLA	0.405	1.5	powietrze	97.1
191	450	21	żywica SLA	0.405	1.5	hel	48.2
192	450	21	żywica SLA	0.405	1.5	CO2	92.3
193	450	21	żywica SLA	0.405	2.9	powietrze	69.4
194	450	21	żywica SLA	0.405	2.9	hel	41.2
195	450	21	żywica SLA	0.405	2.9	CO2	74.4
196	450	21	żywica SLA	0.405	4.2	powietrze	56.6
197	450	21	żywica SLA	0.405	4.2	hel	38.0
198	450	21	żywica SLA	0.405	4.2	CO2	53.3
199	450	21	ABS	0.109	1.5	powietrze	666.5
200	450	21	ABS	0.109	1.5	hel	346.6
201	450	21	ABS	0.109	1.5	CO2	510.2
202	450	21	ABS	0.109	2.9	powietrze	493.7
203	450	21	ABS	0.109	2.9	hel	257.3
204	450	21	ABS	0.109	2.9	CO2	395.4
205	450	21	ABS	0.109	4.2	powietrze	415.5
206	450	21	ABS	0.109	4.2	hel	219.8
207	450	21	ABS	0.109	4.2	CO2	415.5
208	450	21	PET	0.109	1.5	powietrze	665.6
209	450	21	PET	0.109	1.5	hel	346.1
210	450	21	PET	0.109	1.5	CO2	509.0
211	450	21	PET	0.109	2.9	powietrze	491.6
212	450	21	PET	0.109	2.9	hel	255.6
213	450	21	PET	0.109	2.9	CO2	393.1
214	450	21	PET	0.109	4.2	powietrze	413.6
215	450	21	PET	0.109	4.2	hel	217.1
216	450	21	PET	0.109	4.2	CO2	338.5

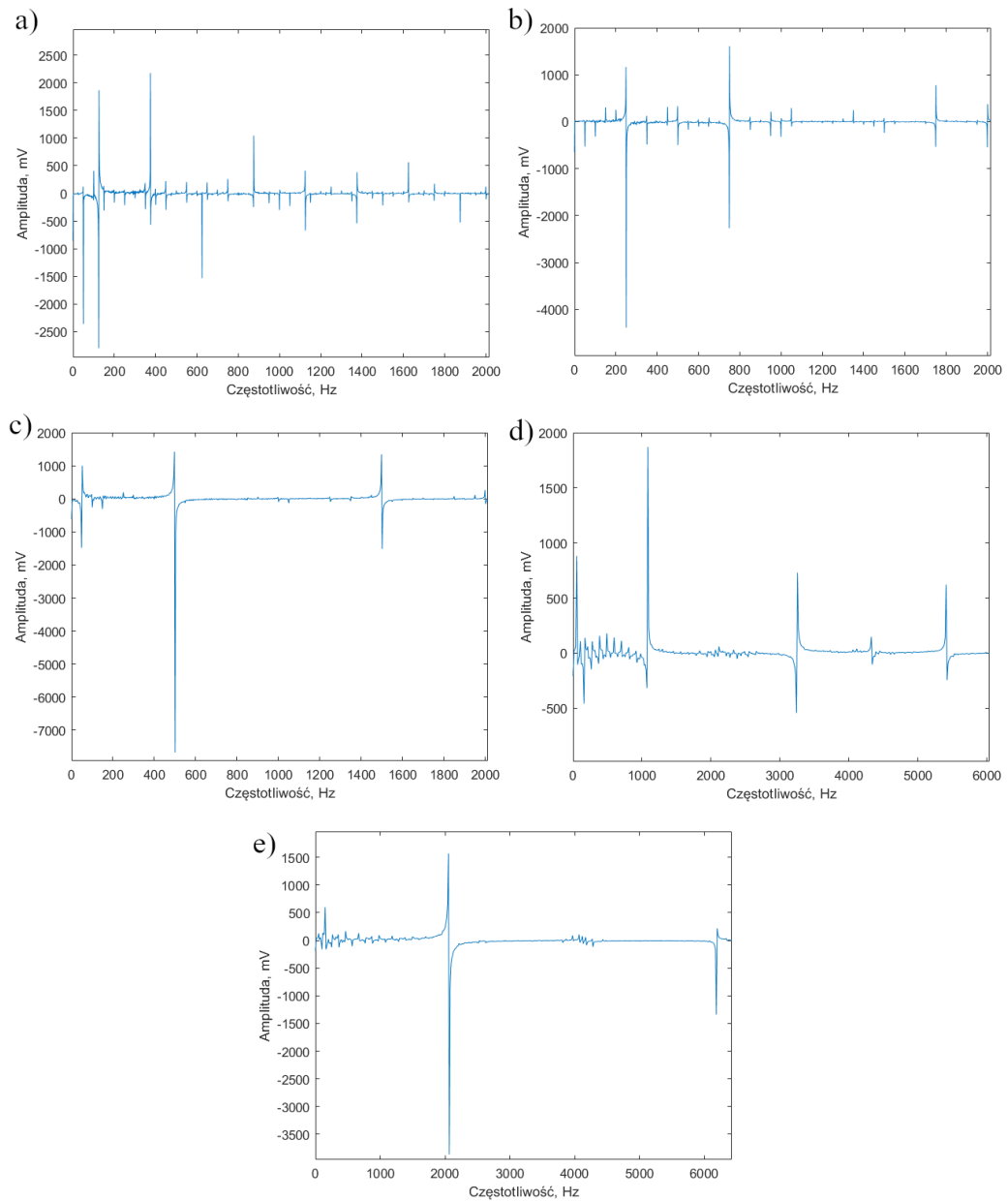
