

Na prawach rękopisu

POLITECHNIKA WROCŁAWSKA
WYDZIAŁ MECHANICZNO-ENERGETYCZNY

Raport serii PRE nr /2019

**„Wpływ warunków akustycznych na parametry
pracy termoakustycznego silnika Stirlinga”**

ADAM RUZIEWICZ

Słowa kluczowe: termoakustyka
jednosekowy silnik
zapętłony rezonator λ
obieg Stirlinga

PRACA DOKTORSKA

Promotor: prof. dr hab. inż. Zbigniew Gnutek
Promotor pomocniczy: dr inż. Jacek Lamperski

Wrocław, 2019

Streszczenie

Do rozwijanych w ostatnim czasie technologii energetyki niekonwencjonalnej można zaliczyć termoakustykę. W urządzeniach termoakustycznych następuje bezpośrednia konwersja energii cieplnej w akustyczną, która jest jedną z form energii mechanicznej. Przy zastosowaniu przetwornika elektroakustycznego może być ona przetworzona na bardziej użyteczną energię elektryczną. Może ona również posłużyć bezpośrednio do zasilania termoakustycznej chłodziarki lub pompy ciepła. Podstawową zaletą urządzeń termoakustycznych jest niska różnica temperatury wymagana do ich startu i pracy. Ostatnie badania wskazują, że do zasilania tych urządzeń wystarczy źródło ciepła o temperaturze rzędu 100 – 200°C. Stwarza to możliwość wykorzystania technologii termoakustyki do odzysku ciepła z niskotemperaturowych źródeł odpadowych. Najnowsze badania i realizacje prototypów urządzeń termoakustycznych ukierunkowane są na ich zastosowanie właśnie w tym obszarze.

Jednym z tego typu urządzeń jest termoakustyczny silnik z zapętłonym rezonatorem o długości równej długości fali λ , w którym gaz przechodzi obieg termodynamiczny zbliżony do teoretycznego obiegu Stirlinga. Konwersja energii zachodzi w regeneratorsze silnika, który wraz z przyległymi do niego wymiennikami ciepła: nagrzewnicą i chłodziwą, tworzy tzw. rdzeń termoakustyczny. Obecność rdzenia powoduje zakłócenia propagującej w rezonatorze fali biegnącej, która jest potrzebna do efektywnej pracy silnika. Aby ograniczyć te zaburzenia, potrzebne jest dopasowanie pola akustycznego. W przypadku urządzeń wielosekcyjnych, tj. takich z większą liczbą rdzeni, system dopasowuje się samoistnie poprzez wzajemną kompensację przeciwnie ukierunkowanych zaburzeń. Urządzenia jednosekcyjne potrzebują do tego celu dodatkowego elementu falowodu, działającego na zasadzie filtra akustycznego.

Mimo że metoda ta jest znana, brak jest dokładnej analizy działania filtrów akustycznych dopasowujących warunki akustyczne oraz ich wpływu na parametry pracy jednosekcyjnego silnika termoakustycznego. Przeprowadzone dotychczas badania systemów z filtrami dopasowującymi były dość pobieżne. W niniejszej pracy przeprowadzono szczegółową analizę wpływu geometrii różnego typu filtrów akustycznych oraz ich miejsca usytuowania w falowodzie na dopasowanie pola akustycznego. Na tej podstawie możliwe było również określenie wpływu warunków akustycznych w regeneratorsze oraz falowodzie jednosekcyjnego silnika termoakustycznego

Stirlinga na jego parametry pracy.

Zbudowany w programie DeltaEC model numeryczny jednosekcyjnego silnika pozwolił na przeprowadzenie dogłębnej analizy pracy systemu. Symulacja zmian wielu parametrów geometrycznych, akustycznych oraz termicznych umożliwiła nie tylko lepsze zrozumienie zjawisk zachodzących w urządzeniu, ale także poznanie ich wzajemnych zależności oraz ich wpływu na osiąganą moc i sprawność silnika. Na bazie symulacji numerycznych porównano również działanie kilku typów filtrów akustycznych.

Potwierdzenie wniosków uzyskanych na podstawie symulacji numerycznych było możliwe dzięki badaniom eksperymentalnym przeprowadzonym na specjalnie zaprojektowanym i zbudowanym w tym celu rzeczywistym silniku termoakustycznym. Warunki akustyczne ustalano zmieniając parametry geometryczne dołączonego do falowodu filtra akustycznego o zwiększonym przekroju: jego długość oraz pozycję umieszczenia w rezonatorze.

Wyniki otrzymane na bazie symulacji numerycznych oraz badań eksperymentalnych potwierdziły możliwość wykorzystania jednosekcyjnego silnika Stirlinga do odzysku ciepła o niskiej temperaturze. Osiągnięcie efektywnego procesu konwersji energii wymaga jednak zapewnienia optymalnego pola akustycznego. Do tego celu służy umieszczony w odpowiednim miejscu rezonatora filtr akustyczny, przy pomocy którego można nie tylko dostroić ważne z punktu widzenia procesu warunki akustyczne w regeneratorze, ale również zmienić rozkład całego pola akustycznego, mającego wpływ na straty energii akustycznej w pozostałej części falowodu. Znalezienie optymalnego punktu pracy silnika wymaga kompromisu między najlepszymi teoretycznie warunkami w regeneratorze a generującym jak najmniejsze straty polem akustycznym w rezonatorze.

Summary

Thermoacoustics is one of recently developed alternative energy technologies. In thermoacoustic devices occurs a direct conversion of heat into acoustic energy, which is a form of mechanical energy. With an electroacoustic transducer it can be converted further into a more useful electrical energy. It may also directly drive a thermoacoustic refrigerator or heat pump. The main advantage of thermoacoustic devices is a low temperature difference needed to start and operate. Latest research shows that even heat supplied from a source at temperature of $100 - 200^{\circ}C$ can drive such devices. This makes the thermoacoustic technology possible to be used for low-temperature waste heat recovery. Recent research and development issues in field of thermoacoustics are addressed exactly to this kind of applications.

One of such devices is a thermoacoustic engine with a looped-tube resonator of a length equal to a wavelength λ . Gas oscillating in the engine performs a thermodynamic cycle close to the theoretical Stirling cycle. Energy conversion occurs in a regenerator, which together with adjacent heat exchangers: a heater and a cooler, forms a thermoacoustic core. Inserting the core section into the resonator causes acoustic reflections of an original travelling wave, which is demanded for effective engine operation. To reduce these disturbance an acoustic field adjustment is needed. In multi-stage engines an acoustically symmetric system adjusts itself. The opposite reflections are compensated by each other. In order to eliminate harmful reflections, single-stage devices need an additional element which acts like an acoustic filter.

Although the method is well known, there is lack of comprehensive study concerning functionality of filters which adjust acoustic conditions, and their influence on the performance of a single-stage thermoacoustic engine. Previously conducted research of systems with adjusting acoustic filters were quite cursory. The main result of this work is a detailed analysis of functionality of various acoustic filters. Influence of their geometrical parameters on the acoustic field adjustment was thoroughly investigated. On this basis, it was also possible to examine influence of the acoustic field in both the regenerator and the resonator on the performance of the thermoacoustic Stirling engine.

The comprehensive parametric study of the system was carried out numerically with the software DeltaEC. Simulation of many variable parameters, including geometrical, acoustic and thermal ones, based on this model, led to better understanding of

thermoacoustic phenomenon occurring in the engine, as well as to recognition of their mutual dependencies and their influence on the engine power and efficiency. Different types of acoustic filters were also compared within numerical simulation.

It was possible to validate the results achieved numerically by the experimental investigations carried out on the real thermoacoustic engine, which was especially designed and constructed for this purpose. Tuning of acoustic conditions was realized by changing geometrical dimensions of the acoustic filter with a widened cross-sectional area, which was assembled in a waveguide.

Final results achieved from both the simulations and the experiment confirmed that a single-stage thermoacoustic engine can be applied for utilisation of the low-temperature heat. However, to ensure effective energy conversion process an optimal acoustic field is demanded. For this purpose an acoustic filter has to be installed in a proper position in a resonator. In this way it is possible not only to adjust the important for the process acoustic conditions in a regenerator, but also to affect the whole acoustic field distribution, having significant influence on acoustic losses in the remaining part of the waveguide. Finding an optimal engine operation point needs a compromise between the theoretically ideal conditions in a regenerator and the acoustic field in a resonator which induces the lowest losses.

Podziękowania

Rozpoczynając studia doktoranckie i podejmując temat urządzeń termoakustycznych nie przewidywałem, jak długa i pełna wyzwań droga mnie czeka. Jak to w życiu, na ten czas składały się zarówno momenty gorsze, jak i lepsze, chwile zwątpienia i przełomowych osiągnięć. Ostatecznie po ponad pięciu latach pracy udało się dobrać do końca tego procesu. Bez względu na to, czy moja przygoda z termoakustyką się kończy, czy dopiero zaczyna, po ponad pięciu latach pracy udało się zamknąć pewien etap, którego podsumowaniem jest niniejsza praca. Nie byłoby to jednak możliwe bez wsparcia i pomocy wielu życzliwych mi osób, którym pragnę w tym miejscu serdecznie podziękować.

W pierwszej kolejności chciałbym podziękować moim promotorom: Panu Profesorowi Zbigniewowi Gnutkowi i Panu Doktorowi Jackowi Lamperskiemu za przyjęcie mnie pod swoje skrzydła. Ich otwartość na poznanie nowych obszarów nauki i pełne wsparcie moich przedsięwzięć naukowych było dla mnie inspiracją do działania.

Szczególne podziękowania należą się Alexandrowi Kruse z TU Dresden. Wspólne prace naukowe oraz regularne wideokonferencje, podczas których prowadziliśmy niekończące się dyskusje rozważając szczegółowo systemy termoakustyczne, przyniosły nieoceniony efekt w zrozumieniu tematu i poszerzeniu wiedzy. Alex, vielen Dank für deine Zeit und die gemeinsame erfolgreiche Gespräche. Deine immer professionelle Einstellung und konstruktive Bemerkungen führten uns beide zum Ziel. Die Zusammenarbeit mit dir war ein echtes Vergnügen.

Wyrazy wdzięczności kieruję również do Pana Pawła Owczarka oraz Keesa de Bloka, dzięki którym było mi dane podczas mojego pobytu w Holandii poznać urządzenia termoakustyczne od strony praktycznej i uczestniczyć w realizacji ciekawych projektów konstrukcyjnych. Nie sposób też pominąć kolegów z TU Twente: Jorisa Oosterhuisa i Simona Bühlera, którzy z chęcią dzielili się wiedzą i doświadczeniem na początku mojej przygody z termoakustyką.

Dziękuję serdecznie wszystkim koleżankom i kolegom z zespołu Termodynamiki za zawsze życzliwe nastawienie, ciekawe dyskusje, rozjaśniające nieraz wiele wątpliwości, oraz wszelką okazaną pomoc, a przede wszystkim za wspaniałą atmosferę w pracy. Podziękowania należą się w szczególności Andrzejowi Nowakowi, za pomoc przy tworzeniu układu pomiarowego na stanowisku badawczym. Andrzej, dzięki za to, że

zawsze można liczyć na Twoją pomoc i rzetelną wiedzę.

Bardzo ważną rolę na drodze mojej edukacji odegrali moi rodzice, a także starsza siostra Ania, którym jestem za to ogromnie wdzięczny. Kochani, wasze pełne wsparcie i wiara we mnie były dla mnie zawsze motywacją do dalszego rozwoju.

Wreszcie, największe podziękowania należą się moim najbliższym: wspaniałej żonie Ani i ukochanemu synowi Frankowi, którzy są wielką radością mojego życia. Aniu, Twoja cierpliwość i wyrozumiałość, a także umiejętność słuchania oraz zawsze dobre słowo i wreszcie zaangażowanie w proces tworzenia tej pracy są nieocenione. Serdeczne uczucia kieruję również do naszej córeczki, która lada dzień ma przyjść na świat.

Wrocław, 29.03.2019 r.

Adam Ruziewicz

Spis treści

Wykaz oznaczeń	XI
Słownik pojęć	XV
1 Wstęp	1
1.1 Efekt termoakustyczny	2
1.2 Aplikacje	5
1.3 Dopasowanie pola akustycznego	6
1.4 Teza i cel pracy	7
1.5 Plan pracy	8
2 Termoakustyka	10
2.1 Podstawowe elementy konstrukcyjne	10
2.2 Transport energii w urządzeniach termoakustycznych	12
2.2.1 Silnik	12
2.2.2 Pompa ciepła	13
2.3 Podstawowe pojęcia z akustyki	14
2.3.1 Parametry fali akustycznej	15
2.3.2 Analogia elektroakustyczna	18
2.3.3 Oscylacje temperatury	18
2.4 Obieg termodynamiczny	19
2.4.1 Obieg Braytona-Joule'a na bazie fali stojącej	20
2.4.2 Obieg Stirlinga na bazie fali biegnącej	25
2.5 Typy urządzeń termoakustycznych	29
2.5.1 Z falą stojącą	29
2.5.2 Z falą biegnącą	31
2.6 Liniowa teoria termoakustyki	33
2.6.1 Bezstratny falowód akustyczny	33
2.6.2 Opór lepkościowy i termiczny	35
2.6.3 Termoakustyczne równanie falowe Rotta	37
2.6.4 Moc fali akustycznej	39

3	Jednosekcyjny silnik z falą biegnącą	41
3.1	Szczegóły konstrukcyjne modelu silnika	42
3.2	Praca silnika w stanie ustalonym	45
3.2.1	Bilans energii	47
3.3	Warunki akustyczne w regeneratorze	49
3.4	Geometria regeneratora	54
3.5	Geometria wymienników ciepła	56
3.6	Pole przekroju i objętość rdzenia	59
3.7	Obciążenie silnika	62
3.8	Parametry zewnętrzne	65
3.9	Podsumowanie	68
4	Różne metody dopasowania pola akustycznego	70
4.1	Mechanizmy dopasowania pola akustycznego	70
4.1.1	Model numeryczny	73
4.2	Różne lokalizacje bocznego króćca <i>stub</i>	75
4.3	Porównanie segmentów o zmienionym przekroju	79
4.3.1	Wpływ długości segmentów o zmienionym przekroju	82
4.4	Podsumowanie	84
5	Stanowisko badawcze	87
5.1	Projekt i konstrukcja silnika termoakustycznego	87
5.1.1	Rezonator	89
5.1.2	Rdzeń termoakustyczny	90
	Regenerator	91
	Nagrzewnica	93
	Chłodnica	94
5.1.3	Filtry akustyczne	95
	Segment <i>Compliance</i> o zwiększonym przekroju	96
	Boczny króciec <i>stub</i>	96
5.1.4	Konfiguracje silnika termoakustycznego	98
5.2	Wielkości mierzone i metody pomiarowe	99
5.2.1	Ciśnienie	100
5.2.2	Temperatura	101
5.2.3	Strumień przepływu	102
5.2.4	Kontrola dostarczania ciepła	103
5.3	Wielkości obliczane	104
5.3.1	Parametry fali akustycznej	104
	Ciśnienie akustyczne	104
	Prędkość objętościowa	104
	Moc akustyczna	105

Przesunięcie fazowe	105
Znormalizowana impedancja	105
5.3.2 Strumienie ciepła	105
Ciepło grzania	105
Ciepło chłodzenia	105
Straty ciepła	106
5.3.3 Inne	106
Liczba Lautreca	106
Średni przepływ gazu	106
5.4 Plan badań eksperymentalnych	107
5.4.1 Osiągnięcie stanu ustalonego	109
6 Wyniki badań eksperymentalnych	110
6.1 Segment <i>Compliance</i> o zwiększonym przekroju	110
6.1.1 Parametry geometryczne	112
6.1.2 Średnie ciśnienie gazu roboczego	117
6.1.3 Temperatura nagrzewnicy	119
6.2 Walidacja modelu numerycznego	120
6.2.1 Pole akustyczne	121
6.2.2 Parametry pracy silnika	125
6.3 Porównanie wyników dla króćca <i>stub</i> i segmentu <i>Compliance</i>	128
6.4 Podsumowanie	130
7 Podsumowanie i wnioski	132
Dodatki	136
A Kody źródłowe modeli numerycznych DeltaEC	137
A.1 Jednosekcyjny silnik z króćcem <i>stub</i>	137
A.2 Jednosekcyjny silnik z segmentem <i>Compliance</i>	142
A.3 Stanowisko eksperymentalne – silnik z segmentem <i>Compliance</i>	146
B Metody eksperymentalnego wyznaczania mocy akustycznej	152
B.1 Metoda wielu mikrofonów	152
B.2 Metoda gradientu ciśnienia	154
B.2.1 Różnicowy czujnik ciśnienia + czujnik ciśnienia absolutnego	154
B.2.2 Dwa czujniki ciśnienia	155
C Dopasowanie modelu numerycznego do wartości eksperymentalnych	156

D Dokumentacja techniczna stanowiska badawczego	162
D.1 Stanowisko badawcze z segmentem <i>Compliance</i>	162
D.2 Stanowisko badawcze z króćcem <i>stub</i>	162
D.3 Wymiennik ciepła	162
D.4 Pierścień izolacyjny	162
D.5 Moduł nagrzewnicy	162
D.6 Moduł regeneratora	162
D.7 Moduł przejściowy między przekrojem rezonatora A_{rez} a przekrojem regeneratora A_{reg}	162
D.8 Moduł pustej przestrzeni rdzenia o przekroju regeneratora A_{reg}	162
D.9 Moduł pustej przestrzeni rdzenia o przekroju rezonatora A_{rez}	162
D.10 Tłok króćca <i>stub</i>	162
Bibliografia	182

Wykaz oznaczeń

Skróty

AHX	–	chłodnica, z ang. ambient heat exchanger,
CAD	–	Computer Aided Design
DeltaEC	–	Design Environment for Low-amplitude Thermoacoustic Energy Conversion
DŹC	–	dolne źródło ciepła
GŹC	–	górne źródło ciepła
HHX	–	nagrzewnica, z ang. hot heat exchanger
LabVIEW	–	Laboratory Virtual Instrumentation Engineering Workbench
PID	–	Proportional Integral Differential
REG	–	regenerator

Litery łańskie

a	–	prędkość dźwięku, m/s
A	–	pole przekroju, m^2
A_n	–	stosunek pól przekroju rdzenia i rezonatora
c	–	jednostkowa podatność akustyczna, m^2/Pa
c_p	–	ciepło właściwe gazu przy stałym ciśnieniu, $J/(kg K)$
C	–	podatność akustyczna, m^3/Pa
C_{obw}	–	współczynnik strat akustycznych
d	–	średnica, m
d_{dr}	–	średnica drutu, m
e	–	liczba Eulera, $e = 2,71828 \dots$
E	–	energia, J
\dot{E}	–	moc akustyczna, W
f	–	częstotliwość rezonansowa, Hz
f_κ	–	termoakustyczna funkcja termiczna
f_ν	–	termoakustyczna funkcja lepkościowa
g	–	jednostkowy współczynnik wzmocnienia fali
i	–	jednostka urojona, $i = \sqrt{-1}$

k	– współczynnik przewodzenia ciepła, $W/(m K)$
$K_{\%}$	– częstotliwość włączeń grzałki %
l	– jednostkowa masa akustyczna kg/m^5
L	– masa akustyczna, kg/m^4
L	– długość, m
n	– jednostkowa liczba drutów siatki regeneratora
N_L	– liczba Lautreca
p	– ciśnienie, Pa
p_1	– zespolona amplituda ciśnienia akustycznego, Pa
Pr	– liczba Prandtla
Q	– ciepło, J
\dot{Q}	– strumień ciepła, W
r_h	– promień hydrauliczny regeneratora, m
$1/r_{\kappa}$	– jednostkowa przewodność cieplna, $m^2/(Pa s)$
r_{ν}	– jednostkowy opór lepkościowy, $(Pa s)/m^4$
$1/R_{\kappa}$	– przewodność cieplna, $m^3/(Pa s)$
R_{ν}	– opór lepkościowy, $(Pa s)/m^3$
R	– stała gazowa, $J/(kg K)$
S	– powierzchnia kontaktu gazu ze ścianką, m^2
t	– czas, s
t	– temperatura, $^{\circ}C$
T	– temperatura, K
u	– prędkość akustyczna, m/s
u_1	– zespolona amplituda prędkości akustycznej, m/s
U	– prędkość objętościowa, m^3/s
U_1	– zespolona amplituda prędkości objętościowej, m^3/s
V	– objętość, m^3
\dot{V}	– strumień objętości, m^3/s
x	– współrzędna równoległa do kierunku propagacji fali, m
x_{ef}	– efektywny wymiar wzdłużny wymiennika ciepła, m
X	– pozycja w rezonatorze, odległość od regeneratora, m
X_C	– reaktancja podatnościowa, $(Pa s)/m^3$
X_L	– reaktancja bezwładnościowa, $(Pa s)/m^3$
y	– współrzędna prostopadła do kierunku propagacji fali, m
y_0	– promień hydrauliczny wymiennika ciepła, m
y_{ef}	– efektywny wymiar poprzeczny wymiennika ciepła, m
z_{He}	– udział molowy helu w mieszaninie gazów hel-argon
Z	– impedancja akustyczna, $(Pa s)/m^3$
Z_{ch}	– impedancja charakterystyczna, $(Pa s)/m^3$
Z_n	– znormalizowana impedancja

Litery greckie

α	–	współczynnik wnikania ciepła, $W/(m^2 K)$
γ	–	wykładnik izentropy
Γ	–	współczynnik odbicia fali
δ_κ	–	termiczna głębokość wnikania, m
δ_ν	–	lepkościowa głębokość wnikania, m
ε	–	wydajność
η	–	sprawność
θ	–	różnica faz oscylacji ciśnienia, $^\circ$
κ	–	współczynnik dyfuzji gazu, m^2/s
λ	–	długość fali, m
μ	–	dynamiczny współczynnik lepkości, $kg/(m s)$
ν	–	kinematyczny współczynnik lepkości, m^2/s
π	–	liczba pi, $\pi = 3,14159 \dots$
Π	–	obwód, m
ρ	–	gęstość, kg/m^3
τ	–	stosunek pól przekroju falowodu
Γ	–	czas, s
ϕ	–	porowatość
φ	–	przesunięcie fazowe między ciśnieniem akustycznym a prędkością objętościową, $^\circ$
ψ	–	współczynnik średniego przepływu
ω	–	częstotliwość kątowna, $1/s$

Indeksy dolne

1	–	człon liniowy (pierwszego rzędu) rozwinięcia równania
<i>a</i>	–	czujnik <i>a</i>
<i>b</i>	–	czujnik <i>b</i>
<i>A, B, C</i>	–	w lokalizacji <i>A, B</i> lub <i>C</i>
<i>C</i>	–	Carnota
<i>ch</i>	–	chłodnicy, po stronie chłodzenia
<i>chl</i>	–	chłodziarki, chłodzenia
<i>comp</i>	–	segmentu <i>Compliance</i>
<i>egz</i>	–	egzergetyczna
<i>grz</i>	–	nagrzewnicy, po stronie grzania
<i>HX</i>	–	wymiennika ciepła
<i>in</i>	–	wlotowy
<i>inert</i>	–	segmentu <i>Inertance</i>

<i>load</i>	–	obciążenia akustycznego
<i>m</i>	–	średni
<i>out</i>	–	wylotowy
<i>ot</i>	–	otoczenia
<i>pc</i>	–	pompy ciepła
<i>PP</i>	–	pustej przestrzeni
<i>REG</i>	–	regeneratora
<i>rez</i>	–	rezonatora
<i>seg</i>	–	segmentu (filtra akustycznego)
<i>sr</i>	–	w środku
<i>str</i>	–	strat
<i>stub</i>	–	króćca <i>stub</i>
<i>t</i>	–	termiczna
<i>w</i>	–	wody chłodzącej

Operatory matematyczne

$ z $	–	wartość bezwzględna liczby zespolonej, np. amplitudy oscylacji
$arg[z]$	–	argument liczby zespolonej (faza)
$Re[z]$	–	część rzeczywista liczby zespolonej
$Im[z]$	–	część urojona liczby zespolonej
\tilde{z}	–	sprężenie zespolone
d	–	różniczka
Δ	–	różnica

Słownik pojęć

chłodnica, skr. AHX (ang. *ambient heat exchanger*), wymiennik ciepła umieszczony po jednej stronie regeneratora, w którym ciepło odbierane jest od oscylującego gazu i oddawane do dolnego źródła ciepła (zazwyczaj o temperaturze otoczenia).

compliance, (z ang. podatność akustyczna), zespolona wartość oporu akustycznego odcinka falowodu o charakterze sprężystym, inaczej podatnościowym (ang. *compliant*), np. odcinka o lokalnie zwiększonym przekroju.

cząstka gazu, bardzo mała porcja gazu, wielkość umowna wykorzystywana do opisu procesów, które przechodzi gaz w urządzeniu termoakustycznym.

fala płaska, fala, której powierzchnie falowe, czyli płaszczyzny, na których cząstki gazu drgają z jednakową amplitudą i fazą, są do siebie równoległe. Przyjmuje się, że występuje ona w przewodach, których wymiary poprzeczne są dużo mniejsze od długości fali, np. w falowodzie urządzeń termoakustycznych.

falowód, kanał o wymiarach poprzecznych dużo mniejszych od długości fali, w którym propaguje fala akustyczna. Falowodem urządzenia termoakustycznego jest rezonator zawierający inne elementy takie jak rdzeń termoakustyczny, czy filtr akustyczny.

filtr akustyczny, układ akustyczny służący do modyfikacji sygnału dźwiękowego. W urządzeniach termoakustycznych wykorzystuje się go w celu zmiany rozkładu pola akustycznego i osiągnięcia wymaganych warunków akustycznych. Może przyjąć formę odcinka falowodu o zwężonym (segment *Inertance*) lub rozszerzonym (segment *Compliance*) przekroju, albo też bocznego odcinka falowodu (króciec *stub*).

inertance, (z ang. masa akustyczna), zespolona wartość oporu akustycznego odcinka falowodu o charakterze bezwładnościowym (ang. *inertial*), np. odcinka o lokalnie zwężonym przekroju.

króciec stub, filtr akustyczny o charakterze podatnościowym w postaci dołączonego do rezonatora bocznego odcinka falowodu o tej samej średnicy.

load, (z ang. obciążenie silnika), urządzenie wyprowadzające energię akustyczną z układu (np. alternator liniowy). W układzie czysto akustycznym obciążeniem może być podłączony do falowodu rezonator Helmholtza. W modelu matematycznym obciążenie

reprezentowane jest przez zespoloną wartość impedancji dodanej w odpowiednim miejscu falowodu.

nagrzewnica, skr. HHX (ang. *hot heat exchanger*), wymiennik ciepła umieszczony po jednej stronie regeneratora, w którym ciepło odbierane z górnego źródła ciepła o wysokiej temperaturze dostarczane jest do oscylującego gazu.

pole akustyczne, obszar propagacji fali akustycznej, który można scharakteryzować za pomocą rozkładu amplitudy ciśnienia akustycznego i prędkości akustycznej (lub objętościowej).

propagacja fali, przenoszenie drgań gazu, umożliwiające transport energii akustycznej w określonym kierunku.

przesunięcie fazowe, różnica faz oscylacji ciśnienia akustycznego i prędkości akustycznej, parametr charakteryzujący falę akustyczną.

rdzeń termoakustyczny, podstawowy element urządzenia termoakustycznego składający się z nagrzewnicy, regeneratora i chłodnicy.

rezonator, falowód o skończonej długości, w którym występują drgania o częstotliwości rezonansowej, której wartość wynika z jego długości. W urządzeniach termoakustycznych z zapętłonym rezonatorem λ nazywany on jest również tubą powrotną (ang. *feedback tube*).

regenerator, skr. REG, kluczowy element urządzenia termoakustycznego, w którym zachodzi obieg termodynamiczny, zbudowany z porowatego materiału o małej średnicy porów, dużej pojemności cieplnej i niskim współczynniku przewodzenia ciepła.

segment Compliance, filtr akustyczny o charakterze podatnościowym (ang. *compliant*) w postaci krótkiego odcinka rezonatora o zwiększonym przekroju.

segment Inertance, filtr akustyczny o charakterze bezwładnościowym (ang. *inertial*) w postaci krótkiego odcinka rezonatora o zmniejszonym przekroju.

sekcja regeneratora, inne określenie rdzenia akustycznego

warunki akustyczne, pojęcie określające wartości przesunięcia fazowego i znormalizowanej impedancji, wynikających z lokalnego pola akustycznego. W szczególności określa się warunki akustyczne w regeneratorze.

urządzenie jednosekcyjne, urządzenie termoakustyczne z jedną sekcją regeneratora tworzącą silnik lub pompę ciepła.

urządzenie wielosekcyjne, urządzenie termoakustyczne z kilkoma sekcjami regeneratora umieszczonymi w jednym falowodzie.

znormalizowana impedancja, stosunek lokalnej impedancji fali do impedancji charakterystycznej gazu, bezwymiarowy parametr charakteryzujący falę akustyczną.

Rozdział 1

Wstęp

Najnowsze trendy sektora światowej energetyki wskazują na potrzebę poszukiwania nowych sposobów konwersji energii, mogących konkurować z systemami energetyki konwencjonalnej. Jednocześnie wyraźny nacisk kładzie się na to, by nowoczesne systemy i urządzenia były przyjazne otoczeniu. To właśnie troska o środowisko, a także aspekty ekonomiczne wyznaczają nowe kierunki badań, które m. in. mają na celu poprawę sprawności stosowanych procesów technologicznych, ograniczenie emisji zanieczyszczeń do atmosfery, a także efektywne wykorzystanie energii ze źródeł odnawialnych oraz energii odpadowej, która zaliczana jest często do źródeł o niskiej temperaturze.

Zagadnienie usprawnienia procesów konwersji energii można rozumieć wielorako. Zmianom może podlegać sama konstrukcja urządzeń, medium robocze, czy wykorzystywane w procesie zjawiska fizyczne. Wiele możliwości daje również modyfikacja istniejących obiegów termodynamicznych oraz ich realizacja na różne sposoby. Przykładem może być odkrywany na nowo obieg Stirlinga. Silniki różnych rozwiązań, wykorzystujące ten obieg, nadają się do odzysku niskotemperaturowego ciepła, a ich koszt w stosunku do mocy urządzeń jest niewielki [1].

Do jednej z nowszych technologii wykorzystujących obieg Stirlinga należą urządzenia termoakustyczne, w których ruch gazu transportującego energię wymuszany jest nie przez tłoki, lecz przez falę dźwiękową. Brak części ruchomych po stronie obiegu termodynamicznego jest niewątpliwie niejedyną zaletą tego typu urządzeń. Prosta konstrukcja, użycie łatwo dostępnych materiałów, wykorzystanie przyjaznych środowisku gazów szlachetnych, szeroka gama zastosowań oraz możliwość pracy przy niskiej różnicy temperatur są powodem rosnącego wciąż zainteresowania termoakustyką i rozwoju tej technologii. Objawia się ono coraz dłuższą listą ośrodków naukowych na świecie, w których prowadzone są zróżnicowane badania z zakresu termoakustyki i skutkuje stałym poszerzaniem wiedzy w tej dziedzinie, potwierdzonym rosnącą liczbą publikacji naukowych. Chęć nadążenia za światowym trendem oraz pragnienie zrozumienia tematyki i przyczynienia się do jej rozwoju stanowią odpowiednią motywację do podjęcia badań w dziedzinie termoakustyki na Politechnice Wrocławskiej.

1.1 Efekt termoakustyczny

Dziedzina termoakustyki zajmuje się wyjaśnieniem wpływu fali dźwiękowej na transport energii w ośrodkach gazowych. Efekt termoakustyczny opisuje odwracalne zjawisko konwersji energii cieplnej w energię akustyczną fali dźwiękowej. Polega on na wymianie ciepła między gazem a powierzchnią (ścianką), wzdłuż której występuje gradient temperatury. Interakcja ta powoduje ruch oscylacyjny cząstek gazu równoległe do ścianki oraz pulsacje ciśnienia gazu, a zatem powstanie fali akustycznej. Z punktu widzenia termodynamiki, proces konwersji energii cieplnej w akustyczną jest możliwy, gdy w kontakcie z powierzchnią gaz przechodzi obieg termodynamiczny. Dzięki możliwości odwrócenia procesu, efekt termoakustyczny może być wykorzystywany zarówno w ciepłych urządzeniach prawobieżnych – silnikach, jak i lewobieżnych – pompach ciepła [2].

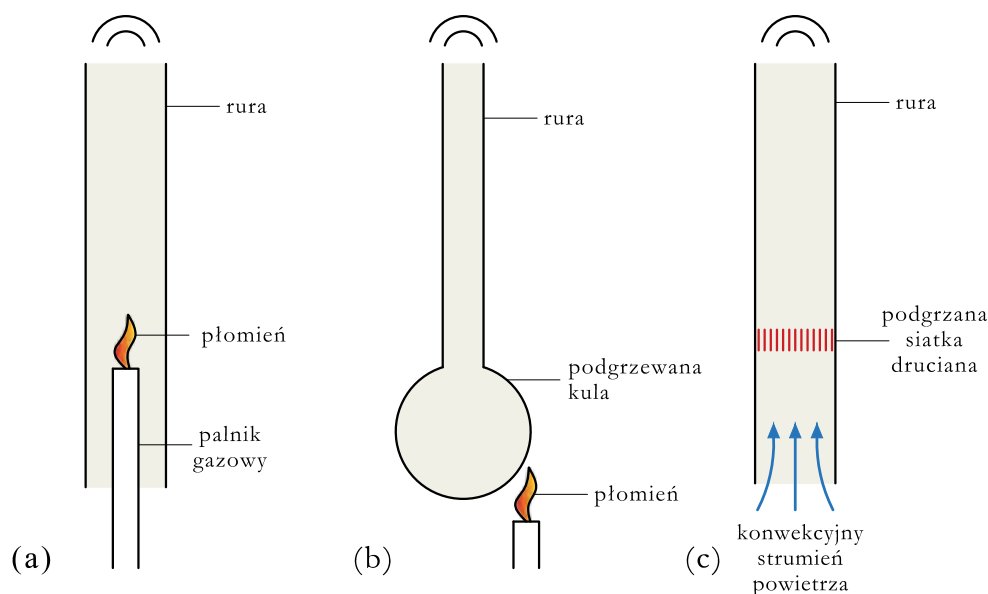
Intensywny rozwój termoakustyki datuje się na przełom XX i XXI stulecia, jednak pierwsze obserwacje zjawiska, nazwanego potem efektem termoakustycznym, poczyniono dużo wcześniej. Prawdopodobnie, jak twierdzą Avent i Bowen [3], pierwszymi świadkami dźwięków powstających na skutek gradientu temperatury byli szklarze dmuchający szklane kule przez specjalną tubę. Sztuka dmuchania szkła zapoczątkowano w Libanie i Izraelu już ok. 50 r. p.n.e.

Pierwszy opis tego zjawiska podał w 1777 roku Higgings [4]. Jego eksperyment polegał na umieszczeniu płomienia spalanego wodoru w pionowo ustawionej rurze. Z górnego końca rury można było usłyszeć dźwięk. Generowane w ten sposób tony nazwał *śpiewającymi płomieniami* (zob. Rys. 1.1 a).

W roku 1850 Sondhauss opisał podobny eksperyment [5]. Uzyskał falę dźwiękową podgrzewając gaz w szklanej tubie zakończonej jednostronnie szklaną kulą i otwartej z drugiej strony. Nazwana na cześć autora *rura Sondhaussa* (zob. Rys. 1.1 b) była pierwszym urządzeniem termoakustycznym z falą akustyczną o długości $\frac{1}{4}\lambda$.

Niedługo później w 1859 roku Rijke zaprezentował inną demonstrację efektu termoakustycznego [6]. W pionowej obustronnie otwartej rurze umieścił siatkę drucianą (zob. Rys. 1.1 c), którą podgrzewał do czerwoności. Dźwięk wydobywający się z górnego końca rury był słyszalny do momentu wystygnięcia siatki. Rijke stwierdził, że powietrze przepływające przez rurę na skutek konwekcji nagrzewając się od siatki ekspanduje, po czym ulega kompresji chłodząc się od ścianki rury. Następująca po sobie ekspansja i kompresja były powodem powstania fali dźwiękowej.

Pełnego fizycznego opisu efektu termoakustycznego obserwowanego przez Higginsa, Sondhassa i Rijke podjął się dopiero Rayleigh w 1878 roku [7]. Wprowadził on tzw. *kryterium Rayleigha*, które mówi, że oscylująca ekspansja i kompresja gazu generuje moc akustyczną, jeśli tylko ciepło dostarczane jest do gazu w momencie jego największej kompresji i odbierane w momencie jego największej ekspansji. Prawdziwe jest też zjawisko odwrotne: oscylująca ekspansja i kompresja mogą same być wywołane falą



Rys. 1.1 Schematyczne przedstawienie pierwszych urządzeń termoakustycznych: (a) *śpiewających płomieni Higginsa*, (b) rury Sondhaussa, (c) rury Rijke.

akustyczną pod warunkiem, że gaz znajduje się w kanale, w którym występuje gradient temperatur.

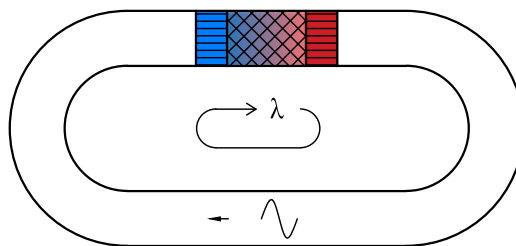
Prawie dwa wieki dzielą pierwszą obserwację zjawiska od pierwszej udanej realizacji urządzenia termoakustycznego generującego energię. W tym czasie wykonano wiele badań i eksperymentów. Kroki milowe poczyniono w drugiej połowie XX wieku [8]. W roku 1968 Feldman jako pierwszy zmodernizował rurę Sondhaussa wstawiając w nią stos równoległych płytek, wzdłuż których poprzez dostarczanie i odbieranie ciepła z obydwu stron wytworzył gradient temperatury [9]. Jego modyfikację można przyjąć jako pierwszą konstrukcję silnika z falą stojącą.

W 1969 roku Rott zapoczątkował serię artykułów, które stały się fundamentem termoakustyki. Jako pierwszy nazwał zjawisko *efektem termoakustycznym*, oraz opisał go matematycznie. Wyprowadził równania zwane później *równaniami falowymi Rotta*, dzięki którym możliwe stało się liniowe przybliżenie procesów termoakustycznych. Jego teoria [10] stosowana jest dalej jako podstawa modelowania urządzeń termoakustycznych i stanowi podwaliny obszernego podręcznika termoakustyki napisanego przez Swifta [2] oraz programu obliczeniowego DeltaEC [11] stworzonego w Los Alamos. Teoria Rotta została potwierdzona przez Yazaki'ego i in. [12], a także przez Whetleaya i in. [13], którzy jako pierwsi wykazali możliwość zastosowania efektu termoakustycznego w silniku cieplnym.

Początkowo, badania w dziedzinie termoakustyki skupiały się na urządzeniach opartych na stojącej fali akustycznej, w których niemożliwym jest osiągnięcie obiegu termodynamicznego o dużej sprawności. Nową perspektywę badań otworzył w 1979 roku

Ceperley [14]. Jako pierwszy zauważył on analogię oscylacji cząstek gazu fali biegnącej do ruchu gazu i zmian jego ciśnienia w konwencjonalnym tłokowym silniku Stirlinga. W obydwu przypadkach przyrost energii osiągany jest na skutek obiegu termodynamicznego, któremu podlega gaz przechodzący przez regenerator, wzdłuż którego występuje gradient temperatury. W silniku termoakustycznym rolę tłoków wymuszających ruch gazu wzdłuż regeneratora zastępuje oscylacja fali akustycznej, stąd nazywa się go często *termoakustycznym silnikiem Stirlinga*. Ceperley zauważył również, że spowodowane lepkością straty energii w regeneratorze można ograniczyć zwiększając lokalnie impedancję akustyczną [15].

Dopiero w 1998 r. pierwszy działający silnik termoakustyczny z falą biegnącą skonstruowali Yazaki i in. [16]. Miał on kształt zapętlonej rury, dzięki czemu długość fali przyjmowała wartość długości falowodu (zob. Rys. 1.2). Niestety silnik ten osiągał bardzo małą sprawność. Backhaus i Swift [17] zaproponowali konfigurację silnika w kształcie torusa z bocznym rezonatorze, zapewniając w ten sposób wysoką impedancję i warunki fali biegnącej w regeneratorze - kluczowe do osiągnięcia wysokiej sprawności. Zachęcen tym przełomowym osiągnięciem, Tijani i Spoelstra [18] oraz Haberbush [19] poprawili konfigurację silnika uzyskując 52% sprawności egzergetycznej (relatywnej do sprawności Carnota). Niestety z powodu znaczących strat lepkościowych w rezonatorze, silniki tego typu potrzebują różnicy temperatur rzędu kilkuset kelwinów aby wystartować i osiągają maksymalną sprawność przy temperaturze górnego źródła ciepła rzędu $600\text{--}725^\circ\text{C}$.



Rys. 1.2 Konfiguracja silnika termoakustycznego Yazakiego w kształcie zapętlonej rury.

Celem kolejnych badań było obniżenie różnicy temperatur potrzebnej do pracy urządzeń termoakustycznych. Udało się to de Blok'owi, który wykorzystał spostrzeżenie Ceperleya, aby zwiększyć pole przekroju regeneratora, zwiększając tym samym impedancję akustyczną [20] i zastosował je w silniku o konfiguracji zapętlonej tuby, podobnym do urządzenia Yazakiego. W ten sposób obniżył znacząco poziom temperatury zasilania - jego silnik startował przy różnicy temperatur zaledwie 85 K . De Blok wykazał również, że dzięki zainstalowaniu w falowodzie wielu sekcji regeneratora można jeszcze bardziej obniżyć temperaturę startu silnika. Przy zasilaniu źródłem ciepła o temperaturze 150°C jego silnik osiągał sprawność egzergetyczną 40% [21, 22]. Sukces

osiągnięty przez de Bloka był dla innych motywacją do kolejnych badań w zakresie silników wielosekcyjnych [23–31].

Ostatnio Kruse i in. [32] na bazie obliczeń numerycznych udowodnili, że jednosekcyjny silnik termoakustyczny Stirlinga w formie zapętlonej tuby może konkurować swoimi osiągnięciami z wielosekcyjnymi jednostkami, pod warunkiem dopasowania pola akustycznego poprzez aplikację dodatkowego elementu w konstrukcji falowodu. Tłumaczy to fakt, że prostsze w konstrukcji silniki jednosekcyjne są wciąż aktualnym tematem badań [33–42].

1.2 Aplikacje

Mimo rosnącego zainteresowania termoakustyką i różnorodnych badań naukowych, urządzenia termoakustyczne znajdują się dopiero w początkowej fazie komercjalizacji. W większości są to jednostki służące do badań lub prototypy, niemniej jednak na rynku powstają nowe firmy proponujące rozwiązania dostosowane do potrzeb klienta [43].

Intensywny rozwój technologii zaowocował wieloma realizacjami urządzeń termoakustycznych o szerokiej gamie zastosowań. Konstruuje się zarówno silniki [44], jak i pompy ciepła [45] lub chłodziarki [46], a także urządzenia łączące obie funkcje, jak np. chłodziarka napędzana ciepłem, w której moc akustyczna generowana w silniku zasila bezpośrednio termoakustyczną jednostkę chłodniczą [47].

Silniki termoakustyczne mogą być wykorzystywane jako generatory energii elektrycznej. W tym wypadku potrzebny jest konwerter energii akustycznej w elektryczną. Najczęściej stosowanym rozwiązaniem jest użycie alternatora liniowego [48–52], który w najbliższej przyszłości może zostać zastąpiony rozwijaną od niedawna turbiną dwukierunkową [53–55].

Na uwagę zasługują realizacje prototypów dedykowanych dla przemysłu. Termoakustyczne urządzenia mogą służyć zarówno do skraplania gazu [56], jak i do odzysku energii z regazyfikacji ciekłego gazu ziemnego LNG [38]. Ich konstrukcja jest łatwo skalowalna. Skonstruowano już niewielką termoakustyczną zamrażarkę do lodów [57], jak i spory kontener z komorą chłodniczą [58, 59]. Urządzenia termoakustyczne mają również zastosowanie w przemyśle samochodowym [60, 61], kosmicznym [62–64] oraz w kriogenice [65, 66].

Ostatnie badania urządzeń termoakustycznych są ukierunkowane na ich wykorzystanie przy odzysku niskotemperaturowego ciepła odpadowego. Dostosowanie urządzeń do działania w zakresie temperatury górnego źródła ciepła na poziomie $70 - 250^{\circ}\text{C}$ pozwoliłoby im konkurować z konwencjonalnymi systemami. Niezawodność i prostota konstrukcji, przy jednoczesnych niewielkich kosztach produkcji w odniesieniu do uzyskanej jednostki energii, mogłyby stanowić zdecydowaną zachętę dla inwestorów. Z tego powodu w wielu realizacjach wykorzystuje się różne źródła ciepła o niskiej temperaturze [67], takie jak: ciepło promieniowania słonecznego [68–70], ciepło

z procesów przemysłowych [71] czy ciepło geotermalne. Energia odpadowa może być wykorzystywane zarówno w silnikach [24], jak i pompach ciepła [31]. Ciekawym wykorzystaniem technologii termoakustyki są proste generatory mocy elektrycznej dedykowane dla biednych rejonów świata, napędzane ciepłem z pieców i palenisk kuchennych [72, 73].

1.3 Dopasowanie pola akustycznego

Wspomniano już, że aby osiągnąć niską temperaturę pracy silnika termoakustycznego potrzebne jest lokalne zwiększenie impedancji fali akustycznej oraz odpowiednia konfiguracja falowodu, w którym straty na skutek lepkości byłyby minimalne. Na chwilę obecną najlepszym rozwiązaniem, na którym skupiona jest uwaga badaczy, jest konfiguracja silnika w formie zapętłonej tuby. Długość całego falowodu jest równa długości fali λ , co oznacza w praktyce, że fala zainicjowana w silniku o takiej konfiguracji przyjmie długość odpowiadającą długości tuby.

Wstawienie do falowodu pojedynczego rdzenia akustycznego (regeneratora wraz z wymiennikami ciepła) spowoduje odbicie fali akustycznej oraz pogorszenie pola akustycznego, co wpłynie znacząco na obniżenie sprawności silnika. W silnikach wielosekcyjnych (z przynajmniej trzema rdzeniami termoakustycznymi) problem rozwiązuje się samoistnie. Konfiguracja ta jest akustycznie symetryczna. Zaburzenia fali powstałe w jednym rdzeniu kompensują się przez odwrotnie skierowane zaburzenia w kolejnym rdzeniu. Można zatem powiedzieć, że układ wielosekcyjny dopasowuje się sam zapewniając warunki fali biegnącej.

Mimo niezaprzeczalnych zalet, większa liczba sekcji oznacza większy stopień skomplikowania systemu. Z tego powodu warto również poświęcić uwagę silnikom jednosekcyjnym. Do prawidłowego funkcjonowania potrzebują one tzw. elementu dopasowującego, który ma za zadanie zminimalizować zaburzenia fali akustycznej powstałe w rdzeniu termoakustycznym. Elementem tym może być zwiększenie lub zmniejszenie pola przekroju falowodu na pewnym odcinku lub boczny króciec dołączony do falowodu, stanowiące dolnoprzepustowe filtry akustyczne [74]. Działanie filtra akustycznego generuje odbicie fali, które przeciwdziała zaburzeniom pola akustycznego powstałym w rdzeniu. Poprzez zmianę geometrii filtra można dopasować warunki akustyczne w regeneratorze silnika, jak i kształt pola akustycznego wzdłuż falowodu. Przeprowadzone dotychczas badania systemów z filtrami dopasowującymi były dość pobieżne i przedstawiały niepełną analizę wpływu tych elementów na warunki akustyczne. Yu i in. [75] zastosowali boczny króciec, regulując jedynie jego długość. Kang i in. [28] do dopasowania pola użyli kombinacji zaworu kulowego i bocznego króćca z alternatorem. Osiągnęli jednak niewielką sprawność egzergetyczną. Jin i in. [35] dopasowywali pole akustyczne poprzez filtry akustyczne o zwiększonym przekroju (compliance tube) i zmniejszonym przekroju (resistance tube) skupiając się w większości

na osiągnięciu odpowiednich warunków akustycznych w samym regeneratorze. Ostatnio Al-Kayiem i Yu [36] użyli bocznego rezonatora Helmholtza, w którym dostosowywali jedynie objętość. Ich rozwiązanie funkcją przypomina środkowozaporowy filtr akustyczny. Przeprowadzenie obszernej analizy numerycznej wielu parametrów, popartej badaniami eksperymentalnymi, pozwoliłoby udowodnić użyteczność metody dopasowania pola akustycznego za pomocą filtrów akustycznych i poprawić jej zrozumienie.

1.4 Teza i cel pracy

Głównym celem niniejszej pracy doktorskiej jest zbadanie wpływu warunków akustycznych w regeneratorze oraz falowodzie jednosekcyjnego silnika termoakustycznego Stirlinga na jego parametry pracy. Zmiana warunków akustycznych odbywać się ma za pomocą różnego typu elementów dopasowujących (filtrów akustycznych), dlatego niezmiernie ważnym zagadnieniem jest ustalenie wpływu geometrii (długości lub pola przekroju) filtrów oraz ich miejsca usytuowania w falowodzie na dopasowanie pola akustycznego.

Oprócz głównego celu pracy zdefiniowano cele dodatkowe, stanowiące niejako narzędzia do jego osiągnięcia. Celami dodatkowymi pracy są zatem:

- Zbudowanie modelu matematycznego jednosekcyjnego silnika termoakustycznego Stirlinga przy uwzględnieniu różnych filtrów akustycznych.
- Przeprowadzenie analizy pracy silnika i jego parametrów w zależności od warunków akustycznych dostrajanych za pomocą filtra akustycznego na bazie symulacji numerycznych.
- Porównanie pracy silnika przy zastosowaniu różnych filtrów akustycznych.
- Zaprojektowanie i zbudowanie stanowiska eksperymentalnego do zbadania wpływu zmiany pola akustycznego na pracę urządzenia.
- Przeprowadzenie badań eksperymentalnych w układzie termoakustycznym z jedną sekcją i porównanie wyników badań z symulacjami numerycznymi.

Na podstawie przeprowadzonego studium literatury oraz przy uwzględnieniu najnowszych kierunków badań w dziedzinie termoakustyki teza niniejszej pracy doktorskiej została sformułowana następująco:

Dopasowanie warunków akustycznych w rezonatorze jednosekcyjnego termoakustycznego silnika Stirlinga jest możliwe poprzez zmianę geometrii i usytuowania filtra akustycznego dołączonego do rezonatora i wpływa na poprawę parametrów pracy silnika.

1.5 Plan pracy

Niniejsza praca doktorska składa się z ośmiu rozdziałów oraz załączników. W rozdziale 1. przedstawiono krótki wstęp mający na celu zapoznanie czytelnika z tematyką urządzeń termoakustycznych. Na tle historycznym rozwoju termoakustyki wymieniono szereg różnego typu urządzeń i zaprezentowano ich możliwe zastosowania. Następnie po przedstawieniu aktualnej problematyki, która stała się motywacją pracy, zdefiniowano cele i tezę pracy.

W rozdziale 2. podjęto próbę przedstawienia kompendium wiedzy z zakresu termoakustyki, który stanowi teoretyczny wstęp do kolejnych rozdziałów pracy. Podano zarówno akustyczne, jak i termodynamiczne podstawy potrzebne do zrozumienia problematyki, a także zaprezentowano podział urządzeń termoakustycznych i ich zasadę działania.

Rozdział 3. jest obszerną analizą parametrów pracy jednosekcyjnego termoakustycznego silnika Stirlinga. Analiza oparta jest na symulacjach numerycznych przedstawionego modelu matematycznego urządzenia. Przy pomocy akustycznego filtra dolnoprzepustowego (bocznego króćca *stub*) dopasowywano pole akustyczne. Omówiono szeroko wpływ zmiany długości i pozycji umieszczenia króćca na moc silnika. W rozdziale tym czytelnik ma możliwość szczegółowego zapoznania się z budową i najważniejszymi elementami systemu termoakustycznego, a także zobaczenia relacji i wpływu różnych parametrów na jego pracę.

Oprócz użycia (bocznego króćca *stub*) istnieje możliwość dopasowania pola akustycznego przy pomocy filtra akustycznego o zwiększonym przekroju (segment *Compliance*) i o zmniejszonym przekroju (segment *Inertance*). W rozdziale 4. na bazie symulacji numerycznych, porównano ze sobą wszystkie trzy rozwiązania. Aby zestawienie różnego typu filtrów dało miarodajne wnioski, ustalono takie same warunki pracy wszystkich trzech systemów.

W rozdziale 5. przedstawiono koncepcję oraz projekt stanowiska eksperymentalnego. Dzięki badaniom przeprowadzonym na rzeczywistym jednosekcyjnym silniku termoakustycznym możliwe jest potwierdzenie wniosków płynących z analiz numerycznych. Przedstawiono zatem plan badań eksperymentalnych, które mają pozwolić osiągnąć ten cel. Zaprezentowano również system pomiarowy omawiając wszystkie wartości mierzone, a także sposób obliczania wielkości wynikowych.

W rozdziale 6. zostały zaprezentowane i omówione wyniki badań eksperymentalnych dające obraz stawianego problemu pod kątem jakościowym oraz ilościowym. Następnie przedstawiono wyniki symulacji numerycznych dla modelu silnika odpowiadającego badanemu stanowisku. Podano algorytm dopasowania modelu do warunków rzeczywistych oraz porównano wyniki osiągnięte eksperymentalnie i numerycznie. W rozdziale 7. podsumowano zwięźle osiągnięte cele mające potwierdzić stawianą na początku tezę.

Zachęca się czytelnika, aby w trakcie czytania kolejnych rozdziałów pracy korzystał z załączonego na początku wykazu oznaczeń i słownika pojęć. Może to w znaczny sposób ułatwić zrozumienie poruszanych w niniejszej pracy problemów, tym bardziej, że termoakustyka jest interdyscyplinarną dziedziną nauki. Pojęcia stricte akustyczne mogą wydać się niejasne osobom zajmującym się zawodowo energetyką. Zrozumienie pojęć związanych z termodynamiką może z kolei być problematyczne dla osób z wykształceniem akustycznym. Ponadto nomenklatura zaczerpnięta jest częściowo z języka angielskiego. Czasami użycie pochodzącej z literatury, angielskiej nazwy pewnych elementów układu wydaje się bardziej adekwatne od jej polskiego odpowiednika, tym bardziej, że brak jest artykułów naukowych w języku polskim dotyczących tej tematyki. Dlatego również obco brzmiące nazwy wytłumaczono w słowniku pojęć.