217	450	25	żywica SLA	0.405	1.5	powietrze	98.2
218	450	25	żywica SLA	0.405	1.5	hel	48.7
219	450	25	żywica SLA	0.405	1.5	CO2	93.9
220	450	25	żywica SLA	0.405	2.9	powietrze	70.7
221	450	25	żywica SLA	0.405	2.9	hel	41.9
222	450	25	żywica SLA	0.405	2.9	CO2	71.1
223	450	25	żywica SLA	0.405	4.2	powietrze	57.5
224	450	25	żywica SLA	0.405	4.2	hel	39.1
225	450	25	żywica SLA	0.405	4.2	CO2	78.3
226	450	25	ABS	0.109	1.5	powietrze	666.0
227	450	25	ABS	0.109	1.5	hel	346.5
228	450	25	ABS	0.109	1.5	CO2	510.2
229	450	25	ABS	0.109	2.9	powietrze	493.8
230	450	25	ABS	0.109	2.9	hel	257.7
231	450	25	ABS	0.109	2.9	CO2	396.0
232	450	25	ABS	0.109	4.2	powietrze	415.7
233	450	25	ABS	0.109	4.2	hel	220.7
234	450	25	ABS	0.109	4.2	CO2	341.0
235	450	25	PET	0.109	1.5	powietrze	665.0
236	450	25	PET	0.109	1.5	hel	346.0
237	450	25	PET	0.109	1.5	CO2	508.9
238	450	25	PET	0.109	2.9	powietrze	491.4
239	450	25	PET	0.109	2.9	hel	255.8
240	450	25	PET	0.109	2.9	CO2	393.4
241	450	25	PET	0.109	4.2	powietrze	413.6
242	450	25	PET	0.109	4.2	hel	217.6
243	450	25	PET	0.109	4.2	CO2	338.8