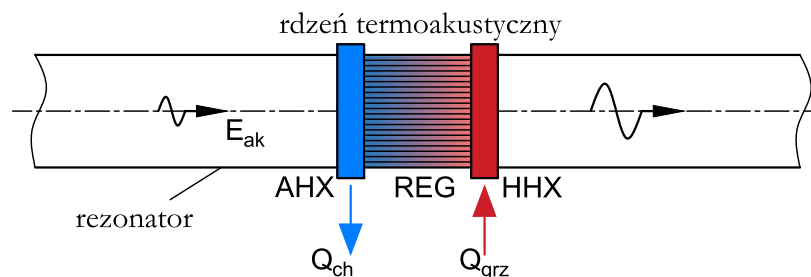
Rozdział 2

Termoakustyka

Niniejszy rozdział stanowi wstęp teoretyczny do dalszych rozważań. Na bazie podstawowej wiedzy z zakresu termodynamiki i akustyki przedstawiono zasadę działania urządzeń termoakustycznych oraz podano ich klasyfikację popartą przykładami. W dalszej części rozdziału omówiono podstawy matematyczne liniowej teorii termoakustyki, potrzebnej do stworzenia modelu silnika i przeprowadzenia symulacji numerycznych.

2.1 Podstawowe elementy konstrukcyjne

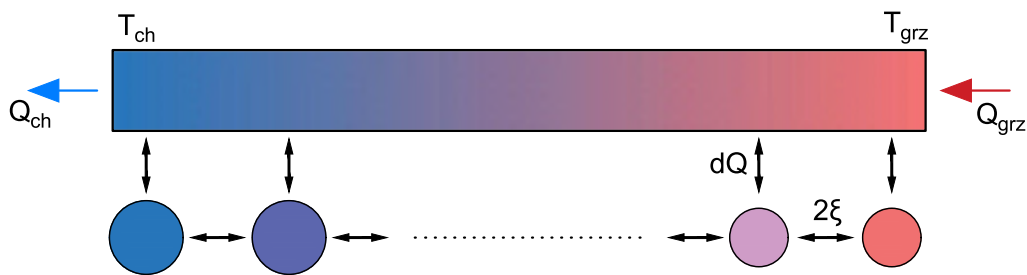
Każde urządzenie termoakustyczne składa się z dwóch podstawowych elementów takich jak rdzeń termoakustyczny oraz rezonator. Do innych należą: układ odbioru lub dostarczania energii akustycznej, elementy dopasowujące pole akustyczne, czy wszelkie elementy konstrukcyjne jak np. zawory do napełniania układu gazem, jednak nie są one potrzebne do wytłumaczenia zasady działania urządzeń i zostaną omówione w kolejnych rozdziałach.



Rys. 2.1 Podstawowe elementy silnika termoakustycznego. REG - regenerator , AHX - chłodnica, HHX - nagrzewnica.

Układ rdzenia termoakustycznego umieszczonego w przykładowym rezonatorze przedstawiono schematycznie na Rys. 2.1. Rdzeń termoakustyczny składa się z regeneratora (REG) oraz dwóch wymienników ciepła: nagrzewnicy (HHX) i chłodnicy

(AHX). W nagrzewnicy ciepło Q_{grz} dostarczane jest do gazu wypełniającego falowód, natomiast w chłodnicy ciepło Q_{ch} odbierane jest od gazu. Gdy w falowodzie rozchodzi się fala akustyczna cząstki gazu oscylują w lewo i w prawo wzdłuż falowodu wokół swojego środkowego położenia. W ten sposób wymieniają ciepło z nagrzewnicą i chłodnicą transportując je dalej wzdłuż regeneratora. Regenerator jest elementem o dużej porowatości i otworach o bardzo małej średnicy. Ma zapewniać odpowiedni kontakt cieplny z gazem, jednocześnie izolując termicznie nagrzewnicę od chłodnicy. Prościej mówiąc powinien on posiadać wysoki współczynnik przewodzenia ciepła w kierunku prostopadłym do propagacji fali i niski w kierunku równoległym. Przykładem regeneratora może być szereg złożonych razem ekranów siatki zrobionej z drutu o okrągłym przekroju, np. siatki filtracyjnej. Gradient temperatury występujący wzdłuż regeneratora oraz odpowiedni kontakt termiczny z gazem powodują, że gaz przechodzi szereg przemian termodynamicznych tworzących obieg potrzebny do wykonania pracy. Amplituda przemieszczenia cząstek gazu jest często dużo mniejsza od długości regeneratora oraz wymienników ciepła. Nie stanowi to jednak problemu dla transportu energii. Każda cząstka gazu przenosi małą porcję energii, podając ją dalej kolejnej na zasadzie łańcucha osób przekazujących dalej dany przedmiot (zob. Rys. 2.2).



Rys. 2.2 Schemat przekazywania energii przez cząstki gazu oscylujące z małą amplitudą przemieszczenia wzdłuż regeneratora.

Rezonator jest rurą, w której propaguje płaska fala akustyczna niosąca ze sobą energię E_{ak} . Od jego kształtu i wymiarów zależą parametry tej fali. Istnieje wiele różnych konfiguracji falowodów, które omówiono w kolejnych podrozdziałach. Możliwe jest również zainstalowanie większej liczby rdzeni termoakustycznych w jednym rezonatorze.

Zasada działania urządzeń termoakustycznych opiera się na odwracalnych obiegach termodynamicznych, którym podlega gaz roboczy. Istnieją dwa podstawowe podziały tych urządzeń:

- ze względu na kierunek przepływu energii,
- ze względu na porównawczy obieg termodynamiczny definiujący sposób konwersji energii dla różnych fal akustycznych.

W kolejnych podrozdziałach omówiono szerzej podaną klasyfikację, wyjaśniając różnice między różnymi urządzeniami termoakustycznymi.

2.2 Transport energii w urządzeniach termoakustycznych

Z punktu widzenia termodynamiki, urządzenie termoakustyczne można zbilansować, jeśli znane są strumienie energii dostarczanej i odbieranej od rdzenia. Układ termoakustyczny przenosi energię między dwoma źródłami ciepła: górnym i dolnym. Zakładając idealną wymianę ciepła między źródłem a wymiennikiem ciepła można przyjąć ich temperatury jako temperaturę nagrzewnicy T_{grz} i temperaturę chłodnicy T_{ch} .

Ponieważ w urządzeniu termoakustycznym nie występuje przepływ masy, a jedynie oscylacyjny ruch gazu, system ten traktuje się jako układ zamknięty, dla którego pierwszą zasadę termodynamiki można przedstawić następująco:

$$\frac{dU}{dt} = \sum \dot{Q} + \sum \dot{E} \quad (2.1)$$

gdzie dU/dt oznacza zmianę energii wewnętrznej w czasie, a \dot{Q} i \dot{E} odpowiednio sumę strumieni ciepła wymienianych z otoczeniem oraz moc akustyczną dostarczaną do układu lub od niego odebraną. Ponieważ rozważa się stan ustalony, można przyjąć, że $dU/dt = 0$.

Ze względu na kierunek przepływu energii wyróżnia się urządzenia prawobieżne – silniki oraz lewobieżne – pompy ciepła.

2.2.1 Silnik

Silnik pracuje według obiegu prawobieżnego, co oznacza, że transportuje energię od górnego źródła ciepła do dolnego źródła ciepła wykonując przy tym pracę. Moc silnika, czyli praca obiegu w czasie, jest zatem równa różnicy strumieni energii fali akustycznej wyprowadzanej z rdzenia \dot{E}_{out} i energii doprowadzanej do rdzenia \dot{E}_{in} . Bilans energii dla silnika można zapisać następująco:

$$\dot{E}_{out} - \dot{E}_{in} = \dot{Q}_{grz} - \dot{Q}_{ch} \quad (2.2)$$

Na skutek obiegu termodynamicznego zwiększa się moc fali akustycznej, co potocznie nazywa się wzmocnieniem fali. Strumienie energii doprowadzonej do rdzenia silnika termoakustycznego i wyprowadzonej z niego przedstawiono na Rys. 2.3(a).

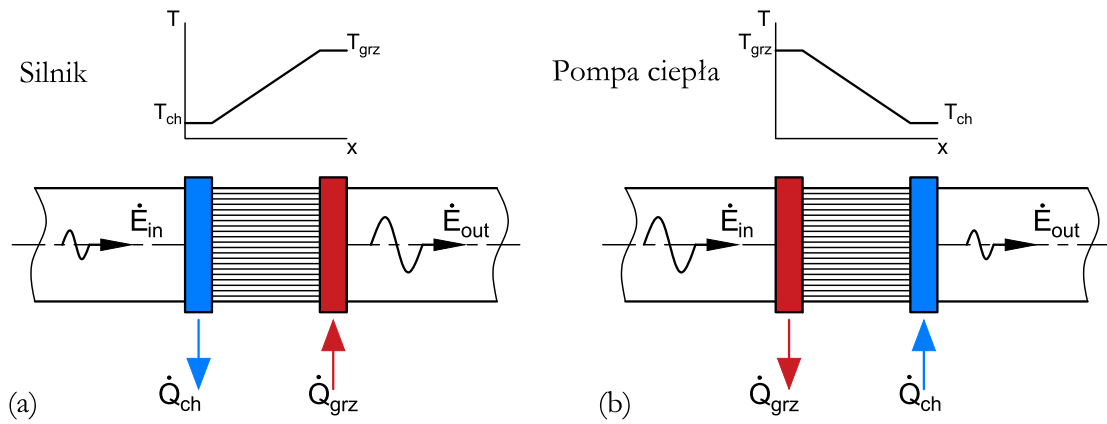
Wyznacznikiem jakości pracy prawobieżnego obiegu termodynamicznego jest jego sprawność termiczna η_t , zdefiniowana jako stosunek uzyskanej mocy obiegu do strumienia dostarczonego ciepła. Może być ona maksymalnie równa sprawności obiegu porównawczego Carnota η_C :

$$\eta_t = \frac{\dot{E}_{out} - \dot{E}_{in}}{\dot{Q}_{grz}} \leq \eta_C \quad (2.3)$$

gdzie sprawność Carnota obliczana jest z równania:

$$\eta_C = \frac{T_{grz} - T_{ch}}{T_{grz}} \quad (2.4)$$

Sprawność każdego urządzenia cieplnego zależy od temperatur górnego i dolnego źródła ciepła. Dlatego do obiektywnej oceny pracy silnika wyznacza się jego sprawność



Rys. 2.3 Schemat strumieni energii w rdzeniu: (a) termoakustycznego silnika, (b) termoakustycznej pompy ciepła.

egzergetyczną η_{egz} , czyli sprawność urządzenia w odniesieniu do sprawności obiegu Carnota dla takich samych maksymalnych temperatur dolnego i górnego źródła ciepła [76]:

$$\eta_{egz} = \frac{\eta_t}{\eta_C} \quad (2.5)$$

2.2.2 Pompa ciepła

Termoakustyczna pompa ciepła pracuje według obiegu lewobieżnego. Oznacza to, że to fala akustyczna wykonuje pracę, umożliwiając transport ciepła ze źródła o niższej do źródła o wyższej temperaturze. W tym wypadku strumień energii akustycznej maleje w rdzeniu od \dot{E}_{in} do \dot{E}_{out} . Bilans energii pompy ciepła można zapisać następująco:

$$\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} = \dot{Q}_{grz} - \dot{Q}_{ch} \quad (2.6)$$

Strumienie energii doprowadzonej do rdzenia termoakustycznej pompy ciepła i wyprowadzonej z niego przedstawiono schematycznie na Rys. 2.3(b). Warto zauważyć, że w pompie ciepła gradient temperatury ustala się odwrotnie wobec kierunku propagacji fali niż w silniku. W tym wypadku w nagrzewnicy (gorącym wymienniku ciepła HHX) ciepło odprowadzane jest z układu, a nie do niego dostarczane, jak to ma miejsce w silniku.

Wyznacznikiem jakości pracy lewobieżnego obiegu termodynamicznego jest jego wydajność ε , zdefiniowana jako stosunek użytecznego strumienia ciepła do dostarczonej mocy. Warto zwrócić uwagę, że gdy urządzenie pracuje jako chłodziarka, użytecznym strumieniem ciepła jest \dot{Q}_{ch} , natomiast gdy pracuje jako pompa ciepła jest to \dot{Q}_{grz} . Wydajność może być maksymalnie równa wydajności lewobieżnego obiegu porównawczego Carnota. Dla chłodziarki jest ona równa:

$$\varepsilon_{chl} = \frac{\dot{Q}_{ch}}{\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out}} \leq \varepsilon_C \quad (2.7)$$

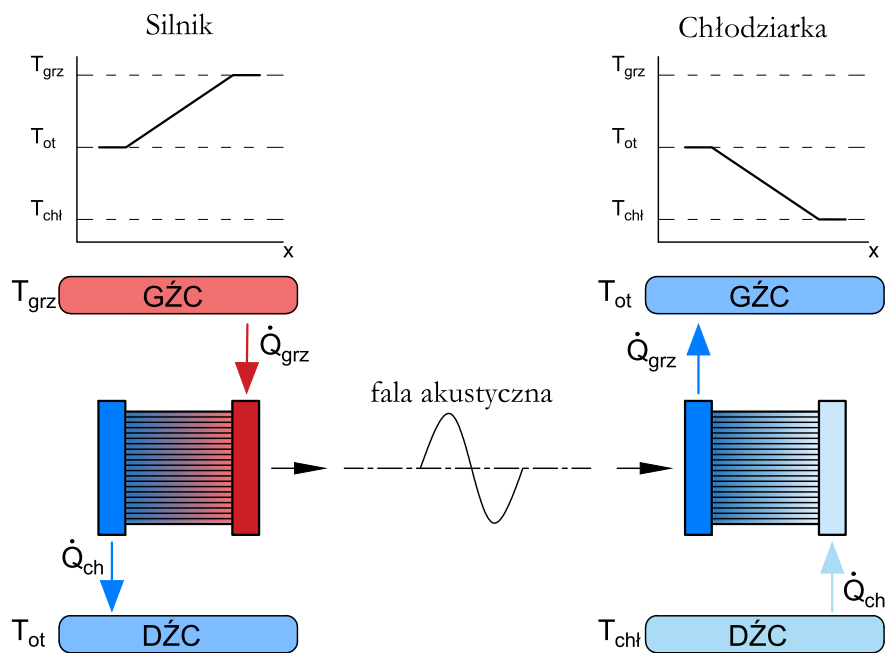
a dla pompy ciepła:

$$\varepsilon_{pc} = \frac{\dot{Q}_{grz}}{\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out}} \leq \varepsilon_C \quad (2.8)$$

gdzie wydajność Carnota obliczana jest z równania:

$$\varepsilon_C = \frac{T_{grz}}{T_{grz} - T_{chl}} \quad (2.9)$$

Oprócz przedstawionych powyżej silnika i pompy ciepła istnieje możliwość ich szeregowego połączenia w celu bezpośredniej konwersji ciepła z górnego źródła do transportu ciepła w innym zakresie temperatur (np. w celu chłodzenia). Przykładowe rozwiązanie tego typu przedstawiono schematycznie na Rys. 2.4. Urządzenie składa się z termoakustycznych rdzeni silnika i chłodziarki umieszczonych w jednym rezonatorze. Rdzeń silnika pełni rolę urządzenia generującego falę akustyczną, natomiast rdzeń chłodziarki wykorzystuje dostarczoną falę do konwersji w ciepło. W chłodziarce występuje przeciwny gradient temperatury, a ciepło transportowane jest od dolnego źródła ciepła o niskiej temperaturze do górnego źródła ciepła o temperaturze otoczenia.



Rys. 2.4 Szeregowe połączenie termoakustycznego silnika i termoakustycznej pompy ciepła. GŻC - górne źródło ciepła, DŻC dolne źródło ciepła, T_{grz} - temperatura grzania w silniku, T_{ot} - temperatura otoczenia, T_{chl} - temperatura chłodzenia w chłodziarce.

2.3 Podstawowe pojęcia z akustyki

Falę akustyczną można traktować jako rozchodzące się zaburzenie gęstości ośrodka, które powoduje miejscowe drgania jego cząstek. Drgające cząstki przekazują sobie

energię. Fala dźwiękowa może zatem stanowić nośnik energii, którą można wykorzystać w urządzeniach termoakustycznych. Do zrozumienia procesów związanych z efektem termoakustycznym potrzebna jest podstawowa wiedza na temat akustyki i znajomość podstawowych wielkości charakteryzujących falę akustyczną.

2.3.1 Parametry fali akustycznej

Fala akustyczna jest falą podłużną, tzn. taką, dla której drgania cząstek gazu są równoległe do kierunku propagacji fali. *Długość fali*, czyli najbliższa odległość między punktami o tej samej fazie drgań zależy od częstotliwości oraz prędkości dźwięku w danym ośrodku:

$$\lambda = \frac{a}{f} \quad (2.10)$$

gdzie a jest prędkością dźwięku ośrodka, a f częstotliwością drgań. Zamiast częstotliwości, stosuje się często wielkość *częstotliwości kątowej*:

$$\omega = 2\pi f \quad (2.11)$$

Drgania cząstek gazu powodują harmoniczne zmiany gęstości, skutkujące jednoczesnymi zmianami ciśnienia. Oznacza to, że chwilowa wartość ciśnienia gazu p oscyluje sinusoidalnie wokół jego wartości średniej p_m , która jest równa ciśnieniu statycznemu gazu. W wąskich kanałach i rurach, w których wymiar poprzeczny (średnica) jest dużo mniejszy od długości fali λ , przyjmuje się, że fala akustyczna jest falą płaską [77]. Rozwiązaniem równania falowego fali płaskiej jest równanie ciśnienia od czasu t :

$$p = p_m + p_1 \cos(\omega t) \quad (2.12)$$

p_1 to amplituda ciśnienia, natomiast człon $p_1 \cos(\omega t)$ reprezentuje zmienne w czasie odchylenie od wartości średniej, zwane *ciśnieniem akustycznym*. Analogiczne równanie można napisać dla prędkości poruszającej się cząstki. Cząstki gazu drgając osiągają maksymalną prędkość w środkowym położeniu i przyjmują wartość 0 w skrajnych położeniach. Chwilowa *prędkość akustyczna* gazu u jest zatem równa:

$$u = u_1 \cos(\omega t - \varphi) \quad (2.13)$$

gdzie u_1 to amplituda prędkości, czyli jej maksymalna wartość osiągnięta w środkowym położeniu. Dodatkowy człon φ to kąt zwany *fazą*, bądź *przesunięciem fazowym* między oscylacją ciśnienia a oscylacją prędkości. Jest to ważna wielkość charakteryzująca falę akustyczną.

Gdy znane jest pole przekroju falowodu A , wygodniej zamiast prędkością akustyczną posługiwać się *prędkością objętościową*:

$$U_1 = u_1 A \quad (2.14)$$

Wielkość prędkości objętościowej posiada tę samą jednostkę co strumień objętości - m^3/s , jednak ponieważ dotyczy ona jedynie drgań cząstek gazu a nie jego przepływu, traktuje się ją jako osobne pojęcie stosowane w akustyce.

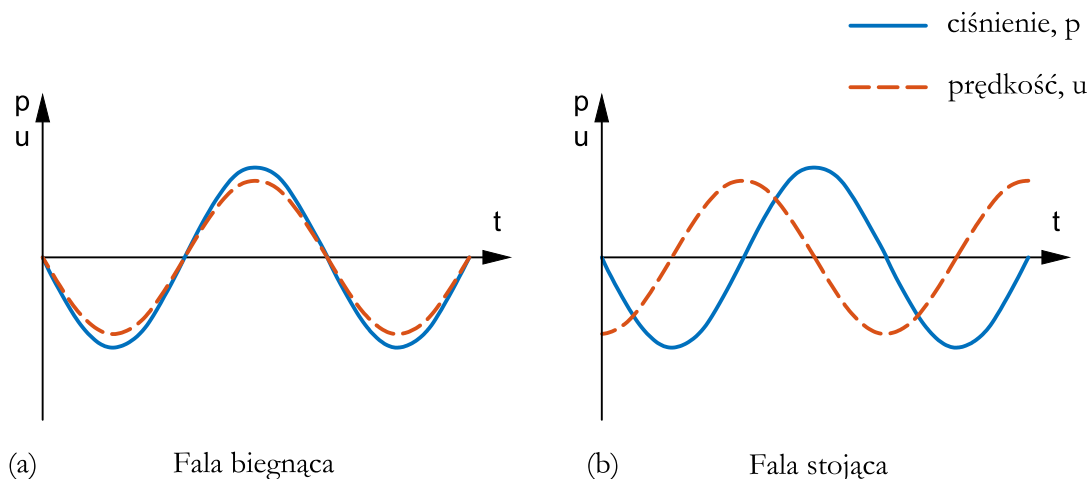
Znając amplitudę prędkości akustycznej można wyznaczyć amplitudę *wychylenia* (przesunięcia) cząstki gazu od jej środkowego położenia:

$$\xi = \frac{u_1}{\omega} \quad (2.15)$$

Częściej stosowaną wielkością charakterystyczną fali jest długość 2ξ , która odpowiada odległości między maksymalnym a minimalnym położeniem cząstki gazu podczas drgania.

Fala akustyczna propagująca w nieskończenie długim falowodzie (bez odbić) jest *falą biegnącą*. Charakterystyczne dla fali biegnącej jest to, że ciśnienie akustyczne jest w fazie z prędkością, co oznacza, że przesunięcie fazowe dla tej fali $\varphi = 0^\circ$. Można sobie wyobrazić, że cząstki gazu są maksymalnie ściśnięte w środkowym położeniu ich drgania, czyli w momencie, gdy mają najwyższą prędkość. Przebieg ciśnienia i prędkości w czasie dla fali biegnącej obrazuje Rys. 2.5(a).

Fala stojąca powstaje przez nałożenie się dwóch fal biegnących skierowanych przeciwnie. Tworzą się wtedy węzły czyli miejsca, gdzie amplituda jest zawsze równa 0 oraz strzałki, gdzie amplituda ma stałą maksymalną wartość. Przesunięcie fazowe dla fali stojącej wynosi $\varphi = 90^\circ$. W tym wypadku maksymalne i minimalne ściśnięcie cząstek gazu następuje w ich skrajnych położeniach. Przebieg ciśnienia i prędkości w czasie dla fali stojącej obrazuje Rys. 2.5(b).



Rys. 2.5 Przebieg ciśnienia akustycznego i prędkości akustycznej w czasie dla: (a) fali biegnącej, (b) fali stojącej.

W rzeczywistości w falowodzie może powstać fala o innym przesunięciu fazowym niż 0° czy 90° . Jest to fala posiadająca komponenty fali stojącej i biegnącej. W dodatku przesunięcie fazowe fali nie musi być jednakowe na całej długości falowodu. Z tego powodu jest to bardzo ważny parametr charakteryzujący pole akustyczne.

Kolejnym ważnym parametrem mówiącym o fali akustycznej jest jej *impedancja*, która może być rozumiana jako zespolona oporność fali. Określa ją stosunek ciśnienia akustycznego do prędkości objętościowej:

$$Z = \frac{p_1}{U_1} \quad (2.16)$$

Impedancja płaskiej adiabatycznej fali biegnącej propagującej w nieskończenie długim falowodzie zależy jedynie od własności ośrodka i pola przekroju falowodu. Jest to tzw. *impedancja charakterystyczna*:

$$Z_{ch} = \frac{\rho_m a}{A} \quad (2.17)$$

gdzie ρ_m jest średnią gęstością gazu.

W układach termoakustycznych impedancja fali zmienia się na skutek napotkania różnych elementów takich jak wymienniki ciepła, regeneratory lub na skutek zmiany przekroju falowodu. Z tego powodu pomocnym w charakterystyce pola akustycznego może być parametr zwany *znormalizowaną impedancją*, który jest stosunkiem lokalnej impedancji fali do impedancji charakterystycznej gazu o tej samej temperaturze:

$$Z_n = \frac{Z}{Z_{ch}} \quad (2.18)$$

Znając podstawowe parametry fali akustycznej można wyznaczyć jej moc, czyli strumień energii którą ze sobą niesie:

$$\dot{E} = \frac{1}{2} |p_1| |U_1| \cos(\varphi) \quad (2.19)$$

Z równania (2.19) można zauważyć, że fala stojąca nie niesie ze sobą energii, ponieważ $\cos(90^\circ) = 0$, natomiast czysta fala biegnąca transportuje maksymalną wartość energii $\cos(0^\circ) = 1$.

Propagująca w falowodzie fala akustyczna traci swoją energię na skutek lepkości i wymiany ciepła w kontakcie ze ściankami falowodu. Parametrami określającymi odległość, poniżej której gaz wchodzi w interakcję ze ścianką są: termiczna głębokość wnikania δ_κ oraz lepkościowa głębokość wnikania δ_ν dane wzorami:

$$\delta_\kappa = \sqrt{\frac{2k}{\omega \rho c_p}} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\omega}} \quad (2.20)$$

$$\delta_\nu = \sqrt{\frac{2\mu}{\omega \rho}} = \sqrt{\frac{2\nu}{\omega}} \quad (2.21)$$

gdzie k i κ to współczynnik przewodzenia ciepła i współczynnik dyfuzji gazu, μ i ν dynamiczny i kinematyczny współczynnik lepkości, a c_p to ciepło właściwe gazu przy stałym ciśnieniu.

Obydwe wielkości głębokości wnikania łączy liczba kryterialna Prandtla:

$$Pr = \left(\frac{\delta_\nu}{\delta_\kappa} \right)^2 \quad (2.22)$$

2.3.2 Analogia elektroakustyczna

Czasami łatwiej jest zrozumieć pewne zagadnienie poprzez analogię do lepiej znanej lub bardziej powszechnej teorii. W akustyce do tego celu stosuje się analogię do teorii obwodów elektrycznych [74].

Można zauważyć, że harmoniczne oscylacje ciśnienia p_1 przypominają napięcie elektryczne prądu zmiennego U . Obie wielkości są zespolone, a ich rzeczywista wartość zmienia się w czasie i zależy od aktualnej fazy. Podobna analogia dotyczy akustycznej prędkości objętościowej U_1 oraz natężenia prądu elektrycznego I . Patrząc zatem na równanie (2.19), można spostrzec, że jest ono analogiczne do wzoru na moc czynną prądu zmiennego $P = UI\cos(\varphi)$, z tym że $U = U_a/\sqrt{2}$ i $I_a/\sqrt{2}$ są wartościami skutecznymi napięcia i prądu, co tłumaczy brak współczynnika 1/2 w równaniu. W Tab. 2.1 zaznaczono również odpowiedniki pojęć rezystancji, masy i podatności akustycznej, które zostaną wprowadzone w podrozdziale 2.6.

Tab. 2.1 Analogia parametrów w układzie akustycznym i elektrycznym

Układ akustyczny		Układ elektryczny	
ciśnienie akustyczne	p_1	napięcie	U
prędkość objętościowa	U_1	natężenie	I
przesunięcie fazowe między p_1 a U_1	φ	przesunięcie fazowe między U a I	φ
moc akustyczna	\dot{E}	moc czynna	P
impedancja	Z	impedancja	Z
rezystancja	R	rezystancja	R
podatność akustyczna	L	pojemność elektryczna	L
masa akustyczna	C	indukcyjność	C

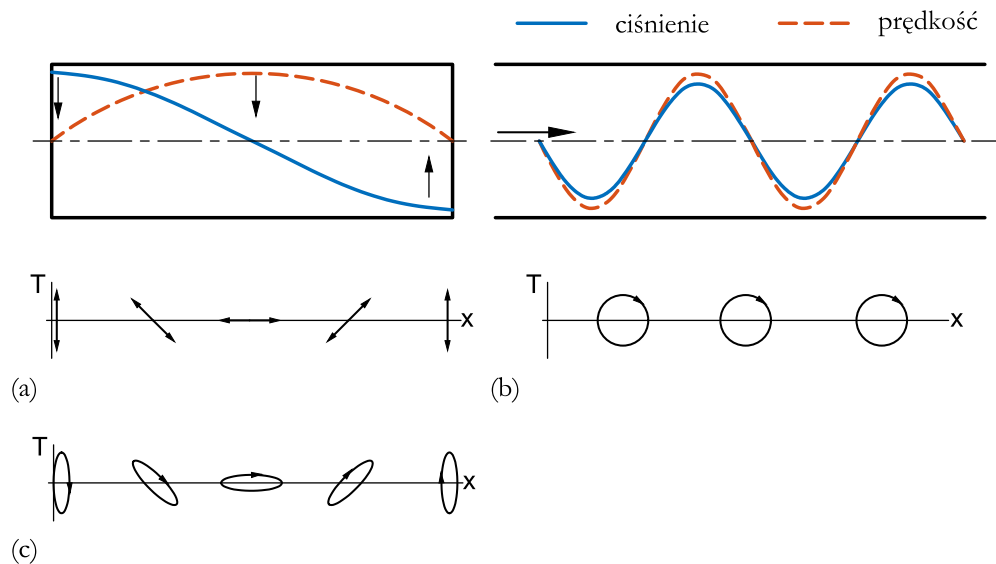
2.3.3 Oscylacje temperatury

Jak zaobserwował Laplace, propagacja dźwięku w ośrodku gazowym jest procesem adiabatycznym izentropowym [78]. Oznacza to, że oscylująca cząstka gazu nie wymienia ciepła z otoczeniem. Jeśli oscylacje ciśnienia przebiegają według przemiany adiabatycznej, towarzyszą im również harmoniczne zmiany temperatury. Przebieg tych zmian wygląda różnie dla fali stojącej i fali biegnącej.

Fala stojąca powstająca w zamkniętym obustronnie rezonatorze posiada węzeł ciśnienia i strzałkę prędkości w jego środku, co przedstawiono na rys. 2.6(a). Ciśnienie i prędkość są przesunięte w fazie o $\varphi = 90^\circ$. W środku rezonatora cząstki gazu podlegają największemu przemieszczeniu i osiągają maksymalną prędkość, praktycznie nie zmieniając ciśnienia, co oznacza, że również temperatura nie ulega zmianie. Na krańcach rezonatora z kolei, występują węzły prędkości i strzałki ciśnienia. Oznacza to, że cząstka gazu prawie się nie porusza, natomiast ciśnienie i temperatura podlegają największym zmianom. Blisko węzła prędkości występuje zatem największy lokalny gradient temperatur.

W przypadku fali biegnącej ciśnienie i prędkość są ze sobą w fazie $\varphi = 0^\circ$, tzn. podlegają tym samym zmianom jednocześnie. Zakładając, że fala biegnąca przemieszcza się w prawą stronę (zob rys. 2.6(b)), cząstka gazu w swoim środkowym położeniu osiąga najpierw maksymalne ciśnienie, po czym wracając w lewo, minimalne ciśnienie (wartość amplitudy $|p_1|$ jest taka sama). Podążając za zmianami ciśnienia, zmienia się również temperatura. Patrząc od środkowego położenia, temperatura cząstki najpierw maleje wraz z ciśnieniem aż do momentu gdy osiągnie minimum, przy powrocie do środkowej pozycji. Wykres temperatury od położenia tworzy tym samym charakterystyczne okręgi.

Fala dźwiękowa w rezonatorach silników termoakustycznych składa się często z komponentów fali biegnącej i fali stojącej. W takim przypadku wykres temperatury od położenia cząstki przyjmuje kształt zbliżony do elipsy (zob rys. 2.6(c)), której pochylenie zależy od komponentów fali stojącej i miejsca w polu akustycznym rezonatora.



Rys. 2.6 Oscylacje temperatury T cząstki gazu wzdłuż jej przemieszczenia x w zależności od miejsca w rezonatorze (a) fali stojącej, (b) fali biegnącej, (c) fali zawierającej komponenty fali biegnącej i stojącej

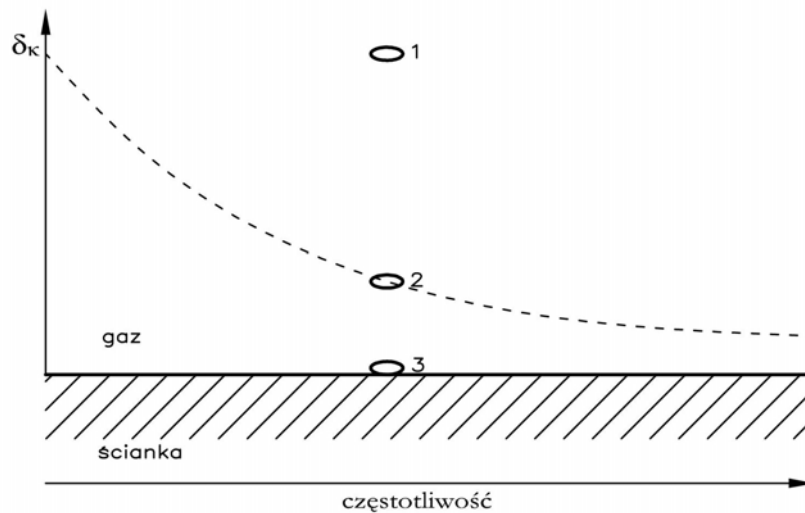
2.4 Obieg termodynamiczny

Do zrealizowania konwersji energii cieplnej w energię akustyczną potrzebny jest obieg termodynamiczny. Aby wymusić obieg trzeba zaburzyć adiabatyczność oscylacji cząstek gazu poprzez wprowadzenie ich w kontakt termiczny ze ścianką. Elementem, który jest niezbędny do przejścia obiegu jest regenerator o małych porach. Wymiarem charakterystycznym regeneratora jest promień hydrauliczny porów równy:

$$r_h = \frac{A}{\Pi} \quad (2.23)$$

gdzie A to pole przekroju, a Π to obwód. Od stosunku promienia hydraulicznego r_h do termicznej głębokości wnikania δ_κ zależy intensywność wymiany ciepła między gazem a regeneratorem.

Kontakt termiczny cząstki gazu ze ścianką jest bezpośrednio zależny od ich wzajemnej odległości. Wykres na Rys. 2.7 przedstawia zależność termicznej głębokości wnikania gazu δ_κ wyrażonej wzorem (2.20) i częstotliwości fali akustycznej f . Cząstki gazu poruszają się wzdłuż ścianki. Wykres dzieli się na trzy obszary. Cząstki oscylujące blisko ścianki przyjmują temperaturę ścianki. W tym wypadku naprzemienne sprężanie i rozprężanie gazu przebiega izotermicznie. Gdy cząstki oscylują daleko od ścianki ($> 5\delta_\kappa$), podlegają przemianom adiabatycznym. Cząstki „przejściowe”, które oscylują w odległości mniej więcej równej δ_κ wymieniają ciepło ze ścianką w sposób nieidealny. Opóźnienie odbioru ciepła wykorzystywane jest do realizacji obiegu termodynamicznego przy fali stojącej.



Rys. 2.7 Termiczna głębokość wnikania w funkcji częstotliwości (- -). 1 — cząstka izotermiczna, 2 — cząstka przejściowa, 3 — cząstka adiabatyczna.

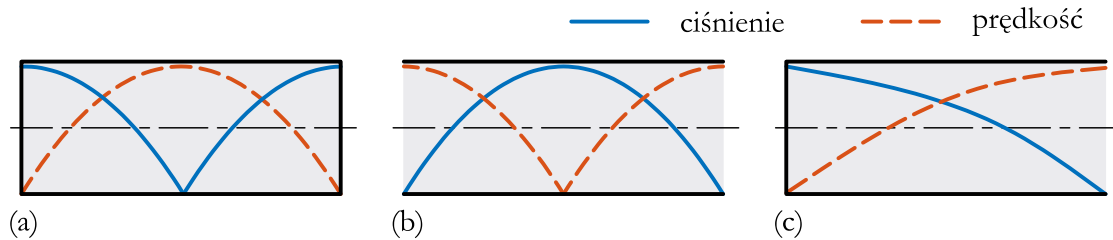
Termiczna głębokość wnikania gazu δ_κ maleje wraz ze wzrostem częstotliwości, co oznacza, że dla wyższych częstotliwości odległość cząstki od ścianki potrzebna do zainicjowania obiegu jest mniejsza.

Swift [79] wykazał, że przemiany cząstki gazu w urządzeniu z falą stojącą opisuje obieg porównawczy Braytona-Joule’a. Z kolei Ceperley [14] stwierdził, że skonstruowanie urządzenia z falą biegnącą pozwala na zrealizowanie obiegu porównawczego Stirlinga.

2.4.1 Obieg Braytona-Joule’a na bazie fali stojącej

Fala stojąca powstaje w rezonatorze w kształcie prostej rury na skutek odbicia spowodowanego otwartym lub zamkniętym końcem rury. Ze względu na kształt

powstającej fali można wyróżnić rezonator obustronnie zamknięty (zob. Rys. 2.8(a)), obustronnie otwarty (zob. Rys. 2.8(b)) oraz jednostronnie zamknięty (zob. Rys. 2.8(c)). Zgodnie z określonymi warunkami brzegowymi dla rezonatorów akustycznych [74], przy otwartym końcu rury tworzy się węzeł ciśnienia i strzałka prędkości (*warunek brzegowy Neumanna*), natomiast przy zamkniętym końcu węzeł prędkości i strzałka ciśnienia (*warunek brzegowy Dirichleta*). Z tego powodu długość rezonatora zamkniętego z jednej strony odpowiada $\lambda/4$ (ćwierć długości fali), a długość rezonatorów obustronnie otwartych lub zamkniętych - $\lambda/2$.



Rys. 2.8 Amplituda ciśnienia akustycznego i prędkości akustycznej dla różnych typów rezonatorów z falą stojącą: (a) obustronnie zamkniętego rezonatora o długości $\lambda/2$, (b) obustronnie otwartego rezonatora o długości $\lambda/2$, (c) jednostronnie zamkniętego rezonatora o długości $\lambda/4$.

Aby wytłumaczyć warunki powstawania obiegu przy fali stojącej, należy rozważyć trzy przypadki poprzecznej odległości y cząstki gazu od ścianki:

1. Brak kontaktu termicznego ($y \gg \delta_\kappa$)

Cząstka znajduje się daleko od ścianki. Przy braku kontaktu termicznego między gazem a ciałem stałym, cząstki gazu przechodzą adiabaticzne sprężanie i rozprężanie w sposób odwracalny. W tym wypadku transport ciepła nie zachodzi.

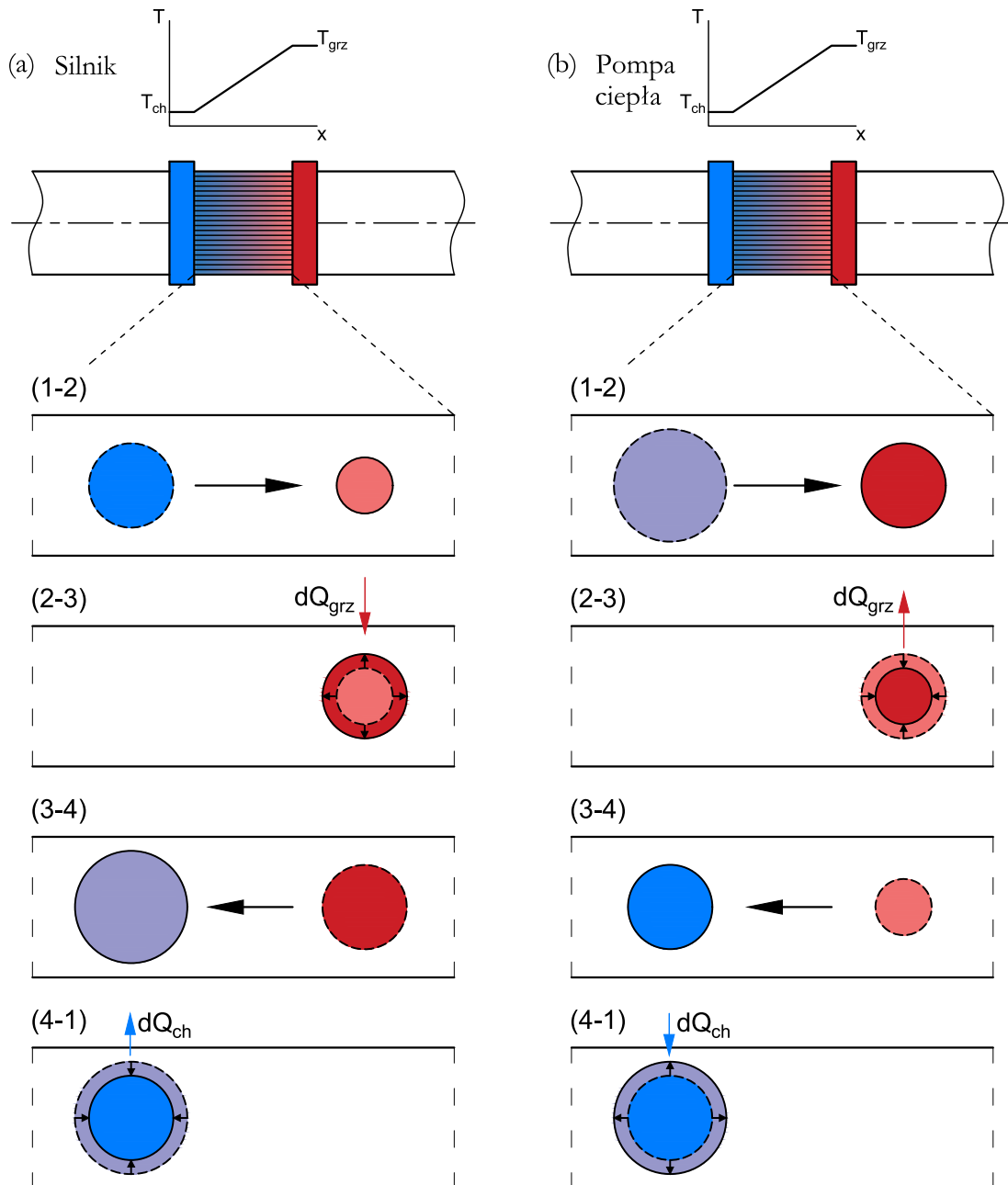
2. Doskonały kontakt termiczny ($y \ll \delta_\kappa$)

Cząstka transportowana wzdłuż ścianki nagrzewa się przemieszczając w stronę wyższej temperatury i ochładza przemieszczając na stronę niższej temperatury. Doskonała wymiana ciepła zapewnia, że cząstka w każdym położeniu przyjmuje temperaturę ścianki. Gaz przechodzi przemiany odwracalne – spręża się wraz ze wzrostem temperatury i rozpręża wraz z jej spadkiem. Zmiany temperatury przebiegają równoległe ze zmianami ciśnienia, zatem nie zachodzi obieg termodynamiczny.

3. Niedoskonały kontakt termiczny ($y \approx \delta_\kappa$)

Odległość cząstki gazu (w tym wypadku jest to cząstka przejściowa - por. Rys 2.7) od ścianki powoduje opóźnienie przyjmowania ciepła przez cząstkę. Podczas ruchu w prawo cząstka jest sprężana lecz nie przyjmuje temperatury ścianki. Przy maksymalnym przesunięciu (najwyższe ciśnienie) cząstka ogrzewa się, co można

przybliżyć przemianę izobaryczną. Następnie, przemieszczając się w drugą stronę, cząstka jest rozprężana, po czym przy najniższym ciśnieniu dodatkowo się ochładza. W rezultacie gaz przechodzi obieg termodynamiczny złożony z czterech przemian: kompresji, ogrzewania, ekspansji i ochładzania.



Rys. 2.9 Przemiany drgającej cząstki gazu w kontakcie ze ścianką stosu, wzdłuż której występuje gradient temperatury (a) w silniku z falą stojącą, (b) w pompie ciepła z falą stojącą,

Żeby przy fali stojącej zaistniał obieg termodynamiczny, konieczny jest nieidealny kontakt termiczny, a zatem większa średnica porów regeneratora. Taki regenerator nazywany jest stosem i zazwyczaj składa się z równoległe ułożonych płytek. Schematyczny obraz przemian jakim podlega cząstka gazu oscylująca w odległości $y \approx \delta_k$ wzdłuż ścianki stosu przedstawiono na Rys. 2.9. W **silniku termoakustycznym z falą stojącą** gaz przechodzi następujące przemiany (por. Rys. 2.9(a)):

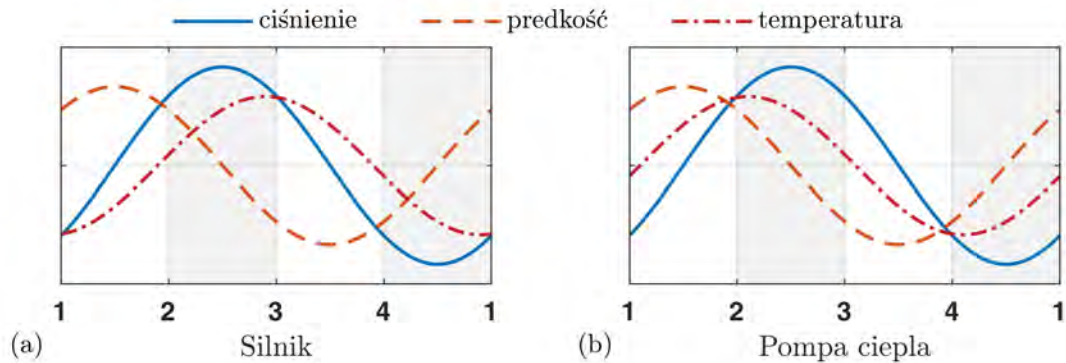
- (1 – 2) izentropowej kompresji (przyjmuje się, że podczas przemieszczania cząstki wymiana ciepła prawie nie zachodzi),
- (2 – 3) izobarycznego ogrzewania (przy wysokim ciśnieniu cząstka gazu przejmuje ciepło dQ_{grz} od ścianki),
- (3 – 4) izentropowej ekspansji (podczas powrotu cząstka nie zdąża oddać ciepła),
- (4 – 1) izobarycznego ochładzania (przy niskim ciśnieniu cząstka gazu oddaje ciepło dQ_{ch} do ścianki).

W termoakustycznej pompie ciepła zachodzi odwrotny cykl przemian niż w silniku. Ponieważ gradient temperatury ma przeciwny znak, oddawanie ciepła zachodzi przy wysokim ciśnieniu, a odbiór ciepła przy niskim ciśnieniu. Zatem w **termoakustycznej pompie ciepła z falą stojącą** następują kolejno przemiany (por. Rys. 2.9(b)):

- (1 – 2) izentropowej kompresji ,
- (2 – 3) izobarycznego ochładzania (przy wysokim ciśnieniu cząstka gazu oddaje ciepło dQ_{grz} do ścianki),
- (3 – 4) izentropowej ekspansji,
- (4 – 1) izobarycznego ogrzewania (przy wysokim ciśnieniu cząstka gazu przejmuje ciepło dQ_{ch} od ścianki).

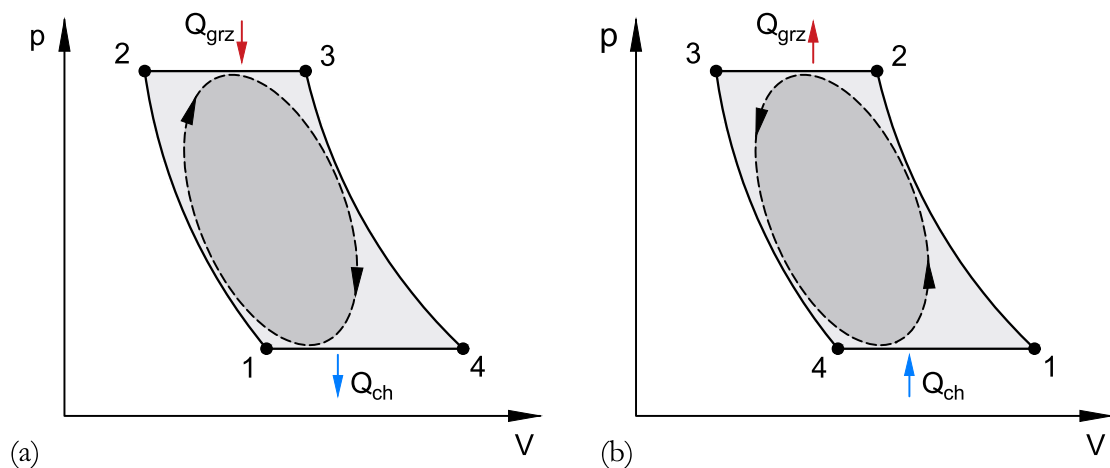
Zmiany temperatury gazu, ciśnienia akustycznego oraz prędkości akustycznej w czasie dla silnika przedstawiono na Rys. 2.10(a), a dla pompy ciepła na Rys. 2.10(b). Zaznaczono na nim obszary kolejnych przemian termodynamicznych. Można zauważyć, że przebieg zmian temperatury jest przesunięty w fazie względem położenia cząstki. W silniku cząstka gazu przemieszczając się w prawo zwiększa adiabatycznie swoją temperaturę i ciśnienie. Dzięki opóźnionej wymianie ciepła, po osiągnięciu maksymalnego wychylenia i ciśnienia, cząstka dalej się ogrzewa. Następnie, przemieszczając się w lewo cząstka obniża swoją temperaturę najpierw według adiabaty, po czym z opóźnieniem ochładza się w skrajnym położeniu osiągając minimum temperatury nieco później. W pompie ciepła kierunek transportu energii jest odwrotny, a zatem temperatura cząstki po stronie gorącej jest wyższa od temperatury ścianki, a po stronie zimnej jest od niej niższa.

Dzięki przesunięciu fazowemu oscylacji temperatury i ciśnienia (por pkt. 2.3.3) powstaje obieg termodynamiczny, który w przypadku fali stojącej daje się porównać z obiegiem Braytona-Joule'a. Wykresy obiegu dla silnika i pompy ciepła w układzie $p - V$ przedstawiono kolejno na Rys. 2.11(a) i Rys. 2.11(b). Ponieważ, ze względu na ruch harmoniczny przemiany termodynamiczne zachodzą płynnie, obieg termoakustyczny różni się od obiegu porównawczego. Dlatego na wykresach w układzie $p - V$ zaznaczono go elipsą.



Rys. 2.10 Oscylacje ciśnienia akustycznego, prędkości akustycznej oraz temperatury w czasie przemian termodynamicznych zachodzących w: (a) silniku z falą stojącą, (b) pompie ciepła z falą stojącą.

Niedoskonały kontakt termiczny, potrzebny do realizacji obiegu, skutkuje dużą różnicą temperatur między gazem a stosem urządzenia i tym samym stratą egzergy. Nieodwracalność procesu sprawia, że urządzenia z falą stojącą mogą maksymalnie osiągnąć sprawność termiczną 20% [17].

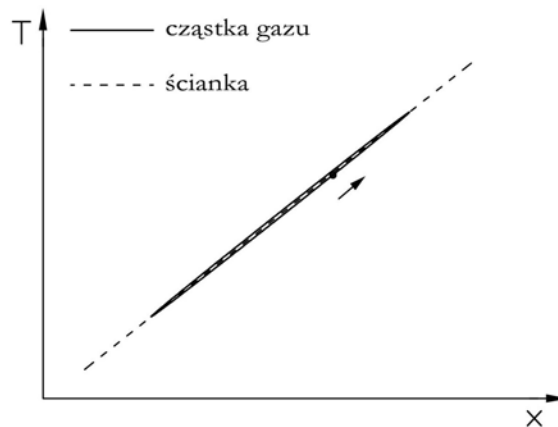


Rys. 2.11 Przemiany obiegu termodynamicznego Braytona-Joula'a w układzie $p - V$: (a) dla silnika z falą stojącą, (b) dla pompy ciepła z falą stojącą. Linia przerywaną zaznaczono cykl rzeczywisty, zachodzący w urządzeniach termoakustycznych.

2.4.2 Obieg Stirlinga na bazie fali biegnącej

Żeby w rezonatorze występowała fala biegnąca musi mieć on nieskończoną długość, tak aby fala nigdy nie uległa odbiciu. Z praktycznego punktu widzenia taka konstrukcja jest niemożliwa. Rozwiązaniem, dzięki któremu można zbliżyć się od osiągnięcia pola akustycznego fali biegnącej jest konstrukcja urządzenia w kształcie zapętłonej rury. Fala akustyczna wzmacniana w rdzeniu przemieszcza się w falowodzie i na zasadzie sprzężenia zwrotnego wraca do punktu wyjścia. Taki zabieg powoduje, że w rezonatorze powstaje dokładnie jedna długość fali λ . Stąd taki rezonator można nazywać rezonatorem λ . W rzeczywistości fala powstająca w rezonatorze λ ulega różnym odbiciom, przez co pojawiają się w niej również komponenty fali stojącej. Kluczowe jest jednak osiągnięcie parametrów fali biegnącej ($\varphi \approx 0^\circ$) w regeneratorsie, gdzie zachodzi obieg termodynamiczny.

W urządzeniu z falą biegnącą do zaistnienia obiegu potrzebny jest idealny kontakt termiczny między gazem a ciałem stałym ($y \ll \delta_\kappa$). Oznacza to, że w każdym miejscu regeneratora gaz przyjmuje prawie idealnie temperaturę ścianki, co obrazowo pokazuje wykres na Rys. 2.12.

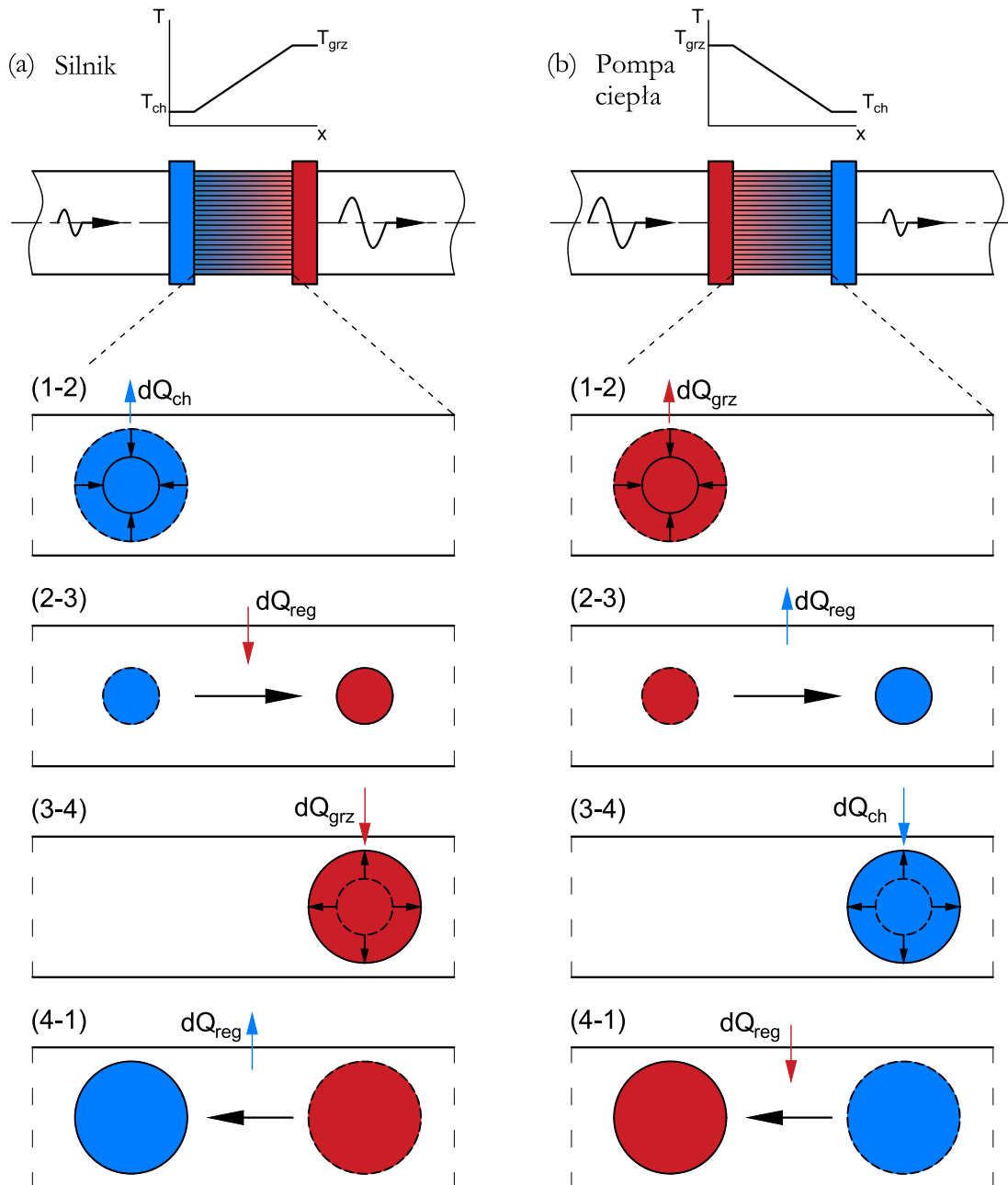


Rys. 2.12 Przebieg zmiany temperatury cząstki gazu wzdłuż regeneratora względem położenia dla fali biegnącej.