## Załącznik E

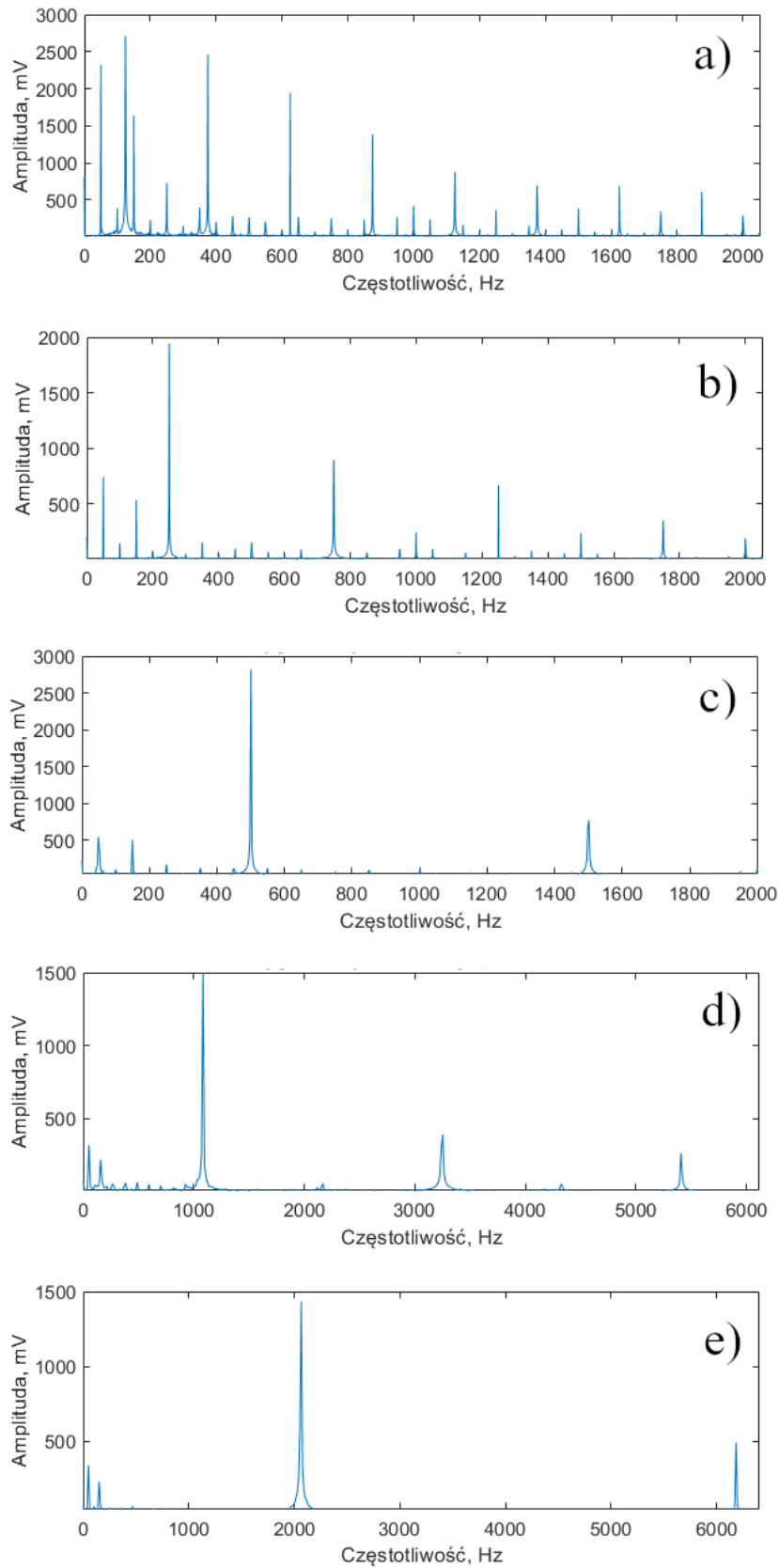
Wyniki analizy sygnału, zebranego z wykorzystaniem czujnika ciśnienia akustycznego, zaprezentowano na rysunkach E.1, E.2, E.3 oraz E.4, przedstawiających kolejno wykresy: zebranego sygnału, spektrum zebranego sygnału, spektrum sygnału wymnożonego przez okno Kaisera oraz cepstrum sygnału dla wszystkich analizowanych częstotliwości fali wymuszającej. Na rysunku E.5 przedstawiono wykresy spektrum, spektrum sygnału wymnożonego przez okno Kaisera oraz cepstrum dla zebranego sygnału szumu (sygnału odpowiadającemu załączonemu układowi wzbudzenia fali akustycznej bez zadanej częstotliwości generowanej fali).



Rys. E.1. Wykres zebranego sygnału audio dla kolejnych zadanych częstotliwości wymuszenia: a) 125 Hz, b) 250 Hz, c) 500 Hz, d) 1000 Hz, e) 2000 Hz

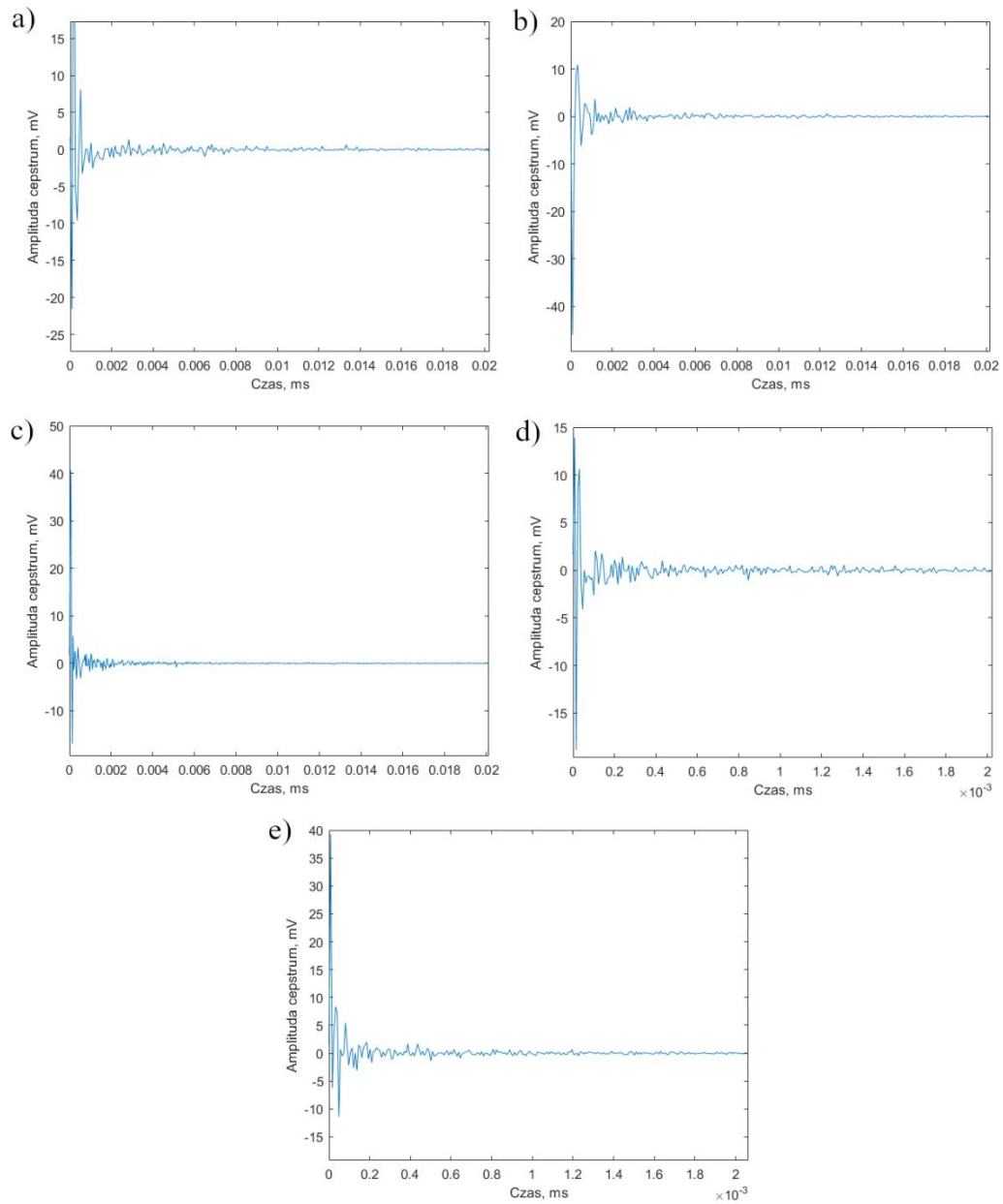


Rys. E.2. Spektrum zebranego sygnału dla kolejnych zadanych częstotliwości wymuszenia: a) 125 Hz, b) 250 Hz, c) 500 Hz, d) 1000 Hz, e) 2000 Hz



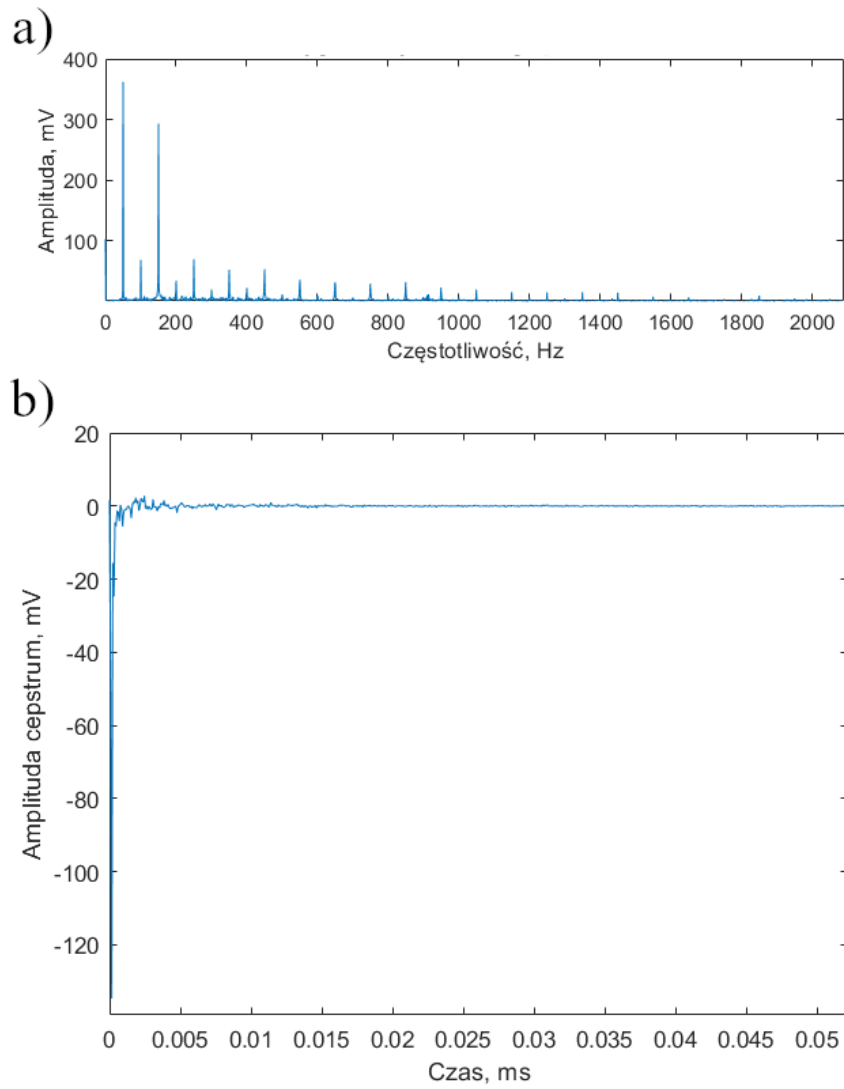
Rys. E.3. Spektrum sygnału wymnożonego przez okno Kaisera dla kolejnych zadanych częstotliwości wymuszenia: a) 125 Hz, b) 250 Hz, c) 500 Hz, d) 1000 Hz, e) 2000 Hz