Wpływ doskonałego kontaktu termicznego gazu i ścianki regeneratora na stan i objętość cząstki gazu przedstawiono na Rys. 2.13. Oscylując wzdłuż ścianki, cząstka gazu w pojedynczym cyklu **silnika termoakustycznego z falą biegnącą** przechodzi przemiany (zob. Rys. 2.13(a)):

- (1 – 2) **izotermicznej kompresji** (ciepło przemiany dQ_{ch} oddawane jest do ścianki podczas zmiany kierunku cząstki po stronie niskiej temperatury),
- (2 – 3) **izochorycznego ogrzewania** (podczas przemieszczenia na stronę gorącą cząstka przyjmuje temperaturę ścianki odbierając od niej ciepło regeneracji dQ_{reg}),

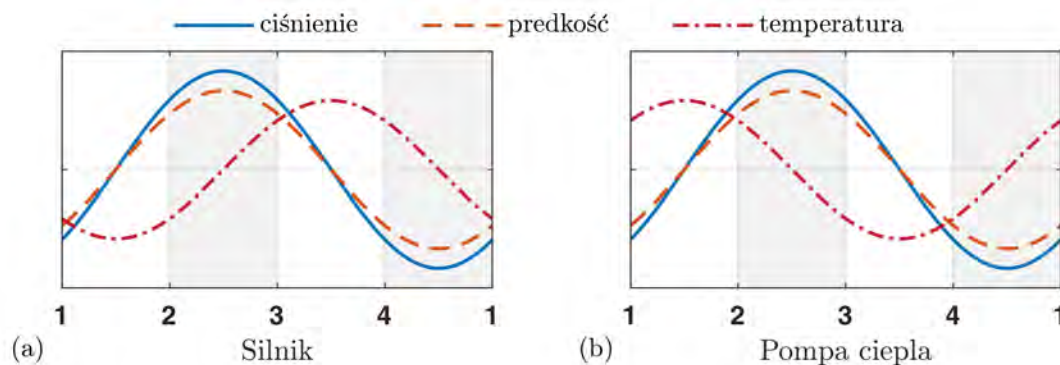
- (3 – 4) izotermicznej ekspansji (ciepło przemiany dQ_{grz} odbierane jest od ścianki podczas zmiany kierunku cząstki po stronie wysokiej temperatury),
- (4 – 1) izochorycznego ochładzania (podczas przemieszczenia na stronę zimną cząstka przyjmuje temperaturę ścianki oddając do niej ciepło regeneracji dQ_{reg}).



Rys. 2.13 Przemiany drgającej cząstki gazu w kontakcie ze ścianką regeneratora, wzdłuż której występuje gradient temperatury (a) w silniku z falą biegnącą, (b) w pompie ciepła z falą biegnącą.

W pompie ciepła zachodzi odwrotny cykl niż w silniku – następuje tu konwersja energii akustycznej w energię cieplną. Różnica polega na tym, że w pompie ciepła kompresja gazu (1 – 2) następuje w wysokiej, a ekspansja (3 – 4) w niskiej temperaturze (zob. Rys. 2.13(b)). Energią dostarczoną do układu jest w tym wypadku energia fali akustycznej, a uzyskanym efektem gradient temperatury. Zatem w **termoakustycznej pompie ciepła z falą biegnącą** następują kolejno przemiany:

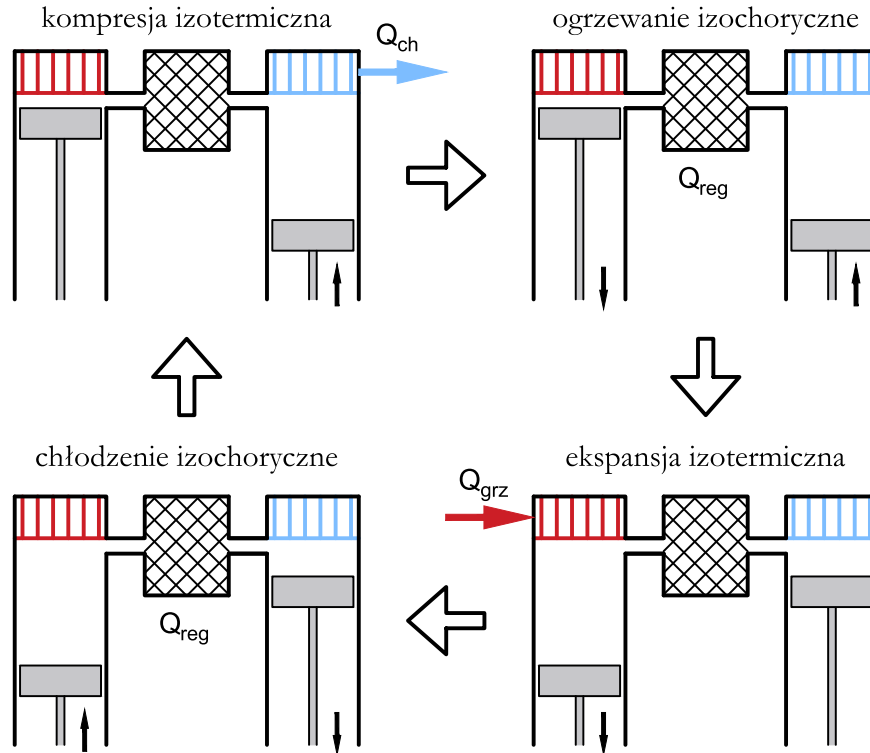
- (1 – 2) izotermicznej kompresji (ciepło przemiany dQ_{grz} oddawane jest do ścianki podczas zmiany kierunku cząstki po stronie wysokiej temperatury),
- (2 – 3) izochorycznego ogrzewania (podczas przemieszczenia na stronę zimną cząstka przyjmuje temperaturę ścianki oddając do niej ciepło regeneracji dQ_{reg}),
- (3 – 4) izotermicznej ekspansji (ciepło przemiany dQ_{ch} odbierane jest od ścianki podczas zmiany kierunku cząstki po stronie niskiej temperatury),
- (4 – 1) izochorycznego ochładzania (podczas przemieszczenia na stronę ciepłą cząstka przyjmuje temperaturę ścianki odbierając od niej ciepło regeneracji dQ_{reg}).



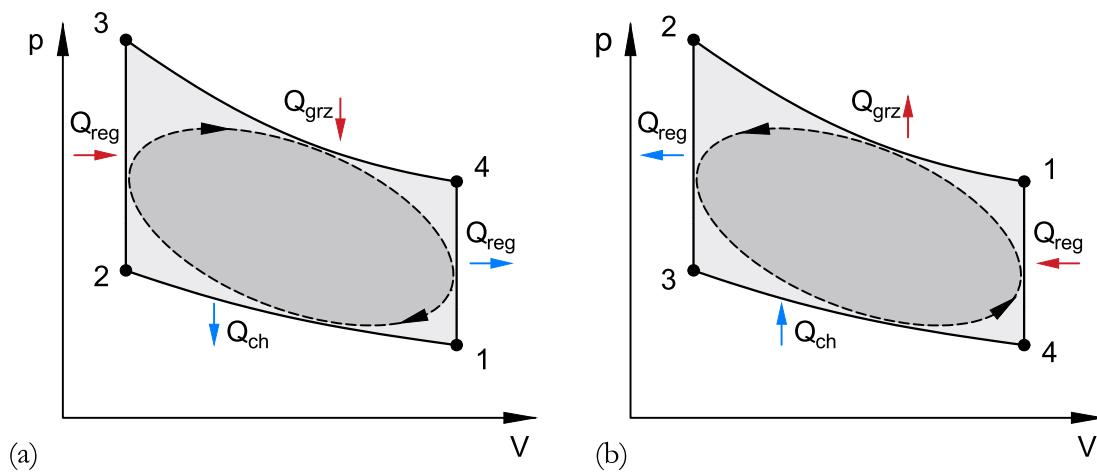
Rys. 2.14 Oscylacje ciśnienia akustycznego, prędkości akustycznej oraz temperatury w czasie przemian termodynamicznych zachodzących w: (a) silniku z falą biegnącą, (b) pompie ciepła z falą biegnącą.

Zmiany temperatury gazu i ciśnienia akustycznego w czasie dla silnika przedstawiono na Rys. 2.14(a), a dla pompy ciepła na Rys. 2.14(b). Zaznaczono na nim obszary kolejnych przemian termodynamicznych. W przypadku fali biegnącej przebieg zmian temperatury jest przesunięty w fazie zarówno względem ciśnienia jak i prędkości, natomiast znajduje się w fazie z wychyleniem cząstki. Przesunięcie fazowe oscylacji temperatury i ciśnienia pozwala zrealizować obieg termodynamiczny, który w przypadku fali biegnącej porównuje się do odwracalnego obiegu Stirlinga. Przemiany obiegu tłokowego silnika Stirlinga (zob. Rys. 2.15) odpowiadają przemianom cząstki gazu w silniku termoakustycznym. Wykresy obiegu dla silnika i pompy ciepła w układzie $p - V$ przedstawiono kolejno na Rys. 2.16(a) i Rys. 2.16(b). Ponieważ, ze względu na

ruch harmoniczny, przemiany termodynamiczne zachodzą płynnie, obieg termoakustyczny różni się od obiegu porównawczego. Dlatego na wykresach w układzie $p - V$ zaznaczono go elipsą.



Rys. 2.15 Przemiany zachodzące w tłokowym silniku Stirlinga



Rys. 2.16 Przemiany obiegu termodynamicznego Stirlinga w układzie $p - V$: (a) dla silnika z falą biegnącą, (b) dla pompy ciepła z falą biegnącą. Linia przerywaną zaznaczono cykl rzeczywisty zachodzący w urządzeniach termoakustycznych.

Trzeba zwrócić uwagę, że przy idealnej regeneracji ciepła obieg Stirlinga osiąga sprawność Carnota. Z tego względu, oparte na tym obiegu urządzenia termoakustyczne z falą biegnącą osiągają dużo wyższe sprawności od urządzeń z falą stojącą i tym samym stają się dużo atrakcyjniejsze w perspektywie zastosowań komercyjnych.

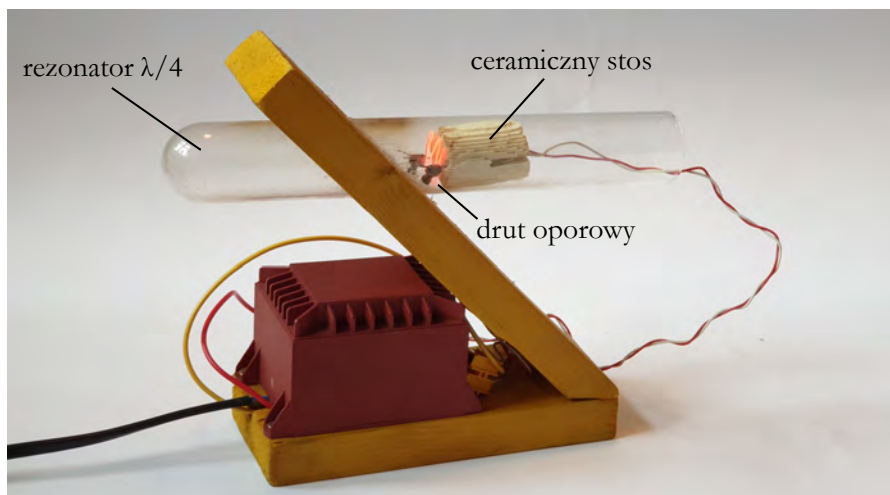
2.5 Typy urządzeń termoakustycznych

Realizacja obiegów termodynamicznych Braytona-Joule'a oraz Stirlinga w urządzeniach termoakustycznych jest możliwa dzięki odpowiedniej konfiguracji falowodu i innych elementów układu. Konstrukcje termoakustycznych silników i pomp ciepła ewoluowały przez szereg lat na podstawie przeprowadzonych badań i poczynionych spostrzeżeń. Jak już wspomniano, współczesne urządzenia tego typu składają się z podstawowych elementów takich jak: regenerator, wymienniki ciepła oraz rezonator odpowiedniego kształtu i długości. Dodatkowym elementem jest układ konwersji energii akustycznej, którego forma zależy od zastosowania urządzenia. Do realizacji skutecznego obiegu termodynamicznego potrzebne jest też medium robocze. Najczęściej stosuje się przyjazne środowisku gazy szlachetne takie jak argon lub hel, którymi napełnia się układ pod zwiększonym ciśnieniem. Oczywiście gazem roboczym może być też powietrze, w naturalny sposób wypełniające pod ciśnieniem atmosferycznym rezonatory otwarte. Jednakże obecność tlenu w powietrzu, w kontakcie z elementami o wysokiej temperaturze, może prowadzić do korozji. Z tego powodu unika się tego gazu w urządzeniach o większej mocy.

2.5.1 Z falą stojącą

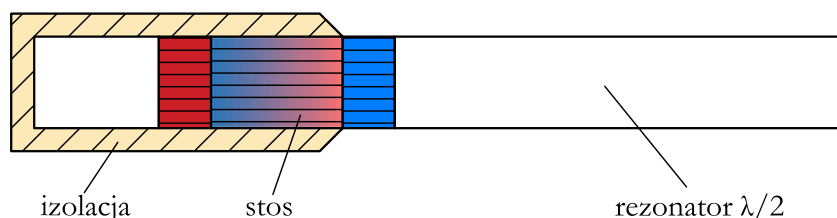
Rozwój urządzeń termoakustycznych rozpoczął się od układów z falą stojącą, posiadających prosty rezonator. Aby wymusić obieg termodynamiczny, należy umieścić rdzeń termoakustyczny w odpowiednim miejscu rezonatora - nie może to być węzeł ciśnienia ani prędkości. Regenerator i wymienniki ciepła w jednostronnie zamkniętym rezonatorze z falą stojącą jako pierwszy zainstalowali Feldman i Carter [80], budując w ten sposób pierwszy silnik termoakustyczny. Ich silnik osiągnął 4,5% sprawności konwersji energii cieplnej w akustyczną przy mocy grzałki elektrycznej 600 W. Podobne urządzenie zbudowali nieco później Wheatley i in. [81]. Na tej samej zasadzie działa również wynaleziony na Uniwersytecie Penn State *laser akustyczny* [82] - demonstrujący w prosty sposób działanie efektu termoakustycznego. Dzięki małym wymiarom i zastosowaniu powszechnie dostępnych elementów urządzenie można z łatwością zbudować samodzielnie (zob. Rys. 2.17).

Zastosowanie zamkniętego rezonatora pozwala na podniesienie ciśnienia gazu roboczego, co zwiększa gęstość energii fali akustycznej. Dzięki temu urządzenia z falą stojącą mogły generować większą moc. Na bazie tej koncepcji w 1980 roku Hoffer i in. [83] skonstruowali pierwszą chłodziarkę termoakustyczną zasilaną



Rys. 2.17 Laser akustyczny - demonstracyjny silnik termoakustyczny z falą stojącą i rezonatorem o długości $\lambda/4$.

elektrodynamiczne falą dźwiękową z głośnika. Wytworzona w ten sposób energia fali akustycznej zasilala rdzeń termoakustyczny, wymuszając transport ciepła z dolnego do górnego źródła ciepła. Wynalazek Hoflera znalazł swoje zastosowanie w przemyśle kosmicznym [62]. Urządzenie generowało 5 W mocy chłodniczej, którą później udało się zwiększyć do 30 W [84]. Koncepcję chłodziarki termoakustycznej rozwinął dalej Tijani [85].



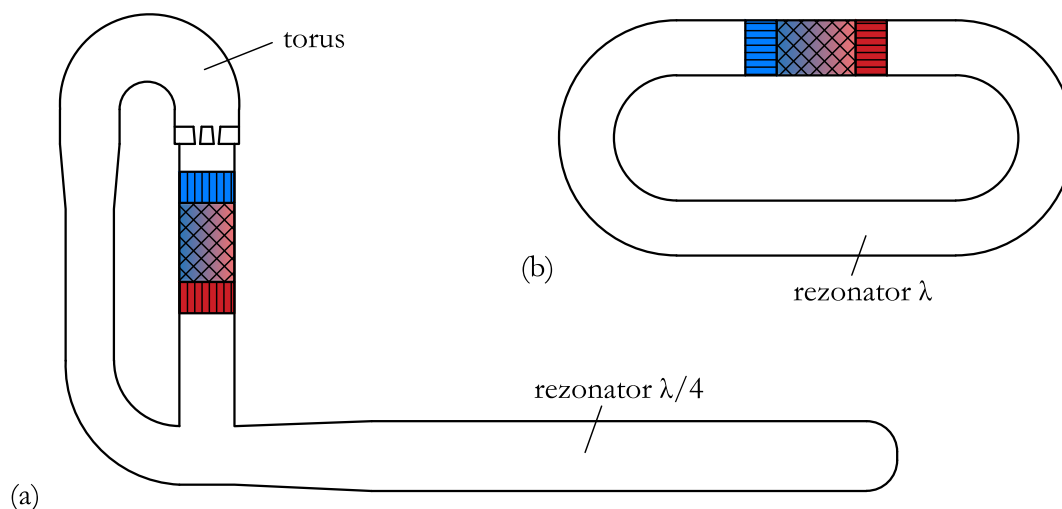
Rys. 2.18 Silnik termoakustyczny z falą stojącą w kształcie prostego zamkniętego rezonatora o długości $\lambda/2$.

W 1990 Swift zaprezentował silnik termoakustyczny z falą stojącą o dużo większych wymiarach. Podstawowy układ urządzenia przedstawiono schematycznie na Rys. 2.18. Rezonator o długości nieco ponad 4 m i średnicy 127 mm wypełniono helem pod ciśnieniem 1,38 MPa. Przy dostarczeniu 7 kW ciepła silnik generował 630 W mocy akustycznej, co daje sprawność na poziomie 9%. Większość współczesnych realizacji urządzeń z falą stojącą bazuje na tej samej konstrukcji. Silniki termoakustyczne mogą generować energię elektryczną dzięki konwersji energii poprzez przetwornik piezoelektryczny [86, 87]. Mogą też służyć jako chłodziarki, np. do skraplania gazu. Takie urządzenie kriogeniczne zaprezentowali Wollan i in. [88]. Silnik termoakustyczny

napędzający skraplarkę osiągnął sprawność termiczną 18%, generując moc akustyczną 17 kW.

2.5.2 Z falą biegnącą

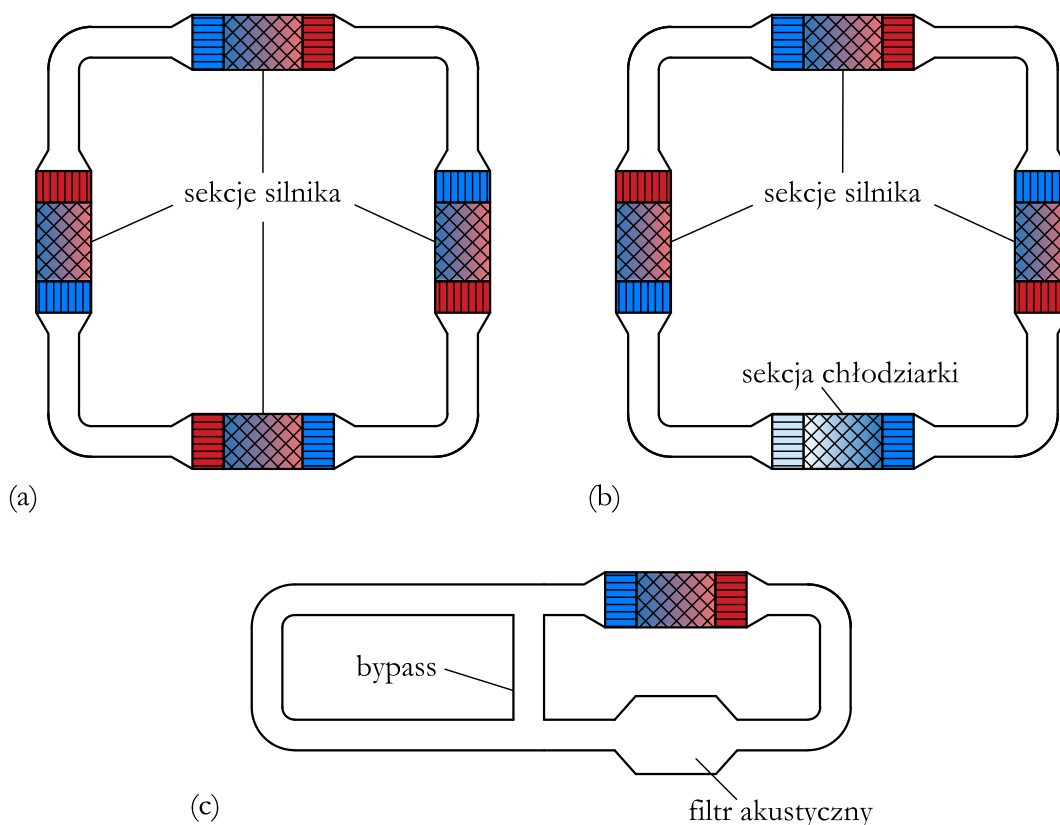
Rozwój urządzeń termoakustycznych zrewolucjonizowało odkrycie Ceperley'a, który zauważył, że osiągnięcie fali biegnącej w rezonatorze umożliwi realizację teoretycznie dużo sprawniejszego obiegu Stirlinga [14]. Okazało się, że zadanie nie jest takie proste. Konstrukcja idealnego falowodu, w którym fala nie ulega odbiciom, jest niemożliwe. W rezultacie głównym celem kolejnych proponowanych konstrukcji było osiągnięcie parametrów fali biegnącej (tj. przesunięcia fazowego $\varphi \approx 0^\circ$) w regeneratorsze urządzenia. Przełomowa okazała się konstrukcja Bakhausa i Swifta [89] (zob. Rys. 2.19(a)). Osiągnęli oni warunki fali biegnącej w rdzeniu silnika przy pomocy skomplikowanej konfiguracji akustycznej torusa z bocznym rezonatorem z falą stojącą o długości $\lambda/4$. Ich silnik osiągnął sprawność 30% przy temperaturze nagrzewnicy 750°C . Konstrukcja silnika Bakhausa i Swifta była dalej udoskonalana i rozwijana [18, 19]. W takim silniku konwersja energii akustycznej w elektryczną jest możliwa dzięki zastosowaniu alternatora liniowego [90–92]. Konfiguracja torusa może być również wykorzystywana w chłodziarkach napędzanych ciepłem [47, 93].



Rys. 2.19 Silniki termoakustyczne z falą biegnącą: (a) w kształcie torusa z bocznym rezonatorem $\lambda/4$, (b) w kształcie zapętlonej rury będącej rezonatorem o długości λ .

Innym sposobem osiągnięcia fali biegnącej jest konstrukcja rezonatora λ , którego długość odpowiada długości fali. Konstrukcyjnie urządzenie ma kształt zapętlonej rury, tworzącej rezonator, w którym umieszczony jest rdzeń termoakustyczny (zob. Rys. 2.19(b)). Pierwszy taki silnik skonstruował Yazaki [16]. Jak się okazało, jego silnik nie pracował sprawnie ze względu na zbyt niską impedancję w regeneratorsze oraz straty lepkościowe. Aby zrealizować skuteczny obieg w silniku jednoosekowym

o konfiguracji zapętlonej rury, należy zwiększyć pole przekroju rdzenia termoakustycznego względem rezonatora oraz zastosować odpowiedni element dopasowujący pole akustyczne, tj. filtr akustyczny [35]. Badanie urządzenia termoakustycznego tej konfiguracji jest tematem niniejszej rozprawy.



Rys. 2.20 Urządzenia termoakustyczne z falą biegnącą zaproponowane przez de Bloka: (a) 4-sekcyjny silnik, (b) chłodziarka napędzana ciepłem w układzie z szeregowym połączeniem trzech sekcji silnika i jednej sekcji chłodziarki, (c) jednosekcyjny silnik z falą biegnącą z akustycznym elementem dopasowującym typu bypass.

Zapewnienie warunków fali biegnącej w rezonatorze λ może być zrealizowane poprzez umieszczenie większej liczby rdzeni (sekcji) w jednej pętli. Taka konfiguracja jest akustycznie symetryczna. Odbicia fali generowane w jednym rdzeniu są kompensowane przez przeciwnie skierowane odbicia od kolejnego rdzenia. W ten sposób w każdej sekcji (jeśli jest ich więcej niż 3) osiągnęte jest prawie idealnie przesunięcie fazowe fali biegnącej. Koncepcję urządzeń wielosekcyjnych jako pierwszy przedstawił de Blok [21]. Przy temperaturze nagrzewnicy 169°C jego silnik osiągał sprawność termiczną 10%, odpowiadającą 42% sprawności egzergetycznej [22]. Osiągnięcie tak wysokiej sprawności przy tak niskiej różnicy temperatur między górnym a dolnym źródłem było sporym osiągnięciem, które wpłynęło na dalszy rozwój urządzeń tego typu. Konfigurację 4-sekcyjnego silnika de Bloka przedstawiono schematycznie na Rys. 2.20(a). Na bazie tej

samej konstrukcji można budować również zasilane ciepłem chłodziarki lub pompy ciepła [94]. W tym wypadku jedna lub dwie sekcje silnika zastąpione są sekcją chłodziarki (zob. Rys. 2.20(b)). Wzmocniona w rdzeniach silnika energia akustyczna zasila rdzenie chłodziarki generując odwrotny gradient temperatury.

Jeszcze inna konfiguracja silnika z falą biegnącą, również zaproponowana przez de Bloka [20], posiada kształt zapętlonej rury z bajpasem łączącym dwie strony rezonatora (zob. Rys. 2.20(c)). Konstrukcja ta ma na celu dopasowanie pola akustycznego w falowodzie oraz rdzeniu urządzenia i jest kolejną modyfikacją zapętlonej rury Yazakiiego.

2.6 Liniowa teoria termoakustyki

Do pełnego zrozumienia zjawisk termoakustycznych konieczne jest poznanie równań rządzących oscylacjami ciśnienia i prędkości fali akustycznej propagującej w kierunku x . Można założyć, że fala propagująca w falowodzie, którego wymiary y i z są dużo mniejsze od długości fali λ , jest falą płaską [77]. Z tego powodu wyprowadzone poniżej równania falowe są jednowymiarowe w kierunku x [2]. Początkowo przedstawiono teorię bezstratnego falowodu, dodając następnie efekty oddziaływania lepkości i wymiany ciepła do równania falowego. Zaprezentowane poniżej równania bazują na *liniowej teorii termoakustyki Rotta* [10] i jej rozwinięciu przez Swifta [2].

2.6.1 Bezstratny falowód akustyczny

Liniowa teoria termoakustyki zakłada, że ciśnienie akustyczne oraz prędkość akustyczna fali propagującej w falowodzie zmieniają się jedynie w kierunku x . Przyjmując, że pole przekroju falowodu jest stałe na rozważanym odcinku, zamiast prędkością akustyczną można posługiwać się prędkością objętościową $U = u A$, zgodnie ze wzorem (2.14). Poniższe rozważania dotyczą oscylacji o niewielkiej amplitudzie (dużo mniejszej od wartości średniej), stałej częstotliwości oraz w stanie ustalonym, dla fali propagującej w gazie doskonałym.

Ciśnienie p oscyluje wokół swojej wartości średniej p_m , natomiast prędkość objętościowa U wokół 0, czyli jej wartości w skrajnych położeniach drgającej cząstki. Obydwie wielkości, w funkcji czasu t , można przedstawić następująco:

$$p = p_m + \operatorname{Re} [p_1(x)e^{i\omega t}] \quad (2.24)$$

$$U = \operatorname{Re} [U_1(x)e^{i\omega t}] \quad (2.25)$$

gdzie Re to część rzeczywista, i to jednostka urojona, ω to częstotliwość kątowna, a p_1 i U_1 , to zespolone wartości uwzględniające amplitudę i fazę ciśnienia akustycznego i prędkości objętościowej. Indeks 1 oznacza przybliżenie za pomocą członu liniowego (pierwszego rzędu) rozwinięcia równań falowych.

Na krótkim odcinku falowodu Δx ciśnienie oraz prędkość objętościowa wpływają na siebie wzajemnie, zmieniając zarówno amplitudę jak i fazę drgań. *Równanie ciągłości* mówi o zmianie prędkości objętościowej ΔU_1 , wyprzedzającej w fazie oscylacje ciśnienia p_1 o 90° . Można je zapisać następująco:

$$p_1 = -\frac{1}{i\omega C}\Delta U_1 \quad (2.26)$$

gdzie C jest *podatnością akustyczną* wyrażoną wzorem:

$$C = \frac{V}{\gamma p_m} \quad (2.27)$$

$V = A\Delta x$ to objętość odcinka falowodu, a γ to wykładnik izentropy. Zgodnie z równaniem prędkości dźwięku mianownik równania można zamienić stosując zależność

$$\gamma p_m = \rho_m a$$

gdzie ρ_m jest średnią gęstością gazu. Można zauważyć, że im większa objętość odcinka falowodu, tym większa podatność akustyczna, a co za tym idzie zmiana prędkości objętościowej wzdłuż tego odcinka. W analogii do obwodu prądu zmiennego podatność akustyczna odpowiada pojemności elektrycznej, która w podobny sposób zmienia zespoloną wartość natężenia prądu na skutek napięcia.

Równanie pędu opisuje przeciwną do równania ciągłości zmianę ciśnienia Δp_1 cofniętą w fazie o 90° względem oscylacji prędkości U_1 :

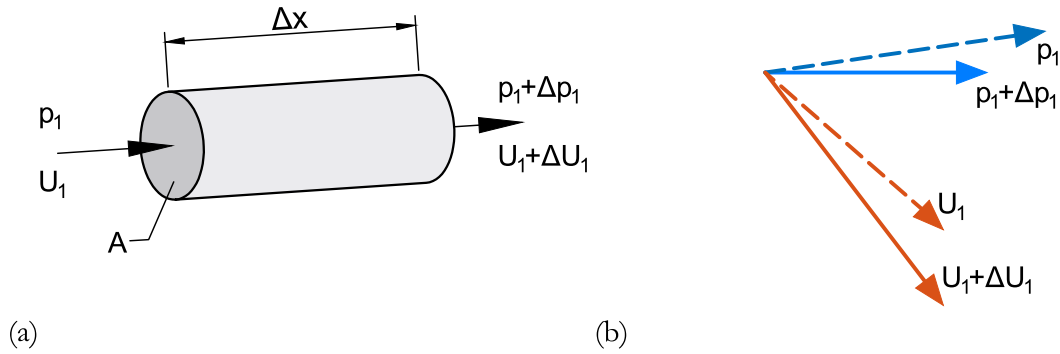
$$\Delta p_1 = -i\omega L U_1 \quad (2.28)$$

gdzie L jest *masą akustyczną*, wyrażoną wzorem:

$$L = \frac{\rho_m \Delta x}{A} \quad (2.29)$$

Można zauważyć, że im mniejsze pole przekroju odcinka falowodu A , tym większa masa akustyczna, a co za tym idzie, zmiana ciśnienia wzdłuż tego odcinka. W analogii do obwodu prądu zmiennego masa akustyczna odpowiada indukcyjności, która w podobny sposób zmienia zespoloną wartość napięcia względem natężenia prądu.

Zazwyczaj podatność akustyczna i masa akustyczna mają jednoczesny wpływ na parametry fali akustycznej propagującej w falowodzie. Przedstawiono to schematycznie na Rys. 2.21(a). Rys. 2.21(b) przedstawia wykres wektorowy zmian ciśnienia akustycznego i prędkości objętościowej. Na skutek podatności i masy akustycznej zmianie ulegają nie tylko amplitudy oscylacji ale też ich fazy, a co za tym idzie również wartość przesunięcia fazowego φ między ciśnieniem i prędkością. Zatem poprzez zmiany geometrii falowodu, można dostosowywać parametry fali akustycznej. Znaczne zwiększenie pola przekroju falowodu powoduje działanie o charakterze podatnościowym. Zmiana ciśnienia p_1 jest wtedy dużo większa od zmiany prędkości objętościowej U_1 . Taki odcinek falowodu można nazywać *dolnoprzepustowym filtrem akustycznym*



Rys. 2.21 Wpływ podatności akustycznej i masy akustycznej na ciśnienie akustyczne i prędkość objętościową w falowodzie przedstawiony na: (a) schematycznym odcinku falowodu, (b) wykresie wektorowym.

o zwiększonym przekroju [74]. Z kolei znaczne zmniejszenie pola przekroju falowodu daje skutek o charakterze bezwładnościowym (masowym). Zmiana ciśnienia p_1 jest znacząco mniejsza w porównaniu do zmiany prędkości objętościowej U_1 . Taki odcinek falowodu można nazywać *dolnoprzepustowym filtrem akustycznym o zmniejszonym przekroju* [74].

Ważnym parametrem fali akustycznej jest jej zespolona impedancja, którą zgodnie ze wzorem (2.16) zapisuje się jako:

$$Z = \frac{p_1}{U_1}$$

Impedancja jest miarą oporności i można ją wyznaczyć również dla różnych elementów falowodu. I tak: zmiana ciśnienia wzdłuż elementu wyraża się poprzez impedancję $Z = \Delta p_1 / U_1$, a zmiana prędkości objętościowej poprzez impedancję $Z = p_1 / \Delta U_1$. Impedancja związana z podatnością akustyczną oraz masą akustyczną zgodnie z równaniami (2.26) i (2.28) wyraża się wzorami:

$$X_C = \frac{1}{i\omega C} \quad (2.30)$$

$$X_L = i\omega L \quad (2.31)$$

i nosi kolejno nazwę reaktancji podatnościowej i reaktancji bezwładnościowej.

2.6.2 Opór lepkościowy i termiczny

Wspomniano już wcześniej (zob. pkt. 2.3.3), że w pobliżu ścianki falowodu gaz wchodzi z nią w interakcję na skutek lepkości i wymiany ciepła. Wielkościami charakterystycznymi dla tych interakcji są lepkościowa i termiczna głębokość wnikania δ_ν , δ_κ dana wzorami (2.21) i (2.20) oraz promień hydrauliczny falowodu r_h (2.23). Gdy $r_h \gg \delta_\nu$ i $r_h \gg \delta_\kappa$, efekty zachodzące w warstwie przyściennej dają się opisać za pomocą oporu lepkościowego i przewodności relaksacji termicznej. Obydwie wielkości prowadzą do tłumienia propagującej fali akustycznej.

Ruch oscylacyjny cząstek gazu znajdujących się w pobliżu ścianki, tj. w warstwie przyściennej, na skutek lepkości jest prawie całkowicie zatrzymany ($u_1 \approx 0$). W odległości mniejszej od lepkościowej głębokości wnikania ($y < \delta_\nu$) siły lepkości są najwyższe i gaz prawie się nie porusza. W odległości dużo większej od lepkościowej głębokości wnikania ($y \gg \delta_\nu$) lepkościowe oddziaływanie warstwy przyściennej jest niezauważalne, a oscylacje gazu są niezależne od odległości y .

Siły lepkości w warstwie przyściennej mają bezpośredni wpływ na amplitudę i fazę prędkości objętościowej U_1 . Tym samym oscylująca prędkość powoduje zmianę ciśnienia akustycznego Δp_1 , a zatem równanie pędu (2.28) musi zostać rozszerzone o człon oporu lepkościowego R_ν :

$$\Delta p_1 = -(i\omega L + R_\nu) U_1 \quad (2.32)$$

gdzie opór lepkościowy wyraża się wzorem:

$$R_\nu = \frac{\mu S}{A^2 \delta_\nu} \quad (2.33)$$

Wielkość $S = \Delta x \Pi$ określa powierzchnię kontaktu gazu ze ścianką.

W pkt. 2.4 wspomniano, że cząstka gazu oscylująca z dala od ściany naśladuje oscylacje ciśnienia zgodnie z równaniem adiabaty. Cząstki znajdujące się w pobliżu ścianki wchodzi z nią w kontakt termiczny. Dzieje się tak w warstwie przyściennej, tj. gdy odległość cząstki od ścianki jest mniejsza od termicznej głębokości wnikania $y < \delta_\kappa$. Na skutek wymiany ciepła ze ścianką cząstki oscylujące w warstwie przyściennej przyjmują stałą temperaturę ($T_1 = T_m$). Zatem temperatura gazu nie oscyluje już zgodnie z oscylacją ciśnienia, co skutkuje przesunięciem w fazie i zmniejszeniem amplitudy. Będąca pod wpływem tego efektu oscylacja ciśnienia powoduje zmianę prędkości objętościowej. Równanie ciągłości (2.26) musi więc zostać rozszerzone o przewodność cieplną (odwrotność oporu relaksacji termicznej) $1/R_\kappa$:

$$\Delta U_1 = - \left(i\omega C + \frac{1}{R_\kappa} \right) p_1 \quad (2.34)$$

gdzie opór relaksacji termicznej wyraża się wzorem:

$$R_\kappa = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{2p_m}{\omega S \delta_\kappa} \quad (2.35)$$

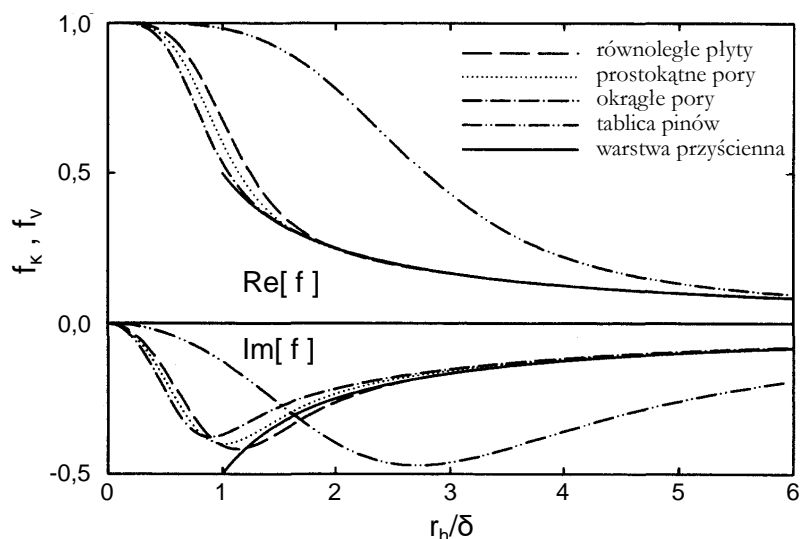
Należy zwrócić uwagę, że im większy opór R_κ (mniejsza przewodność cieplna), tym mniejsze oddziaływanie warstwy przyściennej, a zatem mniejszy wpływ efektu na prędkość objętościową i mniejsze straty.

Podsumowując, można stwierdzić, że na parametry akustyczne fali propagującej w falowodzie ze ściankami o stałej temperaturze mają wpływ cztery wielkości: podatność akustyczna C , masa akustyczna L , opór lepkościowy R_ν oraz przewodność cieplna $1/R_\kappa$. Podatność akustyczna oraz masa akustyczna powodują zmiany oscylacji ciśnienia i prędkości bez straty energii niesionej przez falę. Dopóki $r_h \gg \delta_\nu$ i $r_h \gg \delta_\kappa$ ich działanie jest dominujące. Efekty lepkości i relaksacji termicznej w warstwie przyściennej

powodują straty energii akustycznej. Ich wpływ na warunki akustyczne w falowodzie jest tym większy im grubsza warstwa przyścienna.

2.6.3 Termoakustyczne równanie falowe Rotta

Przedstawione w poprzednim punkcie równania są ważne dla falowodów, których promień hydrauliczny jest dużo większy od termicznej głębokości wnikania, a temperatura jego ścianek jest stała na całej długości. Z tego powodu równania te nie dają się zastosować do matematycznej interpretacji procesów zachodzących w regeneratorsze urządzenia termoakustycznego posiadającego małe kanały, przez które propaguje fala akustyczna. A zatem równania fali muszą być rozszerzone o dodatkowe elementy.



Rys. 2.22 Przebieg funkcji f w zależności od stosunku promienia hydraulicznego i głębokości wnikania r_h/δ dla różnych geometrii kanału [2]. Podstawienie r_h/δ_κ na osi poziomej da przebieg funkcji f_κ ; podstawienie r_h/δ_ν na osi poziomej da przebieg funkcji f_ν

W tym celu konieczne jest wprowadzenie bezwymiarowych zespolonych funkcji: termicznej f_κ oraz lepkościowej f_ν . Funkcje te uwzględniają wpływ warstwy przyściennej i zależą od stosunku promienia hydraulicznego do głębokości wnikania: $f_\kappa \sim r_h/\delta_\kappa$, $f_\nu \sim r_h/\delta_\nu$, a także od geometrii przekroju danego kanału. Pozwalają one na jednowymiarowe przedstawienie trójwymiarowych efektów zachodzących w małych kanałach akustycznych. W większości funkcje termiczne i lepkościowe dają się wyliczyć analitycznie. Ich przebieg jest różny dla każdej geometrii przekroju kanału, co przedstawia wykres na Rys. 2.22.

Zmianę ciśnienia akustycznego można opisać za pomocą różniczkowej postaci równania pędu (po dx). Równanie to przyjmuje podobną postać do równania (2.32), z tą różnicą,

że masa akustyczna i opór lepkościowy są przedstawione w postaci jednostkowej (na 1 m długości) i rozszerzone o funkcję lepkościową f_ν :

$$dp_1 = -(i\omega l dx + r_\nu dx) U_1 \quad (2.36)$$

l to jednostkowa masa akustyczna:

$$l = \frac{\rho_m}{A} \frac{1 - \text{Re}[f_\nu]}{|1 - f_\nu|^2} \quad (2.37)$$

a r_ν to jednostkowy opór lepkościowy:

$$r_\nu = \frac{\omega \rho_m}{A} \frac{\text{Im}[-f_\nu]}{|1 - f_\nu|^2} \quad (2.38)$$

Analogicznie, do opisu zmiany prędkości objętościowej służy rozszerzone równanie ciągłości w postaci różniczkowej, które przyjmuje podobną postać równania (2.34) rozszerzonego o funkcję lepkościową f_κ :

$$dU_1 = - \left(i\omega c dx + \frac{1}{r_\kappa} dx \right) p_1 + g dx U_1 \quad (2.39)$$

c to jednostkowa podatność akustyczna:

$$c = \frac{A}{\gamma p_m} (1 + [\gamma - 1] \text{Re}[f_\kappa]) \quad (2.40)$$

$1/r_\kappa$ wyraża jednostkową przewodność cieplną:

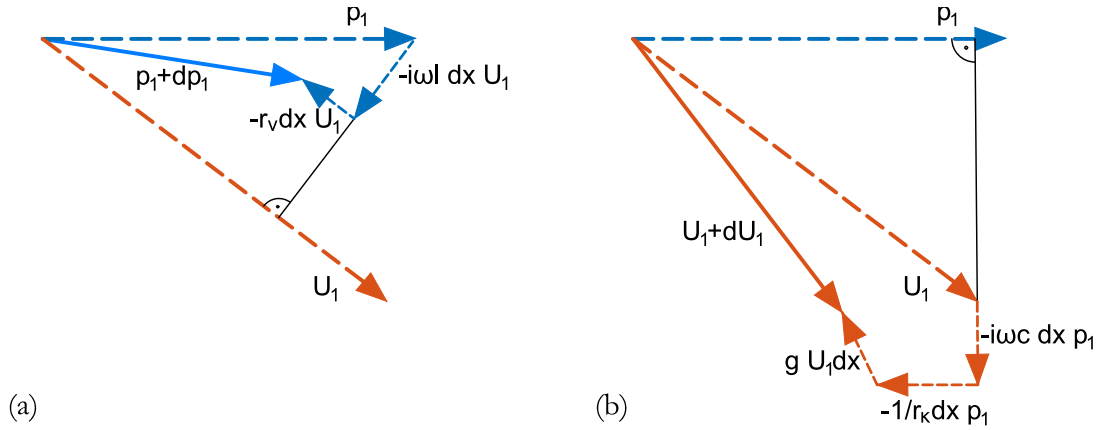
$$\frac{1}{r_\kappa} = \frac{\gamma - 1}{\gamma} \frac{\omega A}{p_m} \text{Im}[-f_\kappa] \quad (2.41)$$

a g to jednostkowy współczynnik wzmocnienia fali:

$$g = \frac{(f_\kappa - f_\nu)}{(1 - f_\nu)(1 - Pr)} \frac{1}{T_m} \frac{dT_m}{dx} \quad (2.42)$$

Analizując równanie (2.39) można zauważyć, że oscylacje prędkości objętościowej U_1 nie zmieniają się jedynie pod wpływem ciśnienia akustycznego p_1 , ale zależą także od samej prędkości objętościowej, jeśli tylko przebiegają wzdłuż gradientu temperatury dT_m/dx . Jednostkowy współczynnik wzmocnienia fali g odpowiada za wzrost lub spadek amplitudy prędkości objętościowej i jest proporcjonalny do jej zespolonej wartości U_1 . Dzieje się tak np. w regeneratorsze, gdzie $r_h \ll \delta_\nu$ i $r_h \ll \delta_\kappa$. Współczynnik wzmocnienia fali jest w tym wypadku zależny od stosunku gradientu temperatury do jej średniej wartości $dT_m/dx/T_m$.

Na Rys. 2.23 przedstawiono przykładowy wykres wektorowy zmian ciśnienia akustycznego i prędkości objętościowej pod wpływem omawianych wyżej parametrów. Rys. 2.23(a) jest wektorową interpretacją równania pędu. Zmiana ciśnienia spowodowana masą akustyczną $-i\omega l dx U_1$ jest przesunięta w fazie względem prędkości objętościowej U_1 o 90° , natomiast zmiana spowodowana oporem lepkościowym $-r_\nu dx U_1$ - o 180° . Wektorową interpretację równania ciągłości przedstawiono na Rys. 2.23(b). Zmiana



Rys. 2.23 Wykresy wektorowe dla: (a) zmian ciśnienia akustycznego p_1 spowodowanych masą akustyczną l oraz oporem lepkościowym r_ν , (b) zmian prędkości objętościowej U_1 spowodowanych podatnością akustyczną c , przewodnością cieplną $1/r_\kappa$ oraz współczynnikiem wzmocnienia g .

prędkości objętościowej spowodowana jest podatnością akustyczną $-i\omega c dx p_1$ (przesunięta w fazie względem ciśnienia p_1 o 90°), przewodnością cieplną $-1/r_\kappa dx p_1$ (przesunięta w fazie względem ciśnienia p_1 o 180°) oraz wzmocnieniem fali $g dx U_1$.

Ostatecznie, połączenie równań (2.36) i (2.39) poprzez wyłączenie U_1 daje równanie różniczkowe drugiego rzędu dla p_1 zwane *termoakustycznym równaniem falowym Rotta*. Równanie to stanowi podstawy matematyczne do modelowania urządzeń termoakustycznych.

$$[1 + (\gamma - 1)f_\kappa] p_1 + \frac{\gamma p_m}{\omega^2} \frac{d}{dx} \left(\frac{1 - f_\nu}{\rho_m} \frac{dp_1}{dx} \right) - \frac{a^2 f_\kappa - f_\nu}{\omega^2} \frac{1}{1 - Pr} \frac{dT_m}{T_m} \frac{dp_1}{dx} = 0 \quad (2.43)$$

2.6.4 Moc fali akustycznej

Moc fali akustycznej wyraża się strumieniem energii niesionym przez falę w kierunku x . Zgodnie z równaniem (2.19) moc akustyczna zależy od amplitudy ciśnienia i prędkości objętościowej oraz przesunięcia fazowego między nimi φ :

$$\dot{E} = \frac{1}{2} |p_1| |U_1| \cos(\varphi)$$

Zmiana mocy akustycznej na danym odcinku falowodu dana jest wzorem:

$$\frac{d\dot{E}}{dx} = -\frac{r_\nu}{2} |U_1|^2 - \frac{1}{2r_\kappa} |p_1|^2 + Re[g] \frac{1}{2} |p_1| |U_1| \cos(\varphi) \quad (2.44)$$

Pierwsze dwa człony prawej strony równania odpowiadają kolejno stratom spowodowanym lepkością oraz relaksacją termiczną. Omówione w pkt. 2.6.2 i 2.6.3: opór lepkościowy r_ν i przewodność termiczna $1/r_\kappa$ powodują dyssypację energii wzdłuż falowodu i dlatego zapisane są ze znakiem (-). Trzeci człon odpowiada zwiększeniu lokalnej energii fali na odcinku kanału o małym promieniu hydraulicznym, wzdłuż

którego występuje gradient temperatury (np. w regeneratorsze). Za wzrost energii odpowiada współczynnik wzmocnienia fali g .

Przedstawione równania, bazujące na liniowej teorii termoakustycznej Rotta, pozwalają budować matematyczne modele stanów ustalonych w urządzeniach termoakustycznych. Warto wspomnieć jednak, że w rzeczywistych silnikach i pompach ciepła występują również efekty nieliniowe, niedające się opisać przy pomocy tej teorii. Należą do nich turbulencje, efekty średniego przepływu gazu (streaming), składowe harmoniczne czy zjawiska związane ze zmianą warunków brzegowych. Należy pamiętać o istnieniu tych efektów przy projektowaniu i konstruowaniu urządzeń termoakustycznych.

Rozdział 3

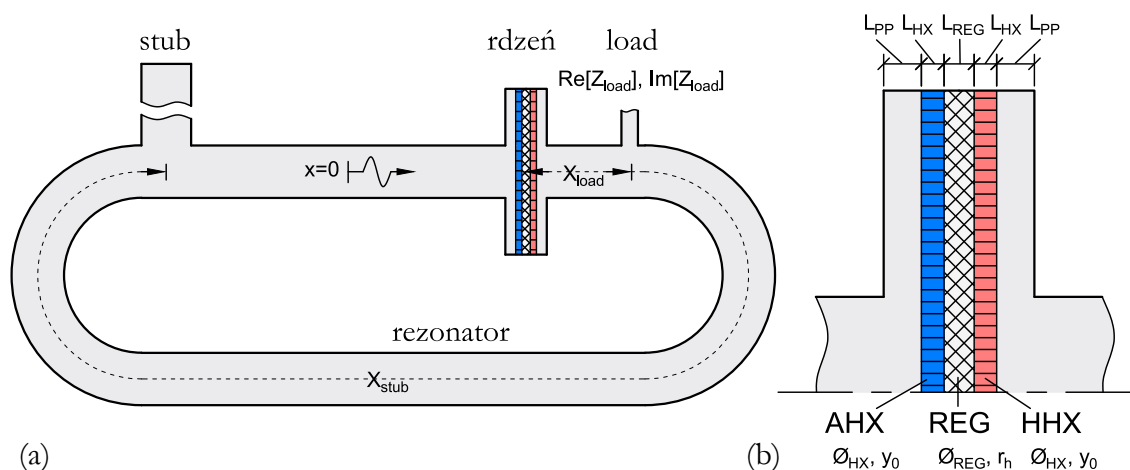
Jednosekcyjny silnik z falą biegnącą

Ostatnio, w rozwoju urządzeń termoakustycznych kładzie się nacisk na ich wykorzystanie do odzysku ciepła odpadowego oraz ciepła ze źródeł o niskiej temperaturze. Odpowiednimi do tego typu zastosowań wydają się być silniki termoakustyczne z rezonatorem λ w formie zapętłonej rury. Ze względu na niską różnicę temperatur wymaganą do uruchomienia silnika, szczególnie atrakcyjnymi są urządzenia wielosekcyjne. Zhang i in. [26, 27] zauważyli zależność między liczbą sekcji regeneratora (rdzeni termoakustycznych) a sprawnością urządzenia oraz temperaturą zasilania. Silniki z mniejszą liczbą rdzeni potrzebują ciepła o wyższej temperaturze, aby wystartować. Dla wyższej różnicy temperatur między górnym a dolnym źródłem ciepła osiągają one jednak lepszą sprawność niż silniki o większej liczbie sekcji. Mniejsza liczba rdzeni termoakustycznych może być również korzystna ze względu na mniejszy stopień skomplikowania konstrukcji oraz obniżenie kosztów produkcji. Tym bardziej warto poddać ocenie możliwości silników z jedną sekcją regeneratora.

Niniejszy rozdział zawiera szczegółową analizę pracy silnika jednosekcyjnego z rezonatorem λ zasilanym ciepłem o temperaturze 150°C . Dopasowanie pola akustycznego odbywa się przy pomocy akustycznego filtra dolnoprzepustowego w formie bocznego króćca (*stub*) dołączonego do rezonatora. Analizie poddano nie tylko warunki akustyczne panujące w regeneratorsze, ale również parametry geometryczne regeneratora, wymienników ciepła i rezonatora, temperaturę źródeł ciepła oraz średnie ciśnienie i rodzaj gazu roboczego. Model matematyczny silnika termoakustycznego został zbudowany w programie DeltaEC, napisanym w Los Alamos [11]. Jest to darmowe oprogramowanie, które rozwiązuje numerycznie jednowymiarowe równanie falowe (2.43) dla zadanych warunków i geometrii, zgodne z liniową teorią termoakustyki (zob. pkt. 2.6). Model buduje się z gotowych segmentów, takich jak: falowód (rura), wymienniki ciepła, regenerators, itp., które łączy się w jedną sieć akustyczną. Model numeryczny oraz przeprowadzone na nim symulacje bazują na pracy [32].

3.1 Szczegóły konstrukcyjne modelu silnika

Jednosekcyjny silnik termoakustyczny z rezonatorem λ w kształcie zapętlonej rury przedstawiono schematycznie na Rys. 3.1(a). Układ zawiera kilka podstawowych elementów. Najważniejszym z nich jest rdzeń termoakustyczny, który składa się z chłodnicy (AHX – ambient heat exchanger)¹, nagrzewnicy (HHX – hot heat exchanger) i umieszczonego między nimi regeneratora (REG). Widok powiększony samego rdzenia pokazano na Rys. 3.1(b). Ciepło dostarczane w nagrzewnicy i odbierane w chłodnicy generuje gradient temperatury wzdłuż regeneratora – potrzebny do wymuszenia obiegu termodynamicznego. Średnica rdzenia jest znacznie większa od średnicy rezonatora – stosunek ich pól przekroju jest równy 10. Idąc zgodnie ze wskazówkami zegara wzdłuż rezonatora można zwrócić uwagę na dwa prostopadłe odejścia. Pierwsze reprezentuje obciążenie akustyczne silnika (*load*), czyli miejsce, gdzie energia użyteczna wyprowadzana jest na zewnątrz systemu. Drugie to boczny króciec (*stub*), który pozwala dopasować pole akustyczne, zaburzone poprzez zmiany impedancji akustycznej w rdzeniu oraz w obciążeniu akustycznym.