Rys. E.4. Wykres cepstrum dla kolejnych zadanych częstotliwości wymuszenia:

a) 125 Hz, b) 250 Hz, c) 500 Hz, d) 1000 Hz, e) 2000 Hz



Rys. E.5. Rezultaty analizy sygnału szumu:

a) wykres spektrum sygnału wymnożonego przez okno Kaisera, b) wykres cepstrum.

## Załącznik F

Kod, przygotowany w środowisku Matlab®, dedykowany matematycznej analizie i przetwarzaniu sygnału akustycznego zebranego w czasie pracy stanowiska eksperymentalnego.

```

function ta-analysis
%%loading of data
load('p1.mat');
load('time.mat');
figure(1); %%plot of the original signal
plot(time,p1);
title('Original signal from the thermoacoustic device (pressure)');
xlabel('Time');
ylabel('Pressure amplitude at point 1');
%%calculation of the DTFT of the signal
y1=fft(p1); %DTFT analysis of pressure vector
my1=abs(y1); %magnitude of the DTFT of pressure vector
f=(0:length(y1)-1)*(1/1.754e-5)/length(y1);
%frequency vector
%DTFT plots
figure(2);
plot(f,y1);
title('DFT analysis for pressure signal at point 1');
xlabel('Frequency');
ylabel('Amplitude for pressure at point 1');
%% inserting parametric windows (increase in frequency resolution)
hw=hann(60,'periodic'); %periodic, 60-points based Hann window
kw=kaiser(60); %60-points based Kaiser window
hp1=p1*hw.'; %p1 signal multiplied by Hann window
kp1=p1*kw.'; %p1 signal multiplied by Kaiser window
z1=fft(hp1); %DTFT analysis of pressure vectors with windows
r1=fft(kp1);
mz1=abs(z1); %magnitude of the DTFT of pressure vectors
mr1=abs(r1);

figure(3); %%plotting
plot(f,mz1);
title('DFT analysis for pressure signal at point 1 with Hanning window');
xlabel('Frequency');
ylabel('Pressure amplitude at point 1');
figure(4);
plot(f,mr1);
title('DFT analysis for pressure signal at point 1 with Kaiser window');
xlabel('Frequency');
ylabel('Pressure amplitude at point 1');
%% calculation of the autocorrelation function
figure(5);
acp1=acf(p1,100);
%% calculation of cepstrum
cp1=cceps(p1);
cp2=cceps(p2);
cp3=cceps(p3);
figure(6); %%plotting
plot(time,cp1);
title('Cepstrum analysis for pressure signal at point 1');
xlabel('Time');
ylabel('Gamnitude at point 1');
%% end of the function

```

## Załącznik G

Rezultaty pomiarów przeprowadzonych na stanowisku badawczym.

**Grupa serii:** regenerator wykonany z PET o długości 21mm

Oznaczenie kodowe serii	Średnia różnica temperatur, K	Odchylenie standardowe, K	Opis parametrów środowiskowych serii
He_42_250	0.66667	0.35024	Helium 4.2 barg
He_42_350	0.68333	0.1169	
He_42_450	0.78333	0.1472	
He_29_250	1.7	0.80747	Helium 2.9 barg
He_29_350	1.9167	0.17224	
He_29_450	1.6	0.78486	
He_15_250	0.73333	0.38816	Helium 1.5 barg
He_15_350	0.8	0.16733	
He_15_450	0.91667	0.13292	
Air_42_250	2.1	0.063246	Air 4.2 barg
Air_42_350	2.1167	0.075277	
Air_42_450	2.1333	0.05164	
Air_29_250	0.11667	0.098319	Air 2.9 barg
Air_29_350	0.11667	0.1169	
Air_29_450	0.1	0.089443	
Air_15_250	1.2833	0.63377	Air 1.5 barg
Air_15_350	1.4667	0.15055	
Air_15_450	1.5167	0.098319	
CO2_42_250	1.5333	0.19664	Carbon Dioxide 4.2 barg
CO2_42_350	1.65	0.10488	
CO2_42_450	1.6167	0.23166	
CO2_29_250	0.36667	0.17512	Carbon Dioxide 2.9 barg
CO2_29_350	0.38333	0.098319	
CO2_29_450	0.38333	0.098319	
CO2_15_250	0.4	0.16733	Carbon Dioxide 1.5 barg
CO2_15_350	0.36667	0.12111	
CO2_15_450	0.26667	0.13663	