Rys. 3.1 Schemat konstrukcji analizowanego silnika termoakustycznego; (a) model całego silnika; (b) widok szczegółowy rdzenia termoakustycznego. Wyjaśnienie symboli znajduje się w Tab. 3.1.

Główne parametry bazowej konstrukcji silnika zostały dobrane tak, aby były łatwe do zastosowania w rzeczywistym urządzeniu. Przedstawiono je w Tab. 3.1. Obydwa wymienniki ciepła (HX) (chłodnica AHX i nagrzewnica HHX) zostały zamodelowane jako wymienniki lamelowe, podobne do typowej chłodnicy samochodowej. Rozwiązanie to jest często stosowane w urządzeniach termoakustycznych. Promień hydrauliczny wymienników (czyli w tym wypadku połowa odległości między lamelami) wynosi $0,6\text{ mm}$, porowatość, czyli udział przekroju otwartego dla ruchu gazu – 70%, a długość

¹Opisując konstrukcję urządzenia, w nawiasach podano skróty bądź krótsze nazwy elementów, pochodzące z języka angielskiego. Ze względu na ich użyteczność oraz uniwersalną, krótką formę, będą one stosowane jako indeksy przedstawianych parametrów lub oznaczenia na rysunkach i wykresach.

3.1. SZCZEGÓŁY KONSTRUKCYJNE MODELU SILNIKA

lameli – 15 mm. Regenerator tworzy 20-milimetrowy plik ekranów z siatki stalowej o promieniu hydraulicznym 54,8 μm i porowatości 80%. Pozostałą część rdzenia o zwiększonej średnicy z obu stron zajmują puste przestrzenie (PP) o długości 25 mm. Cały rdzeń termoakustyczny zajmuje tym samym długość 100 mm przy całkowitej długości pętli wynoszącej 4 m. Średnica rury tworzącej rezonator wynosi 120 mm.

Tab. 3.1 Parametry użyte do analizy pracy silnika. Wartości bazowe w wybranym punkcie początkowym oraz zakres parametrów zmienianych podczas symulacji.

	Symbol	Wartość bazowa	Zakres symulacji	Jednostka
Parametry geometryczne				
Wymienniki ciepła				
długość	L_{HX}	15	5 ... 25	(mm)
porowatość	ϕ_{HX}	0,7	0,2 ... 0,9	(-)
promień hydrauliczny	y_0	0,6	0,2 ... 1,4	(mm)
Regenerator				
długość	L_{REG}	20	5 ... 40	(mm)
porowatość	ϕ_{REG}	0,8	0,7 ... 0,9	(-)
promień hydrauliczny	r_h	54,8	(zależny od N_L)	(μm)
Load				
pozycja	X_{load}	0,25	0,15 ... 3,05	(m)
część rzeczywista impedancji	$Re[Z_{load}]$	2,705	(zależna od η)	(MPa s/m^3)
część urojona impedancji	$Im[Z_{load}]$	0	-1,5 ... 1,5	(MPa s/m^3)
Stub				
pozycja	X_{stub}	3,132	(zależna od Z_n i φ)	(m)
długość	L_{stub}	0,656	(zależna od Z_n i φ)	(m)
Inne				
długość pustej przestrzeni	L_{PP}	25	20 ... 120	(mm)
stosunek pól	A_n	10	5 ... 20	(-)
Parametry celowane				
Znormalizowana impedancja	Z_n	8	4,5 ... 18,5	(-)
Przesunięcie fazowe	φ	-20	-75 ... 15	($^\circ$)
Liczba Lautreca	N_L	0,5	0,2 ... 1,0	(-)
Sprawność $\dot{E}_{load}/\dot{Q}_{grz}$	η	10	0,0 ... 12,9	(%)
Parametry zewnętrzne				
Udział molowy helu w He-Ar	z_{He}	1	0 ... 1	(-)
Średnie ciśnienie	p_m	30	5 ... 50	(bar)
Temperatura HHX (powierzchni HX)	t_{grz}	150	75 ... 200	($^\circ\text{C}$)
Temperatura AHX (powierzchni HX)	t_{ch}	15	15; 25; 35	($^\circ\text{C}$)
Parametry stałe				
Długość pętli rezonatora	-	4	-	(m)
Średnica rdzenia	-	0,4	-	(m)
Współczynnik chropowatości falowodu	$Srough$	0,0005	-	(-)
Współczynnik przewodzenia w REG	$ksFrac$	0,2	-	(-)
Przekrój ścian buforu termicznego	$WallA$	0,001	-	(m^2)

Stub to boczny króciec o tej samej średnicy co rezonator, służący do dostrojenia odpowiednich warunków akustycznych w regeneratorze. Zasadą działania odpowiada dolnoprzepustowemu filtrowi akustycznemu. Zmieniając długość *stub* oraz jego pozycję wzdłuż rezonatora, można w dużym zakresie dopasować impedancję oraz przesunięcie fazowe między ciśnieniem akustycznym a prędkością. Pożądane wartości znormalizowanej impedancji $Z_n = 8$ i przesunięcia fazowego $\varphi = -20^\circ$ są osiągnięte poprzez konkretne ustawienie *stub*. Jego pozycja wynosi $3,132\text{ m}$ od środka regeneratora, a jego długość wynosi $0,656\text{ m}$ (co odpowiada objętości $8,24\text{ dm}^3$). Wartości Z_n i φ są zdefiniowane jako stałe warunki brzegowe modelu (wartości celowane), natomiast parametry geometryczne *stub* kształtują się w wyniku obliczeń i są zależne również od innych parametrów pola akustycznego.

Obciążenie silnika (*load*) jest reprezentowane przez zespoloną impedancję akustyczną. Relacja jej wartości i wartości impedancji rezonatora, decyduje o tym, jaka część energii akustycznej jest wyprowadzona z silnika. Początkowa wartość części rzeczywistej impedancji obciążenia wynosi $2,7\text{ MPa s/m}^3$, a jej część urojona wynosi 0.

Ciepło dostarczane jest do układu w nagrzewnicy o temperaturze 150°C , a odbierane w chłodnicy o temperaturze 15°C . Wartości dobrano tak, by były porównywalne z wynikami eksperymentalnymi osiągniętymi przez de Bloka [21, 22]. Należy zaznaczyć, że podane temperatury są osiąganiane na powierzchni wymiennika, transport ciepła między samym źródłem a wymiennikami nie jest tematem rozważań. Gazem roboczym w urządzeniu jest hel pod ciśnieniem 3 MPa . Częstotliwość rezonansowa przy tej bazowej konfiguracji silnika wynosi $214,5\text{ Hz}$.

Program DeltaEC rozwiązuje numerycznie jednowymiarowe równanie falowe dla wybranego gazu i zadanej geometrii. Akustyczne, cieplne i geometryczne warunki brzegowe można zaaplikować do modelu przy pomocy par wielkości szacowanych i celowanych (w programie: *Guess & Target*). Innymi słowy, aby model działał, trzeba przewidzieć wartości pewnych parametrów, przy których osiągnięte będą założone warunki brzegowe. Poza warunkami brzegowymi koniecznymi do zamodelowania procesów cieplnych i akustycznych w silniku, użyto kilku dodatkowych wartości szacowanych i celowanych, mających na celu ograniczenie zaburzenia związanego ze zmianą innych wielkości podczas analizy parametrycznej oraz zunifikowanie warunków pracy silnika dla wszystkich symulacji. Z tego powodu: (1) warunki akustyczne w środkowej pozycji regeneratora pozostają stałe ($Z_n = 8$ i $\varphi = -20^\circ$) dzięki automatycznemu dostosowaniu pozycji i długości króćca *stub*; (2) liczba Lautreca jest stała ($N_L = 0,5$) dzięki dostosowywanej wartości promienia hydraulicznego regeneratora; (3) sprawność silnika jest stała ($\eta = 10\%$) dzięki dostosowaniu impedancji obciążenia *load* – w ten sposób zapewnia się zawsze to samo obciążenie silnika.

Model DeltaEC wymaga jeszcze podania kilku dodatkowych stałych. Współczynnik chropowatości powierzchni wewnętrznej falowodu ustawiono na 0,0005 jako rekomendowaną wartość domyślną, uwzględniająca dyssypację energii na ścianach

rezonatora. Straty związane z przewodzeniem ciepła wzdłuż regeneratora uwzględnia współczynnik redukcyjny, podniesiony od wartości domyślnej 0,1 do 0,2. Przejście między gorącym wymiennikiem ciepła a rezonatorem o temperaturze otoczenia zamodelowano za pomocą buforu termicznego. Gwarantuje on płynną zmianę temperatury z wysokiej na niską. Długość tego elementu wynosi $0,1\text{ m}$ a pole przekroju jego ścian ma $0,001\text{ m}^2$.

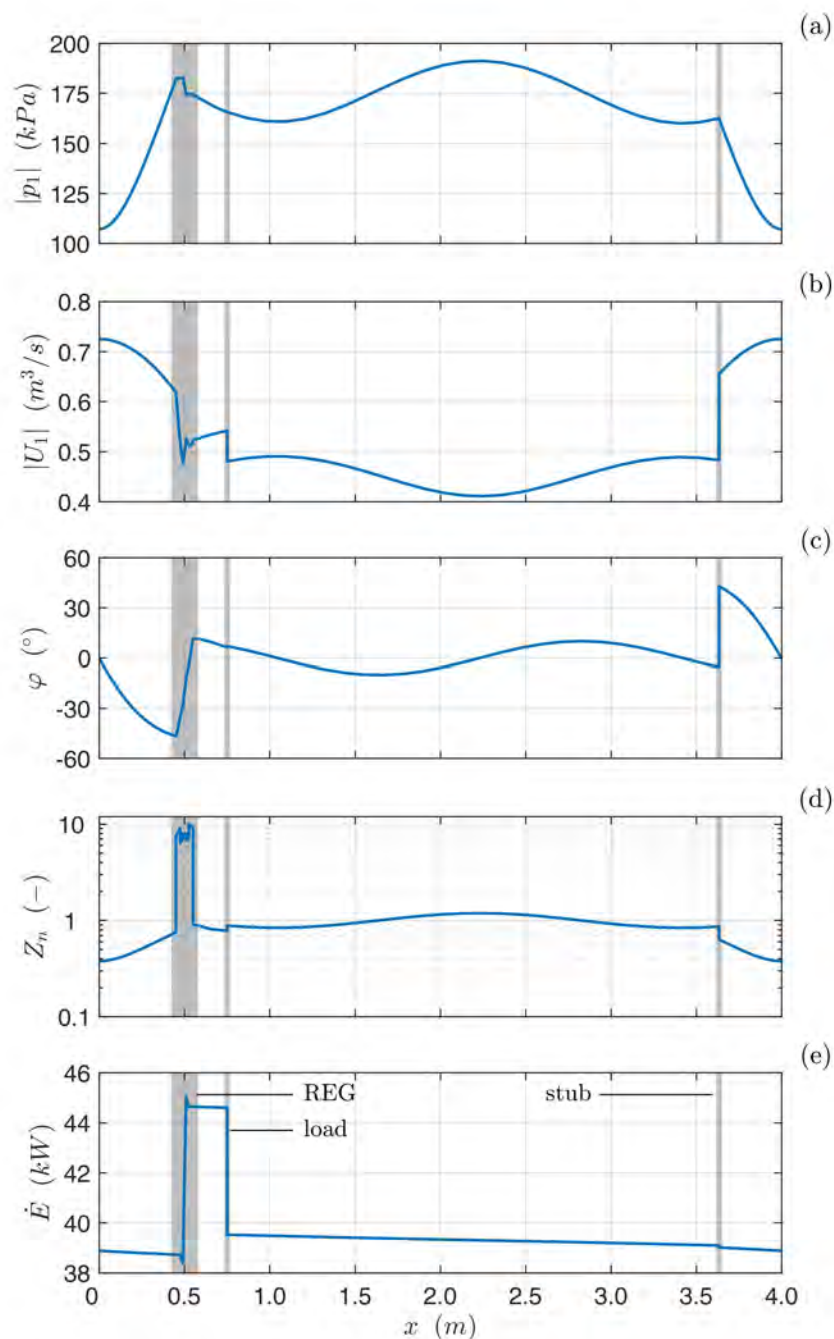
Przeprowadzone symulacje nie uwzględniają negatywnych efektów związanych z promieniowaniem ciepła, średnim przepływem gazu (*streamingiem*) czy innymi nieliniowymi zjawiskami. W praktyce większość tych efektów można zminimalizować poprzez prawidłowo zaprojektowaną konstrukcję. Niemniej jednak, aby ograniczyć całkowicie ich wpływ należy uwzględnić w silniku inne dodatkowe elementy.

3.2 Praca silnika w stanie ustalonym

Wynikiem obliczeń numerycznych są wykresy rozkładu pola akustycznego wzdłuż całej pętli silnika. Są one niezbędne do analizy pracy całego urządzenia. Wykres na Rys. 3.2 przedstawia kolejno: (a) amplitudę ciśnienia $|p_1|$, (b) amplitudę prędkości objętościowej $|U_1|$, (c) przesunięcie fazowe φ , (d) znormalizowaną impedancję Z_n oraz (e) moc akustyczną \dot{E} dla stanu ustalonego bazowego modelu silnika. Obliczenia zaczynają się w pozycji $x = 0$, dokładnie $0,5\text{ m}$ przed środkiem regeneratora. Obciążenie akustyczne *load* znajduje się bezpośrednio za rdzeniem w pozycji $x = 0,75\text{ m}$, a króciec *stub* w pozycji $x = 3,632\text{ m}$. W odniesieniu do wykresów można wyróżnić trzy główne strefy pola akustycznego o zdecydowanie różnej charakterystyce:

- W rdzeniu termoakustycznym można zauważyć spadek amplitudy prędkości objętościowej $|U_1|$ podyktowany generalnym rozkładem pola akustycznego. Przy bliższym spojrzeniu na sam regenerator można zauważyć nagły wzrost $|U_1|$ w pozycji $x = 0,5\text{ m}$, spowodowany termoakustycznym wzmocnieniem fali. W tym miejscu amplituda ciśnienia $|p_1|$ maleje, głównie na skutek oporu lepkościowego. Dzięki zwiększonej średnicy rdzenia, znormalizowana impedancja Z_n zdecydowanie wzrasta. Przesunięcie fazowe φ również rośnie w kierunku 0° , aby razem z Z_n osiągnąć ustalone wartości w połowie długości regeneratora. W wyniku tych zmian, moc akustyczna \dot{E} zdecydowanie wzrasta w regeneratorze, podlegając niewielkim spadkom w obu wymiennikach ciepła.
- Pomędzy rdzeniem termoakustycznym a krótcem *stub* znajduje się pierwszy charakterystyczny odcinek rezonatora. Na tym odcinku podłączone jest obciążenie akustyczne *load*, które ma znaczący wpływ jedynie na $|U_1|$ i \dot{E} . Odbiór energii wiąże się ze spadkiem $|U_1|$, natomiast ma nieznaczny wpływ na inne parametry pola akustycznego. Na całym tym odcinku rezonatora φ oscyluje w zakresie $\pm 10^\circ$, a Z_n wynosi ok. 1, co wskazuje na bardzo dobre warunki fali biegnącej, z niewielkimi tylko komponentami fali stojącej. Za obciążeniem $|p_1|$ i $|U_1|$

podlegają jedynie niewielkim zmianom. Dzięki temu straty związane z lepkością i przewodzeniem ciepła wzdłuż ścian rezonatora są nieznaczne i moc akustyczna \dot{E} maleje jedynie w niewielkim stopniu.



Rys. 3.2 Rozkład pola akustycznego wzdłuż falowodu silnika. (a) amplituda ciśnienia $|p_1|$, (b) amplituda prędkości objętościowej $|U_1|$, (c) przesunięcie fazowe φ , (d) znormalizowana impedancja Z_n oraz (e) moc akustyczna \dot{E} .

- Drugi odcinek rezonatora znajduje się między króćcem *stub* a rdzeniem. W miejscu dołączenia *stub* następuje gwałtowny wzrost $|U_1|$ i φ . Następnie $|U_1|$ osiąga swoje globalne maksimum, a $|p_1|$ minimum. Wartości φ wahają się między $\pm 45^\circ$, a wartość Z_n jest mniejsza od 1, co świadczy o dużym udziale komponentów fali stojącej. Złe warunki akustyczne na tym odcinku są powodem większych strat, które odpowiadają za bardziej stromy spadek \dot{E} .

Omówiona powyżej konstrukcja i parametry silnika w stanie ustalonym są używane jako punkt bazowy dla wszystkich kolejnych symulacji. Na kolejnych wykresach oznaczono go znakiem ”+”. Podczas każdej symulacji zmieniane są jedynie analizowane parametry. Wszystkie pozostałe parametry pozostają stałe oprócz wartości szacowanych związanych z warunkami brzegowymi, oznaczonych w Tab. 3.1 jako „zależne od...”.

3.2.1 Bilans energii

Aby lepiej wytłumaczyć ideę pracy silnika oraz zaprezentować ilościowy obraz strumieni energii biorących udział w konwersji termoakustycznej, sporządzono bilans energetyczny urządzenia w stanie ustalonym. Na Rys. 3.3(a) przedstawiono schematycznie strumienie energii wpływające do układu i z niego wypływające. Obieg termodynamiczny zachodzi bezpośrednio w rdzeniu termoakustycznym, dla którego bilans energii można przedstawić następująco:

$$\dot{Q}_{grz} - \dot{Q}_{ch} - \dot{Q}_{str} = \dot{E}_{in} - \dot{E}_{out}$$

Bilans ze wzoru (2.2) został poszerzony jedynie o człon \dot{Q}_{str} opisujący straty ciepła w rdzeniu termoakustycznym. Zgodnie z wzorem (2.3) sprawność termiczną obiegu można zdefiniować jako:

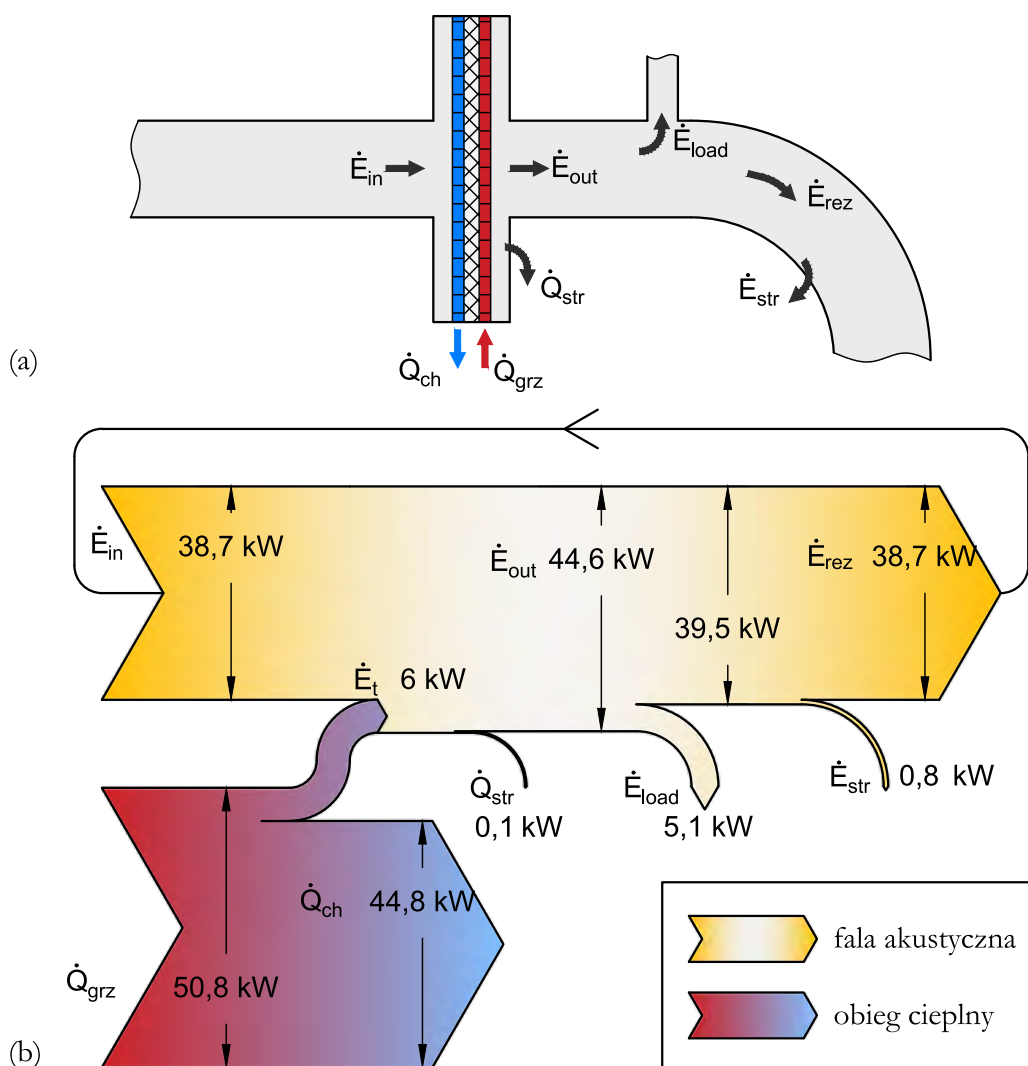
$$\eta_t = \frac{\dot{E}_{out} - \dot{E}_{in}}{\dot{Q}_{grz}}$$

Sprawność całkowitą silnika wyznacza się biorąc pod uwagę moc obciążenia \dot{E}_{load} , czyli moc użyteczną wyprowadzaną z silnika i definiuje jako:

$$\eta = \frac{\dot{E}_{load}}{\dot{Q}_{grz}} \quad (3.1)$$

Silnik jest zaprojektowany tak, aby mógł być zasilany ciepłem odpadowym przy temperaturze nagrzewnicy $t_{grz} = 150^\circ C$ i temperaturze chłodnicy $t_{ch} = 15^\circ C$. Egzergetyczny potencjał silnika opisuje sprawność porównawczego obiegu Carnota, daną wzorem (2.4). Dla podanego zakresu temperatur wynosi ona $\eta_C = 31,9\%$. Do obiektywnej oceny pracy silnika termoakustycznego warto posłużyć się sprawnością egzergetyczną, czyli sprawnością odniesioną do sprawności Carnota, (zob. wzór (2.5)). Sprawność egzergetyczna obiegu cieplnego wynosi zatem:

$$\eta_{t,egz} = \frac{\eta_t}{\eta_C}$$



Rys. 3.3 Bilans energii silnika termoakustycznego dla punktu bazowego. (a) Schemat urządzenia z zaznaczonymi strumieniami energii. (b) Wykres Sankey'a.

a sprawność egzergetyczna całego silnika:

$$\eta_{egz} = \frac{\eta}{\eta_C}$$

Na Rys. 3.3(b) przedstawiono w postaci wykresu Sankey'a bilans energii silnika dla analizowanego stanu ustalonego. Kolorem ciemniejszym zaznaczono strumienie energii obiegu cieplnego. Z $50,8 \text{ kW}$ dostarczonego w nagrzewnicy ciepła, $44,8 \text{ kW}$ odbierane jest przez chłodnicę i rozproszone w dolnym źródle ciepła. Pozostałe 6 kW , pomniejszone o stratę ciepła z rdzenia $0,1 \text{ kW}$, to moc obiegu. Odpowiada ona wzrostowi mocy akustycznej fali przechodzącej przez rdzeń silnika. Bilans energii akustycznej został zaznaczony kolorem jaśniejszym. Poziomą moc akustycznej krążącej w pętli jest bardzo wysoki w stosunku do jej zysku w rdzeniu. Spowodowane jest to relatywnie niską różnicą

temperatur między nagrzewnicą i chłodnicą. Moc akustyczna wpływająca do rdzenia wynosi $38,7 \text{ kW}$, gdzie poprzez wykonaną pracę obiegu zwiększa się 1,15 raza osiągając wartość $44,6 \text{ kW}$. Następnie $5,1 \text{ kW}$ wyprowadzane jest na zewnątrz układu w obciążeniu akustycznym, a pozostałe $0,8 \text{ kW}$ rozpraszane jest na skutek lepkości i przewodności cieplnej w rezonatorze. Zatem, aby silnik przy tak dobranych parametrach pracował w stanie ustalonym, $38,7 \text{ kW}$ mocy akustycznej transportowane jest w pętli aby zasilić na powrót rdzeń termoakustyczny.

Biorąc pod uwagę powyższe wartości strumieni energii, sprawność termiczna obiegu w punkcie bazowym wynosi $\eta_t = 11,6\%$ a sprawność silnika jest równa $\eta = 10\%$, co odpowiada kolejno sprawności egzergetycznej $\eta_{t,egz} = 36,4\%$ i $\eta_{TA,egz} = 31,3\%$.

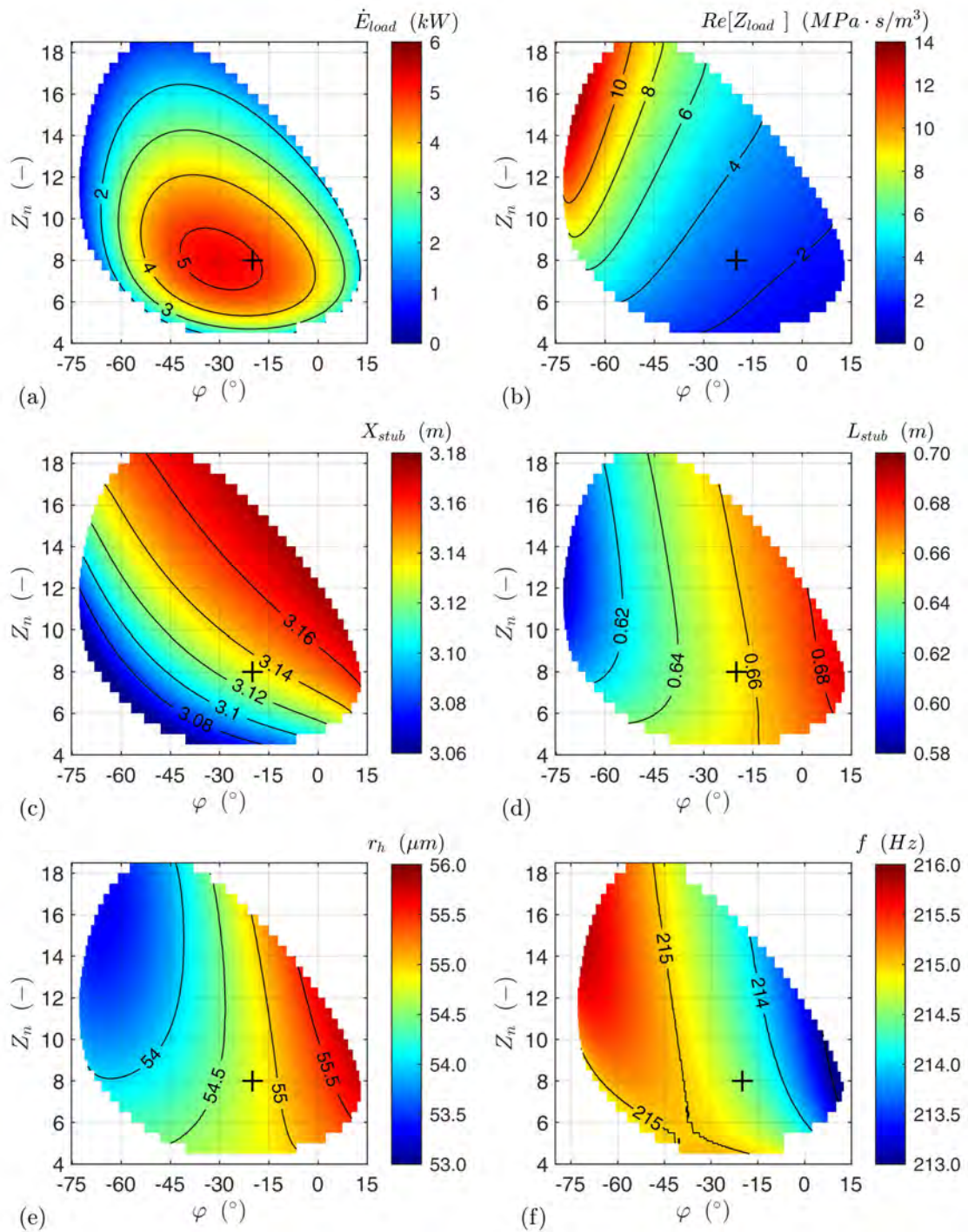
3.3 Warunki akustyczne w regeneratorze

Równanie (2.44) opisuje uśrednioną w czasie zmianę mocy akustycznej $d\dot{E}$ na długości dx regeneratora:

$$\frac{d\dot{E}}{dx} = -\frac{r_\nu}{2}|U_1|^2 - \frac{1}{2r_\kappa}|p_1|^2 + \text{Re}[g] \frac{1}{2}|p_1||U_1| \cos(\varphi)$$

Pierwsze dwa człony prawej strony równania oznaczają straty energii akustycznej spowodowane oporem lepkościowym r_ν i przewodnością cieplną $1/r_\kappa$. Straty lepkościowe są proporcjonalne do kwadratu amplitudy prędkości objętościowej $|U_1|^2$, a straty cieplne do kwadratu amplitudy ciśnienia akustycznego $|p_1|^2$. Trzeci człon definiuje przyrost mocy w regeneratorze proporcjonalny do współczynnika wzmocnienia g , zależnego głównie od różnicy temperatur. Z równania (2.44) wynikają następujące wymagania, stawiane fali akustycznej w regeneratorze: (1) Przesunięcie fazowe φ powinno być bliskie 0° aby zapewnić odwracalny obieg termodynamiczny i zmaksymalizować przyrost mocy; (2) stosunek między $|p_1|$ a $|U_1|$ (a zatem impedancja ze wzoru (2.16)) powinien mieć optymalną wartość, aby zminimalizować sumę strat lepkościowych i termicznych. Impedancję w regeneratorze można zmienić zwiększając jego pole przekroju. Powszechnie stosowanym wskaźnikiem jest w tym wypadku znormalizowana impedancja dana wzorem (2.18).

Ceperley [15] zaproponował wartość $Z_n = 10$ do osiągnięcia maksymalnej teoretycznej sprawności. Z kolei Bakchaus i Swift [17] przyjęli $Z_n = 15 \dots 30$ jako zakres optymalnych wartości w silniku ich konfiguracji. Nawet gdy optymalne wartości Z_n i φ są znane, do ich osiągnięcia konieczna jest odpowiednio dobrana sieć akustyczna. Obecność rdzenia termoakustycznego w falowodzie powoduje natychmiastową zmianę impedancji, która generuje odbicia fali. Odbicia te wprowadzają komponenty fali stojącej do pierwotnej fali biegnącej, utrudniając osiągnięcie pożądaných warunków. Wprowadzenie dopasowanej impedancji w innym miejscu falowodu może wygenerować przeciwne odbicie, które kompensuje odbicie fali w rdzeniu, zapewniając tym samym odpowiednie pole akustyczne.



Rys. 3.4 Wpływ znormalizowanej impedancji Z_n i przesunięcia fazowego φ w regeneratorsze na: (a) moc obciążenia akustycznego \dot{E}_{load} , (b) część rzeczywistą impedancji obciążenia $Re[Z_{load}]$, (c) pozycję króćca X_{stub} , (d) długość króćca L_{stub} , (e) promień hydrauliczny regeneratorsza r_h , (f) częstotliwość rezonansową f .

Jednosekcyjny silnik termoakustyczny potrzebuje dodatkowego elementu aby dopasować pole akustyczne w regeneratorze. Tym elementem może być filtr akustyczny umieszczony w odpowiednim miejscu rezonatora. Przykładem filtra dolnorzepustowego jest boczny króciec *stub*. Podobne rozwiązanie stosowali Yu i in. [75], Al-Kayiem i Yu [36], a także w kombinacji z zaworem kulowym Kang i in. [28]. Jin i in. analizowali koncepcję dopasowania pola przekroju poprzez filtry akustyczne o zwiększonym przekroju i zmniejszonym przekroju [35]. Zwrócili oni również uwagę na podobne działanie króćca *stub* i elementu o zwiększonym przekroju (zwanym *segmentem Compliance*). Po pierwsze, oba elementy umieszczone w odległości około $1/4$ długości fali λ za lub przed regeneratorem stanowią podobne warunki brzegowe jak otwarty koniec rezonatora (zob. pkt. 2.4.1) i mogą w ten sposób efektywnie zmienić impedancję, a zatem Z_n . Po drugie, dodatkowa objętość dołączona do rezonatora ma w obydwu przypadkach w głównej mierze charakter podatności akustycznej, przez co wpływa na zmianę $|U_1|$ i φ .

W poniższej analizie założono, że poprzez zmianę dwóch parametrów geometrycznych króćca *stub*: pozycji umieszczenia w rezonatorze X_{stub} oraz długości L_{stub} , możliwie jest dostrojenie znormalizowanej impedancji Z_n i przesunięcia fazowego φ w regeneratorze do dowolnych wartości, przy których silnik jeszcze będzie pracował. Z_n i φ mogą być ustawione jako stałe warunki brzegowe w niezależnej analizie innych parametrów lub zmieniane jako parametry w analizie ich wpływu na pracę systemu. Ta nowatorska metoda daje możliwość lepszego zrozumienia pracy silnika termoakustycznego jako całego spójnego systemu akustyczno-energetycznego.

Rys. 3.4(a) przedstawia moc akustyczną \dot{E}_{load} wyprowadzoną z układu w obciążeniu silnika. Od razu widoczne optimum znajduje się dla $Z_n = 8$ i $\varphi = -30^\circ$. Z punktu widzenia teorii można by go oczekiwać bliżej $Z_n = 10$ i $\varphi = 0^\circ$.

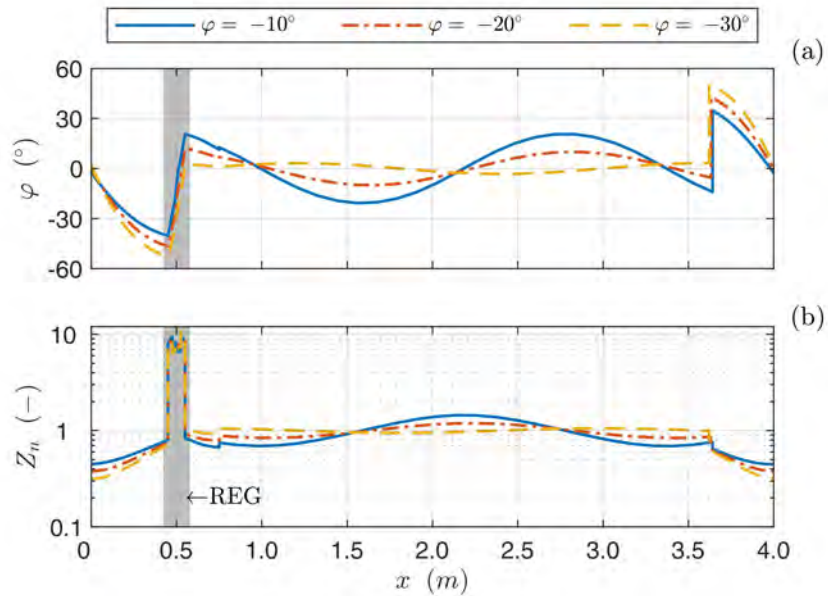
Niezgodność optymalnej wartości znormalizowanej impedancji Z_n można wytłumaczyć na bazie założeń z literatury, gdzie impedancja była optymalizowana dla maksymalnej sprawności. Wysoka wartość Z_n redukuje straty lepkościowe, zwiększając przy tym sprawność, ale tym samym ograniczając moc wyprowadzoną z układu. Na potrzeby niniejszej analizy sprawność jest ustalona jako stały parametr, wynoszący 10%. Nie jest to maksymalna możliwa do osiągnięcia wartość. Przy założeniu wyższej sprawności pokazane pole mocy silnika zmniejszyłoby się, a punkt maksymalnej mocy przesunąłby się w stronę wyższych impedancji.

Niezgodność optymalnego przesunięcia fazowego φ jest związana z rozkładem pola akustycznego w całym falowodzie. Optimum nie zależy zatem jedynie od osiągnięcia idealnych warunków w regeneratorze, ale także od strat lepkościowych i termicznych w rezonatorze, wymiennikach ciepła oraz króćcu *stub*. Oznacza to, że rozkład pola akustycznego w falowodzie potrzebny do zapewnienia w regeneratorze przesunięcia fazowego $\varphi = 0^\circ$ generuje większe straty niż dla $\varphi = -30^\circ$. W tym drugim przypadku, niewielkie straty energii w falowodzie kompensują mniejszy zysk mocy w rdzeniu. Należy podkreślić, że osiągnięte optimum ważne jest tylko dla podanych założeń. Dla wyższych

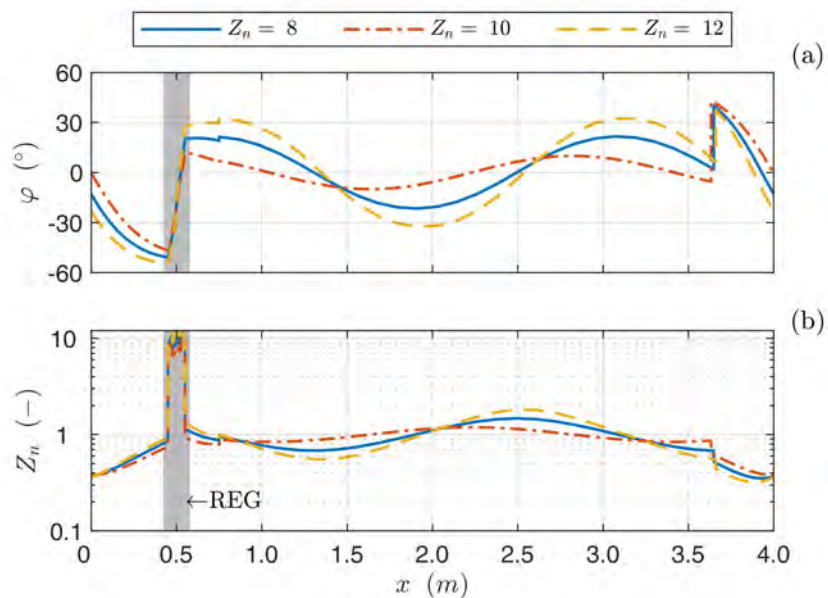
sprawności jego wartość jeszcze bardziej oddala się od 0° , z kolei dla maksymalnej mocy przybliża się w kierunku 0° . Również inne parametry, takie jak geometria regeneratora czy wymienników ciepła, mogą mieć wpływ na przesunięcie optymalnego punktu pracy. Potwierdzeniem osiągniętego wyniku może być fakt, że również Ueda i in. [95] w swoim eksperymentalnym silniku o konfiguracji torusa z bocznym rezonatorem $\lambda/4$ rekomendują ujemne wartości φ . Optymalna wartość przesunięcia fazowego w regeneratorze ich urządzenia wyniosła -20° .

Rys. 3.4(b)-(e) prezentują parametry zależne, które automatycznie zmieniały się w celu utrzymania stałych wartości celowanych. Rys. 3.4(f) przedstawia wartości obliczanej częstotliwości rezonansowej układu, która jest jednym z ważniejszych parametrów mających wpływ na inne wielkości. Pozycja X_{stub} (c) i długość L_{stub} (d) króćca *stub* odpowiadają za regulację warunków akustycznych w regeneratorze (Z_n i φ). Warto zwrócić uwagę, że system jest bardzo czuły na zmiany tych dwóch parametrów. Całkowity zakres ich wartości zawiera się w granicach zaledwie $0,1 m$. Impedancja obciążenia $Re[Z_{load}]$ (d) zmienia się w szerokim zakresie dopasowując swoją wartość do założonej sprawności, co odzwierciedla zmiany pola akustycznego w miejscu jego przyłączenia. Promień hydrauliczny regeneratora r_h (e) zmienia się jedynie nieznacznie, podążając za zmianami termicznej głębokości wnikania δ_κ i zapewniając stałą liczbę Lautreca N_L . Z kolei główną przyczyną zmian r_h jest zmienna długość króćca *stub*, która wpływa na częstotliwość rezonansową (f) - składową termicznej głębokości wnikania δ_κ . Zależność tę można łatwo spostrzec porównując wykresy (d) i (f).

Pole akustyczne w rezonatorze ma równie ważny wpływ na pracę silnika, jak warunki osiągnięte w regeneratorze. Prościej można to wytłumaczyć porównując wykresy rozkładu pola akustycznego dla różnych punktów symulacji zaprezentowanych na Rys. 3.4. Do tego celu najlepiej posłużą wykresy przesunięcia fazowego φ oraz znormalizowanej impedancji Z_n . Na Rys. 3.5 przedstawiono takie zestawienie dla trzech różnych wartości φ w regeneratorze i znormalizowanej impedancji $Z_n = 8$. Z kolei Rys 3.6 przedstawia wykresy dla trzech różnych Z_n i $\varphi = -20^\circ$. Ze względu na minimalizację strat w rezonatorze optymalne jest osiągnięcie wartości $\varphi = 0^\circ$ i $Z_n = 1$ wzdłuż całego falowodu (nie licząc rdzenia termoakustycznego). Najmniej od tego założenia odbiegają krzywe dla $\varphi = -30^\circ$ na Rys. 3.5(a) i (b) oraz krzywe dla $Z_n = 8$ na Rys. 3.6(a) i (b). Warto zwrócić uwagę, że optymalne pole akustyczne w falowodzie jest osiągnięte dla maksymalnej mocy systemu (por. Rys. 3.4), co potwierdza jego znaczący wpływ na parametry pracy całego silnika.



Rys. 3.5 Wpływ zmiany założonej wartości przesunięcia fazowego φ w regeneratorze przy stałej znormalizowanej impedancji $Z_n = 8$ na: (a) przesunięcie fazowe φ , (b) znormalizowaną impedancję Z_n wzdłuż całego falowodu.



Rys. 3.6 Wpływ zmiany założonej wartości znormalizowanej impedancji Z_n w regeneratorze przy stałej wartości przesunięcia fazowego $\varphi = -20^\circ$ na: (a) przesunięcie fazowe φ , (b) znormalizowaną impedancję Z_n wzdłuż całego falowodu.

3.4 Geometria regeneratora

Regenerator zbudowany ze ściśniętych ze sobą ekranów z siatki stalowej charakteryzują trzy parametry: promień hydrauliczny r_h , objętościowa porowatość ϕ_{REG} oraz długość w kierunku propagacji fali L_{REG} .

W pkt. 2.4.2 zwrócono uwagę, że przy fali biegnącej do zaistnienia obiegu konieczny jest perfekcyjny kontakt termiczny gazu z materiałem regeneratora. Z tego powodu promień hydrauliczny r_h musi być dużo mniejszy od termicznej głębokości wnikania δ_κ danej wzorem (2.20). Ponieważ δ_κ zależy od temperatury, średniego ciśnienia i częstotliwości, jej wartość zmienia się podczas symulacji. Zmienia się zatem też stosunek do promienia hydraulicznego. Aby zapobiec niechcianym efektom tych zmian, warto automatycznie dostosowywać promień hydrauliczny r_h , definiując jako stałą liczbę Lautreca N_L [96], która wyraża stosunek promienia hydraulicznego do termicznej głębokości wnikania:

$$N_L = \frac{r_h}{\delta_\kappa} \quad (3.2)$$

Określając optymalną wartość liczby Lautreca N_L , należy znaleźć kompromis między niewystarczającym kontaktem termicznym dla wyższych N_L , a rosnącymi stratami lepkościowymi dla niższych N_L . Ponadto jej optimum może zależeć również od innych parametrów. Yu i in. [97] badali wpływ wartości liczby Lautreca na temperaturę startu silnika. Optymalną wartość znaleźli w wąskim zakresie 0,18 – 0,26, mimo różnych używanych parametrów gazu. Yu i Jaworski [98] wykazali, że optymalne N_L zależy od znormalizowanej impedancji Z_n i leży w zakresie od 0,5 dla $Z_n = 6$ do mniej niż 0,3 dla $Z_n = 36$. Z kolei Zhang i Chang [27] zdefiniowali optimum równe 0,32, które w ich 4-sekcyjnym silniku jest prawie stałe dla różnych wartości średniego ciśnienia gazu.

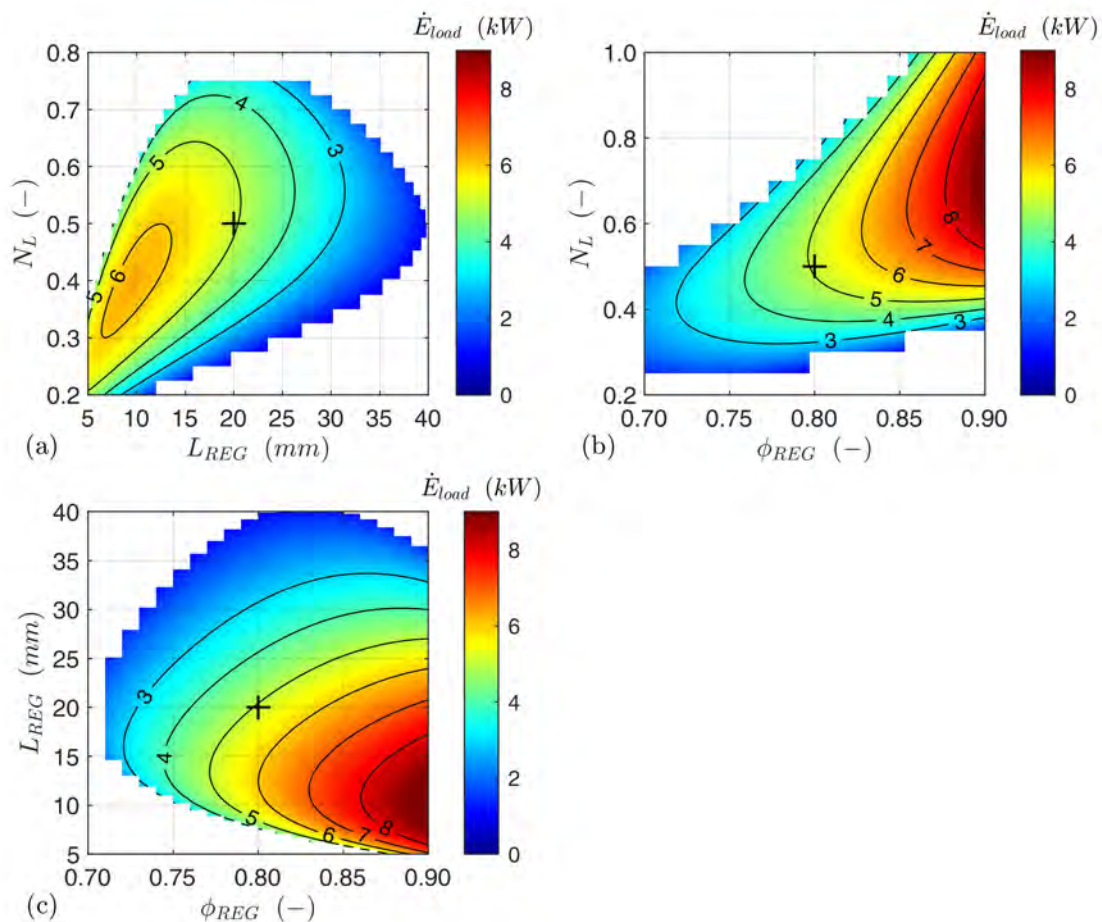
Wszystkie podane powyżej wartości liczby Lautreca N_L obserwowano dla optymalnej temperatury startu. Gdy celem konstrukcyjnym jest osiągnięcie maksimum mocy dla zadanej temperatury, optymalne wartości N_L mogą być nieco inne.

Objętościowa porowatość ϕ_{REG} powinna być wysoka, aby zminimalizować prędkość $|u_1|$ i straty lepkościowe. Jednak możliwości produkcyjne siatek stalowych mają ograniczenia, dlatego powszechnie stosowane regeneratory mają porowatość z zakresu 0,7 – 0,8.

Długość regeneratora L_{REG} , zgodnie z równaniem (2.44), ma znaczący wpływ na ilość strat energii. Z tego względu regenerator powinien być możliwie krótki. Z drugiej strony zmniejszenie L_{REG} powoduje wzrost strat związanych z przewodzeniem ciepła wzdłuż regeneratora, co oznacza, że część ciepła jest przewodzona bezpośrednio z nagrzewnicy do chłodnicy z pominięciem obiegu termodynamicznego. Dlatego właśnie bardzo ważne jest znalezienie długości optymalnej dla danego systemu. Podczas symulacji zwiększenie długości regeneratora L_{REG} skutkuje odpowiednim zmniejszeniem długości pustej przestrzeni L_{PP} , tak aby długość rdzenia była zawsze stała.

Wpływ wymienionych wyżej parametrów na moc silnika przedstawiono na Rys. 3.7.

Rys. 3.7(a) zestawia efekt zmiennej liczby Lautreca N_L i zmiany długości regeneratora L_{REG} . Przedstawienie wyników w formie konturowego wykresu dwóch zmiennych daje dużo pełniejszy obraz od krzywej przedstawiającej zmianę tylko jednego parametru. Silnik osiąga maksymalną moc w przybliżeniu dla $N_L = 0,4$ i $L_{REG} = 10\text{ mm}$. Wydłużenie regeneratora powyżej 10 mm powoduje obniżenie mocy ze względu na wzrost strat lepkościowych, z kolei skrócenie go zwiększa stratę przewodzenia ciepła. Optymalna wartość N_L jest wyraźnie zależna od długości regeneratora, zaczynając od 0,3 dla $L_{REG} = 5\text{ mm}$, a kończąc na 0,55 dla $L_{REG} = 25\text{ mm}$, odkąd pozostaje prawie stała, nieznacznie malejąc.



Rys. 3.7 Zależność mocy akustycznej silnika, odebranej w obciążeniu od parametrów regeneratora: (a) liczby Lautreca N_L i długości L_{REG} , (b) liczby Lautreca N_L i porowatości ϕ_{REG} , (c) długości L_{REG} i porowatości ϕ_{REG} .

Rys. 3.7(b) przedstawia porównanie wpływu liczby Lautreca N_L i porowatości ϕ_{REG} na moc silnika. Widoczny jest zdecydowany wzrost mocy dla rosnącej wartości ϕ_{REG} . Negatywny wpływ zmniejszonej w ten sposób pojemności cieplnej regeneratora nie jest zauważalny aż do $\phi_{REG} = 0,9$, które jest najwyższą analizowaną wartością. Optimum N_L

zależy niemal liniowo do wartości porowatości i wynosi około $N_L = 0,4$ dla $\phi_{REG} = 0,7$ oraz $N_L = 0,7$ dla $\phi_{REG} = 0,9$. Warto zwrócić uwagę, że dla niższych wartości liczby Lautreca N_L istnieje optymalna wartość porowatości ϕ_{REG} .

Rys. 3.7(c) przedstawia zmianę długości regeneratora L_{REG} w perspektywie zmiany jego porowatości ϕ_{REG} . Znowu najwyższa moc osiągana jest dla $\phi_{REG} = 0,9$. Dla dowolnej wartości porowatości istnieje optymalna wartość L_{REG} . To optimum wynosi $L_{REG} = 10\text{ mm}$ dla $\phi_{REG} = 0,9$ i przesuwają się w kierunku wyższych wartości dla mniejszych porowatości. Powodem tej relacji może być wyższa przewodność cieplna przy mniejszej porowatości – aby zapewnić podobny opór cieplny, regenerator musi być dłuższy.

Podsumowując, maksymalną moc silnika można osiągnąć jedynie, gdy efekt wszystkich trzech parametrów jest zbilansowany. Wszystkie mają podobny wpływ na opór lepkościowy oraz przewodzenie ciepła. Należy podkreślić, że prezentowany zakres wartości jest prawdziwy jedynie dla przedstawionych wcześniej warunków i parametrów konstrukcyjnych silnika i może być różny dla innego punktu wyjściowego symulacji. Na przykład można spodziewać się większych wartości L_{REG} i mniejszych N_L , jeśli założą się wyższą sprawność silnika. Niemniej jednak wynik analizy jakościowej jest uniwersalny.

3.5 Geometria wymienników ciepła

W silniku termoakustycznym ciepło dostarczane jest do gazu w nagrzewnicy (a odbierane od gazu w chłodnicy) na skutek konwekcji wymuszonej ruchem harmonicznym tego gazu. Następnie oscylujące na granicy wymienników ciepła i regeneratora cząstki gazu przenoszą je dalej, tak że wzdłuż regeneratora wytwarza się gradient temperatury. W konstrukcji termoakustycznego silnika zasilanego ciepłem ze źródła o niskiej temperaturze kluczowa jest różnica temperatury ΔT osiągnięta między gazem a powierzchnią wymienników, potrzebna do dostarczenia lub odebrania strumienia ciepła \dot{Q} . To ona ogranicza maksymalną wartość \dot{Q} , a także wpływa na sprawność silnika, ograniczając różnicę temperatury gazu wzdłuż regeneratora ΔT_{REG} . Warto zwrócić uwagę, że model zakłada stałe wartości temperatury powierzchni nagrzewnicy t_{grz} i chłodnicy t_{ch} . Temperatury źródeł ciepła muszą być zatem odpowiednio wyższe lub niższe. Efektywna termodynamicznie różnica ΔT_{REG} jest mniejsza od różnicy temperatur między wymiennikami $t_{grz} - t_{ch}$, a pozostała różnica ΔT między wymiennikami a oscylującym gazem potrzebna jest do transportu ciepła i nie jest wykorzystywana w obiegu termodynamicznym, co obniża jego potencjał egzergiczny.

Lamelowe wymienniki ciepła użyte w analizowanym silniku charakteryzują trzy parametry geometryczne: promień hydrauliczny y_0 , który jest równy połowie odległości między lamelami, porowatość objętościowa ϕ_{HX} i długość lameli (w kierunku propagacji fali) L_{HX} . Z punktu widzenia geometrii parametry są bardzo podobne do tych

w regeneratorsze.

W programie DelatEC zastosowano „model warstwy przyściennej” [99], który jest raczej uproszczoną metodą obliczeniową zjawiska przenoszenia ciepła. Proporcjonalny do różnicy temperatur ΔT między gazem a powierzchnią wymiennika ciepła strumień ciepła \dot{Q} jest obliczany z równania:

$$\dot{Q} = \alpha A_g \frac{x_{ef}}{y_0} \Delta T \quad (3.3)$$

gdzie α to konwekcyjny współczynnik przejmowania ciepła dany wzorem:

$$\alpha = \frac{k}{y_{ef}} \quad (3.4)$$

k to współczynnik przewodzenia ciepła dla gazu, a A_g to pole przekroju, przez który oscyluje gaz, czyli powierzchnia otwartego przekroju wymiennika. Wymiary: wzdłużny x_{ef} i poprzeczny y_{ef} , mające wpływ na wymianę ciepła, wybierane są w zależności od parametrów akustycznych:

$$x_{ef} = \min(2|\xi_1|, L_{HX}) \quad (3.5)$$

$$y_{ef} = \min(\delta_\kappa, y_0) \quad (3.6)$$

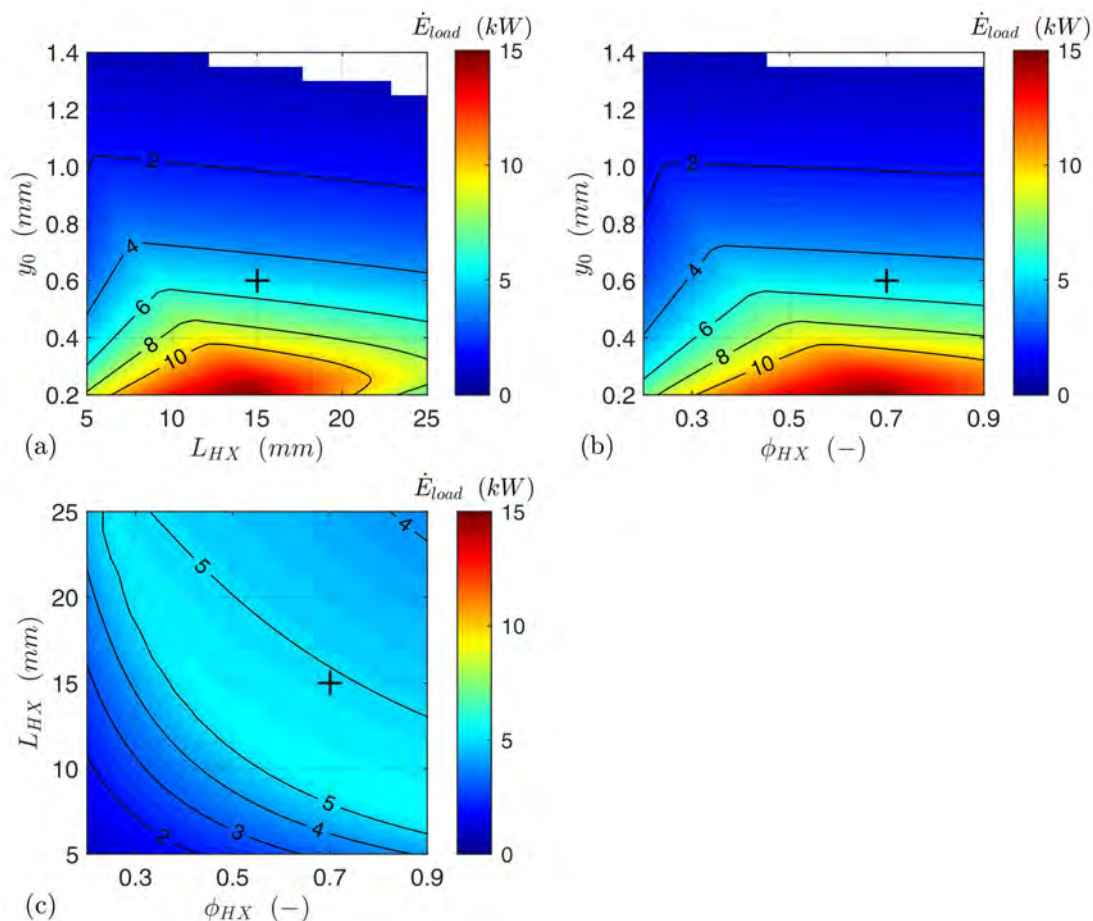
Najważniejszym założeniem wynikającym z równań (3.5) i (3.6) jest to, że efektywna wymiana ciepła zachodzi tylko wtedy, gdy długość wymiennika jest mniejsza od odległości przemieszczenia cząstki gazu między jej skrajnymi położeniami $L_{HX} < 2|\xi_1|$, oraz gdy promień hydrauliczny jest mniejszy od termicznej głębokości wnikania gazu $y_0 < \delta_\kappa$. Dalsze zwiększanie L_{HX} i y_0 nie wpłynie na wzrost transportowanego strumienia ciepła, a jedynie zwiększy ilość strat lepkościowych i cieplnych.

W praktyce promień hydrauliczny wymienników ciepła jest zazwyczaj większy od termicznej głębokości wnikania, szczególnie dla układów o dużej częstotliwości i wysokim średnim ciśnieniu gazu. Zmniejszenie y_0 oznacza właściwie zwiększenie liczby lameli, a zatem zwiększenie efektywnej powierzchni wymiany ciepła. Zabieg ten powoduje, że transportowany strumień ciepła \dot{Q} może wzrosnąć, mimo że y_0 będzie nadal większe od δ_κ .

Zwiększenie lub zmniejszenie porowatości ϕ_{HX} redukuje lub zwiększa wartość amplitudy prędkości $|u_1|$, a zatem również przemieszczenia cząstki gazu ξ (zgodnie ze wzorem (2.15)) i może być korzystne dopóki $L_{HX} < 2|\xi_1|$. W podobny sposób długość L_{HX} można dopasować do $2|\xi_1|$ bez zmiany porowatości.

Kamsanam i in. [99] wykazali, że opisany wyżej model przeszacowuje wartość współczynnika wnikania ciepła α , jednak w porównaniu z innymi istniejącymi modelami przewidywane przy jego użyciu wartości są bliskie eksperymentalnym. Ponieważ nie istnieje uniwersalny model wymiany ciepła przy oscylującym przepływie gazu, należy być ostrożnym oceniając wyniki liczbowe. Niemniej jednak analiza jakościowa przy użyciu tego modelu może być uważana za prawidłową.

Podczas symulacji zmiany długości wymienników ciepła L_{HX} , długość rdzenia pozostaje stała poprzez automatyczne dostosowanie długości pustej przestrzeni L_{PP} , podobnie jak to miało miejsce przy zmianie długości regeneratora.



Rys. 3.8 Zależność mocy akustycznej silnika, odebranej w obciążeniu od parametrów wymienników ciepła: (a) promienia hydraulicznego y_0 i długości L_{HX} , (b) promienia hydraulicznego y_0 i porowatości ϕ_{HX} , (c) długości L_{HX} i porowatości ϕ_{HX} .

Rys. 3.8 przedstawia wpływ parametrów geometrycznych wymienników ciepła na moc akustyczną silnika termoakustycznego. Rys. 3.8(a) przedstawia moc w zależności od promienia hydraulicznego y_0 i długości wymiennika L_{HX} . Ponieważ w całym analizowanym zakresie promień hydrauliczny y_0 jest większy od termicznej głębokości wnikania δ_κ (dla chłodnicy $\delta_\kappa \approx 98 \mu m$, a dla nagrzewnicy $\delta_\kappa \approx 121 \mu m$), zmiana y_0 nie powinna mieć wpływu na współczynnik przejmowania ciepła. Mimo to moc akustyczna \dot{E}_{load} rośnie wykładniczo wraz ze spadkiem wartości y_0 . Wytłumaczeniem jest większa liczba lameli. Mniejsza odległość między lamelami ($2y_0$) oznacza, że w danym przekroju zmieści się ich więcej, mówiąc prościej – ich upakowanie będzie gęstsze. Większa liczba lameli wiąże się ze wzrostem powierzchni wymiany ciepła, a zatem większy strumień

ciepła może zostać doprowadzony do silnika i ulec konwersji w moc akustyczną. Jedynie dla wyższych wartości L_{HX} moc osiąga maksimum dla $y_0 = 0,25 \sim 0,3 \text{ mm}$. Można przyjąć, że wiąże się to ze wzrostem strat energii akustycznej. Patrząc na zależność długości wymienników L_{HX} , można zauważyć najpierw duży wzrost mocy aż do strefy przejściowej z dwoma załamaniami linii stałej mocy. Następnie \dot{E}_{load} łagodnie maleje. Stromy wzrost charakteryzuje strefę, w której L_{HX} jest mniejsza od $2|\xi_1|$ i wymiana ciepła zależy do długości wymiennika. Załamania oznaczają miejsca, w których długość L_{HX} przekracza $2|\xi_1|$ kolejno dla chłodnicy i nagrzewnicy. Od tego miejsca wymiana ciepła zależy jedynie od amplitudy przemieszczenia cząstki gazu i zwiększenie L_{HX} nie wpływa już na wzrost transportowanego ciepła, a jedynie na zwiększenie strat akustycznych.

Rys. 3.8(b) przedstawia moc akustyczną w perspektywie zmiany promienia hydraulicznego y_0 oraz porowatości ϕ_{HX} . Daje on podobny obraz do Rys. 3.8(a), z tą różnicą, że stosunek L_{HX} do $2|\xi_1|$ nie zmienia się bezpośrednio przez zmianę długości lameli, a przez wariację prędkości oscylacji $|u_1|$ na skutek zmiany porowatości.

Rys. 3.8(c) porównuje wpływ długości L_{HX} i porowatości ϕ_{HX} . Można zauważyć linię maksymalnej mocy, na której każda kombinacja L_{HX} i ϕ_{HX} spełnia warunek $L_{HX} \approx 2|\xi_1|$. Jednakże nieco wyższe wartości mocy są osiągane dla większych porowatości i dłuższych lameli. Wiąże się to z mniejszymi stratami dla mniejszych prędkości $|u_1|$ i większą powierzchnią wymiany ciepła.

Podsumowując, najważniejszym zagadnieniem konstrukcyjnym związanym z procesem transportu ciepła w silniku termoakustycznym jest dopasowanie długości lameli wymiennika do amplitudy przemieszczenia cząstki gazu $2|\xi_1|$, przy jak największej możliwej porowatości. Gdy to wymaganie jest spełnione, zmniejszenie promienia hydraulicznego y_0 zdecydowanie podnosi osiąganą moc akustyczną. Znaczący wpływ parametrów wymienników ciepła na pracę silnika sprawia, że ich odpowiednia konstrukcja jest aspektem niezwykle ważnym, szczególnie dla silników zasilanych z niskotemperaturowego źródła, gdzie różnica temperatury ΔT potrzebna do transferu ciepła zabiera dużą część energii. Dla punktu bazowego modelu różnica temperatury między wymiennikami wynosi $t_{grz} - t_{ch} = 135 \text{ K}$, podczas gdy efektywna różnica wzdłuż regeneratora to jedynie $\Delta T_{REG} = K$.

3.6 Pole przekroju i objętość rdzenia

Stosunek pola przekroju rdzenia termoakustycznego względem pola przekroju rezonatora opisuje parametr stosunku pól A_n . Jak wspomniano wcześniej, zwiększenie pola przekroju rdzenia jest konieczne do zapewnienia wysokiej znormalizowanej impedancji Z_n w regeneratorze. W praktyce często najpierw projektuje się wymiary rdzenia i jego elementów, następnie dobierając do niego rezonator o zmniejszonym przekroju.

W konstrukcjach silników termoakustycznych stosowano różne wartości A_n . Yazaki zaczął od $A_n = 1$ [16], Kang i in. przyjęli 3 [28], a Yu i in. 4 [73]. Następnie Lawn zastosował $A_n = 9$ [33], de Blok 11,5 [21], a Jin i in. 14,5 [25]. Ostatecznie Bi i in. użyli $A_n = 16$ [23]. Lawn zauważył, że większy stosunek pól A_n skutkuje większymi stratami tarcia odniesionymi do jednostki generowanej mocy akustycznej [33]. Z punktu widzenia konstrukcji warto zastosować dużą wartość A_n nawet jeśli powoduje to więcej strat. Mniejsza objętość gazu o tym samym ciśnieniu pozwala zmniejszyć wymiary i wagę silnika. Tym samym wzrasta też gęstość energii na jednostkę objętości. Rezonator o zmniejszonej średnicy można łatwiej kształtować, konstruując silnik w mniejszych wymiarach.

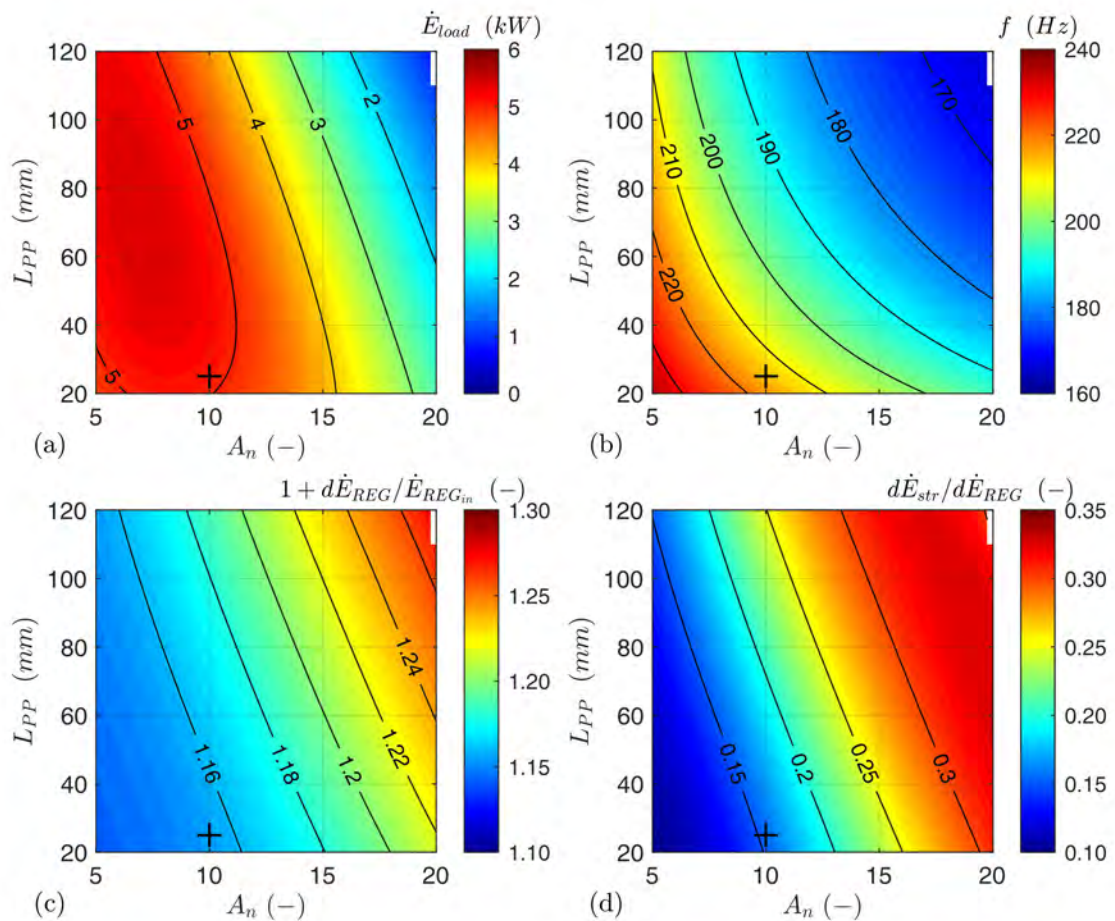
Połączenie rdzenia termoakustycznego o zwiększonej średnicy z rezonatorem wymaga dodatkowej przestrzeni. Zapewnia ona, że fala akustyczna propaguje równo przez wszystkie elementy rdzenia. Zazwyczaj używa się w tym celu krótkich części falowodu w formie stożka, który zapewnia łagodną zmianę średnicy, ograniczając w ten sposób ryzyko oderwania warstwy przyściennej. Jednak przy dużym stosunku pól A_n stożkowe przejście musiałyby być relatywnie długie. Z tego powodu obecność niewielkich strat jest akceptowalna w zamian za osiągnięcie krótszego elementu przejściowego. To zagadnienie konstrukcyjne jest rozważane w poniższej analizie w postaci zmiany długości pustej przestrzeni L_{PP} , która przyjmuje formę fragmentu rury o tej samej średnicy co rdzeń. Ponieważ model nie uwzględnia niewielkich strat związanych z nieliniowymi efektami, a zwiększona objętość ma w głównej mierze charakter podatnościowy, kształt przejścia ma pomijalny wpływ na warunki fali i daje podobne rezultaty dla różnych kształtów o tej samej objętości.

Zmiana A_n i L_{PP} ma znaczący wpływ na impedancję w rdzeniu termoakustycznym, dlatego podczas symulacji powoduje duże zmiany długości i pozycji króćca *stub* potrzebne do skompensowania zmiennych warunków akustycznych. Podczas symulacji średnica rdzenia równa 0,4 m pozostaje stała, a zmiana A_n powoduje dopasowanie średnicy rezonatora. Tym samym średnica *stub* zmienia się wraz z rezonatorem.

Rys. 3.9 przedstawia wpływ stosunku pól A_n i długości pustej przestrzeni rdzenia L_{PP} na pracę silnika. Dwa wnioski płyną z wykresu na Rys. 3.9(a). Po pierwsze, większe A_n , które odpowiada mniejszemu polu przekroju rezonatora, powoduje znaczący spadek mocy \dot{E}_{load} . Po drugie, moc generalnie maleje przy wydłużaniu pustej przestrzeni dla danego A_n , chociaż osiąga globalne maksimum dla punktu ok. $A_n = 7$ i $L_{PP} = 70$ mm.

Rys. 3.9(c) pokazuje relatywny zysk mocy akustycznej w regeneratorsie (w odniesieniu do mocy wlotowej do regeneratorsa po stronie chłodnicy) $1 + d\dot{E}_{REG}/\dot{E}_{REG_{in}}$, podczas gdy Rys. 3.9(d) przedstawia stosunek strat lepkościowych i termicznych w całym rezonatorsie do zysku mocy w regeneratorsie $d\dot{E}_{str}/d\dot{E}_{REG}$. Analizując obydwie wykresy można wytłumaczyć relacje przedstawione na Rys. 3.9(a). Przeciwnie działające efekty zysku mocy w regeneratorsie i strat rezonatorsa są powodem diagonalnego kształtu wykresu z istniejącym wewnątrz maksimum.

Wraz ze wzrostem stosunku pól A_n rosną straty. Dzieje się tak głównie za sprawą wzrostu amplitudy prędkości akustycznej $|u_1|$ w zwężonym rezonatorze, ale również ze względu na dostosowywaną automatycznie długość króćca *stub*. Mający tę samą średnicę co rezonator króciec *stub* musi być dużo dłuższy, aby dopasować impedancję w rdzeniu. Wydłużenie króćca oznacza większą powierzchnię, na której generowane są straty lepkościowe i termiczne. Z tego samego powodu straty rosną też dla większych długości pustej przestrzeni L_{PP} . Długość *stub* podąża za zmianami impedancji w rdzeniu. Poza tym dostosowywana jest również pozycja *stub*, która ma wpływ na warunki akustyczne w rezonatorze, a szczególnie na długość strefy o większych stratach.



Rys. 3.9 Wpływ długości pustej przestrzeni rdzenia L_{PP} i stosunku pól A_n na: (a) moc akustyczną silnika odebraną w obciążeniu \dot{E}_{load} , (b) częstotliwość rezonansową silnika f , (c) relatywny zysk mocy w regeneratorze $1 + d\dot{E}_{REG}/\dot{E}_{REG_{in}}$, (d) stosunek strat akustycznych do zysku mocy w regeneratorze $d\dot{E}_{str}/d\dot{E}_{REG}$

Interesującym jest fakt, że relatywny zysk mocy rośnie również wraz z wzrostem A_n i L_{PP} . Przy stałych warunkach akustycznych w regeneratorze (Z_n i φ) jego relacja do mocy silnika (por. Rys. 3.9(a)) jest negatywna, tzn. większy relatywny zysk w regeneratorze odpowiada mniejszej mocy odebranej w obciążeniu. Wyjaśnienie można

znaleźć w samej mocy akustycznej: (1) większa moc potrzebuje dużo większej różnicy temperatury ΔT między wymiennikiem a gazem, do dostarczenia większego strumienia ciepła, co skutkuje mniejszą różnicą temperatury ΔT_{REG} wykorzystywanej do obiegu. Oznacza to, że mimo mniejszego współczynnika wzmocnienia fali g w regeneratorze, energia krążąca w falowodzie jest na tyle duża, że sama wartość zysku energii jest większa niż w przypadku mniejszego g . (2) Większa moc akustyczna jest powodem większych strat lepkościowych w regeneratorze. Analizując równanie (2.44) można stwierdzić, że dla większej mocy akustycznej krążącej w falowodzie człon zysku energii jest mniejszy, a człon strat - większy.

Ważnym parametrem w przypadku zmiany stosunku pól i długości pustej przestrzeni rdzenia jest częstotliwość rezonansowa f przedstawiona na Rys. 3.9(b). Mimo że długość całego falowodu jest stale równa $4m$, częstotliwość zmienia się znacząco w zależności od A_n i L_{PP} , od ok. 230 Hz dla małych A_n i L_{PP} , do ok. 170 Hz dla ich dużych wartości. Ponieważ wzrost częstotliwości wpływa na spadek termicznej głębokości wnikania, jej wpływ na procesy cieplne w silniku jest bardzo istotny.

3.7 Obciążenie silnika

Aby wykorzystać falę akustyczną wygenerowaną w silniku, musi ona ulec konwersji do bardziej użytecznej formy. Jedną z możliwości jest przetworzenie jej na energię elektryczną. Do tego celu można wykorzystać powszechnie stosowane alternatory liniowe [23, 48–50, 100] lub ostatnio skonstruowaną turbinę dwukierunkową [53, 54]. Ponadto obciążeniem silnika może być również termoakustyczna pompa ciepła [47, 93, 101] lub kombinacja obydwu typów obciążenia, tj. sekcji chłodziarki i alternatora [56].

Każde zastosowane obciążenie (*load*) charakteryzuje zespolona impedancja akustyczna, która nie tylko pozwala wyprowadzić część energii z systemu, ale ma wpływ na pole akustyczne w całym rezonatorze. Jej wartość opisana jest przez część rzeczywistą $Re[Z_{load}]$ i urojoną $Im[Z_{load}]$ i decyduje o ilości energii wyprowadzonej z silnika, a zatem pośrednio również o sprawności silnika. Naturalnie nie można spodziewać się zależności liniowej, gdyż zmiana obciążenia wpływa również na zmianę poziomu mocy akustycznej w rezonatorze. Warunki akustyczne fali i rozkład pola akustycznego zależą z kolei nie tylko od wartości impedancji obciążenia, ale również od miejsca odbioru energii w falowodzie. Zatem akustyczne dopasowanie obciążenia do całego systemu jest bardzo ważnym zagadnieniem w projektowaniu urządzeń termoakustycznych.

Zmniejszenie impedancji obciążenia powoduje, że wzrasta udział mocy akustycznej zabieranej z układu. Ma to natychmiastowy wpływ na wartość sprawności systemu opisanej wzorem (3.1). Wykorzystanym w dyskusji wyznacznikiem opisującym frakcję energii odbieraną w rdzeniu jest tzw. sprawność obciążenia η_{load} , definiowana jako

stosunek mocy odebranej w obciążeniu do mocy obiegu termicznego:

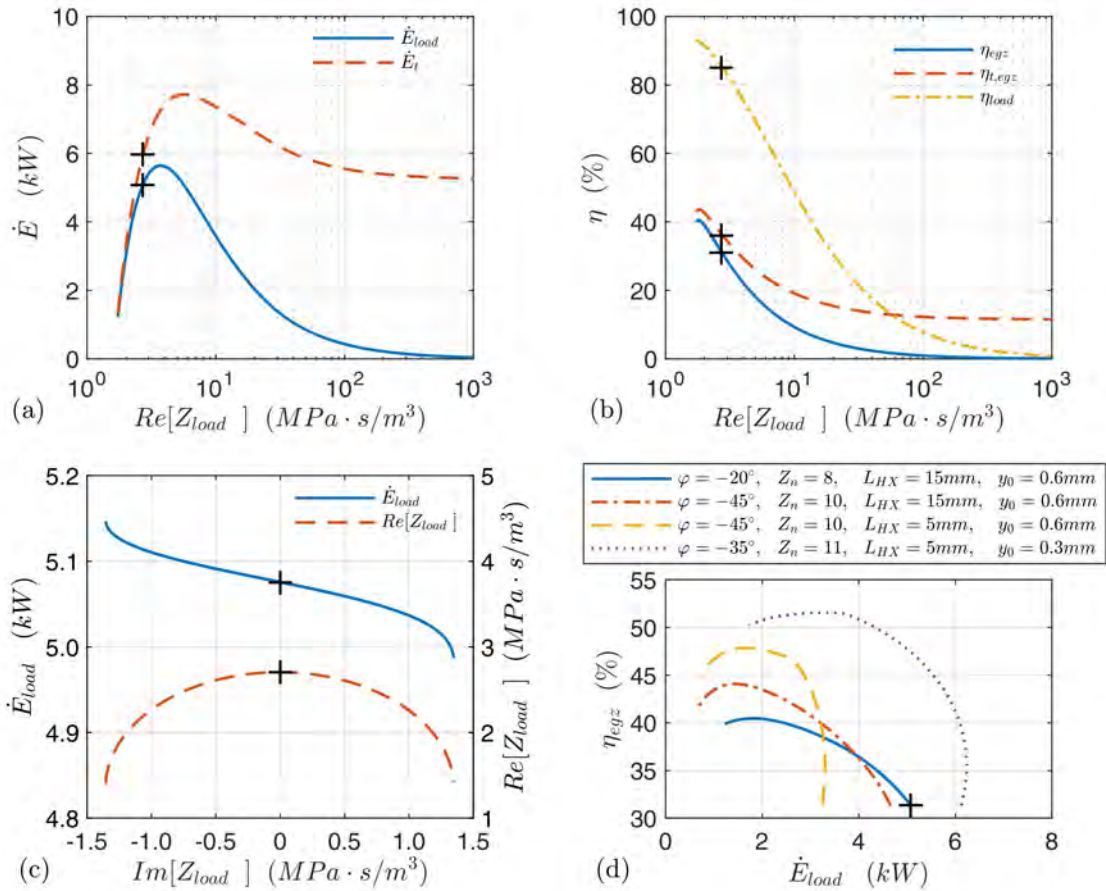
$$\eta_{load} = \frac{\dot{E}_{load}}{\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out}} \quad (3.7)$$

Wang i in. [49] zwrócili uwagę, że optymalne punkty pracy silnika termoakustycznego wyznaczone dla maksymalnej mocy wyjściowej i dla maksymalnej sprawności silnika, występują dla różnych impedancji obciążenia. Ponadto korzystne jest, aby wartość części urojonej $Im[Z_{load}]$ była bliska 0.

Na potrzeby analizy pozostałych parametrów systemu przyjęto całkowicie rzeczywistą impedancję obciążenia ($Im[Z_{load}] = 0$). Dodatkowo, sprawność silnika η została zdefiniowana jako stała, poprzez automatyczne dostosowywanie impedancji obciążenia $Re[Z_{load}]$. Wybrana wartość 10% jest osiągnięta dla punktu pracy znajdującego się między maksimum osiąganą mocą a maksimum sprawności.

Rys. 3.10 przedstawia zależności związane ze zmianą impedancji obciążenia. Wykresy na Rys. 3.10(a) i (b) pokazują wpływ wartości części rzeczywistej impedancji $Re[Z_{load}]$ kolejno na moc akustyczną i sprawność. Na Rys. 3.10(a) zestawiono krzywe wyprowadzonej w obciążeniu mocy silnika \dot{E}_{load} oraz mocy obiegu termicznego $\dot{E}_t = \dot{E}_{in} - \dot{E}_{out}$. Krzywe na Rys. 3.10(b) obrazują kolejno sprawności egzergetyczne całego silnika termoakustycznego η_{egz} i obiegu cieplnego $\eta_{t, egz}$ oraz sprawność samego obciążenia η_{load} . Bez obciążenia ($Re[Z_{load}] \rightarrow \infty$) moc akustyczna rośnie do takiego poziomu, gdzie straty lepkościowe i termiczne w rezonatorze równoważą zyski mocy w rdzeniu. Taką sytuację przedstawia prawa strona obydwu wykresów, w której moc \dot{E}_{load} oraz sprawność silnika η_{egz} są bliskie 0, natomiast moc obiegu \dot{E}_t pozostaje na wysokim poziomie. Silnik pracuje tak jakby na „biegu jałowym” ze stałą sprawnością $\eta_{t, egz}$. Ponieważ wysoka impedancja nie pozwala wyprowadzić energii z systemu, sprawność obciążenia η_{load} jest równa 0. Zmniejszenie impedancji obciążenia skutkuje stromym wzrostem sprawności i mocy silnika, z tym że moc osiąga maksimum dla większej wartości impedancji. Dla maksymalnej osiąganą sprawności egzergetycznej η_{egz} równej ok. 40%, moc silnika jest kilkukrotnie mniejsza niż jego maksymalna wartość. Rozbieżność tych dwóch parametrów spowodowana jest faktem, że dla niższej mocy silnika (niższego poziomu energii akustycznej) znacząco maleją straty lepkościowe i termiczne. Maleje także różnica temperatur ΔT między wymiennikami ciepła a gazem, dzięki czemu wzrasta różnica temperatur wzdłuż regeneratora ΔT_{REG} . Z obydwu tych powodów sprawność rośnie. Zatem dobierając impedancję obciążenia trzeba znaleźć kompromis między wysoką sprawnością a wysoką mocą silnika.

Należy wziąć pod uwagę również fakt, że dobrane obciążenie może mieć nie tylko charakter rezystancyjny, ale także reaktancyjny: podatnościowy lub bezwładnościowy, co oznacza, że $Im[Z_{load}] \neq 0$. Potencjalny wpływ tego efektu pokazano na Rys. 3.10(c). Podczas gdy wartość $Re[Z_{load}]$ jest dopasowywana w celu utrzymania stałej sprawności 10%, zmiana $Im[Z_{load}]$ aż do argumentu liczby zespolonej równego 45° (kiedy $Im[Z_{load}] = Re[Z_{load}]$) nie wpływa znacząco na moc silnika \dot{E}_{load} . Część urojona impedancji zmienia

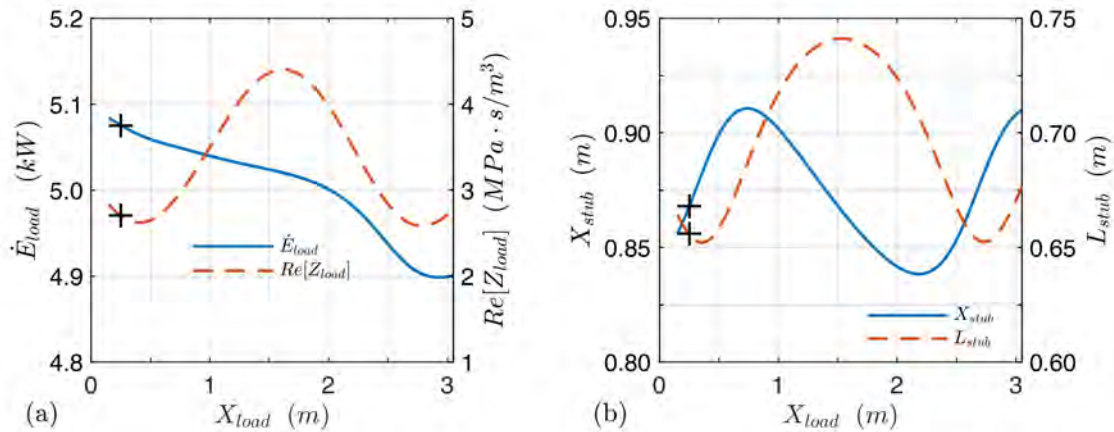


Rys. 3.10 Zmiany impedancji obciążenia. (a) Wpływ części rzeczywistej impedancji $Re[Z_{load}]$ na moc silnika \dot{E}_{load} i moc obiegu termicznego \dot{E}_t , (b) wpływ części rzeczywistej impedancji $Re[Z_{load}]$ na sprawność egzergetyczną silnika η_{egz} i obiegu cieplnego $\eta_{t,egz}$ oraz sprawność obciążenia η_{load} , (c) wpływ części urojonej impedancji $Im[Z_{load}]$ na moc silnika \dot{E}_{load} i część rzeczywistą impedancji $Re[Z_{load}]$, (d) zależność sprawności η i moc silnika \dot{E}_{load} dla różnych warunków akustycznych i geometrii wymienników ciepła.

głównie przesunięcie fazowe fali, które ma wpływ na udział komponentów fali stojącej i może prowadzić do większych strat w rezonatorze.

Maksymalna możliwa do osiągnięcia sprawność silnika η i odpowiadająca jej moc \dot{E}_{load} zależą w dużej mierze także od innych parametrów. Rys. 3.10(b) przedstawia zależność sprawności od mocy dla różnych przykładowych konfiguracji. Niebieska ciągła i czerwona kreskowo-kropkowa linia odzwierciedlają krzywe dla różnych warunków akustycznych w regeneratorze. Wyższe niż dla wartości bazowych modelu maksimum sprawności osiągane jest dla $Z_n = 10$ i $\varphi = -45^\circ$, jednak dzieje się to kosztem niższej maksymalnej mocy. Żółta przerywana oraz fioletowa kropkowana linia dodatkowo uwzględniają optymalizację geometrii wymienników ciepła. Maksimum sprawności może wzrosnąć dzięki zmniejszeniu długości wymienników L_{HX} do odległości przemieszczenia

cząstki gazu $2|\xi|$ (linia żółta) lub jeszcze bardziej – poprzez dodatkowe zmniejszenie promienia hydraulicznego y_0 . Należy zwrócić uwagę, że w tym wypadku optymalne warunki akustyczne są inne. Dzięki tym prostym zmianom maksymalna sprawność silnika wzrasta od 12,9% do aż 16,4%, co odpowiada sprawności egzergetycznej równej 51,5%. Dodatkowo moc silnika w punkcie maksymalnej sprawności wzrasta niemal dwukrotnie.



Rys. 3.11 Wpływ pozycji obciążenia X_{load} na: (a) moc akustyczną silnika wyprowadzoną w obciążeniu \dot{E}_{load} , (b) długość L_{stub} i pozycję X_{stub} króćca *stub*.

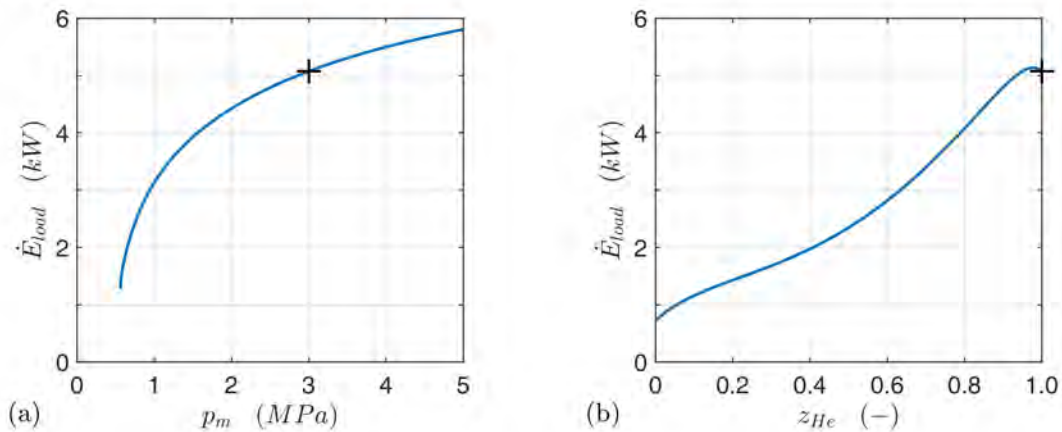
Innym ważnym parametrem jest pozycja obciążenia wzdłuż rezonatora X_{load} . Rys. 3.11 uwidacznia niewielką jedynie zależność mocy akustycznej od X_{load} . Podczas zmiany pozycji obciążenia jej impedancja $Re[Z_{load}]$ dostosowuje się do zależnych od miejsca w rezonatorze: amplitud ciśnienia $|p_1|$ i prędkości objętościowej $|U_1|$ (zob. Rys. 3.11(a)), a długość L_{stub} i pozycja X_{stub} króćca *stub* dopasowują warunki w regeneratorze (Rys. 3.11(b)). Spadek wyprowadzanej z silnika mocy akustycznej \dot{E}_{load} jest skorelowany ze wzrostem odległości obciążenia od rdzenia. Głównym powodem jest fakt, że im dalej od rdzenia tym energia akustyczna w rezonatorze maleje na skutek strat lepkościowych i termicznych. Falisty kształt krzywej można wytłumaczyć różnym rozkładem pola akustycznego, dla którego istnieją lokalne optima, mimo generalnej tendencji malejącej. Niewielkie zmiany L_{stub} i X_{stub} sugerują, że zmiana pozycji obciążenia ma niewielki wpływ na pole akustyczne, a wariacje L_{stub} i X_{stub} jedynie dostosowują się do impedancji w rdzeniu.

3.8 Parametry zewnętrzne

Gazem roboczym w bazowym punkcie modelu jest hel pod ciśnieniem 3 MPa, co jest często stosowanym wyborem w urządzeniach termoakustycznych [17]. Wpływ rodzaju gazu roboczego na pracę silnika był szeroko badany [102–104]. Dzięki swoim korzystnym właściwościom hel jest najbardziej powszechnym gazem w silnikach o dużej gęstości

energii. Mimo bezwzględnych zalet zastosowania helu, posiada on także minusy związane z wysokim kosztem oraz trudnością uszczelnienia układów ciśnieniowych. Poza tym przy użyciu innych gazów roboczych można osiągnąć niższą temperaturę startu [35], albo zapewnić większą gęstość gazu przy tym samym ciśnieniu, korzystną z punktu widzenia konwersji energii elektrycznej w akustyczną [53]. W poniższej analizie zastosowanie helu i argonu jako gazu roboczego porównano pod kątem osiągnięć silnika oraz koniecznych zmian konstrukcyjnych. W podobnym celu przeanalizowano zmianę średniego ciśnienia gazu.

Na Rys. 3.12 przedstawiono wpływ udziału molowego helu z_{He} w mieszaninie hel-argon stosowanej jako gaz roboczy oraz wpływ średniego ciśnienia tego gazu p_m na moc silnika \dot{E}_{load} . Zwiększenie średniego ciśnienia gazu prowadzi do gwałtownego wzrostu mocy, który przybiera coraz łagodniejszy przebieg dla wyższych wartości ciśnienia (zob. na Rys. 3.12(a)). Wyższe ciśnienie gazu skutkuje wyższą gęstością energii (na m^3), co oznacza, że zarówno poziom mocy akustycznej w falowodzie, jak i moc wyprowadzona w obciążeniu są również wyższe. Stromy spadek po stronie niskiego ciśnienia może być związany z warunkiem utrzymania stałej sprawności 10%. Silnik napełniony gazem pod niższym ciśnieniem nie daje rady utrzymać procesu termoakustycznego dla danych parametrów. Promień hydrauliczny regeneratora r_h dopasowujący swoją wartość do stałej liczby Lautreca N_L zmienia się od $123 \mu m$ dla ciśnienia $0,6 MPa$ do $42 \mu m$ dla $5 MPa$. Zmiana średniego ciśnienia nie ma prawie żadnego wpływu na pole akustyczne w falowodzie silnika. Odpowiadające za to zmiany długości i pozycji króćca *stub* są pomijalnie małe.

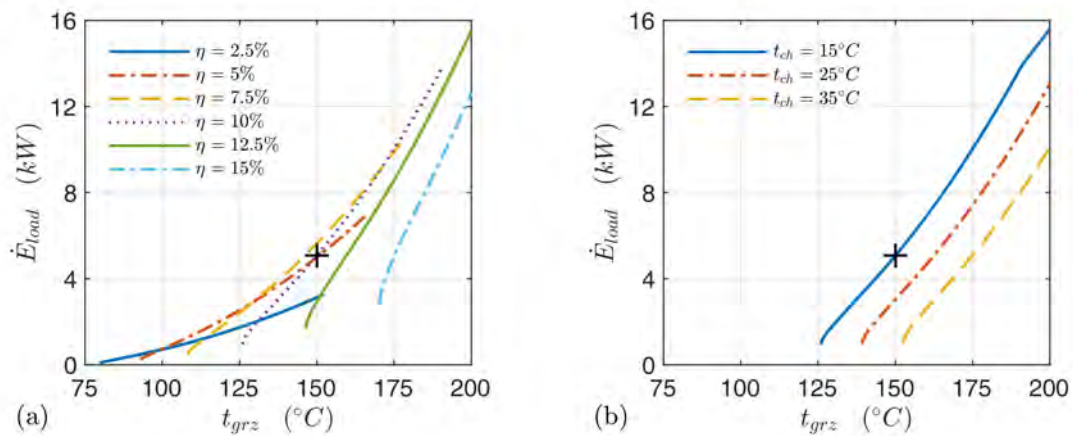


Rys. 3.12 Moc silnika wyprowadzona w obciążeniu \dot{E}_{load} w zależności od: (a) średniego ciśnienia gazu p_m , (b) udziału molowego helu z_{He} w mieszaninie gazu roboczego hel-argon.

Rys. 3.12(b) odzwierciedla wpływ użycia helu lub argonu jako gazu roboczego, poprzez zmianę udziałów molowych ich mieszaniny. Moc silnika \dot{E}_{load} osiągnięta przez silnik napełniony argonem jest ponad siedem razy mniejsza niż dla systemu z hellem.

Interesującym może być fakt, że pole akustyczne obydwu systemów jest podobne, jedynie częstotliwość rezonansowa silnika z argonem jest ok. trzykrotnie mniejsza, przyjmując wartość 68 Hz . Jest to związane z różną prędkością dźwięku w obydwu gazach. Silnik pracuje w założonych warunkach dostosowując promień hydrauliczny regeneratora r_h jedynie w zakresie od $55\ \mu\text{m}$ do $35\ \mu\text{m}$, co zapewnia stałą liczbę Lautreca N_L oraz zmieniając impedancję obciążenia $Re[Z_{load}]$ w zakresie $2,7 - 8,3\text{ MPa s/m}^3$, która dopasowuje się do różnej od tej dla helu impedancji charakterystycznej argonu. Długość i pozycja króćca *stub* przyjmują prawie identyczne wartości dla helu i dla argonu, co świadczy o takich samych warunkach akustycznych systemów dla obu gazów. Silnik z argonem osiąga prawie taką samą maksymalną sprawność jak silnik z helem. Trzeba wspomnieć, że dodatkowe zmniejszenie promienia hydraulicznego wymienników ciepła y_0 , w takim samym stopniu jak spadek termicznej głębokości wnikania δ_κ , podwaja osiągniętą moc akustyczną.

Warunki termiczne i możliwy zakres temperatury zależą głównie od konkretnego zastosowania i dostępnych źródeł ciepła i niekoniecznie są stałe dla danego urządzenia. Aby zdefiniować temperaturowy limit pracy proponowanego silnika, temperaturę nagrzewnicy t_{grz} zmieniano w zakresie $80 - 200^\circ\text{C}$ dla różnych sprawności silnika η . W analizie wzięto również pod uwagę wpływ różnej temperatury chłodziwy t_{ch} .



Rys. 3.13 Moc silnika wyprowadzona w obciążeniu \dot{E}_{load} w zależności od temperatury nagrzewnicy t_{grz} dla różnych: (a) sprawności silnika η , (b) różnych temperatur chłodziwy t_{ch} .

Rys. 3.13 prezentuje znaczenie temperatury nagrzewnicy t_{grz} . Na Rys. 3.13(a) przedstawiono zależność t_{grz} od mocy silnika wyprowadzonej w obciążeniu \dot{E}_{load} dla różnych założonych sprawności η silnika. Silnik o sprawności 10% zaczyna pracować przy $t_{grz} \approx 130^\circ\text{C}$. Obniżenie założonej sprawności silnika (czyli dopasowanie obciążenia) pozwala na zmniejszenie startowej różnicy temperatury - silnik może pracować z małą efektywnością 2,5% już nawet przy $t_{grz} \approx 80^\circ\text{C}$, jednak osiągnięta przez niego moc jest również niewielka. Dla danej sprawności moc silnika \dot{E}_{load} rośnie niemal liniowo wraz

ze wzrostem temperatury nagrzewnicy. Biorąc jednak pod uwagę obrys wykresu różnych sprawności, moc rośnie wykładniczo. Należy podkreślić, że symulacje były wykonywane dla modelu w punkcie bazowym. Dla zoptymalizowanych parametrów geometrycznych elementów silnika możliwe jest osiągnięcie jeszcze wyższej mocy i sprawności (zob. Rys. 3.10(d)).

Rys. 3.13(b) uwzględnia dodatkowo możliwe zmiany temperatury dolnego źródła ciepła, a zatem również i temperatury chłodnicy t_{ch} . Oczywistym jest, że moc silnika \dot{E}_{load} zależy od różnicy temperatur między wymiennikami $t_{grz} - t_{ch}$. Wykresy dla niższych t_{ch} są mniej więcej przesunięte równolegle w stronę wyższej t_{grz} . Ponadto zauważalne jest obniżenie potencjału egzergetycznego wraz z obniżeniem temperatury chłodnicy. Na przykład dla wyższej o 20 K temperatury chłodnicy t_{ch} , temperatura nagrzewnicy t_{grz} musi być wyższa o całe 25 K , aby silnik osiągnął tę samą moc \dot{E}_{load} .

3.9 Podsumowanie

Przy użyciu oprogramowania DeltaEC zbudowano model numeryczny jednosekcyjnego termoakustycznego silnika Stirlinga z zapętlonym rezonatorem λ . Silnik składa się z umieszczonego w rezonatorze rdzenia termoakustycznego o zwiększonym polu przekroju, obciążenia akustycznego *load* i dolnoprzepustowego filtra akustycznego w formie króćca *stub*, mającego na celu dopasowanie warunków akustycznych w rdzeniu. Założeniem pracy silnika jest wykorzystanie ciepła ze źródła o niskiej temperaturze, dlatego ustalona temperatura nagrzewnicy wynosi 150°C . Dla przedstawionej geometrii silnika i określonych warunków brzegowych modelu przeprowadzono szczegółową analizę parametryczną całego układu. Płyną z niej następujące wnioski:

- Zmieniając pozycję i długość króćca *stub* można precyzyjnie dopasować warunki akustyczne, tj. znormalizowaną impedancję i przesunięcie fazowe w regeneratorze.
- Znalezienie optymalnego punktu pracy silnika (o najwyższej osiąganey mocy lub o najwyższej sprawności) polega nie tylko na osiągnięciu idealnych warunków akustycznych w regeneratorze, ale raczej na zapewnieniu optymalnego pola akustycznego w całym falowodzie silnika. Optymalizacje ze względu na moc i ze względu na sprawność wymagają innych parametrów.
- Parametry geometryczne regeneratora muszą być zrównoważone ze sobą nawzajem. W większości przypadków korzystne jest zwiększenie porowatości. Długość regeneratora powinna być relatywnie mała, aby zredukować straty lepkościowe i termiczne. Dla opisanej konstrukcji i przyjętych warunków optymalna wartość promienia hydraulicznego powinna być dwukrotnie mniejsza od termicznej głębokości wnikania, co daje wartość liczby Lauterca równą 0,5.
- Parametry geometryczne wymienników ciepła również powinny być

optymalizowane przy uwzględnieniu wpływu pozostałych. Zazwyczaj zmniejszenie promienia hydraulicznego powoduje eksponencyjalny wzrost mocy. Ważnym aspektem jest również dopasowanie długości wymiennika do odległości przemieszczenia się cząstki gazu (podwojonej amplitudy wychylenia). Przy założeniu stałego promienia hydraulicznego można to osiągnąć maksymalizując porowatość i minimalizując długość wymiennika.

- Wzrost stosunku pól przekroju rdzenia i rezonatora oraz wydłużenie pustej przestrzeni rdzenia ma generalnie negatywny wpływ na parametry pracy silnika. Dla mniejszych wartości można znaleźć optymalne ustawienie tych dwóch wielkości. Ich zmiana skutkuje dostosowaniem częstotliwości rezonansowej systemu w szerokim zakresie, co ma znaczący wpływ na pracę silnika.
- Zmieniając impedancję obciążenia akustycznego można sterować mocą silnika oraz jego sprawnością. Maksimum mocy występuje dla dużo wyższych impedancji niż maksimum sprawności. Dostosowując impedancję obciążenia oraz parametry króćca *stub*, obciążenie może być zainstalowane w dowolnym miejscu rezonatora, z tym że im bliżej rdzenia termoakustycznego tym większa moc wyprowadzona z systemu.
- Moc silnika rośnie znacząco wraz ze zwiększeniem średniego ciśnienia gazu, jednak tempo wzrostu maleje dla wyższych wartości. Zmiana gazu roboczego na argon redukuje siedmiokrotnie moc silnika i nie wpływa znacząco na jego sprawność. Dopasowanie parametrów wymienników ciepła do niższej termicznej głębokości wnikanania pozwala zwiększyć dwukrotnie moc takiego układu. Zmiana rodzaju gazu i jego średniego ciśnienia nie wpływa prawie w ogóle na pole akustyczne w silniku.
- Możliwa do osiągnięcia moc silnika i sprawność rośnie znacząco wraz ze wzrostem temperatury nagrzewnicy. Ze względu na potencjał egzergetyczny dużo bardziej opłacalne jest obniżenie temperatury chłodnicy.

Na podstawie przedstawionej w tym rozdziale analizy numerycznej pokazano, że jednosekcyjny silnik termoakustyczny Stirlinga może służyć do odzysku ciepła odpadowego o temperaturze 150°C . Z jednej strony możliwe jest osiągnięcie wysokiej sprawności egzergetycznej 50% przy temperaturze nagrzewnicy 150°C , z drugiej da się również wykorzystać ciepło ze źródeł o temperaturze niższej niż 100°C .

Rozdział 4

Różne metody dopasowania pola akustycznego

W rozdziale 3. wykazano, że kluczowym dla efektywnej pracy jednosekcyjnego silnika termoakustycznego jest osiągnięcie odpowiednich warunków akustycznych zarówno w regeneratorze jak i w całym rezonatorze. Jednym ze sposobów dopasowania pola akustycznego jest zainstalowanie w falowodzie bocznego króćca *stub*. Poprzez zmianę dwóch parametrów geometrycznych króćca: jego długości i pozycji umieszczenia w rezonatorze, można dowolnie zmienić warunki akustyczne panujące w silniku. Wykorzystanie *stub* nie jest jednak jedyną możliwą opcją. Przy pomocy akustycznych elementów falowodu o zmiennej geometrii można osiągnąć podobne rezultaty. W niniejszym rozdziale porównano różne metody dopasowania pola akustycznego w silniku jednosekcyjnym z zapętłonym rezonatorem λ . Ocenie poddane zostały dwie możliwe lokalizacje króćca *stub*, a także zastosowanie innych elementów: segmentu falowodu o zwiększonym i zmniejszonym przekroju. Zaprezentowana analiza oparta jest na symulacjach numerycznych, przeprowadzonych na modelu silnika zbudowanym przy pomocy oprogramowania DeltaEC i bazującym na modelu z rozdziału 3. Jej wyniki zostały zaprezentowane w pracy [34].

4.1 Mechanizmy dopasowania pola akustycznego

Jednosekcyjny silnik termoakustyczny składa się z zapętłonego falowodu tworzącego rezonator o długości, która odpowiada długości fali λ oraz zainstalowanego w nim rdzenia zawierającego regeneratory i wymienniki ciepła. Jak wspomniano w pkt. 3.3, pole przekroju rdzenia termoakustycznego jest zwiększone, dzięki czemu lokalnie wzrasta impedancja fali. Z jednej strony prowadzi to do redukcji strat lepkościowych, z drugiej strony powoduje odbicie, które można traktować jako zakłócenie fali biegnącej. Oznacza to, że w propagującej w rezonatorze fali powstają komponenty fali stojącej, a w rdzeniu ustala się lokalne maksimum ciśnienia akustycznego i minimum prędkości objętościowej.

Aby zapewnić odpowiednie warunki akustyczne w rdzeniu i wzdłuż rezonatora, konieczne jest wprowadzenie dodatkowego elementu o „dopasowanej” impedancji, który generując przeciwnie skierowane zakłócenia kompensuje destrukcyjny efekt. Takim elementem może być miejscowa zmiana pola przekroju krótkiego odcinka falowodu z A_1 na A_2 , powodująca odbicie fali w postaci przeciwnie skierowanego impulsu ciśnienia. Współczynnik odbicia fali w takim przypadku wynosi [105]:

$$\Gamma = \frac{\tau - 1}{\tau + 1} \quad (4.1)$$

Zwiększenie pola przekroju falowodu ($\tau = A_1/A_2 < 1$) daje ujemny współczynnik odbicia ($\Gamma < 0$) (impuls jest przesunięty w fazie o 180°) i wprowadza warunek brzegowy zbliżony do warunku drugiego rzędu (*Neumann*) – zmianie ulega jedynie prędkość akustyczna. Z kolei zmniejszenie pola przekroju ($\tau = A_1/A_2 > 1$) skutkuje dodatnim współczynnikiem odbicia ($\Gamma > 0$) (impuls jest przesunięty w fazie o 90°) i wprowadza warunek brzegowy zbliżony do warunku pierwszego rzędu (*Dirichlet*) – zmianie ulega jedynie ciśnienie akustyczne. W ten sposób wprowadzone w odpowiednim miejscu falowodu zmiany przekroju dają pożądane działanie, które można wytłumaczyć na podstawie teorii filtrów akustycznych [74].

Filtry akustyczne służą do modyfikacji fali dźwiękowej poprzez eliminację składowych w pewnym paśmie częstotliwości. Sama analiza częstotliwościowa sygnału nie ma jednak większego zastosowania w termoakustyce. To raczej charakter reaktancyjny filtrów akustycznych pozwala zastosować je w celu dopasowania pola akustycznego w falowodzie silnika termoakustycznego. W pkt. 2.6 wyjaśniono, że każdy odcinek falowodu charakteryzuje się podatnością akustyczną C i masą akustyczną L , danymi wzorami (2.27) i (2.29):

$$C = \frac{V}{\gamma p_m}$$

$$L = \frac{\rho_m \Delta x}{A}$$

Zespolona wartość impedancji odcinka falowodu składa się tym samym z reaktancji podatnościowej X_C i reaktancji bezwładnościowej X_L , które można wyznaczyć ze wzorów (2.30) i (2.31). Stąd impedancja takiego elementu wynosi:

$$Z = \frac{1}{i\omega C} + i\omega L \quad (4.2)$$

Poprzez zmianę geometrii danego odcinka falowodu tj. jego długości Δx oraz pola przekroju A , a co za tym idzie objętości $V = A\Delta x$, można nadać mu charakter bardziej podatnościowy ($C > L$) lub bardziej bezwładnościowy ($C < L$). Odcinek o zwiększonym polu przekroju w stosunku do pola przekroju falowodu charakteryzuje się dużą podatnością akustyczną, stąd (z ang.) nazywany jest *segmentem Compliance*. Gdy pole przekroju odcinka falowodu jest zmniejszone, dominująca staje się masa akustyczna, a odcinek nazywany jest (z ang.) *segmentem Inertance*. Oba segmenty stanowią dolnoprzepustowe filtry akustyczne. Jeśli fala akustyczna posiada niską częstotliwość,

segment *Compliance* o zwiększonym przekroju można zastąpić zamkniętym na końcu bocznym króćcem dołączonym do falowodu [106]. Jeśli objętość króćca V jest odpowiednio duża, wprowadza on do układu reaktancję podatnościową, a zatem również może być traktowany jako filtr dolnoprzepustowy. To rozwiązanie zwyczajowo nazywane jest *króćcem stub*.