**Grupa serii:** regenerator wykonany z PET o długości 25mm

Oznaczenie kodowe serii	Średnia różnica temperatur, K	Odchylenie standardowe, K	Opis parametrów środowiskowych serii
He_42_250	0.4	0.17889	Helium 4.2 barg
He_42_350	0.4	0.2	
He_42_450	0.43333	0.10328	
He_29_250	0.4	0.35214	Helium 2.9 barg
He_29_350	0.28333	0.18348	
He_29_450	0.43333	0.31411	
He_15_250	0.31667	0.26394	Helium 1.5 barg
He_15_350	0.33333	0.1633	
He_15_450	0.38333	0.2137	
Air_42_250	0.13333	0.12111	Air 4.2 barg
Air_42_350	0.3	0.089443	
Air_42_450	0.21667	0.1472	
Air_29_250	0.23333	0.12111	Air 2.9 barg
Air_29_350	0.3	0.12649	
Air_29_450	0.25	0.10488	
Air_15_250	0.21667	0.1472	Air 1.5 barg
Air_15_350	0.2	0.18974	
Air_15_450	0.26667	0.12111	
CO2_42_250	0.083333	0.098319	Carbon Dioxide 4.2 barg
CO2_42_350	0.083333	0.040825	
CO2_42_450	0.083333	0.098319	
CO2_29_250	0.26667	0.18619	Carbon Dioxide 2.9 barg
CO2_29_350	0.31667	0.25626	
CO2_29_450	0.21667	0.2137	
CO2_15_250	0.18333	0.075277	Carbon Dioxide 1.5 barg
CO2_15_350	0.16667	0.08165	
CO2_15_450	0.23333	0.08165	

**Grupa serii:** regenerator wykonany z PET o długości 30mm

Oznaczenie kodowe serii	Średnia różnica temperatur, K	Odchylenie standardowe, K	Opis parametrów środowiskowych serii
He_42_250	0.91914	0.29577	Helium 4.2 barg
He_42_350	1.0181	0.12515	
He_42_450	0.75431	0.19112	
He_29_250	0.15399	0.078167	Helium 2.9 barg
He_29_350	0.34333	0.19739	
He_29_450	0.3399	0.20838	
He_15_250	0.14503	0.024261	Helium 1.5 barg
He_15_350	0.14977	0.041298	
He_15_450	0.15194	0.023493	
Air_42_250	1.05	0.16432	Air 4.2 barg
Air_42_350	0.96667	0.17512	
Air_42_450	1.0833	0.17224	
Air_29_250	0.3	0.28284	Air 2.9 barg
Air_29_350	0.28333	0.25626	
Air_29_450	0.11667	0.075277	
Air_15_250	0.55	0.36194	Air 1.5 barg
Air_15_350	0.7	0.26077	
Air_15_450	0.53333	0.23381	
CO2_42_250	0.71667	0.29269	Carbon Dioxide 4.2 barg
CO2_42_350	0.7	0.24495	
CO2_42_450	0.73333	0.28752	
CO2_29_250	1.2833	0.59133	Carbon Dioxide 2.9 barg
CO2_29_350	1.3833	0.30605	
CO2_29_450	1.35	0.20736	
CO2_15_250	0.18333	0.18348	Carbon Dioxide 1.5 barg
CO2_15_350	0.18333	0.17224	
CO2_15_450	0.13333	0.18619	