Segment *Compliance* oraz króciec *stub* mają charakter podatnościowy. Ich duża podatność akustyczna C wpływa bezpośrednio na zmianę amplitudy prędkości objętościowej oraz jej opóźnienie w fazie, zgodnie z równaniem ciągłości (2.26): $\Delta U_1 = -i\omega C p_1$. Tym samym przesunięcie fazowe φ między ciśnieniem a prędkością rośnie. W miejscu przyłączenia elementu o dużej podatności, podobnie jak w rdzeniu termoakustycznym, ustala się w przybliżeniu warunek brzegowy Neumanna. Z tego powodu, aby dopasować ich impedancję, należy umieścić filtr akustyczny w odległości około $\frac{1}{4}\lambda$ za lub przed regeneratorem. Usytuowanie go w odległości $\frac{1}{2}\lambda$ od rdzenia spowodowałoby powstanie fali stojącej, jak to ma miejsce w obustronnie otwartym rezonatorze (zob. pkt. 2.4.1).

Filtr akustyczny o charakterze bezwładnościowym ma działanie przeciwne. Duża masa akustyczna segmentu *Inertance* o zmniejszonym przekroju wpływa na zmianę amplitudy ciśnienia akustycznego, zgodnie z równaniem pędu (2.28) $\Delta p_1 = -i\omega L U_1$. Opóźnienie w fazie oscylacji ciśnienia sprawia, że wartość przesunięcia fazowego φ między ciśnieniem a prędkością maleje. W miejscu przyłączenia elementu bezwładnościowego występuje warunek brzegowy zbliżony do warunku Dirichleta. Z tego powodu, aby dopasować ich impedancję, należy umieścić filtr akustyczny w połowie falowodu, czyli w odległości około $\frac{1}{2}\lambda$ od regeneratora. W tym wypadku usytuowanie go w odległości $\frac{1}{4}\lambda$ od rdzenia spowodowałoby powstanie fali stojącej, jak to ma miejsce w prostym jednostronnie zamkniętym rezonatorze (zob. pkt. 2.4.1).

Efekt zastosowania filtrów jest czysto reaktancyjny. Amplitudy ciśnienia lub prędkości zmieniają się w ten sposób, że nie ma to wpływu na wartość mocy akustycznej. Przykładowo: wraz z wartością amplitudy $|p_1|$ odpowiednio zmienia się też przesunięcie fazowe φ , tak że iloczyn $|p_1||U_1| \cos(\varphi)$ pozostaje stały. Należy zaznaczyć, że w teorii filtrów zakłada się, że ich wymiary liniowe są dużo mniejsze od długości fali λ . W przypadku silnika, gdy długość fali jest równa długości zapętlonego falowodu, to założenie jest w naturalny sposób spełnione.

Niejednokrotnie wykorzystywano dolnoprzepustowe filtry akustyczne do dopasowania warunków akustycznych w silnikach jedno- i dwusekcyjnych [28, 36, 75]. Najobszerniejszą analizę ich wpływu na pracę urządzenia przedstawili Jin i in. [35]. Dostrajali oni przesunięcie fazowe w regeneratorze przy pomocy segmentów o zwiększonym przekroju umieszczonych w odległości $\frac{1}{4}\lambda$ od regeneratora oraz przy pomocy segmentu o zmniejszonym przekroju umieszczonym w odległości $\frac{1}{2}\lambda$. Ich analiza uwzględniała jedynie jednowymiarowe zmiany wymiarów geometrycznych segmentu.

W rozdziale 3. pokazano, że zastosowanie odpowiedniej kombinacji pozycji oraz

długości filtra w formie bocznego króćca może służyć nie tylko do przybliżonego dopasowania impedancji, ale także do precyzyjnego dostrojenia warunków akustycznych w regeneratorze. W tym celu króciec umieszczono w odległości $\frac{3}{4}\lambda$ za regeneratorem. W niniejszym rozdziale porównano zastosowanie obydwu możliwych lokalizacji króćca: $\frac{3}{4}\lambda$ i $\frac{1}{4}\lambda$ za regeneratorem, a także zastąpiono go segmentem o zwiększonym przekroju. Dodatkowo analiza rozszerzona jest o ocenę pracy silnika przy zastosowaniu segmentu o zmniejszonym przekroju umieszczonego w odległości $\frac{1}{2}\lambda$ za regeneratorem. W celu obiektywnej oceny wad i zalet zastosowania wszystkich wyżej wymienionych metod, ich działanie porównano dla tych samych warunków pracy silnika.

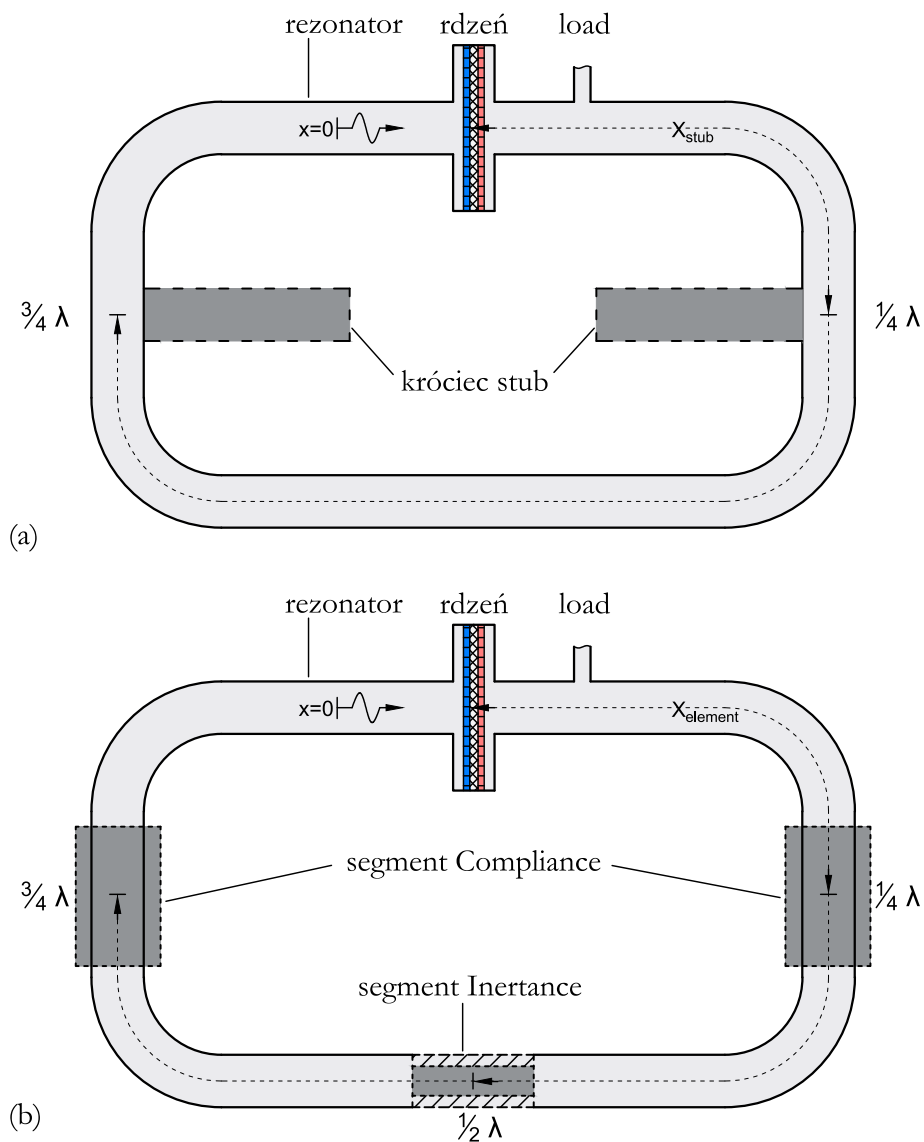
4.1.1 Model numeryczny

Rys. 4.1 przedstawia analizowany silnik termoakustyczny Stirlinga z zapętlonym rezonatorem λ . Stosowane zamiennie konfiguracje dołączonych filtrów akustycznych zostały schematycznie nałożone w odpowiednich miejscach na rysunek podstawowej konstrukcji silnika zawierającej rdzeń termoakustyczny, obciążenia akustyczne (*load*) oraz rezonator o stałej średnicy. Rys. 4.1(a) przedstawia możliwe konfiguracje z zastosowaniem bocznego króćca *stub*. Z kolei na Rys. 4.1(b) zaprezentowano możliwe lokalizacje elementów o zwiększonym przekroju (*segment Compliance*) i zmniejszonym przekroju (*segment Inertance*).

Model numeryczny silnika bazuje na modelu zaprezentowanym w rozdziale 3. Większość szczegółów konstrukcyjnych i dobranych parametrów jest zgodna z tymi przedstawionymi w pkt. 3.1. Jednak w celu zapewnienia jednakowych warunków dla symulacji pracy silnika z zastosowaniem różnych filtrów akustycznych, wprowadzono drobne zmiany do założeń modelu:

1. Aby zminimalizować zawiły wpływ częstotliwości rezonansowej, ustalono jej wartość na $f = 150 \text{ Hz}$. Osiągnięto to automatycznie dostosowując wartość szacowaną całkowitej długości rezonatora L_{rez} , która średnio wynosiła 6 m . Wpływ niewielkich zmian długości na parametry pracy silnika jest zdecydowanie mniejszy niż wpływ częstotliwości, od której zależą m. in. wartości termicznej i lepkościowej głębokości wnikania dla gazu.
2. Długość wymienników ciepła została zwiększona z 15 mm na 20 mm . W ten sposób zapewniono, że w każdym punkcie symulacji jest ona większa od przemieszczenia cząstki gazu między skrajnymi położeniami i wymiana ciepła zachodzi w sposób efektywny.

Obliczenia zaczynają się w pozycji $0,5 \text{ m}$ przed regeneratorem. Moc akustyczna odbierana jest w obciążeniu reprezentowanym przez rzeczywistą impedancję akustyczną umieszczoną w pozycji $0,25 \text{ m}$ za regeneratorem. Jej wartość zmienia się automatycznie, aby zapewnić w ten sposób stałą sprawność silnika na poziomie 10%. Warunki



Rys. 4.1 Schemat analizowanego jednosekcyjnego silnika termoakustycznego wykorzystującego do dopasowania pola akustycznego: (a) króciec *stub* w lokalizacji $\frac{1}{4}\lambda$ lub $\frac{3}{4}\lambda$ za regeneratorem, (b) element falowodu o zwiększonym przekroju (*segment Compliance*) w lokalizacji $\frac{1}{4}\lambda$ lub $\frac{3}{4}\lambda$ za regeneratorem, względnie element falowodu o zmniejszonym przekroju (*segment Inertance*) w lokalizacji $\frac{1}{2}\lambda$ za regeneratorem.

akustyczne w regeneratorze, tj. znormalizowana impedancja Z_n i przesunięcie fazowe φ są dostosowywane za pomocą zmiennych parametrów geometrycznych elementów dopasowujących. W przypadku króćca *stub* są to pozycja X_{stub} i długość L_{stub} . Jego średnica jest równa $12,65\text{ cm}$, co odpowiada średnicy falowodu. W przypadku elementów o zmienionym przekroju (segmentów *Compliance* i *Inertance*), stała jest ich długość równa 40 cm , a Z_n i φ są dostrajane za pomocą zmiennej pozycji (X_{comp} , X_{inert}) i pola przekroju (A_{comp} i A_{inert}) odpowiednich elementów.

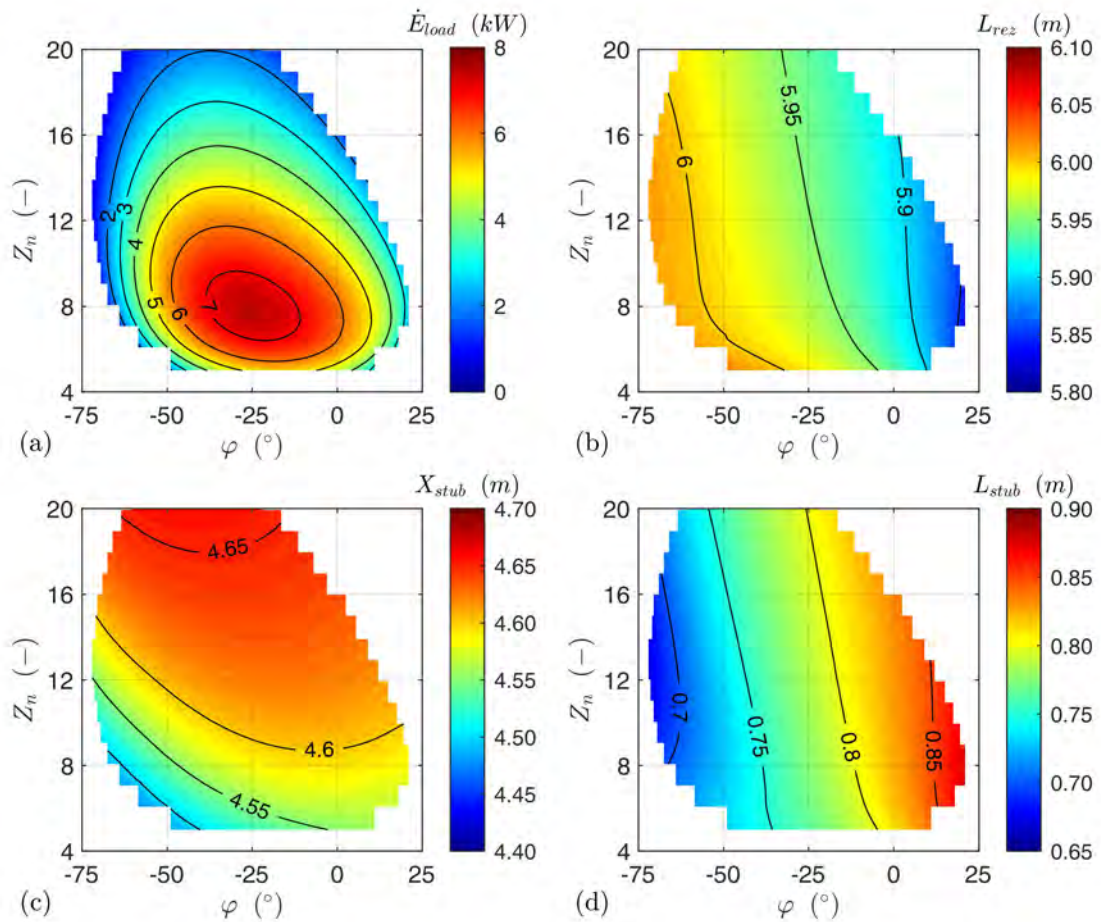
4.2 Różne lokalizacje bocznego króćca *stub*

Rys. 4.2 przedstawia wpływ pozycji i długości bocznego króćca *stub* zlokalizowanego w odległości $\frac{3}{4}\lambda$ za rdzeniem na warunki akustyczne w regeneratorze, tj. znormalizowaną impedancję Z_n oraz przesunięcie fazowe φ . Zmieniając obydwie parametry geometryczne króćca można osiągnąć duży zakres wartości Z_n i φ . Ponieważ kluczem jest określenie wpływu parametrów akustycznych na pracę silnika, wykresy zostały przedstawione w układzie: znormalizowana impedancja – przesunięcie fazowe ($Z_n - \varphi$), podobnie jak to miało miejsce w rozdziale 3. Na Rys. 4.2(a) przedstawiono moc silnika wyprowadzoną w obciążeniu. Poziomą moc analizowanego układu jest wyższa od tego z rozdziału 3. (por. Rys. 3.4). Powodem tej różnicy jest zmniejszenie częstotliwości rezonansowej, która ma bezpośredni wpływ na straty lepkościowe i termiczne (zob. wzory (2.38) i (2.41)). Redukcja częstotliwości zmienia też głębokość penetracji termicznej, intensyfikując w ten sposób wymianę ciepła w nagrzewnicy i chłodnicy. Dzięki temu można dostarczyć większy strumień ciepła do układu.

Maksymalna wartość mocy akustycznej, równa 7402 W , odbierana jest w obciążeniu, gdy w regeneratorze panują następujące warunki akustyczne: znormalizowana impedancja $Z_n = 8$ i przesunięcie fazowe $\varphi = -26^\circ$. Z Rys. 4.2(b) widać, że średnia długość całego rezonatora wynosi $5,95\text{ m}$. Dopasowując się do warunku stałej częstotliwości, wielkość ta oscyluje w granicach zaledwie $0,2\text{ m}$. Rys. 4.2(c) i (d) przedstawiają odpowiednio pozycję i długość króćca *stub*. Każdej kombinacji wartości Z_n i φ odpowiada inna para tych parametrów geometrycznych. Pozycja X_{stub} wydaje się mieć większy wpływ na znormalizowaną impedancję, podczas gdy długość L_{stub} odpowiada raczej za dopasowanie przesunięcia fazowego. Jak przewidywano, pozycja króćca *stub* znajduje się mniej więcej w odległości $\frac{3}{4}\lambda$ za regeneratorem. Warto również zwrócić uwagę na interesujący fakt, że jego objętość króćca (równa $9,9\text{ dm}^3$ przy $L_{stub} = 0,8\text{ m}$) odpowiada w przybliżeniu wolnej objętości rdzenia pomniejszonej o wycinek o średnicy rezonatora ($10,4\text{ dm}^3$), tzn. objętości dodanej przez zwiększenie przekroju rdzenia.

Rys. 4.3 przedstawia w tym samym układzie co Rys. 4.2 wykresy dla konfiguracji silnika z króćcem *stub* usytuowanym w odległości $\frac{1}{4}\lambda$ za regeneratorem. Całkowita długość rezonatora (Rys. 4.3(b)) oraz długość króćca (Rys. 4.3(b)) przyjmują prawie identyczne wartości co dla konfiguracji $\frac{3}{4}\lambda$. Biorąc pod uwagę zmianę generalnej lokalizacji króćca, można zauważyć, że wykres jego pozycji (Rys. 4.3(c)) posiada, mimo różnych wartości, taki sam rozkład. Nie stanowi to jednak lustrzanego odbicia. W obu przypadkach, aby zwiększyć znormalizowaną impedancję, należy przemieścić *stub* dalej od regeneratora, czyli w kierunku propagacji fali.

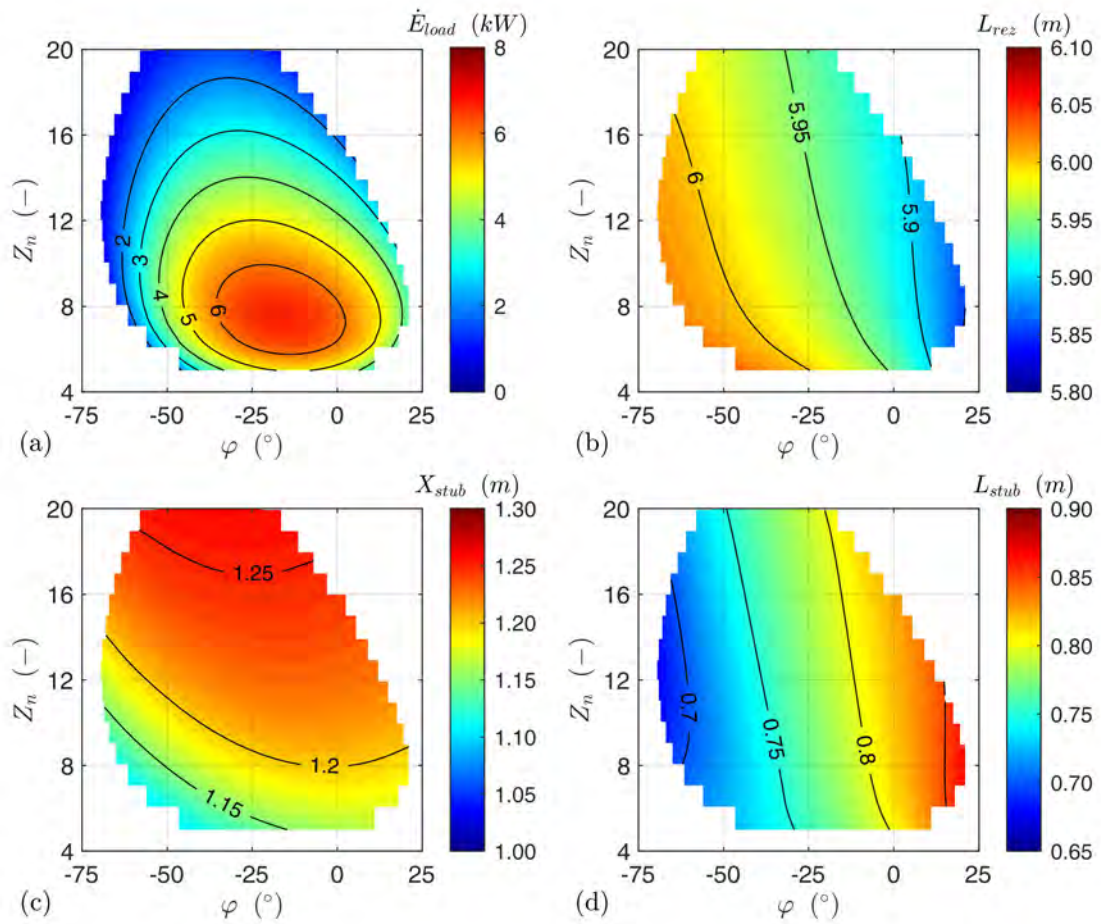
Różnice między konfiguracjami uwidaczniają się na wykresie mocy akustycznej odebranej w obciążeniu \dot{E}_{load} (Rys. 4.3(a)). Maksymalna osiągnięta wartość wynosi 6671 W , co stanowi o 10% mniejszy wynik niż dla silnika o konfiguracji $\frac{3}{4}\lambda$. Ponadto



Rys. 4.2 Wpływ znormalizowanej impedancji Z_n i przesunięcia fazowego φ w regeneratorsze na: (a) moc obciążenia akustycznego \dot{E}_{load} , (b) całkowitą długość rezonatora L_{rez} , (c) pozycję króćca *stub* X_{stub} , (d) długość króćca *stub* L_{stub} ; dla konfiguracji $\frac{3}{4}\lambda$.

optymalne warunki akustyczne są nieco przesunięte. Maksimum mocy w układzie o konfiguracji $\frac{1}{4}\lambda$ osiągnane jest dla $Z_n = 7,5$ i $\varphi = -17^\circ$. Ponieważ warunki brzegowe są identyczne dla obydwu przypadków, powodem różnic musi być pole akustyczne w całym rezonatorze.

Rys. 4.4 przedstawia porównanie rozkładu pola akustycznego dla konfiguracji $\frac{1}{4}\lambda$ oraz $\frac{3}{4}\lambda$ i identycznych warunków akustycznych w regeneratorsze, tj. znormalizowanej impedancji $Z_n = 8$ i przesunięcia fazowego $\varphi = -20^\circ$. Rys. 4.4(a) przedstawia przesunięcie fazowe, a Rys. 4.4(b) znormalizowaną impedancję wzdłuż całej długości rezonatora. W obszarze $\frac{1}{4}\lambda$ za i przed regeneratorszem, tj. między lokalizacjami króćca *stub* dla obydwu konfiguracji, pole akustyczne jest identyczne dla obydwu systemów. W tym obszarze obydwie krzywe nakładają się. W pozostałym obszarze widoczna jest oczywista różnica między systemami. Analizując najpierw krzywe dla konfiguracji $\frac{3}{4}\lambda$: znormalizowana impedancja wynosi blisko 1, a przesunięcie fazowe nie odbiega wiele



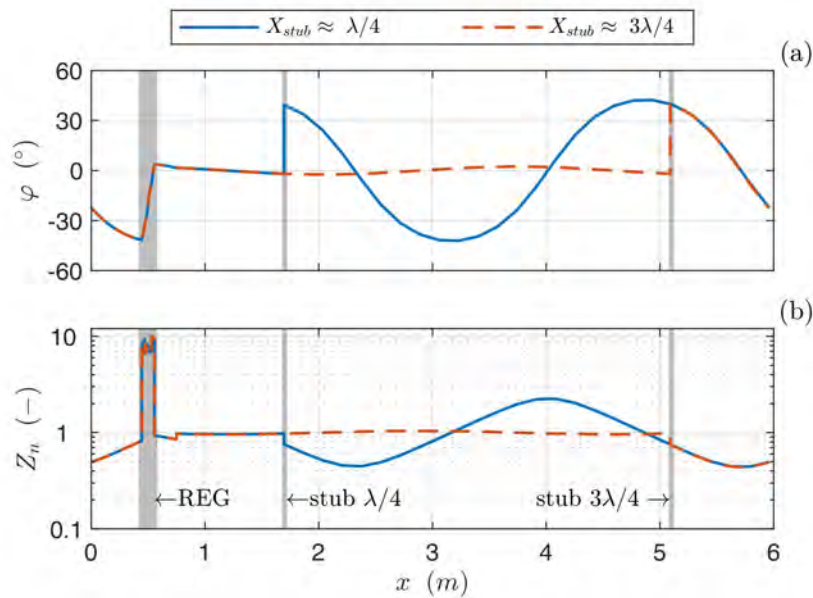
Rys. 4.3 Wpływ znormalizowanej impedancji Z_n i przesunięcia fazowego φ w regeneratorsie na: (a) moc obciążenia akustycznego \dot{E}_{load} , (b) całkowitą długość rezonatora L_{rez} , (c) pozycję króćca *stub* X_{stub} , (d) długość króćca *stub* L_{stub} ; dla konfiguracji $\frac{1}{4}\lambda$.

od 0° , co potwierdza osiągnięcie optymalnych warunków fali biegnącej. Pole akustyczne dla silnika o konfiguracji $\frac{1}{4}\lambda$ w tym obszarze zachowuje się przeciwnie: charakteryzują je duże fluktuacje wokół optymalnych wartości fali biegnącej. Oznacza to, że w tej części rezonatora fala akustyczna zawiera w dużej mierze komponenty fali stojącej.

Miejsce zerowe krzywej przesunięcia fazowego φ , gdy zmienia się ono w kierunku wartości ujemnych odpowiada lokalnemu minimum znormalizowanej impedancji. Zgodnie ze wzorem (2.16) $Z = p_1/U_1$, w tym miejscu można się spodziewać lokalnego minimum amplitudy ciśnienia i lokalnego maksimum amplitudy prędkości objętościowej. Dla miejsca zerowego φ przy zmianie w kierunku wartości dodatnich relacje są dokładnie przeciwne. Z punktu widzenia mocy akustycznej, wyróżniające się maksima ciśnienia i prędkości objętościowej są niepożądane. Jest to związane z generowanymi w ten sposób większymi stratami lepkościowymi i termicznymi, które zależą od amplitud (por. wzór 2.44). Gdy wartość impedancji w rezonatorze jest niska, amplituda prędkości

objętościowej jest duża, co skutkuje wzrostem strat lepkościowych w tym miejscu. Z kolei gdy impedancja jest wysoka, duża amplituda ciśnienia powoduje większe straty na skutek relaksacji termicznej. Oznacza to, że w rezonatorze silnika o konfiguracji $\frac{1}{4}\lambda$ występują większe straty mocy akustycznej niż w rezonatorze silnika o konfiguracji $\frac{3}{4}\lambda$, i dlatego mniejsza moc może być wyprowadzona z układu. Tym samym potwierdza się teza, że użycie bocznego króćca *stub* zmienia nie tylko warunki akustyczne w regeneratorsie ale także pole akustyczne w całym rezonatorze.

Porównanie obydwu konfiguracji, przedstawione na wyżej omówionych wykresach (zob. Rys. 4.4), może prowadzić do następującej interpretacji. Poprzez dopasowanie impedancji króćca *stub* i impedancji rdzenia termoakustycznego, w obszarze między rdzeniem a króćcem osiągnane są korzystne warunki akustyczne, niezależnie od konfiguracji silnika. Pole akustyczne w dalszym obszarze, tj. między króćcem a rdzeniem, zależy w dużej mierze od celowanych wartości Z_n i φ w regeneratorsie i zawiera większe komponenty fali stojącej. Aby zminimalizować spowodowane w ten sposób straty, ten ostatni obszar powinien być zatem jak najkrótszy. Konfiguracja z króćcem *stub* usytuowanym w odległości $\frac{3}{4}\lambda$ za regeneratorsiem jest pod tym względem dużo lepsza.



Rys. 4.4 Porównanie rozkładu pola akustycznego w rezonatorze silnika o konfiguracji $\frac{1}{4}\lambda$ i $\frac{3}{4}\lambda$ z króćcem *stub* dla osiągniętych w regeneratorsie warunków akustycznych $Z_n = 8$ i $\varphi = -20^\circ$.

(a) przesunięcie fazowe φ , (b) znormalizowana impedancja Z_n .

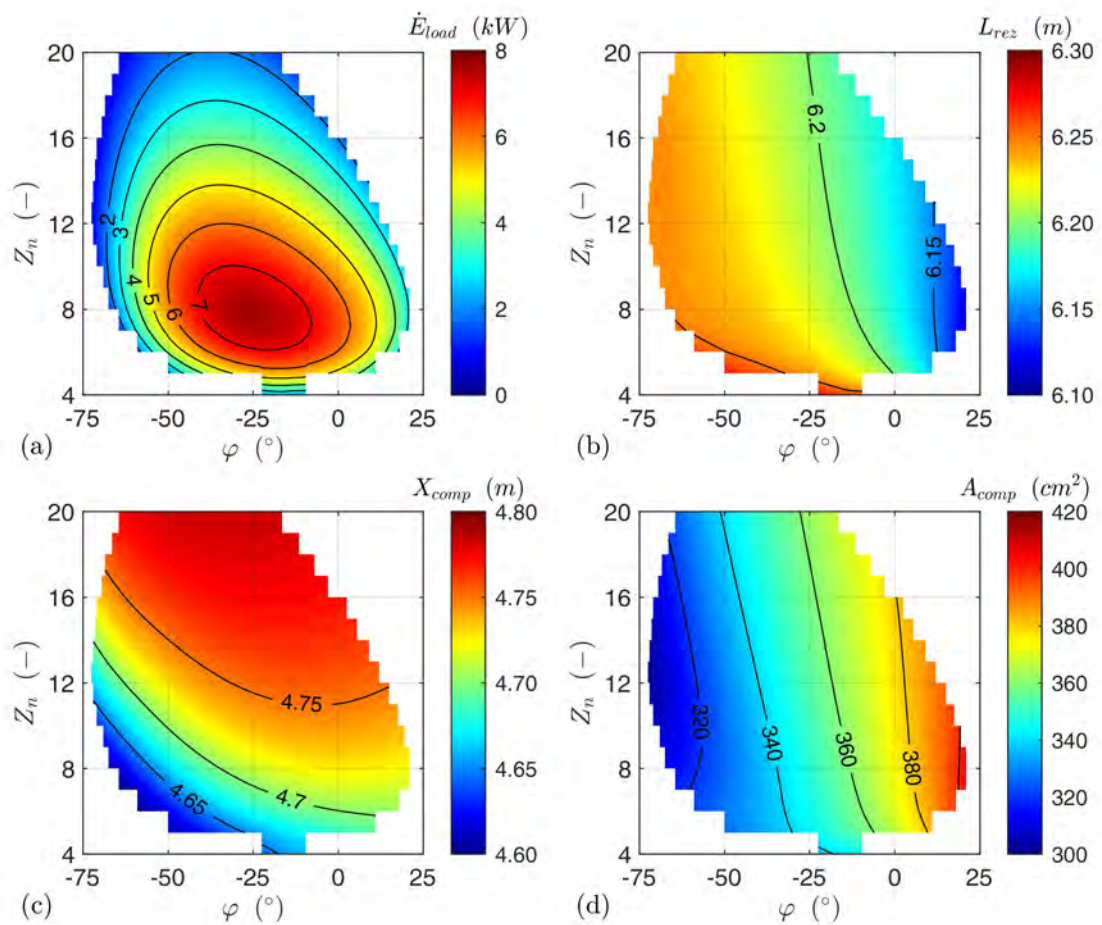
4.3 Porównanie segmentów o zmienionym przekroju

Analogicznie do króćca *stub*, segment *Compliance* o zwiększonym przekroju może być usytuowany w odległości $\frac{1}{4}\lambda$ lub $\frac{3}{4}\lambda$ za regeneratorem. Różnice między obydwiema konfiguracjami są podobne do tych omówionych wyżej dla *stub*. Z tego powodu poniższa analiza skupia się jedynie na konfiguracji silnika z segmentem *Compliance* w pozycji $\frac{3}{4}\lambda$.

Rys. 4.5 przedstawia warunki akustyczne w regeneratorze dopasowywane za pomocą pozycji i pola przekroju segmentu *Compliance* o długości $0,4m$. Zauważalna jest duża zgodność z wynikami analizy zastosowania króćca *stub* (por. Rys. 4.2). Maksymalna moc silnika (zob. Rys. 4.5(a)) odbierana w obciążeniu jest osiągana dla takich samych warunków akustycznych: $Z_n = 8$ i $\varphi = -26^\circ$. Jej wartość $7595W$ jest nieznacznie wyższa niż maksymalna moc silnika z króćcem *stub*. Powodem są mniejsze straty lepkościowe i termiczne. Zmniejszenie strat spowodowane jest po pierwsze brakiem dodatkowej długości rezonatora w postaci króćca, a po drugie lokalnym zwiększeniem przekroju rezonatora w segmencie *Compliance*, skutkującym redukcją prędkości akustycznej.

Dopasowanie całkowitej długości rezonatora do stałej częstotliwości rezonansowej przedstawia Rys. 4.5(b). Wykres swoim rozkładem odpowiada analogicznemu wykresowi dla silnika z króćcem *stub*, aczkolwiek dostrzegalne jest zwiększenie samych wartości o $0,2m$, które jest związane z długością elementu. Podobne obserwacje można poczynić dla pozycji segmentu *Compliance* X_{comp} (zob. Rys. 4.5(c)). Różnica w wartościach związana jest jedynie z inną długością rezonatora. Rys. 4.5(d) przedstawia pole przekroju segmentu A_{comp} . Jego wartość jest średnio trzy razy większa od pola przekroju rezonatora ($125,7cm^2$), a jego wpływ na warunki akustyczne jest taki sam jak długości króćca *stub* L_{stub} . Oba parametry zmieniają liniowo objętość elementu, a co za tym idzie wartość podatności akustycznej. Podsumowując powyższe porównanie, można stwierdzić identyczną funkcjonalność obydwu elementów podatnościowych: bocznego króćca *stub* i segmentu *Compliance*.

Ostatnim analizowanym elementem jest segment *Inertance* o zmniejszonym przekroju, charakteryzujący się dużą masą akustyczną. W celu porównania z segmentem *Compliance* ma on taką samą długość równą $0,4m$, ale jest usytuowany w połowie falowodu, tzn. w odległości $\frac{1}{2}\lambda$ za regeneratorem. Rys. 4.6 prezentuje wyniki symulacji uwzględniających wpływ dokładnej pozycji elementu i jego pola przekroju na pole akustyczne. Maksymalną moc silnika, równą $6326W$, osiągnięto w tym wypadku dla warunków akustycznych w regeneratorze równych: $Z_n = 8$ i $\varphi = -21^\circ$ (zob. Rys. 4.6(a)). Całkowita długość rezonatora L_{rez} , pokazana na Rys. 4.6(b), zgadza się precyzyjnie z osiąganą długością przy zastosowaniu segmentu *Compliance* (por. Rys. 4.5(b)). Pozycja środka segmentu X_{inert} odpowiada mniej więcej odległości $\frac{1}{2}\lambda$ od regeneratora (Rys. 4.6(c)). Niewielkie odchylenia spowodowane są niesymetrycznym polem akustycznym w rezonatorze. Nie uwzględniając przesunięcia samych wartości, rozkład wykresu pozycji segmentu *Inertance*, odpowiada wykresowi dla pozycji segmentu

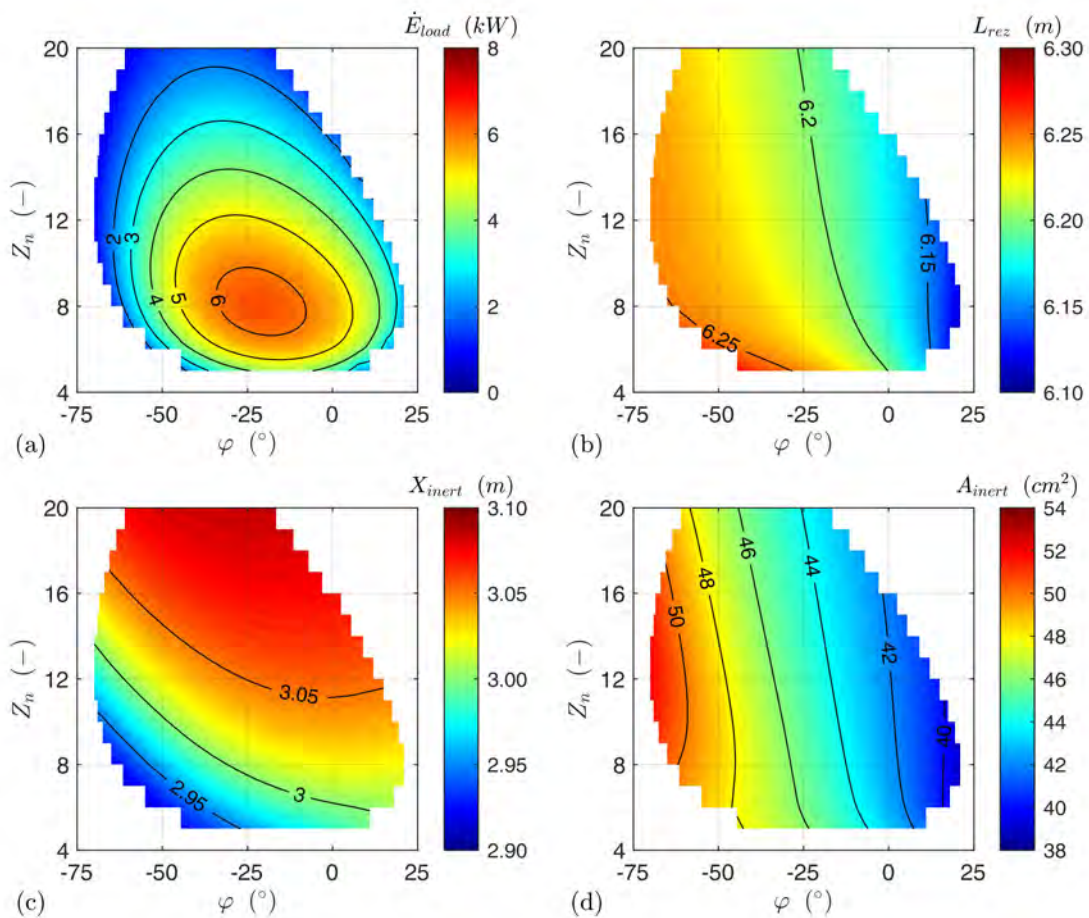


Rys. 4.5 Wpływ znormalizowanej impedancji Z_n i przesunięcia fazowego φ w regeneratorsze na: (a) moc obciążenia akustycznego \dot{E}_{load} , (b) całkowitą długość rezonatora L_{rez} , (c) pozycję segmentu *Compliance* X_{comp} , (d) pole przekroju segmentu *Compliance* A_{comp} ; dla konfiguracji $\frac{3}{4}\lambda$.

Compliance (por. Rys. 4.5(c)). Rys. 4.6(d) przedstawia pole przekroju segmentu *Inertance* A_{inert} . Jego wartość jest średnio trzy razy mniejsza od pola przekroju rezonatora, co daje dokładnie odwrotną zależność niż dla segmentu o zwiększonym przekroju.

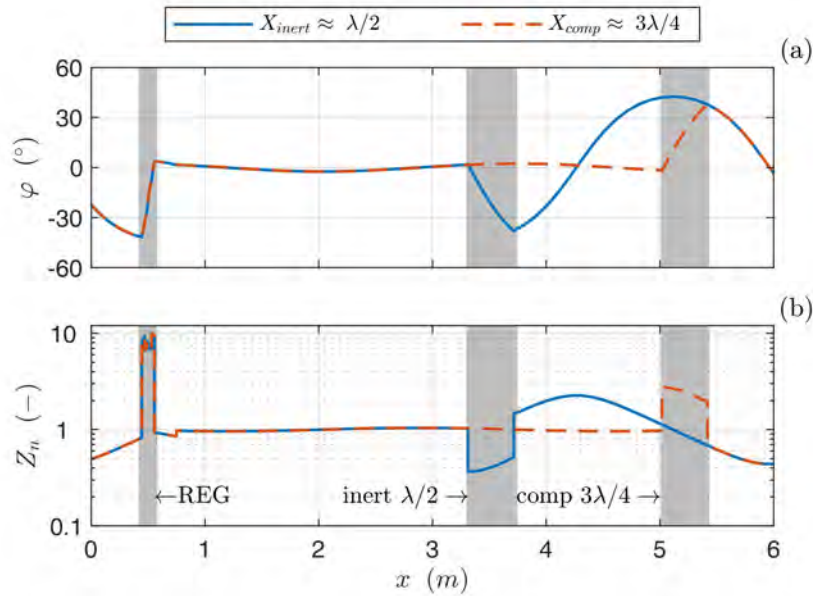
Porównanie segmentów o zwiększonym i zmniejszonym przekroju przeprowadzone na bazie Rys. 4.5 i Rys. 4.6 prowadzi do dwóch wniosków. Z jednej strony warunki akustyczne w regeneratorsze można dostroić tak samo precyzyjnie przy użyciu segmentu *Compliance*, jak i segmentu *Inertance*. Z drugiej strony segment o zwiększonym przekroju, a zatem o charakterze podatnościowym, pozwala na osiągnięcie o 20% większej mocy silnika niż bezwładnościowy segment o zmniejszonym przekroju.

Różnicę tę można wyjaśnić analizując rozkłady pola akustycznego zestawione na Rys. 4.7. Dla obydwu konfiguracji ustalono takie same warunki w regeneratorsze: $Z_n = 8$ i $\varphi = -20^\circ$. Rys. 4.7(a) i (b) przedstawiają kolejno: przesunięcie fazowe



Rys. 4.6 Wpływ znormalizowanej impedancji Z_n i przesunięcia fazowego φ w regeneratorsze na: (a) moc obciążenia akustycznego \dot{E}_{load} , (b) całkowitą długość rezonatora L_{rez} , (c) pozycję segmentu *Inertance* X_{inert} , (d) pole przekroju segmentu *Inertance* A_{inert} ; dla konfiguracji $\frac{1}{2}\lambda$.

i znormalizowaną impedancję wzdłuż rezonatora. Poza obszarem między początkiem segmentu *Inertance* a końcem segmentu *Compliance*, pole akustyczne w obydwu przypadkach jest jednakowe. Różnice występują jedynie w samych segmentach i na odcinku między nimi. Wytłumaczenie jest analogiczne jak przy porównaniu konfiguracji z różnie zlokalizowanymi króćcami *stub* (por. Rys. 4.4). Warunki akustyczne w obszarze za elementem dopasowującym są dalekie od warunków fali biegnącej, dzięki czemu osiągnięte są celowane wartości Z_n i φ w regeneratorsze. Ten obszar, w którym generowane są wyższe straty, jest dłuższy dla konfiguracji z segmentem *Inertance*. Dużo większy wpływ na różnicę osiąganej mocy ma jednak sam kształt elementów. W segmencie *Inertance* zwężenie przekroju powoduje gwałtowny spadek impedancji. W ten sposób wzrasta prędkość akustyczna powodując dużo większe straty lepkościowe. Z kolei w segmencie *Compliance* zachodzi odwrotny efekt. Zwiększenie przekroju powoduje nagły wzrost impedancji, a zatem prędkość akustyczna i związane z nią straty



Rys. 4.7 Porównanie rozkładu pola akustycznego w rezonatorze silnika z segmentem *Compliance* w konfiguracji $\frac{3}{4}\lambda$ oraz z segmentem *Inertance* w konfiguracji $\frac{1}{2}\lambda$ dla osiągniętych w regeneratorsie warunków akustycznych $Z_n = 8$ i $\varphi = -20^\circ$. (a) przesunięcie fazowe φ , (b) znormalizowana impedancja Z_n .

lepkościowe maleją. Podsumowując, różnice między obydwo systemami wynikają głównie z różnicy samej geometrii segmentów, związanej ze wzrostem lub zmniejszeniem strat lepkościowych.

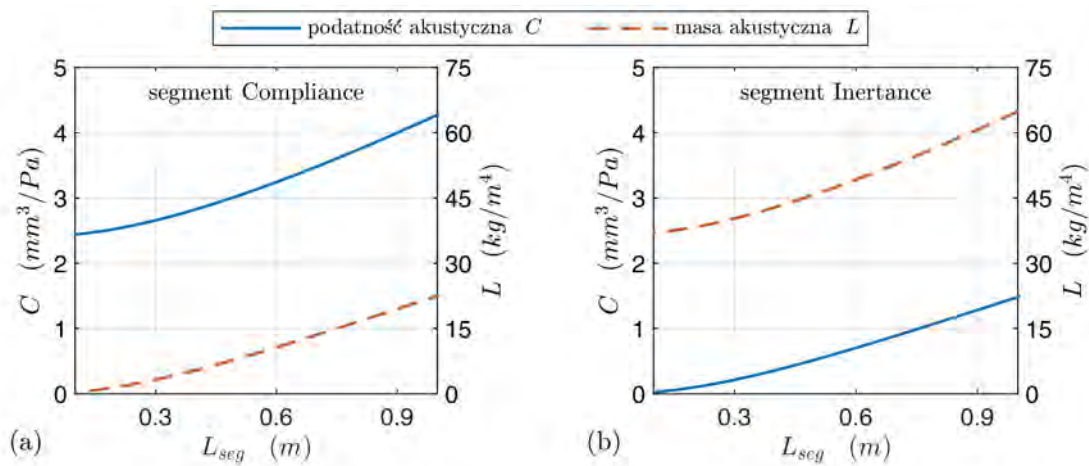
Ponadto zauważyć można podobieństwo między systemami z bocznym króćcem *stub* i z segmentem *Compliance* umieszczonymi w odległości $\frac{3}{4}\lambda$ za regeneratorem. Rozkład pola akustycznego dla obydwo jest prawie identyczny (por. Rys 4.4 i 4.7). Jedyna różnica występuje w miejscu przyłączenia elementu. Boczny króćciec powoduje nagłą zmianę przesunięcia fazowego i znormalizowanej impedancji, natomiast w przypadku segmentu o zwiększonym przekroju zmiany te zachodzą w sposób ciągły wzdłuż jego długości.

4.3.1 Wpływ długości segmentów o zmienionym przekroju

W powyższej analizie podatność akustyczna i masa akustyczna były zmieniane za pomocą zmiany pola przekroju elementów, podczas gdy ich długość była stała. Aby ograniczyć wielkość tych zmian i zarazem wielkość lokalnej zmiany prędkości akustycznej, można wydłużyć segmenty dostosowując jednocześnie ich pole przekroju. W ten sposób można osiągnąć ten sam charakter podatnościowy lub bezwładnościowy danych filtrów akustycznych. Poniższa analiza prezentuje wpływ zmiany długości segmentów L_{seg} na pracę silnika. Dzięki automatycznie dostosowywanym: środkowej pozycji X_{seg} oraz polu przekroju A_{seg} danego segmentu, warunki akustyczne w regeneratorsie charakteryzują

stałe wartości znormalizowanej impedancji: $Z_n = 8$ i przesunięcia fazowego: $\varphi = -20^\circ$.

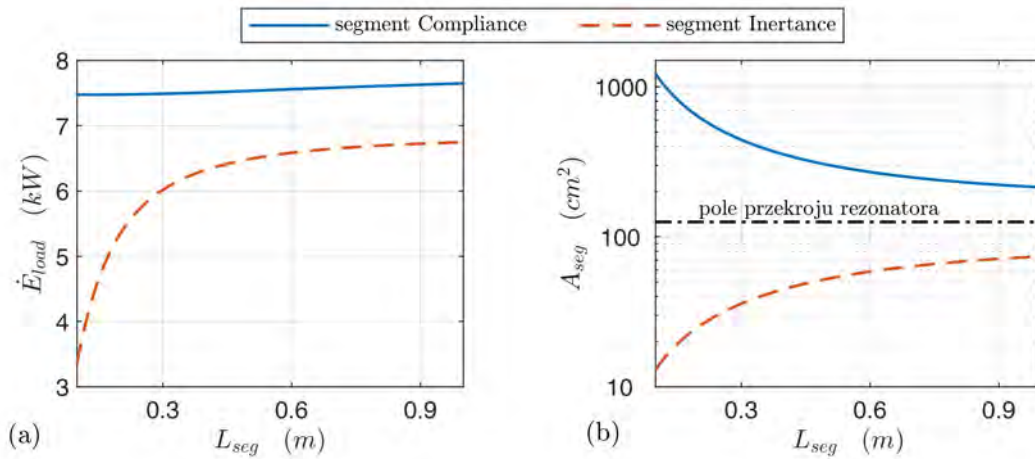
Podatność akustyczna C i masa akustyczna L segmentu *Compliance* o zwiększonym przekroju, zgodnie ze wzorami (2.27) i (2.29), zależą od długości segmentu i od odpowiadającego mu pola przekroju. Wartości jakie przyjmują C i L dla różnych długości segmentu (i automatycznie dostosowanego do warunków brzegowych pola przekroju) przedstawiono na Rys. 4.8(a). Dla segmentu o małej długości $L_{seg} = 0,1 m$ (i o odpowiadającym jej dużym polu przekroju) wartość masy akustycznej L jest bliska 0. Segment ma prawie wyłącznie charakter podatnościowy. Zwiększając jego długość (jednocześnie zmniejszając pole przekroju), wartość masy akustycznej zaczyna być znacząca, aczkolwiek relatywna różnica między C a L nie zmienia się – oba parametry rosną w takim samym stopniu. Dzięki temu lokalna zmiana przesunięcia fazowego i impedancji też pozostaje stała.



Rys. 4.8 Wpływ długości segmentu L_{seg} na wartości jego podatności akustycznej C oraz masy akustycznej L dla: (a) segmentu *Compliance*, (b) segmentu *Inertance*.

Odnosząc przedstawione relacje do segmentu *Inertance* o zmniejszonym przekroju, można zauważyć, że krzywe podatności akustycznej i masy akustycznej są zamienione miejscami. Płyną z tego analogiczne wnioski. Dla segmentu o małej długości $L_{seg} = 0,1 m$ (i o odpowiadającym jej małym polu przekroju) wartość podatności akustycznej C jest bliska 0. Segment ma prawie wyłącznie charakter bezwładnościowy. Przy zwiększeniu jego długości (i jednocześnie zwiększeniu pola przekroju), wartość podatności akustycznej rośnie, jednak znowu relatywna różnica między C a L nie zmienia się. Założone działanie akustyczne jest takie samo.

Rys. 4.9(a) przedstawia wpływ zmiany długości segmentu na moc akustyczną silnika odebraną w obciążeniu. Wydłużenie segmentu *Compliance* powoduje jedynie nieznaczny wzrost mocy. Z kolei zmiana długości segmentu *Inertance* ma dużo większy wpływ na osiąganą moc – dla małej długości, straty akustyczne rosną drastycznie. Wytlumaczenie tych obserwacji można znaleźć na Rys. 4.9(b), który przedstawia automatycznie obliczane



Rys. 4.9 Wpływ długości segmentu L_{seg} na: (a) moc silnika wyprowadzoną w obciążeniu \dot{E}_{load} , (b) pole przekroju segmentu A_{seg} .

pole przekroju A_{seg} w zależności od długości segmentu L_{seg} .

Dla $L_{seg} = 0,1 m$ pole przekroju segmentu *Compliance* musi być około 10 razy większe od pola przekroju rezonatora, aby zapewnić wymagane warunki akustyczne w regeneratorze. Dla $L_{seg} = 1 m$ przekrój jest większy tylko dwukrotnie. Zwiększenie przekroju w każdym przypadku powoduje obniżenie prędkości akustycznej: 10-krotne dla $L_{seg} = 0,1 m$ i dwukrotne dla $L_{seg} = 1 m$. Jednak, idąc za tym, redukcja strat lepkościowych w przypadku segmentu o długości $1 m$ zachodzi na dużo dłuższym wycinku całej długości rezonatora. W ten sposób wraz ze wzrostem długości rośnie też użyteczna moc akustyczna.

Krótki segment *Inertance* musi być bardzo zwężony aby zapewnić wymaganą wartość masy akustycznej. Dla $L_{seg} = 0,1 m$ jego pole przekroju jest niemal 10-krotne mniejsze od pola przekroju rezonatora, co powoduje wzrost prędkości w takim samym stopniu. Straty lepkościowe rosną zatem w sposób wykładniczy, a użyteczna moc akustyczna ulega drastycznemu obniżeniu. Wraz z wydłużeniem segmentu pole jego przekroju rośnie, a wielkość strat staje się akceptowalna. Mimo to, w porównaniu do segmentu *Compliance*, osiągnięta moc jest nadal o 10% mniejsza. Odnosząc się do wyników badań Jina i in. [35], którzy zastosowali relatywnie krótkie segmenty ($0,09 m$ dla segmentu *Compliance* i $0,13 m$ dla segmentu *Inertance*), można stwierdzić, że przy większej długości różnice w osiągniętej mocy dla obydwu filtrów stają się dużo mniej znaczące.

4.4 Podsumowanie

Powyższa analiza numeryczna pokazuje, że precyzyjne dopasowanie wartości znormalizowanej impedancji i przesunięcia fazowego w regeneratorze jednosekcyjnego silnika termoakustycznego z zapętłonym rezonatorem λ jest możliwe w takim samym

zakresie przy użyciu wszystkich przedstawionych akustycznych filtrów dolnoprzepustowych, tj. bocznego króćca *stub* oraz segmentów rezonatora o zwiększonym przekroju (*Compliance*) i zmniejszonym przekroju (*Inertance*). Z bezpośredniego porównania tych elementów płyną następujące wnioski:

- Funkcjonalność króćca *stub* jest taka sama jak segmentu *Compliance*. Dzięki podatności akustycznej tych elementów oba wprowadzają warunek brzegowy zbliżony do warunku Neumanna, dopasowując w ten sposób impedancję w rdzeniu silnika.
- Pod względem mocy użytecznej silnika wyprowadzonej w obciążeniu, układ z segmentem *Compliance* przewyższa ten z króćcem *stub*. Zastosowanie segmentu o zwiększonym przekroju pozwala nie tylko uniknąć strat termicznych i lepkościowych generowanych w króćcu, ale także, dzięki obniżonej lokalnie prędkości, zredukować część strat w rezonatorze.
- Zarówno króciec *stub* jak i segment *Compliance* mogą zostać dołączone do rezonatora w dwóch różnych odległościach od regeneratora: $\frac{1}{4}$ długości fali λ oraz $\frac{3}{4}$ długości fali λ . Lokalizacja $\frac{3}{4}\lambda$ jest preferowana ze względu na lepszy rozkład pola akustycznego i wynikającą z tego wyższą moc użyteczną.
- Segment *Inertance* o zmniejszonym przekroju umieszczony w odległości $\frac{1}{2}\lambda$ od regeneratora, ze względu na dużą masę akustyczną, wprowadza do układu warunek brzegowy zbliżony do warunku Dirichleta. Również w ten sposób można skompensować zakłócenia fali akustycznej generowane w rdzeniu silnika.
- Duże zwężenie przekroju rezonatora w segmencie *Inertance* powoduje znaczny wzrost prędkości akustycznej, co jest powodem wysokich strat lepkościowych na długości tego elementu. Z tego powodu osiągnięta dla tej konfiguracji silnika moc użyteczna jest mniejsza niż dla konfiguracji z innymi filtrami akustycznymi.
- Wydłużenie segmentów *Compliance* i *Inertance* pozwala zredukować straty lepkościowe i zwiększyć osiąganą moc silnika. Efekt ten jest szczególnie korzystny dla segmentu o zmniejszonym przekroju.

Jeśli osiągi silnika są najważniejszym parametrem brany pod uwagę przy konstruowaniu silnika termoakustycznego, najlepszą metodą dopasowania warunków akustycznych jest zastosowanie segmentu o zmniejszonym przekroju w odległości ok. $\frac{3}{4}\lambda$ za regeneratorem. Jednakże dla innych założeń konstrukcyjnych, korzystne mogą być również pozostałe metody.

Przykładem może być potrzeba dostrojenia warunków akustycznych w regeneratorze podczas pracy silnika. Konieczność dostosowania parametrów procesu termoakustycznego może wynikać ze zmiennego strumienia dostarczanego ciepła albo

zmiany punktu pracy silnika z najwyższej mocy na najwyższą sprawność. W tym wypadku dostosowanie objętości króćca *stub* wydaje się być dużo łatwiejsze niż zmiana objętości segmentu *Compliance*. Podczas gdy w bocznym króćcu można użyć do tego celu prostego tłoka, płynna zmiana objętości segmentu o zwiększonym przekroju wymagałby bardziej skomplikowanej konstrukcji.

W przypadku gdy wymagana jest bardzo kompaktowa konstrukcja silnika, może być zasadne zastosowanie segmentu *Inertance*. Pozwoli to nie tylko zmniejszyć wymiary układu, ale także ograniczyć potrzebną ilość gazu do zapewnienia wymaganego ciśnienia. Stosując filtr o zmniejszonym przekroju trzeba się jednak liczyć z nieco niższym poziomem osiąganym w silniku mocy.

Rozdział 5

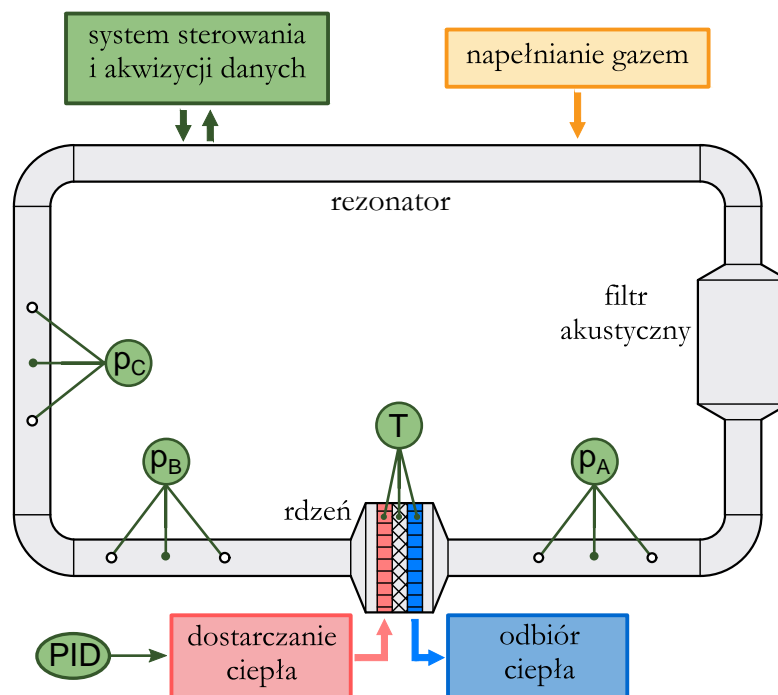
Stanowisko badawcze

W poprzednich rozdziałach wykazano, że przy pomocy odpowiedniego elementu, zwanego filtrem akustycznym, można dopasować warunki akustyczne panujące w regeneratorze oraz całym rezonatorze silnika termoakustycznego. Zmieniając parametry geometryczne zastosowanego filtra, tj. jego objętość i lokalizację w falowodzie, można precyzyjnie dostroić wartości przesunięcia fazowego i znormalizowanej impedancji w regeneratorze. Od tych wielkości, a także od rozkładu pola akustycznego, zależą parametry pracy silnika, w tym osiągnięta moc i sprawność. Przedstawione w rozdziałach 3. i 4. wnioski oparte są na symulacjach numerycznych modelu silnika termoakustycznego zawierającego różne filtry akustyczne. Aby potwierdzić ważność otrzymanych wyników, zbudowano stanowisko, na którym przeprowadzono badania eksperymentalne. W niniejszym rozdziale przedstawiono projekt konstrukcyjny stanowiska oraz dokładny opis jego elementów. Następnie podano metody pomiaru parametrów oraz procedury wyznaczania obliczanych na ich podstawie wielkości. Na końcu rozdziału przedstawiono szczegółowy plan badań. Wyniki badań zostały opisane w rozdziale 6.

5.1 Projekt i konstrukcja silnika termoakustycznego

Podstawowym celem badań eksperymentalnych jest potwierdzenie przewidywanego działania filtrów akustycznych na pracę jednosekcyjnego silnika termoakustycznego z zapętlonym rezonatorem λ . Ze względu na ograniczone możliwości projektowe, skonstruowany układ termoakustyczny różni się od modeli numerycznych silnika z rozdziałów 3. i 4. Zaproponowano zmniejszenie jego wymiarów oraz zastosowanie innego gazu oraz niższego ciśnienia, co zdecydowanie obniża potencjał energetyczny silnika. Niemożliwość osiągnięcia takich samych wartości nie powinna jednak znacząco wpłynąć na wyniki analizy jakościowej. Fizyka zjawiska dopasowania pola akustycznego poprzez zastosowanie filtra jest identyczna.

Budowa stanowiska badawczego składała się z kilku etapów: projektowania, wykonania poszczególnych elementów, złożenia urządzenia oraz podłączenia czujników pomiarowych i zaprogramowania systemu akwizycji danych. Etap projektowania był kluczowym dla realizacji zaplanowanych badań. Źle dobrana geometria falowodu i rdzenia albo nieodpowiednie umiejscowienie filtra akustycznego mogłoby spowodować, że silnik nie wystartuje lub będzie pracował w nieoptymalnych warunkach. Z tego powodu w pierwszej kolejności stworzono model numeryczny projektowanego urządzenia, w programie DeltaEC. Na bazie wstępnych symulacji dobrano wymiary wszystkich elementów silnika termoakustycznego i ustalono wstępne założenia jego pracy.



Rys. 5.1 Schemat eksperymentalnego silnika termoakustycznego z zaznaczonymi układami pomocniczymi. p_A , p_B , p_C – pomiary ciśnienia akustycznego w pozycjach: A, B i C. T – pomiary temperatury. PID – układ regulacji dostarczania ciepła.

Stanowisko badawcze składa się z kilku podstawowych układów, co przedstawiono schematycznie na Rys. 5.1. Głównym urządzeniem jest sam silnik termoakustyczny konwertujący dostarczone ciepło na moc akustyczną. Do jego podstawowych elementów należą: rdzeń termoakustyczny, rezonator w formie zapętlonej rury oraz dołączony do niego filtr akustyczny. Aby silnik pracował, potrzebne są dodatkowe układy pomocnicze: dostarczania ciepła do nagrzewnicy i odbioru ciepła z chłodnicy. Cały falowód urządzenia jest szczelnie zamknięty i wypełniony argonem pod wysokim ciśnieniem (dla większości pomiarów wynosi ono 800 kPa). Do napełniania układu gazem potrzebna jest odpowiednia armatura. Na potrzeby przeprowadzenia eksperymentów oraz kontroli pracy

silnika w układzie zainstalowano czujniki ciśnienia i temperatury. Ich sygnał przesyłany jest do komputera przez system akwizycji danych. Dodatkowo na podstawie pomiaru temperatury i przy pomocy regulatora całkująco-różniczkującego (*PID*) można sterować pracą grzałki. Poniżej przedstawiono szczegóły konstrukcyjne podstawowych elementów silnika i jego układów pomocniczych. System akwizycji danych oraz metody pomiaru omówiono w pkt. 5.2. Rysunki techniczne niektórych elementów oraz rysunki złożeniowe silnika można znaleźć w dodatku D.

5.1.1 Rezonator

Rezonator silnika został wykonany z rury stalowej o średnicy zewnętrznej $48,3\text{ mm}$ i grubości ścianki $2,6\text{ mm}$, co oznacza, że jego średnica wewnętrzna wynosi $43,1\text{ mm}$. Ze względu na konieczność spawania elementów oraz niski koszt, wybrano czarną stal o gatunku P235TR2. Zastosowanie wyższej klasy rur o wygładzonych powierzchniach pozwoliłoby w pewnej mierze zmniejszyć straty lepkości i zwiększyć tym samym osiągnięty poziom mocy. O ile byłoby to korzystne w urządzeniu komercyjnym, o tyle nie ma to tak dużego znaczenia dla wyników badań i nie powinno mieć wpływu na obserwowane zjawiska.



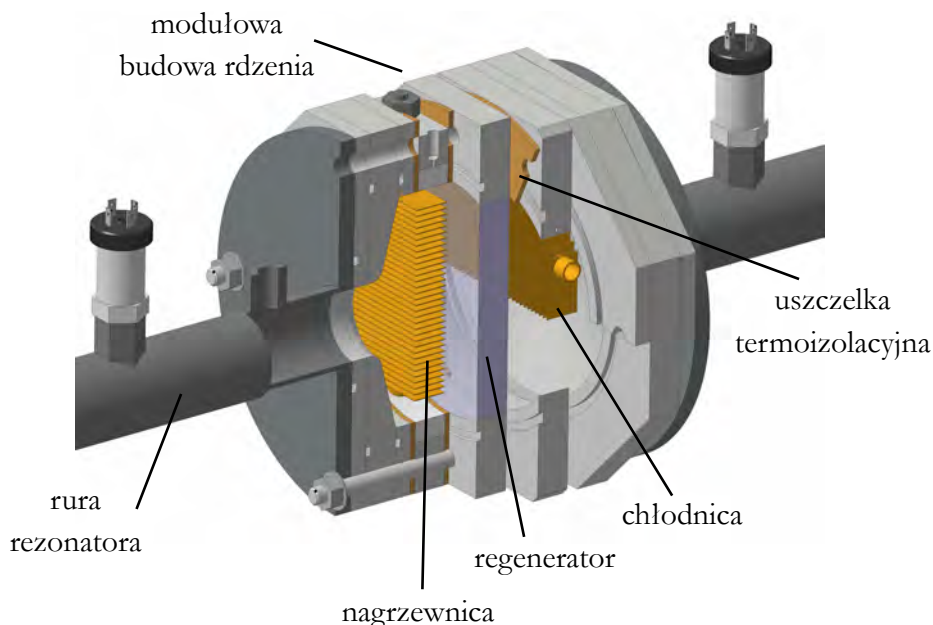
Rys. 5.2 Armatura gazowa przyłączona do rezonatora za pomocą gwintowanych króćców. Od lewej: manometr, zawór bezpieczeństwa, zawór wylotowy gazu, zawór wlotowy gazu.

Kolejne odcinki rezonatora zostały połączone ze sobą za pomocą dospawanych do rur kołnierzy o średnicy 100 mm i grubości 10 mm . Jedyne kołnierze przyłączające rdzeń termoakustyczny i filtr akustyczny mają średnicę kolejno 220 mm i 200 mm . Każdy z nich jest skręcany czterema śrubami. Wszystkie kołnierze zrobiono ze stali S235JR i wykonano na zamówienie. Dzięki temu udało się ograniczyć ich wagę w stosunku do normowanych kołnierzy dedykowanych do rur o tej samej średnicy. Aby zapętlić rezonator, do wybranych odcinków rur dospawano cztery kolana hamburskie o tej samej średnicy i kącie 90° . Skonstruowana w ten sposób pętla falowodu wraz z rdzeniem

termoakustycznym i filtrem akustycznym ma długość dokładnie 4 m , liczoną w osi rury.

Skrecony i uszczelniony za pomocą pierścieni uszczelniających typu o-ring rezonator silnika tworzy zamkniętą objętość około $8,5\text{ dm}^3$. Dokładna wartość objętości zależy od długości filtra akustycznego. Układ napełniany jest argonem technicznym z butli gazowej. Średnie ciśnienie bezwzględne argonu wynosi standardowo 800 kPa i zmieniane jest tylko podczas eksperymentu dotyczącego wpływu ciśnienia gazu na pracę silnika. Rys. 5.2 przedstawia zdjęcie armatury potrzebnej do dostarczania gazu do układu. Przed każdym napełnieniem silnika należy najpierw odessać powietrze za pomocą pompy próżniowej podłączonej do zaworu wylotowego. Wąż doprowadzający argon z butli podłączono do zaworu wlotowego. Zawór bezpieczeństwa pozwala na napełnienie układu do maksymalnego ciśnienia $1,1\text{ MPa}$. Ciśnienie gazu podczas napełniania można roboczo kontrolować za pomocą wskazania manometru. Zawory oraz manometr podłączone są do rezonatora za pomocą gwintu. W tym celu do rury dospawano specjalne tuleje z gwintem wewnętrznym. Takie samo rozwiązanie zastosowano do podłączenia czujników ciśnienia w odpowiednich miejscach rezonatora.

5.1.2 Rdzeń termoakustyczny

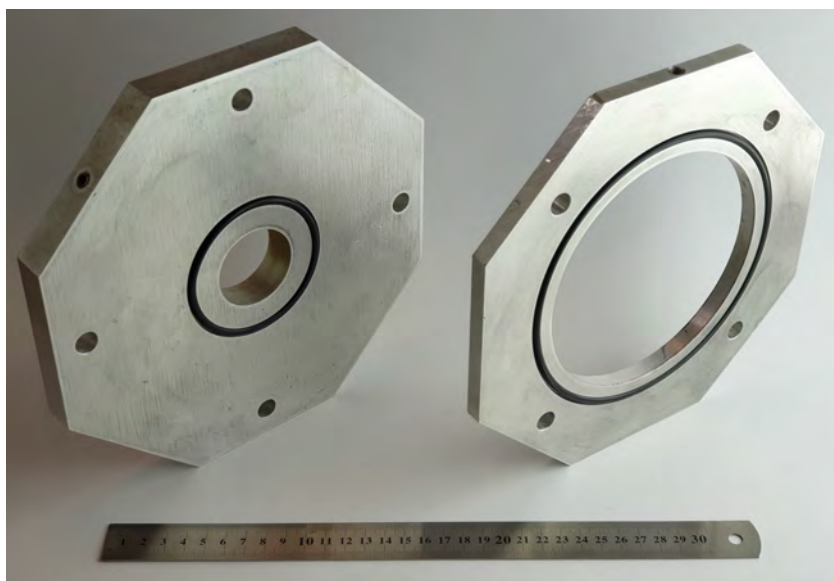


Rys. 5.3 Przekrój kompletnego rdzenia silnika na rysunku CAD.

Rdzeń termoakustyczny zawiera podstawowe elementy potrzebne do realizacji obiegu termodynamicznego w silniku, tj. regenerator oraz dwa wymienniki ciepła: nagrzewnicę i chłodnicę. Pole przekroju rdzenia jest 10-krotnie większe od pola przekroju rezonatora. Jego średnica wewnętrzna wynosi 136 mm . Dzięki zwiększeniu przekroju można obniżyć

prędkość akustyczną w rdzeniu i zwiększyć lokalnie impedancję. Rys. 5.3 przedstawia przekrój rdzenia pokazany na rysunku *CAD*.

Rdzeń silnika zbudowany jest z modułów wykonanych z aluminiowych płyt o grubości 10 mm i 20 mm. Moduły posiadają wewnętrzny otwór o średnicy rdzenia (136 mm) lub średnicy rezonatora (43,1 mm), co obrazuje zdjęcie na Rys. 5.4. Każdy moduł posiada podtoczenie na uszczelkę typu o-ring, co pozwala na uszczelnienie układu przy skręceniu całego rdzenia. Jedynie między modułami regeneratora i wymienników ciepła użyto płaszczyznowych uszczelek termoizolacyjnych, aby dodatkowo w strefie najwyższej temperatury ograniczyć straty ciepła do sąsiadujących aluminiowych modułów.



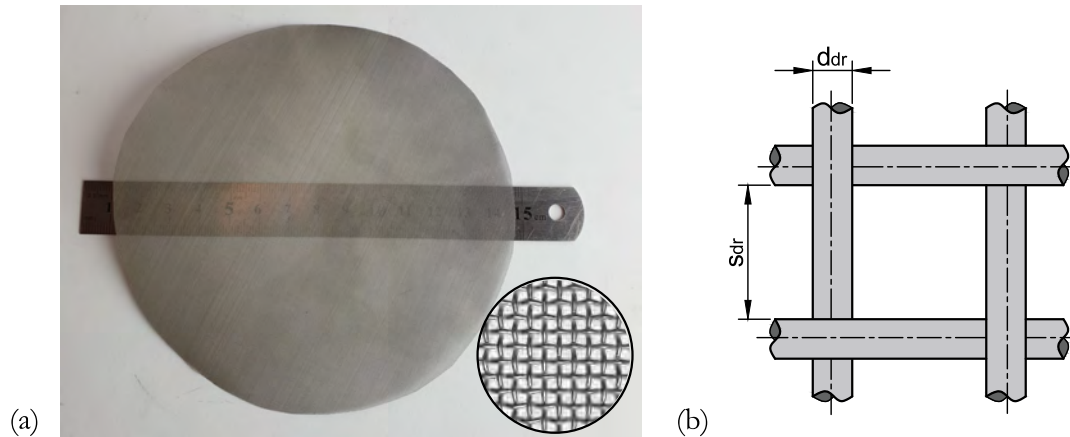
Rys. 5.4 Zdjęcie aluminiowych modułów rdzenia o średnicy wewnętrznej 43,1 mm i 136 mm.

Zaletą modułowej budowy rdzenia jest możliwość zmiany jego konfiguracji. Możliwe jest np. wydłużenie pustej przestrzeni, a zatem zwiększenie całej objętości rdzenia albo odsunięcie wymienników ciepła od regeneratora. W ramach wykonanych dotychczas badań wykorzystano jedną, symetryczną konfigurację rdzenia, zgodną z obrazem na Rys. 5.3. Moduły rdzenia zajmują 149 mm z całej długości rezonatora równej 4000 mm. Skrajne pozycje rdzenia zajmują 10-milimetrowe moduły o średnicy rezonatora. Następnie w 20-milimetrowych modułach przejściowych pole przekroju wewnętrznego otworu zwiększa się 10-krotnie. Puste przestrzenie (o średnicy 136 mm) zajmują dodatkowe 10 mm z każdej strony rdzenia. Moduły mieszczące wymienniki ciepła i regenerator mają po 20 mm. Całkowitą długość rdzenia dopełniają trzy płaszczyznowe uszczelki o grubości 3 mm każda.

Regenerator

Regenerator silnika tworzą ściśnięte ze sobą ekrany tkanej siatki stalowej wypełniające 20-milimetrowy moduł. Tego typu siatka jest łatwo dostępna i powszechnie

używana, np. do filtracji, dlatego można ją dostać w szerokiej gamie wymiarów. Pojedynczy ekran siatki regeneratora widoczny jest na zdjęciu na Rys. 5.5(a). Rys. 5.5(b) przedstawia typowe wymiary podawane dla siatek filtracyjnych. Na podstawie symulacji modelu numerycznego wybrano siatkę o średnicy drutu $d_{dr} = 0,1\text{ mm}$ i szerokości oczka $s_{dr} = 0,16\text{ mm}$. W module regeneratora zmieściło się 96 takich ekranów.



Rys. 5.5 Stalowa siatka tkana tworząca regenerator. (a) widok rzeczywisty i powiększony, (b) wymiary charakterystyczne siatki.

Za Swiftem [2] objętościową porowatość regeneratora z siatki drucianej można wyrazić wzorem:

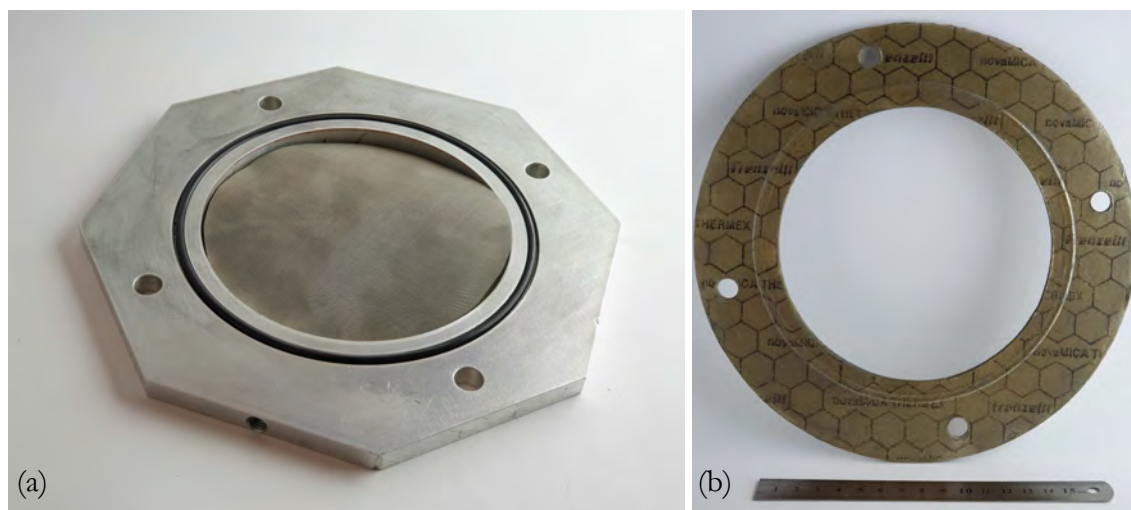
$$\phi = 1 - \frac{\pi n d_{dr}}{4} \quad (5.1)$$

gdzie $n = 1/(d_{dr} + s_{dr})$ to liczba drutów na jednostkę długości. Promień hydrauliczny regeneratora można z kolei obliczyć stosując wyrażenie:

$$r_h = d_{dr} \frac{\phi}{4(1 - \phi)} \quad (5.2)$$

Obliczony na tej podstawie promień hydrauliczny regeneratora wynosi $57,8\ \mu\text{m}$, a jego porowatość jest równa 70%. W punkcie 3.4. wykazano, że im większa porowatość regeneratora tym większa osiągana moc silnika. Aby zwiększyć ten parametr należałoby dobrać mniejszą średnicę drutów przy nieco większej odległości między nimi. Niestety powszechnie dostępne na rynku siatki filtracyjne posiadają porowatość do 78%. Wybór siatki o mniejszej porowatości został podyktowany koniecznością kompromisu między jej optymalną wartością a optymalnym promieniem hydraulicznym.

Rys. 5.6(a) przedstawia sposób wypełnienia aluminiowego modułu siatkami regeneratora. Zdjęcie na Rys. 5.6(b) prezentuje uszczelkę termoizolacyjną novaMICA THERMEX zastosowaną między modulem regeneratora a modułami wymienników ciepła, a także za modulem nagrzewnicy. Jej niski współczynnik przewodzenia ciepła ($0,09\text{ W/mK}$) pozwala ograniczyć dodatkowe straty wskutek transportu ciepła wzdłuż aluminiowych modułów.

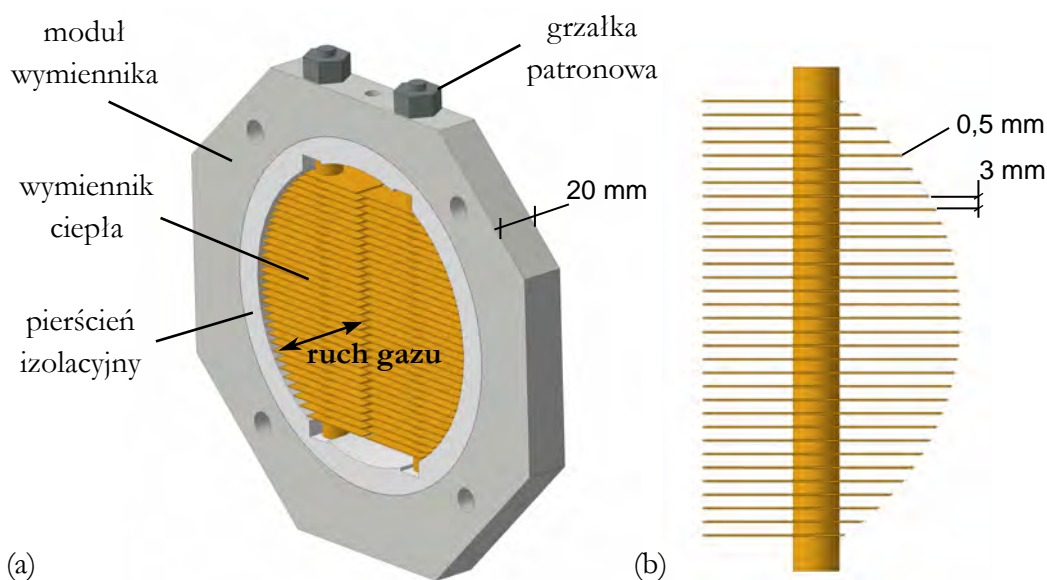


Rys. 5.6 Ekrany siatki regeneratora umieszczone w aluminium module rdzenia termoakustycznego.

Nagrzewnica

Ciepło potrzebne do realizacji obiegu termodynamicznego dostarczane jest do silnika w nagrzewnicy, przy pomocy dwóch patronowych grzałek elektrycznych o mocy 600 W i napięciu zasilania 230 V . Ich średnica wynosi 10 mm a długość – 160 mm . Grzałki wprowadzane są do modułu nagrzewnicy przez specjalne otwory i mocowane za pomocą gwintu $M14 \times 1,5$. Strefa martwa w odległości 45 mm od gwintu zapewnia, że ciepło oddawane jest jedynie do wnętrza rdzenia, a nie do aluminiowej obudowy. Aby efektywnie dostarczyć ciepło do oscylującego gazu nie wystarczy umieścić samych grzałek w rdzeniu – potrzebne jest zwiększenie powierzchni kontaktu grzałki z gazem. Służy temu specjalnie zaprojektowany wymiennik ciepła wykonany z miedzi. Swoją budową przypomina on wymiennik typu lamelowego. Na rurkę nałożone są w odstępach 3 mm miedziane żebra o grubości $0,5\text{ mm}$, wypełniające półkole modułu. Wymiennik składa się z dwóch symetrycznych części, dzięki czemu dopuszcza się drobną niedokładność wykonania równoległych otworów, przez które wprowadzone są grzałki patronowe. Grzałki umieszczone w rurkach wymiennika posmarowane są miedzianą pastą termoprzewodzącą, w celu poprawy kontaktu termicznego między ich powierzchnią a miedzianym wymiennikiem. Podobnie jak regenerators, nagrzewnica posiada osobny moduł aluminiowy, w którym umieszczony jest wymiennik ciepła. Całą konstrukcję złożonego modułu nagrzewnicy przedstawia Rys. 5.7. Aby w jak największym stopniu ograniczyć straty ciepła do aluminiowej obudowy rdzenia, wymiennik umieszczono w pierścieniu izolacyjnym wykonanym z włókien ceramicznych S-THERMO 1260. Współczynnik przewodzenia ciepła tego materiału wynosi $0,08\text{ W/mK}$. Ponadto sam aluminiowy moduł nagrzewnicy oddzielono od sąsiadujących modułów uszczelką termoizolacyjną novaMICA THERMEX.

Strumień dostarczanego ciepła regulowany jest automatycznie z systemu komputerowego na podstawie mierzonej temperatury powierzchni wymiennika. Układ sterowania podaje sygnał napięciowy do przekaźników półprzewodnikowych, które włączają obwód elektryczny grzałek. Za pomocą regulatora proporcjonalno-całkująco-różniczkującego (*PID*) ustalana jest częstotliwość włączeń i wyłączeń grzałek, co ma na celu zapewnienie stałej wartości temperatury nagrzewnicy.

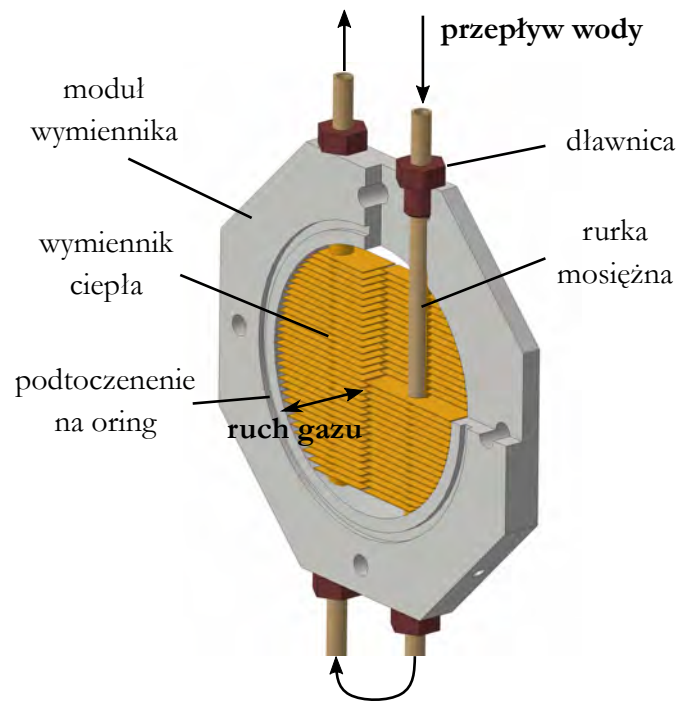


Rys. 5.7 Rysunek *CAD* przedstawiający moduł nagrzewnicy wraz z wszystkimi jego elementami.

Chłodnica

Chłodnica swoją budową nie różni się prawie od nagrzewnicy. Złożona jest z takich samych dwóch miedzianych wymienników ciepła umieszczonych w 20-milimetrowym aluminiowym module. W tym wypadku ciepło odbierane jest przez wodę chłodzącą przepływającą przez przeprowadzone na wylot mosiężne rurki. Rurki te, tak samo jak grzałki patronowe, posmarowano pastą termoprzewodzącą. Przejścia rurek przez otwory wprowadzające modułu uszczelniono za pomocą gwintowanej dławnicy. Kompletny moduł chłodnicy przedstawiono na Rys. 5.8.

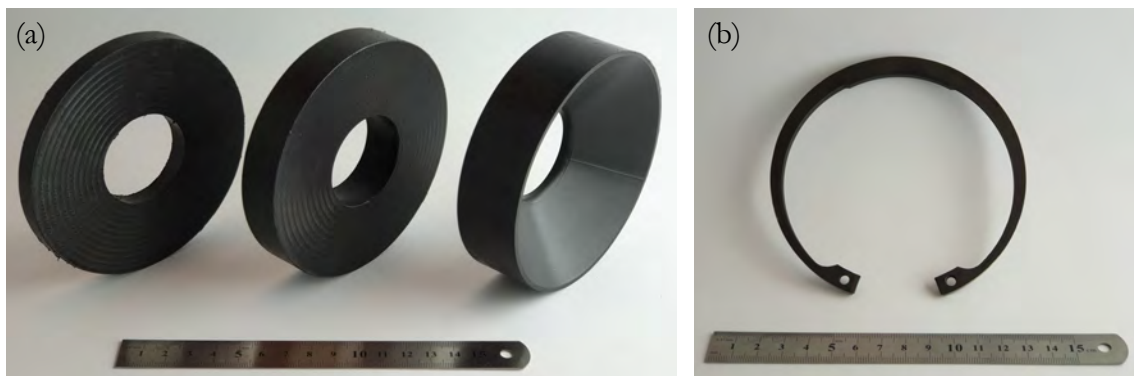
Jako dolnego źródła ciepła użyto zbiornika wody o stałej temperaturze 15°C . Woda chłodzona jest przy pomocy przemysłowego schładzacza (*chillera*) firmy *BOLID* model B 300 B/5,5 o mocy chłodniczej $4,8\text{ kW}$. Przepływ wody między zbiornikiem *chillera* a chłodnicą silnika termoakustycznego wymuszany jest za pomocą elektrycznej pompy obiegowej.



Rys. 5.8 Rysunek CAD przedstawiający przekrój modułu chłodnicy.

5.1.3 Filtry akustyczne

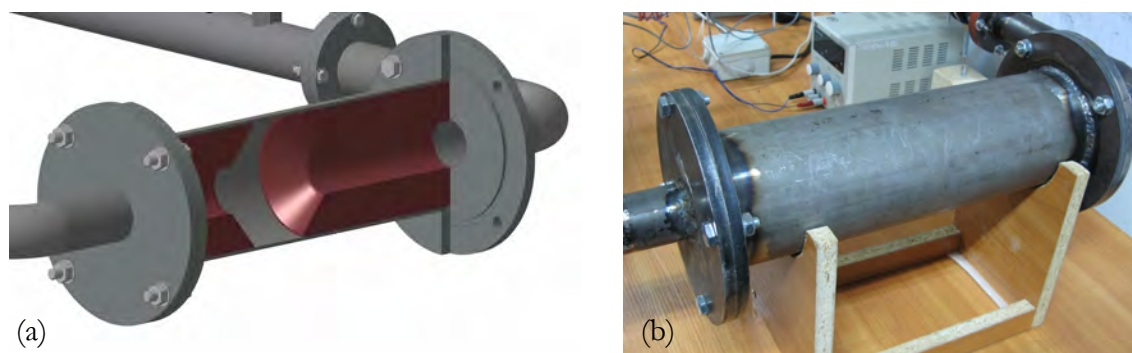
Głównym celem badań jest potwierdzenie wpływu filtrów akustycznych na pracę silnika termoakustycznego. Na podstawie analizy z rozdziału 4. do eksperymentu zastosowano segment *Compliance* o zwiększonym przekroju w stosunku do przekroju rezonatora, zmieniając jego objętość i dokładną pozycję w falowodzie. Dodatkowo podjęto próbę porównania filtra o zwiększonym przekroju z filtrem w postaci bocznego króćca *stub*.



Rys. 5.9 (a) Krążki wypełniające segment *Compliance* o zwiększonym przekroju. (b) Pierścień osadczy potrzebny do ustalenia krążków.

Segment *Compliance* o zwiększonym przekroju

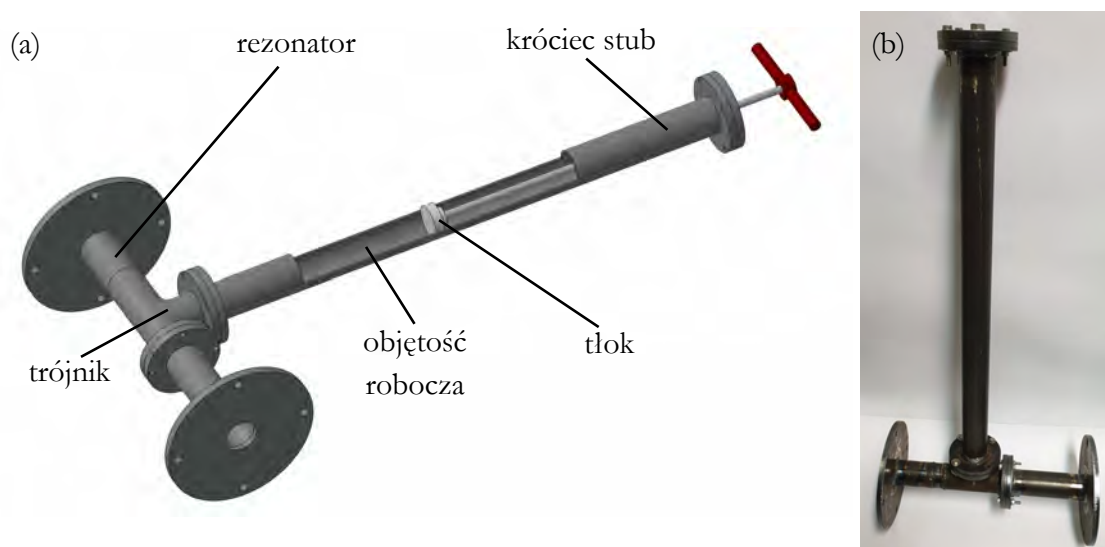
Segment o zwiększonym przekroju wykonano z 400-milimetrowego odcinka rury stalowej o średnicy 120 mm i grubości ścianki 3 mm , co daje jego średnicę wewnętrzną 114 mm . Zmianę środkowej pozycji segmentu oraz jego objętości (długości) realizuje się za pomocą specjalnych krążków wykonanych z polietylenu (zob. Rys. 5.9(a)), które umieszcza się w rurze w różnych konfiguracjach. Do dyspozycji są krążki o długości 10 mm i 20 mm zapewniające przedłużenie odcinka rezonatora bez zmiany średnicy oraz krążek długości 30 mm z wyciętym stożkiem zmieniającym średnicę rezonatora z $43,1\text{ mm}$ na 114 mm . Aby podczas pracy silnika krążki nie zmieniały swojej pozycji, dociska się je przy pomocy wewnętrznego pierścienia osadczego (zob. Rys. 5.9(b)). Precyzyjnie wykonana ze stali E235 rura posiada gładkie ścianki, dzięki czemu z łatwością można przesuwając krążki zmieniając konfigurację segmentu *Compliance*. Przykładowe ustawienie krążków pokazano w przekroju na Rys. 5.10(a). Rys. 5.10(b) przedstawia zdjęcie rzeczywistego elementu zainstalowanego w silniku.



Rys. 5.10 Segment *Compliance* o zwiększonym przekroju: (a) przekrój na rysunku CAD. (b) zdjęcie zastosowanej w stanowisku rury o średnicy 120 mm .

Boczny króciec *stub*

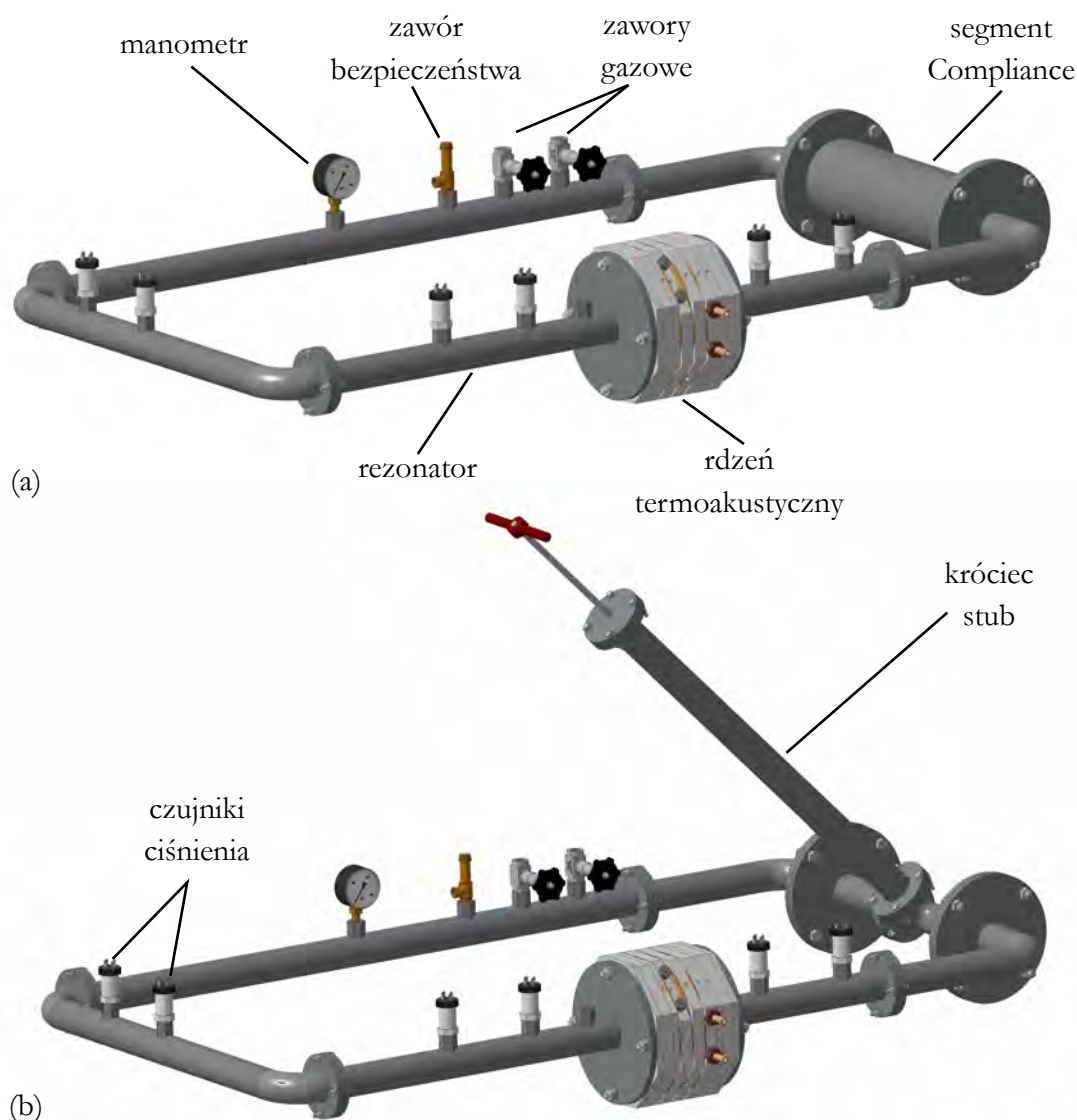
Boczny króciec *stub* wykonano z rury o tej samej średnicy co rezonator i długości 714 mm . 400-milimetrowy fragment rezonatora zajmowany w przypadku segmentu *Compliance* przez rurę o zwiększonej średnicy zastąpiono fragmentem rury o średnicy wewnętrznej $43,1\text{ mm}$ z wspawanym trójnikiem. Dospawane do króćca i trójnika kołnierze pozwalają podłączyć *stub*, dając maksymalną długość króćca 780 mm , liczoną od osi rezonatora do zamkniętego krańca rury. Zmiana długości realizowana jest za pomocą umieszczonego w rurze tłoka. Rolę tłoczyska pełni śruba osadzona w gwintowanym otworze pokrywy króćca. Kręcąc śrubą można precyzyjnie ustawić objętość roboczą króćca, bez konieczności rozkręcania stanowiska. Rozwiązanie to przedstawiono na Rys. 5.11(a). Rys. 5.11(b) prezentuje zdjęcie rzeczywistego, użytego w badaniach króćca *stub* wraz z montażowym, 40-centymetrowym odcinkiem rezonatora. Odwrotne przyłączenie tego odcinka pozwala zmienić pozycję ustawienia króćca w falowodzie.

Rys. 5.11 Boczny króciec *stub*: (a) przekrój na rysunku *CAD*. (b) zdjęcie zastosowanego elementu.

Tab. 5.1 Główne parametry konstrukcyjne elementów silnika termoakustycznego

Parametry konstrukcyjne	Wartość	Jednostka
Rezonator		
średnica wewnętrzna	43,1	(<i>mm</i>)
długość	4	(<i>m</i>)
Rdzeń		
Ogólne		
średnica wewnętrzna	136	(<i>mm</i>)
całkowita długość	149	(<i>mm</i>)
Regenerator		
długość	20	(<i>mm</i>)
porowatość	70	(%)
promień hydrauliczny	57,8	(μm)
Wymienniki ciepła		
długość	20	(<i>mm</i>)
odległość między żebrami	3	(<i>mm</i>)
grubość żebra	0,5	(<i>mm</i>)
Inne		
długość pustych przestrzeni	10	(<i>mm</i>)
długość zmiany średnicy	20	(<i>mm</i>)
Filtry akustyczne		
Segment Compliance		
średnica wewnętrzna	114	(<i>mm</i>)
całkowita długość	0,4	(<i>m</i>)
Króciec stub		
średnica wewnętrzna	43,1	(<i>mm</i>)
całkowita długość	0,78	(<i>m</i>)

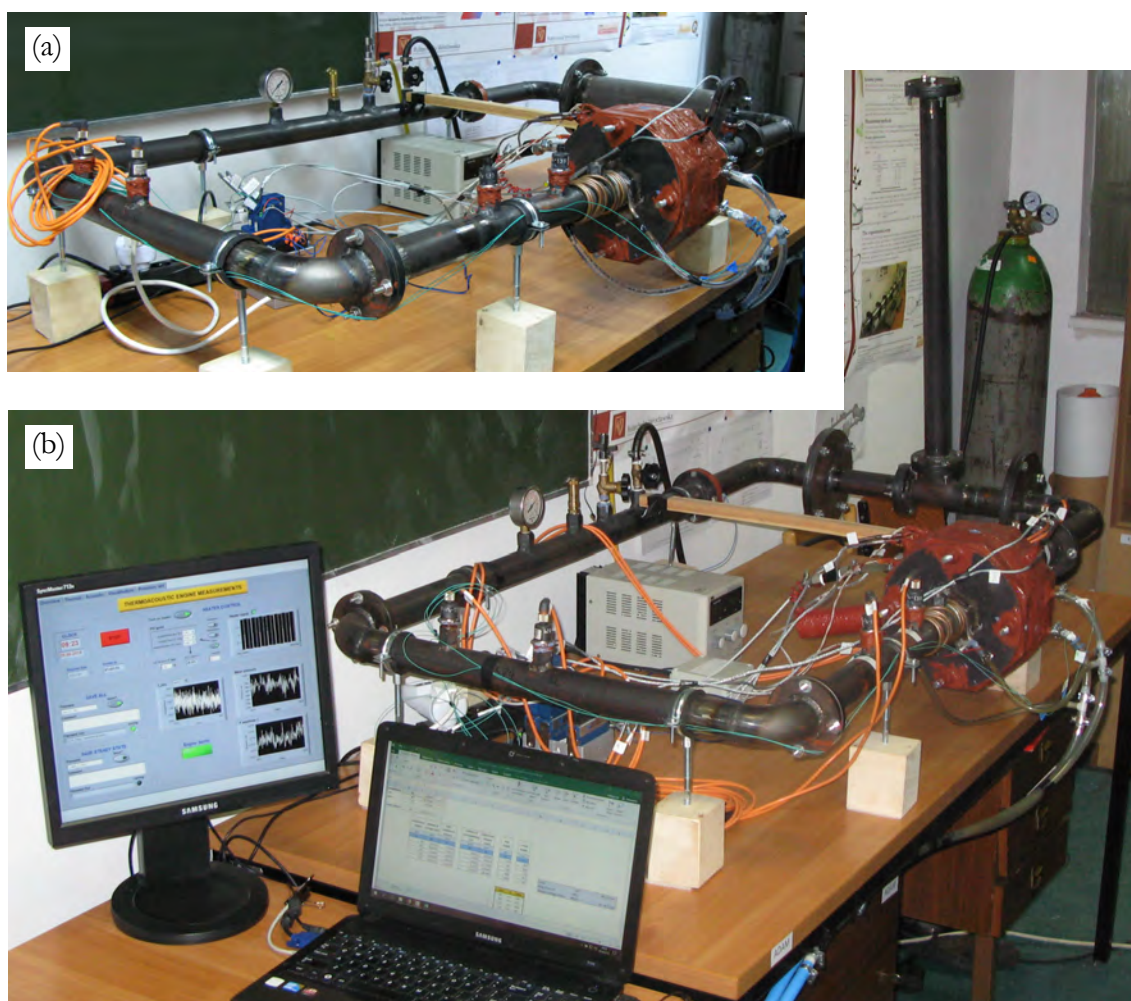
5.1.4 Konfiguracje silnika termoakustycznego



Rys. 5.12 Wizualizacja 3D zaprojektowanego silnika termoakustycznego w konfiguracji wykorzystującej: (a) segment *Compliance* o zwiększonym przekroju, (b) boczny króciec *stub*.

Ostatecznie podczas badań zastosowano dwa różne dolnoprzepustowe filtry akustyczne: segment *Compliance* o zwiększonym przekroju oraz boczny króciec *stub*, umieszczone w odległości około $3/4$ długości fali λ za regeneratorem urządzenia. Konfiguracje silnika termoakustycznego wykorzystującego oba rozwiązania przedstawiono w postaci wizualizacji CAD-3D na Rys. 5.12. Rys. 5.12(a) prezentuje zaprojektowany silnik wykorzystujący filtr akustyczny w postaci segmentu o zwiększonym przekroju. Na Rys. 5.12(b) segment *Compliance* zastąpiono odcinkiem rezonatora z trójnikiem, do którego przyłączono króciec *stub*. Na Rys. 5.13

zaprezentowano zdjęcia rzeczywistego eksperymentalnego silnika w obu przedstawionych konfiguracjach. Główne parametry konstrukcyjne urządzenia zebrano w Tab. 5.1.



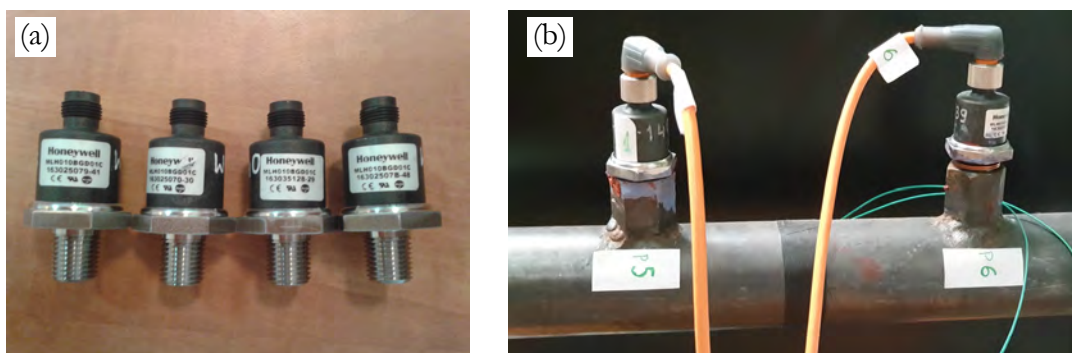
Rys. 5.13 Zdjęcia stanowiska badawczego w obydwu konfiguracjach: (a) z segmentem *Compliance* o zwiększonym przekroju, (b) z bocznym króćcem *stub*.

5.2 Wielkości mierzone i metody pomiarowe

Silnik wyposażono w układ kontrolno-pomiarowy pozwalający na odczyt wartości mierzonych parametrów i kontrolę strumienia ciepła dostarczanego w nagrzewnicy. W stworzonym do tego celu środowisku LabVIEW napisano program służący do akwizycji sygnałów z zainstalowanych czujników i przetwarzania ich na mierzone wielkości, a także do obliczania innych parametrów i przesyłania sygnału wyjściowego sterującego pracą grzałki. Do komunikacji czujników z komputerem służą odpowiednie moduły napięciowe firmy *National Instruments* podłączone w kompaktowej kasecie cDAQ9174. Na stanowisku mierzone są: ciśnienie, temperatura oraz strumień przepływu.

5.2.1 Ciśnienie

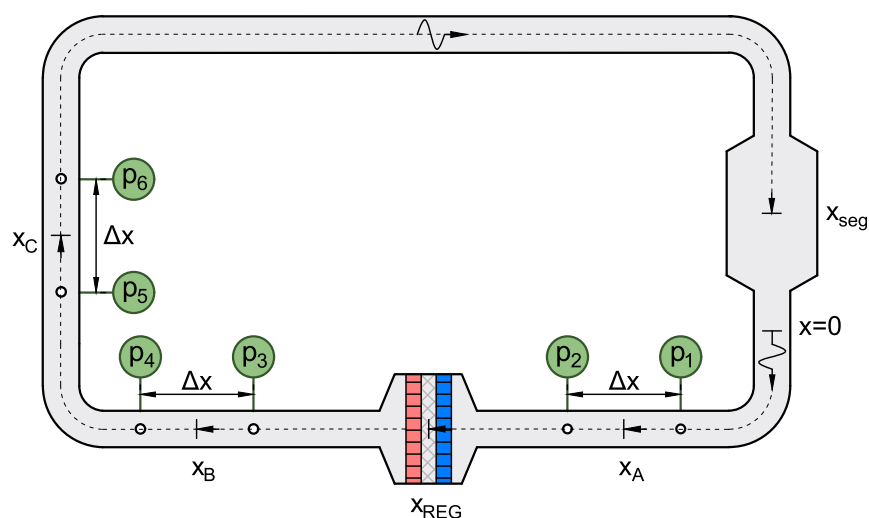
Do pomiaru ciśnienia zastosowano sześć takich samych czujników (przetworników) ciśnienia firmy *Honeywell* model: MLH010BGD01C (zob. Rys 5.14(a)). Przetworniki dają sygnał napięciowy w zakresie 1 – 6 V, odpowiadającym liniowo pełnej skali mierzonych wartości nadciśnienia 0 – 10 bar. Podana w specyfikacji technicznej dokładność pomiaru wynosi $\pm 0,25\%$ pełnego zakresu i dla wybranych czujników wynosi $\pm 2,5 kPa$. Najważniejszym mierzonym parametrem jest amplituda ciśnienia akustycznego, które oscyluje wokół wartości średniej ciśnienia gazu z pewną częstotliwością. Aby czujnik uchwycił te oscylacje, amplituda musi być zdecydowanie wyższa od dokładności pomiaru. Przy średnim ciśnieniu gazu równym $800 kPa$ oznacza to, że stosunek wartości amplitudy do wartości średniego ciśnienia musi spełniać zależność $|p_1|/p_m \gg 0,31\%$. Zarówno źródła literaturowe jak i model numeryczny przewidują $|p_1|/p_m = 1 \sim 5\%$. Drugim istotnym czynnikiem jest częstotliwość oscylacji, która dla argonu i długości fali $\lambda \approx 4 m$ wynosi około $70 Hz$, co daje okres drgań równy $1/70 = 14,3 ms$. Ponieważ czas odpowiedzi czujników ciśnienia wynosi $2 ms$, przy ich pomocy można odczytać zarówno amplitudę i częstotliwość sygnału, jak i jego fazę. Przetworzenie sygnału napięciowego czujników ciśnienia odbywa się za pomocą modułu NI9205 firmy *National Instruments*, za pomocą którego sygnał podawany jest do programu akwizycji danych.



Rys. 5.14 Zastosowane w stanowisku badawczym czujniki ciśnienia: (a) przed zamontowaniem, (b) zainstalowane w rezonatorze.

Czujniki ciśnienia umocowano w rezonatorze połączeniem gwintowanym. W tym celu w odpowiednich miejscach falowodu dospawano specjalne króćce z nagwintowanym otworem. Podłączone czujniki widoczne są na zdjęciu na Rys. 5.14(b). Aby wyznaczyć moc akustyczną fali dźwiękowej potrzebne są dwa położone niedaleko od siebie czujniki. Z tego powodu przetworniki ciśnienia zamontowano parami w odstępach $\Delta x = 15 cm$, ustalając tym samym miejsca pomiaru. Idąc w kierunku zgodnym z kierunkiem propagacji fali, można wyróżnić zatem trzy lokalizacje pomiarowe: *A* (przed rdzeniem termoakustycznym) oraz *B* i *C* (za rdzeniem). Schematycznie pokazano to na Rys. 5.15. Aby w przejrzysty sposób zaprezentować rozkład pola akustycznego na wykresach, założono, że punkt początkowy fali $x = 0$ znajduje się dokładnie $0,5 m$ przed środkowym

przekrojem regeneratora. Położenie czujników ciśnienia wzdłuż rezonatora w odniesieniu do tego punktu przedstawiono w Tab. 5.14.



Rys. 5.15 Schemat rozmieszczenia czujników ciśnienia wzdłuż rezonatora badanego silnika termoakustycznego.