**Grupa serii:** regenerator wykonany z ABS o długości 21mm

Oznaczenie kodowe serii	Średnia różnica temperatur, K	Odchylenie standardowe, K	Opis parametrów środowiskowych serii
He_42_250	0.66667	0.35024	Helium 4.2 barg
He_42_350	0.68333	0.1169	
He_42_450	0.78333	0.1472	
He_29_250	1.7	0.80747	Helium 2.9 barg
He_29_350	1.9167	0.17224	
He_29_450	1.6	0.78486	
He_15_250	0.73333	0.38816	Helium 1.5 barg
He_15_350	0.8	0.16733	
He_15_450	0.91667	0.13292	
Air_42_250	2.1	0.063246	Air 4.2 barg
Air_42_350	2.1167	0.075277	
Air_42_450	2.1333	0.05164	
Air_29_250	0.11667	0.098319	Air 2.9 barg
Air_29_350	0.11667	0.1169	
Air_29_450	0.1	0.089443	
Air_15_250	1.2833	0.63377	Air 1.5 barg
Air_15_350	1.4667	0.15055	
Air_15_450	1.5167	0.098319	
CO2_42_250	1.5333	0.19664	Carbon Dioxide 4.2 barg
CO2_42_350	1.65	0.10488	
CO2_42_450	1.6167	0.23166	
CO2_29_250	0.36667	0.17512	Carbon Dioxide 2.9 barg
CO2_29_350	0.38333	0.098319	
CO2_29_450	0.38333	0.098319	
CO2_15_250	0.4	0.16733	Carbon Dioxide 1.5 barg
CO2_15_350	0.36667	0.12111	
CO2_15_450	0.26667	0.13663	

**Grupa serii:** regenerator wykonany z ABS o długości 25mm

Oznaczenie kodowe serii	Średnia różnica temperatur, K	Odchylenie standardowe, K	Opis parametrów środowiskowych serii
He_42_250	0.4	0.17889	Helium 4.2 barg
He_42_350	0.4	0.2	
He_42_450	0.43333	0.10328	
He_29_250	0.4	0.35214	Helium 2.9 barg
He_29_350	0.28333	0.18348	
He_29_450	0.43333	0.31411	
He_15_250	0.31667	0.26394	Helium 1.5 barg
He_15_350	0.33333	0.1633	
He_15_450	0.38333	0.2137	
Air_42_250	0.13333	0.12111	Air 4.2 barg
Air_42_350	0.3	0.089443	
Air_42_450	0.21667	0.1472	
Air_29_250	0.23333	0.12111	Air 2.9 barg
Air_29_350	0.3	0.12649	
Air_29_450	0.25	0.10488	
Air_15_250	0.21667	0.1472	Air 1.5 barg
Air_15_350	0.2	0.18974	
Air_15_450	0.26667	0.12111	
CO2_42_250	0.083333	0.098319	Carbon Dioxide 4.2 barg
CO2_42_350	0.083333	0.040825	
CO2_42_450	0.083333	0.098319	
CO2_29_250	0.26667	0.18619	Carbon Dioxide 2.9 barg
CO2_29_350	0.31667	0.25626	
CO2_29_450	0.21667	0.2137	
CO2_15_250	0.18333	0.075277	Carbon Dioxide 1.5 barg
CO2_15_350	0.16667	0.08165	
CO2_15_450	0.23333	0.08165	



**Grupa serii:** regenerator wykonany z ABS o długości 30mm

Oznaczenie kodowe serii	Średnia różnica temperatur, K	Odchylenie standardowe, K	Opis parametrów środowiskowych serii
He_42_250	1.95	0.55045	Helium 4.2 barg
He_42_350	1.8333	0.38816	
He_42_450	1.95	0.64109	
He_29_250	0.83333	0.17512	Helium 2.9 barg
He_29_350	1.0667	0.17512	
He_29_450	0.91667	0.13292	
He_15_250	0.8	0.23664	Helium 1.5 barg
He_15_350	0.7	0.18974	
He_15_450	0.76667	0.23381	
Air_42_250	1.05	0.16432	Air 4.2 barg
Air_42_350	0.96667	0.17512	
Air_42_450	1.0833	0.17224	
Air_29_250	0.3	0.28284	Air 2.9 barg
Air_29_350	0.28333	0.25626	
Air_29_450	0.11667	0.075277	
Air_15_250	0.55	0.36194	Air 1.5 barg
Air_15_350	0.7	0.26077	
Air_15_450	0.53333	0.23381	
CO2_42_250	0.71667	0.29269	Carbon Dioxide 4.2 barg
CO2_42_350	0.7	0.24495	
CO2_42_450	0.73333	0.28752	
CO2_29_250	1.2833	0.59133	Carbon Dioxide 2.9 barg
CO2_29_350	1.3833	0.30605	
CO2_29_450	1.35	0.20736	
CO2_15_250	0.18333	0.18348	Carbon Dioxide 1.5 barg
CO2_15_350	0.18333	0.17224	
CO2_15_450	0.13333	0.18619	

**Grupa serii:** regenerator wykonany z żywicy poliestrowej o długości 21mm

Oznaczenie kodowe serii	Średnia różnica temperatur, K	Odchylenie standardowe, K	Opis parametrów środowiskowych serii
He_42_250	0.16667	0.08165	Helium 4.2 barg
He_42_350	0.083333	0.040825	
He_42_450	0.13333	0.08165	
He_29_250	0.15	0.13784	Helium 2.9 barg
He_29_350	0.066667	0.08165	
He_29_450	0.11667	0.1472	
He_15_250	0.083333	0.075277	Helium 1.5 barg
He_15_350	0.066667	0.08165	
He_15_450	0.066667	0.05164	
Air_42_250	0.33333	0.1633	Air 4.2 barg
Air_42_350	0.4	0.20976	
Air_42_450	0.4	0.21909	
Air_29_250	0.36667	0.23381	Air 2.9 barg
Air_29_350	0.33333	0.15055	
Air_29_450	0.46667	0.18619	
Air_15_250	0.28333	0.1169	Air 1.5 barg
Air_15_350	0.2	0.10954	
Air_15_450	0.3	0.21909	
CO2_42_250	0.4	0.12649	Carbon Dioxide 4.2 barg
CO2_42_350	0.4	0.12649	
CO2_42_450	0.45	0.10488	
CO2_29_250	0.31667	0.16021	Carbon Dioxide 2.9 barg
CO2_29_350	0.46667	0.19664	
CO2_29_450	0.38333	0.22286	
CO2_15_250	0.21667	0.075277	Carbon Dioxide 1.5 barg
CO2_15_350	0.25	0.12247	
CO2_15_450	0.26667	0.05164	

**Grupa serii:** regenerator wykonany z żywicy poliestrowej o długości 25mm

Oznaczenie kodowe serii	Średnia różnica temperatur, K	Odchylenie standardowe, K	Opis parametrów środowiskowych serii
He_42_250	0.43333	0.26583	Helium 4.2 barg
He_42_350	0.51667	0.075277	
He_42_450	0.51667	0.22286	
He_29_250	0.95	0.48888	Helium 2.9 barg
He_29_350	0.91667	0.44907	
He_29_450	1.15	0.13784	
He_15_250	0.33333	0.18619	Helium 1.5 barg
He_15_350	0.46667	0.10328	
He_15_450	0.46667	0.10328	
Air_42_250	0.83333	0.17512	Air 4.2 barg
Air_42_350	1.0333	0.20656	
Air_42_450	0.86667	0.24221	
Air_29_250	0.95	0.46797	Air 2.9 barg
Air_29_350	0.93333	0.41312	
Air_29_450	0.9	0.34059	
Air_15_250	0.4	0.31623	Air 1.5 barg
Air_15_350	0.36667	0.26583	
Air_15_450	0.25	0.28107	
CO2_42_250	2.4667	0.20656	Carbon Dioxide 4.2 barg
CO2_42_350	2.6	0.17889	
CO2_42_450	2.4833	0.24833	
CO2_29_250	3.5667	1.814	Carbon Dioxide 2.9 barg
CO2_29_350	3.9667	0.55377	
CO2_29_450	3.65	1.7897	
CO2_15_250	2.2833	1.1215	Carbon Dioxide 1.5 barg
CO2_15_350	2.7333	0.05164	
CO2_15_450	2.7667	0.10328	

**Grupa serii:** regenerator wykonany z żywicy poliestrowej o długości 30mm

Oznaczenie kodowe serii	Średnia różnica temperatur, K	Odchylenie standardowe, K	Opis parametrów środowiskowych serii
He_42_250	3.1671	0.29925	Helium 4.2 barg
He_42_350	2.9697	0.32571	
He_42_450	3.1969	0.30825	
He_29_250	2.0674	0.19497	Helium 2.9 barg
He_29_350	1.91	0.16593	
He_29_450	2.1183	0.2628	
He_15_250	1.8126	0.84526	Helium 1.5 barg
He_15_350	1.354	1.075	
He_15_450	1.6773	0.83043	
Air_42_250	0.18333	0.1472	Air 4.2 barg
Air_42_350	0.33333	0.19664	
Air_42_450	0.2	0.14142	
Air_29_250	0.21667	0.18348	Air 2.9 barg
Air_29_350	0.2	0.15492	
Air_29_450	0.13333	0.18619	
Air_15_250	2.1667	1.0893	Air 1.5 barg
Air_15_350	2.6	0.16733	
Air_15_450	2.5333	0.15055	
CO2_42_250	4.2333	0.59217	Carbon Dioxide 4.2 barg
CO2_42_350	4.5333	0.60882	
CO2_42_450	4.2167	0.54924	
CO2_29_250	2.35	1.164	Carbon Dioxide 2.9 barg
CO2_29_350	2.9167	0.16021	
CO2_29_450	2.75	0.18708	
CO2_15_250	3.55	1.774	Carbon Dioxide 1.5 barg
CO2_15_350	3.9833	0.52694	
CO2_15_450	4.15	0.40866	