Tab. 5.2 Położenie miejsc pomiaru ciśnienia i lokalizacji pomiarowych parametrów akustycznych

Miejsce pomiaru ciśnienia	Położenie x (mm)	Lokalizacja pomiarowa	Położenie x (mm)
p_1	169	A	244
p_2	319		
p_3	719	B	804
p_4	879		
p_5	1493	C	1568
p_6	1693		

5.2.2 Temperatura

W badanym silniku termoakustycznym zainstalowano osiem termoelektrycznych czujników temperatury, tzw. termopar. Trzy termopary zamontowane w regeneratorze wskazują wartość temperatury na jego krańcach oraz w jego środkowym przekroju. Kolejne dwa czujniki przytwierdzono do powierzchni wymienników ciepła: nagrzewnicy i chłodnicy. Dodatkowa termopara służy do kontroli temperatury gazu tuż za nagrzewnicą, a dwie ostatnie mierzą wartości temperatury wody na wlocie i wylocie z chłodnicy.

Aby wprowadzić czujniki do wnętrza rdzenia nie tracąc jednocześnie szczelności, wybrano specjalne cienkie czujniki płaszczowe T-208p, w których termoelement schowany jest w osłonie prowadzącej. Średnica czujnika wynosi zaledwie $1,5\text{ mm}$, a jego długość jest równa 150 mm . Czujnik wprowadzany jest do modułu rdzenia poprzez otwór i uszczelniany za pomocą dedykowanego do tego celu uchwyту gwintowanego UG M8, działającego na zasadzie dławika. Zastosowaną termoparę oraz uchwyt uszczelniający przedstawia zdjęcie na Rys. 5.16.



Rys. 5.16 Zastosowana termopara T-208p-K-1,5-150-40-1-S0-2-6 wraz z uchwytem gwintowanym UG M8.

W wybranym czujniku zastosowano termoelement typu K wykonany w 2. klasie. Określona normą PN-EN 60584 dokładność pomiaru takiej termopary wynosi $\pm 2,5^{\circ}\text{C}$. Do pomiaru siły elektromotorycznej termopar i przekazywania informacji do systemu akwizycji danych służy moduł NI9212 firmy *National Instruments*.

5.2.3 Strumień przepływu

Do wyznaczenia odbieranego w chłodnicy strumienia ciepła potrzebne są nie tylko wartości temperatury wody ale również jej strumień objętości. Do tego celu stanowisko badawcze wyposażono w turbinowy czujnik przepływu z serii FT-100 firmy *Gems Sensors & Controls*, widoczny na zdjęciu na Rys. 5.17. Przepływomierz podaje impulsowy sygnał napięciowy przekazywany do systemu akwizycji danych przez moduł NI9305 firmy *National Instruments*. Częstotliwość impulsów zależy liniowo od strumienia przepływu. Dla wybranego modelu czujnika nr 173936-C zakres częstotliwości $58 - 575\text{ Hz}$ odpowiada zakresowi strumienia objętości $0,5 - 5\text{ l/min}$. Dokładność pomiaru wynosi $\pm 3\%$ całego zakresu, co w tym przypadku daje wartość $\pm 0,135\text{ l/min}$.



Rys. 5.17 Zastosowany turbinowy przepływomierz 173936-C z serii FT-100 firmy *Gems Sensors and Controls*.

5.2.4 Kontrola dostarczania ciepła

Ciepło dostarczane jest do silnika za pomocą dwóch grzałek elektrycznych opisanych w pkt. 5.1.2. Pracę grzałek zaprogramowano w ten sposób, aby zapewnić stałą temperaturę nagrzewnicy. Jest to możliwe dzięki napisanemu w programie LabVIEW regulatorowi proporcjonalno-całkująco-różniczkującemu *PID*. Na podstawie mierzonej przy pomocy termopary chwilowej wartości temperatury nagrzewnicy, regulator steruje częstotliwością włączeń grzałek. Przy wykorzystaniu modułu NI9401 firmy *National Instruments* z komputera wyprowadzany jest sygnał napięciowy podawany do półprzewodnikowych przekaźników elektrycznych FOTEK SSR-25 DA widocznych na zdjęciu na Rys. 5.18. Zadaniem przekaźników jest bezstykowe połączenie obwodu zasilania grzałek z sieci $\sim 230\text{ V}$.



Rys. 5.18 Przekładniki półprzewodnikowe zastosowane do kontroli pracy grzałek elektrycznych.

Sterowane w ten sposób grzałki pracują z pełną mocą przez określony krótki odcinek czasu, po czym są wyłączane. Stosunek czasu włączenia do całkowitego okresu włączenia i wyłączenia określony jest procentowym udziałem czasu pracy grzałki $K\%$. Parametr ten używany jest do obliczenia strumienia dostarczanego ciepła.

5.3 Wielkości obliczane

Na podstawie omówionych powyżej mierzonych wielkości można wyznaczyć inne ważne parametry, w tym parametry fali akustycznej oraz strumienie ciepła dostarczanego i odbieranego w wymiennikach ciepła. Metody ich obliczania przedstawiono poniżej.

5.3.1 Parametry fali akustycznej

Do eksperymentalnego wyznaczenia mocy akustycznej oraz pozostałych parametrów fali dźwiękowej krążącej w falowodzie zastosowano metodę dwóch mikrofonów [107]. Mając do dyspozycji sygnały z dwóch oddalonych od siebie o odległość Δx czujników ciśnienia, można wyznaczyć parametry fali dokładnie w środkowym położeniu między czujnikami. Metoda jest wiarygodna dla odległości dużo mniejszych od długości fali: $\Delta x \ll \lambda$. Zgodnie z równaniem (2.19) do wyznaczenia wartości mocy akustycznej:

$$\dot{E} = \frac{1}{2} |p_1| |U_1| \cos(\varphi)$$

potrzebna jest znajomość amplitudy zespolonego ciśnienia $|p_1|$, amplitudy zespolonej prędkości objętościowej $|U_1|$ oraz przesunięcia fazowego między nimi φ .

Ciśnienie akustyczne

Znając wartości ciśnienia wskazywane przez dwa czujniki a i b można wyznaczyć ciśnienie akustyczne w środkowej pozycji między tymi czujnikami, zgodnie z równaniem:

$$p_1 = \frac{p_{1a} + p_{1b}(\cos \theta + i \sin \theta)}{2} \quad (5.3)$$

gdzie θ to kąt przesunięcia fazowego między sygnałami dwóch czujników.

Prędkość objętościowa

Znając wartość zmiany ciśnienia $\Delta p_1 = p_{1a} - p_{1b}(\cos \theta + i \sin \theta)$ można z równania pędu (2.28) wyznaczyć prędkość objętościową:

$$U_1 = \frac{-A \Delta p_1}{i \omega \rho_m \Delta x} \quad (5.4)$$

gdzie A to pole przekroju rezonatora a ω to częstotliwość kątowna. Średnią gęstość gazu ρ_m wyznacza się z równania stanu gazu doskonałego:

$$\rho_m = \frac{p_m}{R T_m} \quad (5.5)$$

gdzie p_m to średnie ciśnienie gazu, T_m to średnia temperatura gazu, a R to jego indywidualna stała gazowa.

Moc akustyczna

Ostatecznie moc akustyczna w środkowym przekroju między czujnikami wynosi:

$$\dot{E} = \frac{A}{2\omega\rho_m\Delta x} |p_{1a}||p_{1b}| \sin\theta \quad (5.6)$$

Przesunięcie fazowe

Znając zespolone wartości ciśnienia i prędkości można wyznaczyć argumenty tych liczb, a ich różnica jest równa przesunięciu fazowemu między p_1 a U_1 . Wartość przesunięcia fazowego można również obliczyć odwracając równanie (2.19):

$$\varphi = \arccos\left(\frac{A}{\omega\rho_m\Delta x} \frac{|p_{1a}||p_{1b}| \sin\theta}{|p_1||U_1|}\right) \quad (5.7)$$

Znormalizowana impedancja

Po podstawieniu równań (2.16) i (2.17) do równania (2.18) można wyznaczyć zależność opisującą znormalizowaną impedancję fali:

$$Z_n = \frac{p_1}{U_1} \frac{A}{\rho_m a} \quad (5.8)$$

Prędkość dźwięku a zależy jedynie od rodzaju gazu i jego średniej temperatury T_m i jest dana zależnością:

$$a = \sqrt{\gamma T_m R} \quad (5.9)$$

Wyprowadzenia powyższych wzorów zastosowanych w metodzie dwóch mikrofonów oraz inne metody pomiaru mocy akustycznej przedstawiono w dodatku B.

5.3.2 Strumienie ciepła

Ciepło grzania

Strumień dostarczanego w nagrzewnicy ciepła można oszacować na podstawie parametru $K_{\%}$, określającego częstotliwość włączeń grzałek elektrycznych grzałki. Przy założeniu 100-procentowej sprawności konwersji energii elektrycznej w ciepło, strumień ciepła wynosi:

$$\dot{Q}_{grz} = 2K_{\%}P_{grz} = K_{\%} \cdot 1200, W \quad (5.10)$$

Ciepło chłodzenia

Strumień ciepła odbierany w chłodnicy wyznaczany jest z zależności

$$\dot{Q}_{ch} = \rho_w \dot{V}_w c_w (t_{w,out} - t_{w,in}) \quad (5.11)$$

gdzie ρ_w to gęstość wody, c_w to jej pojemność cieplna, \dot{V}_w to mierzony strumień objętości wody, a $t_{w,out}$ i $t_{w,in}$ to mierzone temperatury wody na wlocie i wylocie z chłodnicy.

Straty ciepła

Z bilansu energii rdzenia termoakustycznego można oszacować straty ciepła do otoczenia. Jeśli w rdzeniu moc akustyczna wzrosła od \dot{E}_A do \dot{E}_B To pozostała część różnicy strumieni ciepła dostarczanego w nagrzewnicy i odbieranego w chłodnicy $\dot{Q}_{grz} - \dot{Q}_{ch}$ jest tracona w postaci ciepła poprzez obudowę rdzenia i rezonatora do otoczenia. Stratę tę można zatem obliczyć z równania:

$$\dot{Q}_{str} = \dot{Q}_{grz} - \dot{Q}_{ch} - \dot{E}_B + \dot{E}_A \quad (5.12)$$

5.3.3 Inne

Liczba Lautreca

Wyznacznikiem poprawności doboru regeneratora do panujących warunków, tj. średniej temperatury i ciśnienia, jest liczba Lautreca dana wzorem (3.2):

$$N_L = \frac{r_h}{\delta_\kappa}$$

gdzie r_h to promień hydrauliczny regeneratora. Termiczną głębokość wnikania δ_κ wyznacza się ze wzoru (2.20) dla średniego ciśnienia gazu p_m i średniej temperatury gazu w środkowej pozycji regeneratora $T_{REG,sr}$:

$$\delta_\kappa = \sqrt{\frac{2k}{\omega\rho c_p}}$$

gdzie k to współczynnik przewodzenia ciepła gazu, ρ to jego gęstość, a c_p to ciepło właściwe gazu przy stałym ciśnieniu. Wszystkie własności: k , ρ i c_p odczytywane są w funkcji (p_m , $T_{REG,sr}$) dla zastosowanego gazu.

Średni przepływ gazu

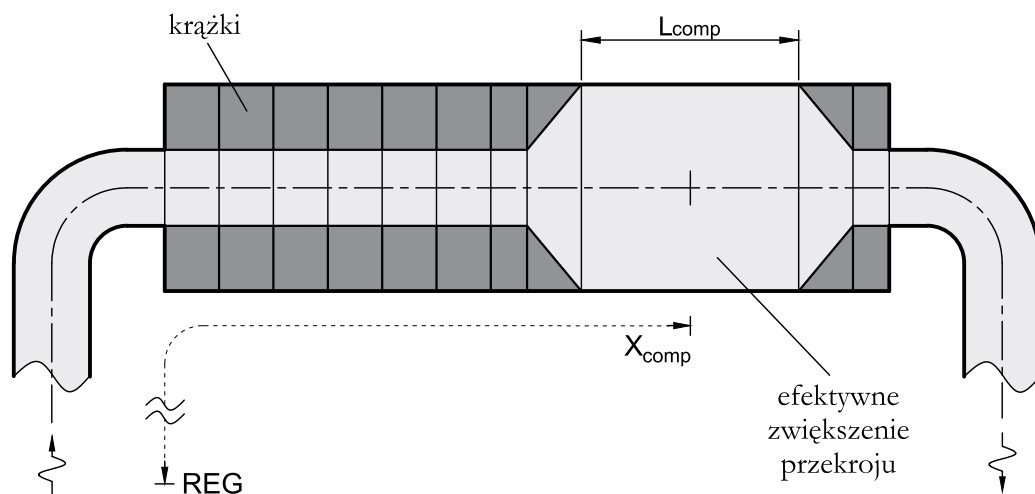
W urządzeniach termoakustycznych występuje niekorzystne zjawisko średniego przepływu masy, określane w literaturze jako *Gedeon streaming* [2]. Na skutek spadku ciśnienia spowodowanego oporem lepkościowym regeneratora powstaje niezerowy strumień masy gazu \dot{m} wzdłuż zapętlonego rezonatora. Na skutek średniego przepływu gazu dodatkowy strumień ciepła równy $\dot{m}c_p(T_{grz} - T_{ch})$ przepływa między wymiennikami ciepła powodując sporą stratę energii. Aby zapobiec temu zjawisku, w urządzeniach termoakustycznych stosuje się membrany [108] lub pompy strumienicowe (*jet pumps*) [109]. W badanym silniku nie zastosowano żadnego systemu prewencji średniego przepływu, jednak wprowadzono parametr umożliwiający obserwację skali zjawiska. W tym celu mierzy się temperaturę w trzech przekrojach regeneratora: po stronie grzania (*grz*), po stronie chłodzenia (*ch*) oraz w jego środku (*sr*). Na podstawie tych pomiarów można określić, czy gradient temperatury jest liniowy. Określa to

współczynnik średniego przepływu:

$$\psi = \frac{t_{REG(grz)} - t_{REG(sr)}}{t_{REG(sr)} - t_{REG(ch)}} \quad (5.13)$$

Gdy $\psi = 1$, można uznać, że średni przepływ nie występuje. $\psi < 1$ oznacza, że przepływ zachodzi w kierunku od nagrzewnicy do chłodnicy, a $\psi > 1$ odwrotnie – gaz przepływa od chłodnicy w kierunku nagrzewnicy.

5.4 Plan badań eksperymentalnych



Rys. 5.19 Schemat ustawienia segmentu *Compliance* dla przykładowego punktu pomiarowego o parametrach $X_{comp} = 308 \text{ cm}$ i $L_{comp} = 12 \text{ cm}$.

W planie badań eksperymentalnych przewidziano przede wszystkim serię pomiarów dotyczących pracy silnika termoakustycznego dla różnych parametrów geometrycznych segmentu *Compliance*. W pkt. 5.1.3 przedstawiono praktyczny sposób zmiany długości segmentu L_{comp} i jego pozycji X_{comp} poprzez odpowiednie ustawienie polietylenowych krążków w odcinku rury o zwiększonym przekroju. Przykładową konfigurację krążków dla $X_{comp} = 308 \text{ cm}$ i $L_{comp} = 12 \text{ cm}$ przedstawia schematycznie Rys. 5.19. Warto przypomnieć, że pozycja segmentu liczona jest od geometrycznego środka regeneratora do środka efektywnego zwiększenia objętości rezonatora w rurze *Compliance* w kierunku propagacji fali, który na rysunku zaznaczono falistą strzałką. Zmieniając ustawienie krążków, można zdefiniować wiele punktów pomiarowych, tzn. par parametrów L_{comp} i X_{comp} . Usystematyzowano je w Tab. 5.3 w postaci siatki punktów. Pomiar w dwóch punktach oznaczonych znakiem \emptyset nie jest możliwy ze względów konstrukcyjnych. Środkowa pozycja segmentu $X_{comp} = 311 \text{ cm}$ nie była przewidziana na etapie projektowania i przy jej zastosowaniu nie ma miejsca na dalsze odsunięcie krążków.

Maksymalna możliwa do utworzenia długość segmentu w tej pozycji wynosi $L_{comp} = 12\text{ cm}$.

Tab. 5.4 przedstawia analogiczne zestawienie dla parametrów króćca *stub*: jego długości L_{stub} i pozycji X_{stub} . Ze względów konstrukcyjnych zaplanowano jedynie dwie możliwe do ustawienia pozycje króćca.

Poza działaniem filtrów akustycznych zaplanowano również zbadać wpływ parametrów zewnętrznych, tj. średniego ciśnienia gazu oraz temperatury nagrzewnicy, na pracę silnika dla jednego ustawienia segmentu *Compliance*: $X_{comp} = 308\text{ cm}$ i $L_{comp} = 12\text{ cm}$. W przypadku ciśnienia zakres pomiarowy wynosi od 500 kPa do 1 MPa , a w przypadku temperatury – od 150°C do 275°C . Punkty pomiarowe parametrów zewnętrznych przedstawiono w Tab. 5.5.

Tab. 5.3 Zestawienie planowanych punktów pomiarowych dla różnych długości segmentu *Compliance* L_{comp} i jego pozycji X_{comp} . • oznacza punkt pomiarowy, a ∅ jego brak.

		L_{comp} (cm)				
		8	10	12	14	16
X_{comp} (cm)	296	•	•	•	•	•
	299	•	•	•	•	•
	302	•	•	•	•	•
	305	•	•	•	•	•
	308	•	•	•	•	•
	310	•	•	•	∅	∅

Tab. 5.4 Zestawienie planowanych punktów pomiarowych dla różnych długości króćca *stub* L_{stub} i jego pozycji X_{stub} . • oznacza punkt pomiarowy.

		L_{stub} (cm)				
		8	10	12	14	16
X_{stub} (cm)	296	•	•	•	•	•
	302	•	•	•	•	•

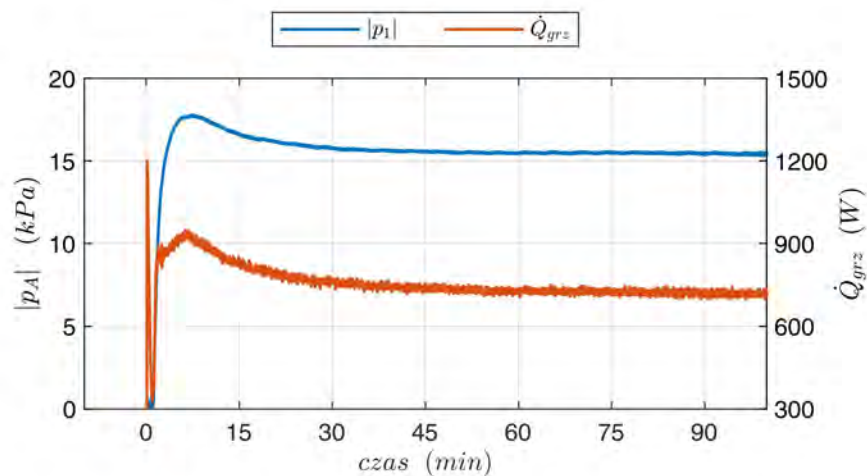
Tab. 5.5 Zestawienie badanych wartości parametrów zewnętrznych średniego ciśnienia p_m i temperatury nagrzewnicy T_{grz} dla ustalonych parametrów geometrycznych segmentu *Compliance*:

$$X_{comp} = 308\text{ cm} \text{ i } L_{comp} = 12\text{ cm}$$

p_m (bar)					
5	6	7	8	9	10
T_{grz} ($^\circ\text{C}$)					
150	175	200	225	250	275

5.4.1 Osiągnięcie stanu ustalonego

Wszystkie mierzone wielkości zapisywano co 1 sekundę. Zaprezentowane w rozdziale 6. wyniki reprezentują wartości uśrednione z okresu około 10 minut pomiaru dla stanu ustalonego. Dla obecnego stanowiska badawczego osiągnięcie stanu ustalonego trwa dość długo (ok. godziny) i jest konieczne do osiągnięcia reprezentatywnych danych pomiarowych. Wykres na Rys. 5.20 prezentuje zapis pomiaru amplitudy ciśnienia w lokalizacji A: $|p_A|$ i strumienia ciepła dostarczanego w nagrzewnicy \dot{Q}_{grz} , dla przykładowego punktu pomiarowego o parametrach $X_{comp} = 308 \text{ cm}$ i $L_{comp} = 12 \text{ cm}$. Przy zimnym starcie silnika regulator pracy grzałki zadaje na początku pełną moc grzania 1200 W , aby szybko wymusić różnicę temperatury wzdłuż regeneratora. Nagły spadek \dot{Q}_{grz} oznacza start silnika, tzn. wzbudzenie fali akustycznej. Następnie regulator płynnie zmienia wartość mocy grzewczej, żeby osiągnąć zadaną temperaturę nagrzewnicy równą 250°C . Duży strumień ciepła dostarczany w nagrzewnicy w stanie nieustalonym pozwala osiągnąć wysoką wartość amplitudy ciśnienia. W tym czasie ustala się stopniowo gradient temperatury wzdłuż regeneratora, a także nagrzewają się wszystkie elementy, w tym obudowa rdzenia. Aby utrzymać zadaną temperaturę nagrzewnicy potrzeba zatem zredukować moc grzałki, co z kolei powoduje niewielki spadek początkowo osiągniętej amplitudy ciśnienia. Z tego powodu, aby wyniki były miarodajne, pomiaru dokonuje się dopiero po około półtorej godzinie od startu silnika.



Rys. 5.20 Czas osiągnięcia stanu ustalonego na przykładzie wykresu amplitudy ciśnienia $|p_1|$ i mocy nagrzewnicy \dot{Q}_{grz} dla przykładowego punktu pomiarowego o parametrach $X_{comp} = 308 \text{ cm}$ i $L_{comp} = 12 \text{ cm}$.

Rozdział 6

Wyniki badań eksperymentalnych

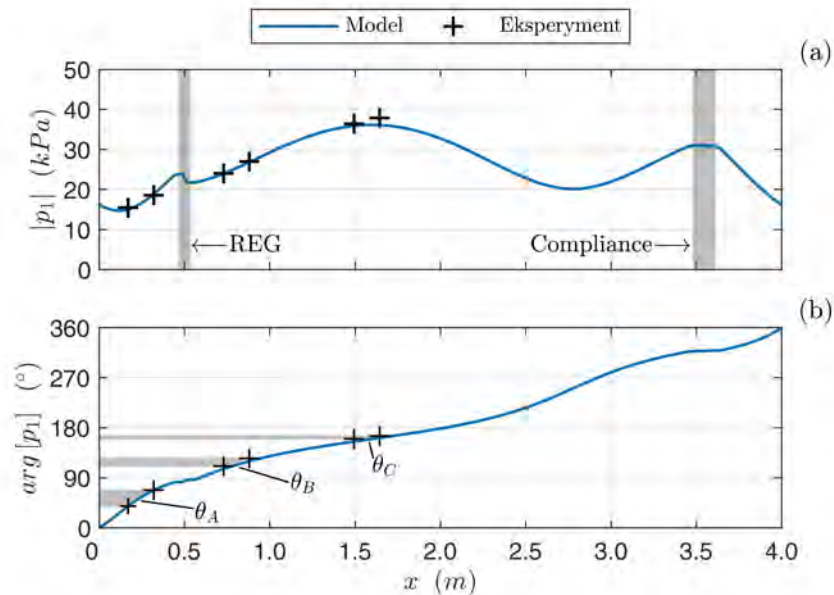
Przeprowadzone na stanowisku eksperymentalnym badania składały się z serii pomiarów umożliwiających obserwację działania filtrów akustycznych na parametry pracy silnika termoakustycznego. Dodatkowo zbadano również znaczenie zmiennych parametrów zewnętrznych, tj. średniego ciśnienia gazu roboczego oraz temperatury nagrzewnicy. W niniejszym rozdziale przedstawiono wyniki analizy eksperymentalnej oraz płynące z niej wnioski.

Pole akustyczne w całym falowodzie silnika można scharakteryzować przy pomocy lokalnych parametrów fali akustycznej: ciśnienia akustycznego i prędkości objętościowej. Wielkości te zmieniają się wzdłuż całej długości rezonatora i w różnych punktach przyjmują różne wartości. Zatem aby uzyskać pełny obraz rozkładu pola akustycznego, należałoby dokonywać pomiaru w wielu miejscach rezonatora, najlepiej co kilka centymetrów. Ponieważ na stanowisku badawczym wykorzystano jedynie sześć czujników ciśnienia, umieszczonych w trzech głównych lokalizacjach pomiarowych, w których można wyznaczyć parametry akustyczne, do uzyskania pełnego rozkładu pola akustycznego potrzebny jest dodatkowo dopasowany model matematyczny. W drugiej części rozdziału przedstawiono metodę walidacji modelu numerycznego eksperymentalnego silnika. Dzięki symulacjom numerycznym możliwe jest odniesienie otrzymanych eksperymentalnie wyników do rozkładu pola akustycznego w całym rezonatorze oraz warunków akustycznych w regeneratorze silnika.

6.1 Segment *Compliance* o zwiększonym przekroju

Główna seria pomiarów dotyczyła zastosowania segmentu *Compliance* o zwiększonym przekroju w celu dostrojenia warunków akustycznych w jednosekcyjnym silniku termoakustycznym. Kolejne punkty pomiarowe ustalano poprzez zmianę długości segmentu L_{comp} oraz jego pozycji X_{comp} . Wszystkich pomiarów dokonywano przy takich samych parametrach zewnętrznych: średnim ciśnieniu bezwzględnym argonu równym $800kPa$, temperaturze powierzchni nagrzewnicy równej $250^{\circ}C$ oraz temperaturze wody

chłodzącej równej 15°C . Dla każdej konfiguracji segmentu *Compliance* mierzono sygnał ciśnienia akustycznego i wyznaczano fazę tego sygnału w sześciu miejscach pomiarowych rezonatora. Wykresy amplitudy ciśnienia $|p_1|$ i jego fazy $\arg[p_1]$ dla przykładowego punktu pomiarowego ($L_{comp} = 12\text{ cm}$ i $X_{comp} = 308\text{ cm}$) przedstawiono na Rys. 6.1.



Rys. 6.1 Mierzone wartości oraz przebieg linii teoretycznej wyznaczonej przy pomocy modelu numerycznego dla: (a) amplitudy ciśnienia akustycznego $|p_1|$ i (b) fazy oscylacji ciśnienia $\arg[p_1]$.

Na Rys. 6.1(a) zaznaczono wartości zmierzonej amplitudy ciśnienia oraz jej teoretyczny rozkład wzdłuż całej pętli falowodu, wyznaczony przy pomocy dopasowanego modelu numerycznego. Występujące na całym obszarze lokalne maksima i minima świadczą o tym, że akustyczna fala biegnąca, propagująca w falowodzie, zawiera również powstające wskutek odbić komponenty fali stojącej. Nie są one równo rozłożone wzdłuż rezonatora – można wyróżnić miejsca, gdzie gradient amplitudy ciśnienia jest duży oraz takie, gdzie prawie go nie ma. Dla porównania: przy czystej fali biegnącej amplituda ciśnienia miałaby stałą wartość i tworzyłaby na wykresie linię prostą. Podobną obserwację można poczynić dla fazy oscylacji ciśnienia (zob. Rys. 6.1(b)). Przejście całej długości pętli falowodu daje pełny obrót wektora fazowego, czyli 360° . W przypadku czystej fali biegnącej wykres byłby linią prostą, a wartość fazy poszczególnych czujników zależałaby jedynie od ich pozycji w falowodzie. Stąd przesunięcie fazowe między czujnikami zamontowanymi w odstępnie 15 cm wynosiłoby dokładnie: $\theta = 0,15/4 \cdot 360^{\circ} = 13,5^{\circ}$. Ponieważ pole akustyczne nie jest równo rozłożone wzdłuż falowodu, wykres fazy ciśnienia ma różne nachylenie, a przesunięcie fazowe między czujnikami ciśnienia różni się znacząco dla lokalizacji A , B i C . Wyznaczone eksperymentalnie wartości przesunięcia fazowego zaprezentowano w

Tab. 6.1. Ich zgodność z wartościami wyznaczonymi przy pomocy modelu numerycznego jest wysoka, aczkolwiek dla mniejszych wartości rośnie błąd względny.

Tab. 6.1 Przesunięcie fazowe między sygnałami odbieranymi z dwóch czujników ciśnienia w pozycjach A , B i C – porównanie wartości wyznaczonych eksperymentalnie i przy pomocy modelu numerycznego.

	Model	Eksperyment
θ_A (°)	29,05	28,79
θ_B (°)	14,10	13,52
θ_C (°)	5,15	6,75

Zmierzona różnica faz ma ogromny wpływ na wartość wyznaczonej ze wzoru (5.6) mocy akustycznej:

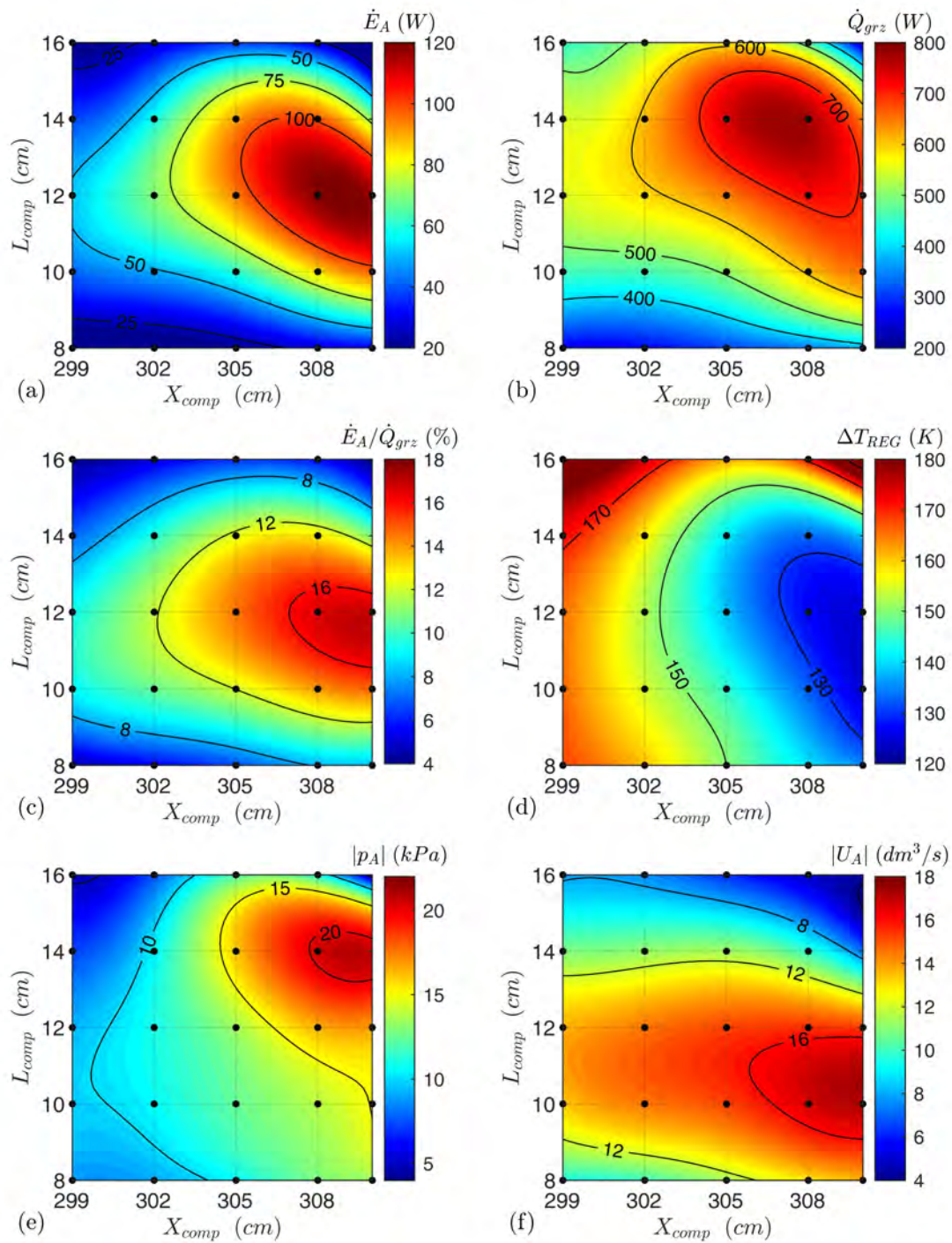
$$\dot{E} = \frac{A}{2\omega\rho_m\Delta x}|p_{1a}||p_{1b}|\sin\theta$$

ponieważ jest argumentem funkcji *sinus*. Stąd gdy kąt przesunięcia fazowego jest mały, niewielka zaledwie niedokładność pomiaru może w znaczny sposób zmienić wartość mocy. Ponieważ różnica faz ciśnienia jest największa w lokalizacji pomiarowej A ($\theta_A = 29,05^\circ$), błąd pomiaru w tym miejscu będzie miał najmniejszy wpływ na moc akustyczną. Tym samym pomiary w lokalizacji A uznano za najbardziej reprezentatywne i zaprezentowano je na wynikowych wykresach.

6.1.1 Parametry geometryczne

Na Rys. 6.2 zaprezentowano parametry pracy silnika dla zaplanowanych kombinacji pozycji segmentu *Compliance* X_{comp} i różnych jego długości L_{comp} . Trójwymiarowy wykres konturowy stworzony jest na podstawie wartości pomiarów w określonych punktach, które na wykresie oznaczono kropką •. Wartości w pozostałym obszarze są wynikiem interpolacji sklejanymi funkcjami wielomianowymi (*spline*) oraz ekstrapolacji w przypadku dwóch brakujących punktów pomiarowych. Przy zastosowaniu pozycji segmentu *Compliance* równej $X_{comp} = 296\text{ cm}$, silnik pracował jedynie dla ustawionej długości segmentu równej $L_{comp} = 12\text{ cm}$. Dla pozostałych długości do startu potrzebował on wyższej niż założone 250°C temperatury nagrzewnicy. Dlatego pomiarów dla tej pozycji segmentu nie uwzględniono w prezentacji.

Rys. 6.2(a) przedstawia moc akustyczną \dot{E}_A wyznaczoną eksperymentalnie w lokalizacji A . Maksymalną moc równą $120,5\text{ W}$ osiągnięto dla długości segmentu *Compliance* równej 12 cm . Optymalna pozycja segmentu mieści się w zakresie $308\text{--}310\text{ cm}$. Zmiana ustawienia parametrów L_{comp} i X_{comp} od tego miejsca powoduje najpierw dość stromy spadek mocy, który następnie łagodnieje, szczególnie dla mniejszych wartości X_{comp} . Można stwierdzić, że silnik pracuje w szerokim zakresie ustawianych parametrów geometrycznych segmentu, jednak przy ich nieoptymalnym ustawieniu osiąga on niewielką moc.



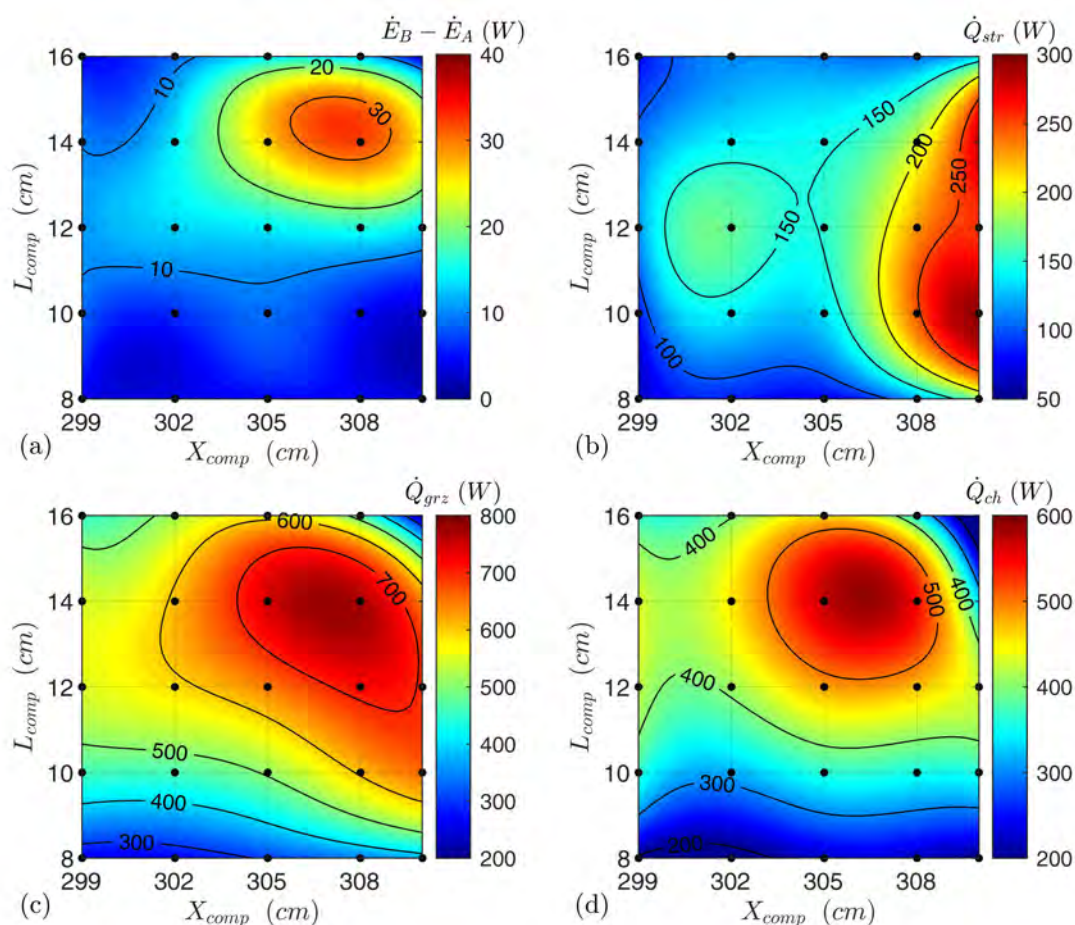
Rys. 6.2 Zależność wyznaczonych eksperymentalnie parametrów silnika w funkcji długości L_{comp} i pozycji X_{comp} segmentu *Compliance*. (a) moc akustyczna w lokalizacji A: \dot{E}_A , (b) strumień ciepła dostarczany w nagrzewnicy \dot{Q}_{grz} , (c) stosunek mocy akustycznej do strumienia dostarczanego ciepła \dot{E}_A/\dot{Q}_{grz} , (d) różnica temperatury wzdłuż regeneratora ΔT_{REG} , (e) amplituda ciśnienia akustycznego w lokalizacji A $|p_A|$, (f) amplituda prędkości objętościowej w lokalizacji A $|U_A|$.

Na Rys. 6.2(b) zaprezentowano strumień ciepła \dot{Q}_{grz} dostarczany do silnika w nagrzewnicy. Punkt najwyższej mocy cieplnej równej 782 W przesunięty jest nieco względem optimum mocy akustycznej w kierunku wyższych L_{comp} i niższych X_{comp} . Składa się na to wiele czynników, przede wszystkim rozkład pola akustycznego, który dla różnych ustawień segmentu *Compliance* wygląda inaczej. Należy również podkreślić, że moc akustyczna w lokalizacji A jest jedynie miarą energii fali akustycznej krążącej w nieobciążonym silniku. Przyjmując przedstawiony na Rys. 6.2(c) stosunek tej mocy do strumienia dostarczanego ciepła \dot{E}_A/\dot{Q}_{grz} jako wyznacznik sprawności nieobciążonego silnika, można zwrócić uwagę, że optima sprawności i mocy nie są jednakowe, analogicznie do obserwacji opisanej w pkt. 3.7.

Odnosząc opisane wyżej wielkości do wykresu różnicy temperatury między krańcami regeneratora ΔT_{REG} przedstawionego na Rys. 6.2(d) można zauważyć odwrotną proporcję między mocą silnika a uzyskaną różnicą temperatury. Dla stałych wartości temperatury wymienników ciepła wyższa różnica temperatury wzdłuż regeneratora oznacza niższą efektywną różnicę temperatury między nagrzewnicą a regeneratorem, a co za tym idzie – mniejszy strumień dostarczonego ciepła, który można zamienić na moc akustyczną. Oczywiście zjawisko to jest bardziej złożone i zależy od większej liczby parametrów mających wpływ na aktualne warunki akustyczne oraz proces wymiany ciepła.

Zgodnie ze wzorem (2.19) na moc akustyczną składają się wartości amplitudy ciśnienia akustycznego, amplitudy prędkości akustycznej oraz przesunięcia fazowego między nimi. Rys. 6.2(e) i (f) przedstawiają kolejno amplitudy ciśnienia $|p_A|$ i prędkości objętościowej $|U_A|$ wyznaczone w lokalizacji A . Maksymalne wartości tych dwóch parametrów znajdują się po przeciwnych stronach maksimum mocy, biorąc pod uwagę długość segmentu L_{comp} . Optymalna pozycja segmentu dla wszystkich trzech parametrów wydają się być zbliżona. W rozdziale 4. wykazano, że do uzyskania największej mocy silnika, impedancja akustyczna w regeneratorze określająca stosunek lokalnych wartości ciśnienia do prędkości powinna osiągnąć optymalną wartość. Z kolei w rezonatorze silnika jej wartość powinna być jak najbardziej zbliżona do impedancji charakterystycznej gazu. Widoczny na Rys. 6.2(e) i (f) rozkład $|p_A|$ i $|U_A|$ sugeruje, że to kryterium jest spełnione w punkcie maksymalnej mocy, aczkolwiek głębsze spojrzenie na tę zależność jest możliwe dopiero przy użyciu wykresów rozkładu pola, przedstawionych dalej w pkt. 6.2.1.

Na Rys. 6.3 zestawiono wielkości składające się na bilans energetyczny rdzenia termoakustycznego opisany wzorem (5.12). Wykres na Rys. 6.3(a) prezentuje przyrost mocy akustycznej w rdzeniu ($\dot{E}_B - \dot{E}_A$), który można rozumieć jako moc obiegu termodynamicznego. Ponieważ lokalizacje pomiarowe A i B są nieznacznie oddalone od rdzenia, wielkość ta uwzględnia też niewielką stratę mocy akustycznej na odcinkach rezonatora między czujnikami ciśnienia a regeneratorem. Zestawiając ze sobą wykresy przyrostu mocy oraz strumienia ciepła dostarczanego w nagrzewnicy \dot{Q}_{grz} (Rys. 6.3(c)), można zauważyć, że ich maksima znajdują się blisko siebie, chociaż ogólny rozkład



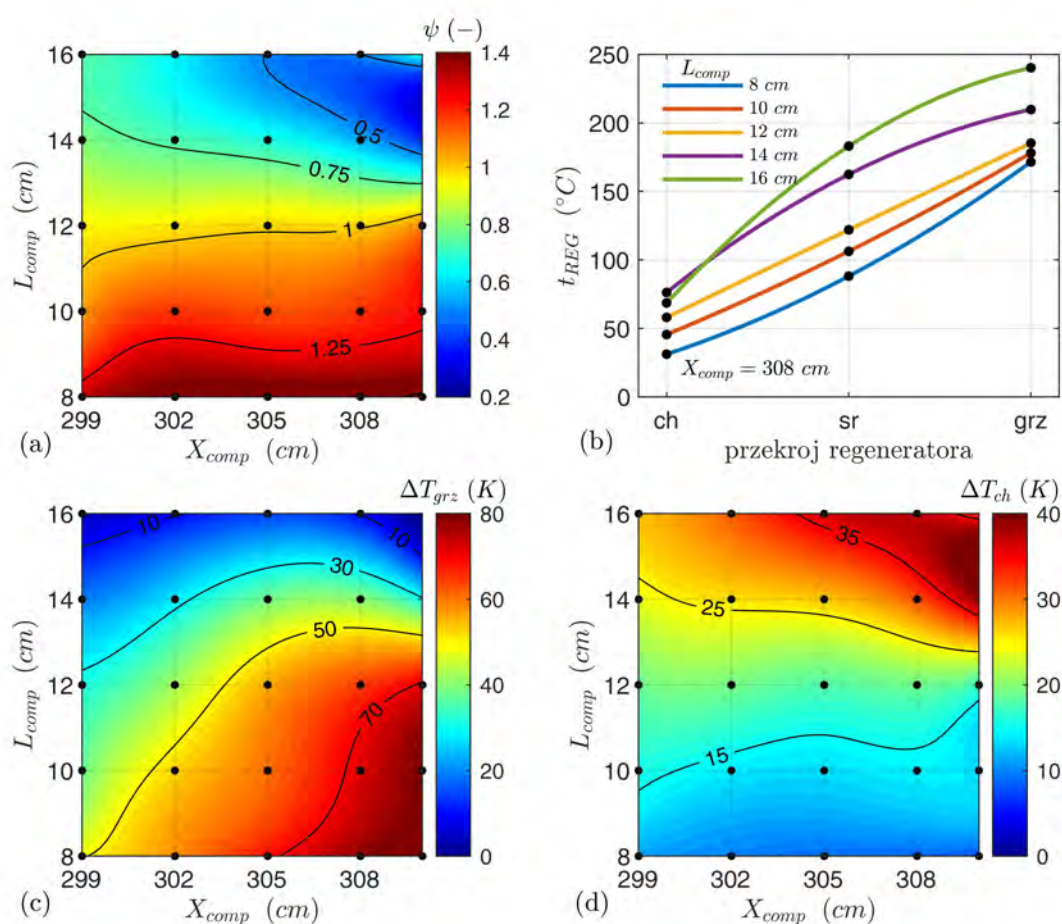
Rys. 6.3 Zależność wielkości składowych bilansu energetycznego rdzenia silnika od długości L_{comp} i pozycji X_{comp} segmentu *Compliance*. (a) zysk mocy akustycznej $\dot{E}_B - \dot{E}_A$, (b) strumień strat ciepła \dot{Q}_{str} , (c) strumień ciepła dostarczanego w nagrzewnicy \dot{Q}_{grz} , (d) strumień ciepła odbieranego w chłodnicy \dot{Q}_{ch} .

wartości nieco się różni. Potwierdza to słuszność wniosku, że zwiększenie strumienia ciepła, mimo obniżenia różnicy temperatury wzdłuż regeneratora, powoduje wzrost mocy akustycznej generowanej w silniku. Wraz ze zwiększeniem mocy grzewczej, rośnie również strumień ciepła odbierany przez chłodnicę \dot{Q}_{ch} , pokazany na Rys. 6.3(d). Ostatnim składnikiem bilansu są straty ciepła \dot{Q}_{str} (Rys. 6.3(b)), których wartość kilkakrotnie przekracza zysk mocy. Należy pamiętać, że silnik jest nieobciążony, a zatem pracuje tak jakby na biegu jałowym, co wyjaśnia jego niewielką sprawność termiczną. Ponadto aluminiowa obudowa rdzenia pochłania i rozprasza dużą porcję ciepła dostarczanego do silnika, generując znaczącą stratę. Kształt wykresu strat ciepła jest inny niż dla pozostałych składników bilansu. W większej części obszaru wartość traconej energii jest prawie jednakowa i rośnie dość stromo w kierunku wyższych wartości X_{comp} . Może to mieć związek z lepszymi warunkami wymiany ciepła. Wraz ze wzrostem prędkości objętościowej U_A rośnie współczynnik wnikania ciepła, a zatem i straty do aluminiowej

obudowy rdzenia. Z drugiej strony ilość strat ciepła powinna także zależeć od ilości dostarczanego ciepła. Spoglądając na wykresy obydwu tych wielkości: amplitudy prędkości (Rys. 6.2(f)) oraz strumienia dostarczanego ciepła (Rys. 6.2(b)), można zauważyć, że ich nałożenie daje podobny kształt do wykresu strat ciepła.

Wpływ na stratę ciepła może mieć również występujący w rezonatorze średni przepływ gazu (tzw. *streaming*). Obecność tego zjawiska powoduje konwekcyjny przepływ ciepła między wymiennikami. Do określenia skali *streamingu* posłużono się wyznacznikiem średniego przepływu ψ , określonym wzorem (5.13):

$$\psi = \frac{t_{REG(grz)} - t_{REG(sr)}}{t_{REG(sr)} - t_{REG(ch)}}$$



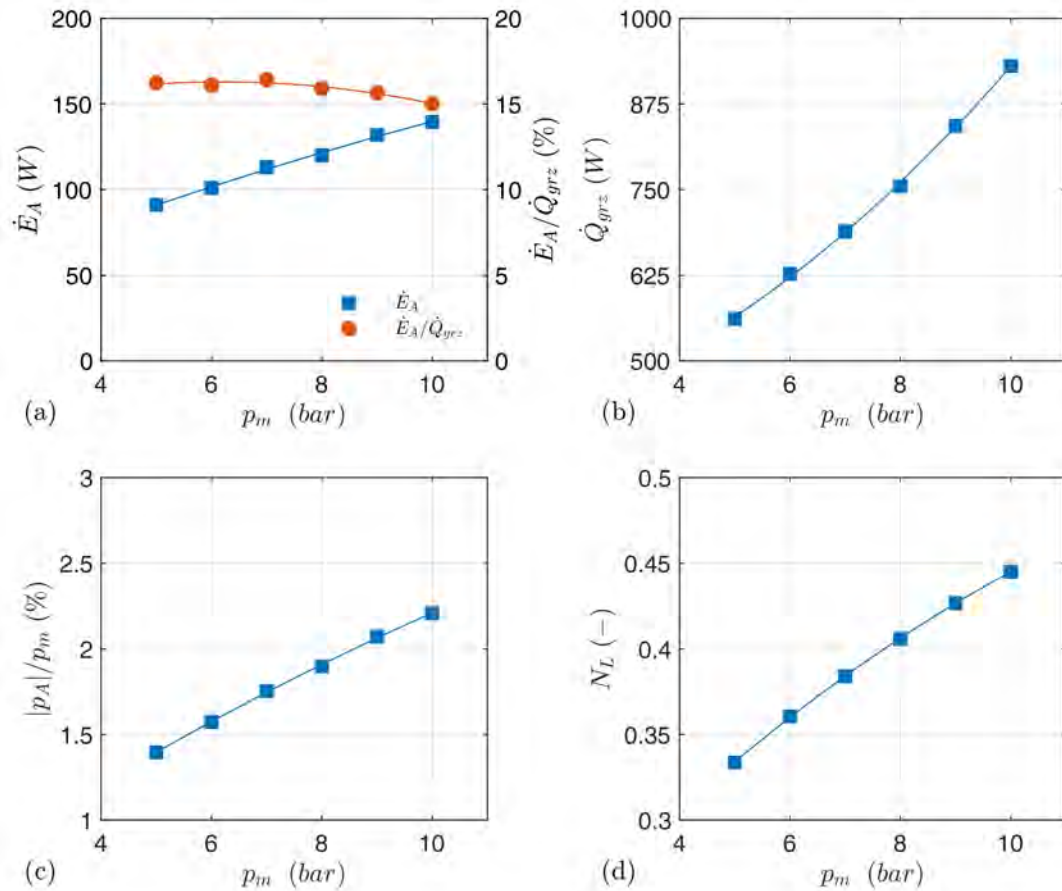
Rys. 6.4 Występowanie zjawiska średniego przepływu dla różnych długości L_{comp} i pozycji X_{comp} segmentu *Compliance*. (a) Wyznacznik średniego przepływu ψ , (b) rozkład temperatury wzdłuż regeneratora dla $X_{comp} = 308$ cm i różnych L_{comp} , (c) różnica temperatury między nagrzewnicą a gorącym końcem regeneratora ΔT_{grz} , (d) różnica temperatury między chłodnicą a zimnym końcem regeneratora ΔT_{ch} .

Analizując wykres na Rys. 6.4(a) można zauważyć, że występowanie średniego przepływu i jego wielkość zależy od ustawienia parametrów segmentu *Compliance*. Dla długości $L_{comp} = 12\text{ cm}$ zjawisko prawie nie występuje ($\psi \approx 1$). Dla mniejszych długości segmentu występuje niewielki przepływ skierowany przeciwnie do kierunku propagacji fali (od chłodnicy do nagrzewnicy), a jego wielkość jest prawie niezależna od pozycji segmentu X_{comp} . Dla długości większych od $L_{comp} = 12\text{ cm}$ współczynnik ψ spada bardziej gwałtownie, co oznacza duży przyrost średniego przepływu w kierunku zgodnym z kierunkiem propagacji fali (ciepło przenoszone jest od nagrzewnicy do chłodnicy). Lepiej chłodzona na skutek przepływu nagrzewnica potrzebuje większego strumienia ciepła aby utrzymać zadaną temperaturę 250°C . Może to być jednym z powodów przesunięcia maksimum strumienia dostarczanego ciepła względem maksimum mocy akustycznej.

Znaczenie współczynnika średniego przepływu można lepiej zrozumieć w oparciu o przedstawiony na Rys. 6.4(b) wykres rozkładu temperatury wzdłuż 2-centymetrowego regeneratora. Pokazuje on pomiary temperatury w trzech miejscach regeneratora: po stronie chłodzenia (*ch*), równo w środku (*sr*) i po stronie grzania (*grz*), dla ustalonej pozycji segmentu $X_{comp} = 308\text{ cm}$ i wszystkich eksperymentalnych długości L_{comp} . Dla $L_{comp} = 12\text{ cm}$ rozkład temperatury jest liniowy, a zatem $\psi = 1$. Dla niższych wartości L_{comp} temperatura w środku regeneratora jest niższa od średniej arytmetycznej, co oznacza że, gaz przepływa od chłodnicy w kierunku nagrzewnicy, wychładzając regeneratore ($\psi > 1$). Z kolei większe wartości L_{comp} skutkują odwrotnym przepływem. Temperatura w środku regeneratora jest dużo wyższa od wartości średniej, co oznacza, że duży strumień ciepła transportowany jest z nagrzewnicy do chłodnicy ($\psi < 1$). Potwierdzenie przedstawionych zależności można znaleźć na wykresach różnicy temperatur między powierzchnią nagrzewnicy a gorącym krańcem regeneratora ΔT_{grz} (Rys. 6.4(c)) oraz między powierzchnią chłodnicy a zimnym krańcem regeneratora ΔT_{ch} (Rys. 6.4(d)). Gdy dodatkowy konwekcyjny strumień ciepła wpływa od nagrzewnicy do regeneratora ($\psi < 1$) różnica temperatur między nimi znacznie maleje. Odwrotnie dzieje się w przypadku $\psi > 1$ – strumień ciepła od strony chłodnicy obniża różnicę temperatur między tym wymiennikiem a powierzchnią regeneratora.

6.1.2 Średnie ciśnienie gazu roboczego

Kolejna seria pomiarów dotyczyła wpływu średniego ciśnienia gazu roboczego (argonu) na pracę silnika. W tym celu wybrano referencyjne, a zarazem optymalne ustawienie segmentu *Compliance*: $L_{comp} = 12\text{ cm}$ i $X_{comp} = 308\text{ cm}$. Rys. 6.5 przedstawia zależności wybranych parametrów od średniego ciśnienia p_m . Niemal liniowy wzrost mocy akustycznej \dot{E}_A przedstawiony na Rys. 6.5(a) nie odbiega od przewidywanego, z punktu widzenia teorii, przebiegu. Wraz ze wzrostem ciśnienia argonu rośnie jego gęstość, co oznacza, że ta sama objętość gazu może nieść większą porcję energii. Wiąże się to oczywiście ze wzrostem strumienia dostarczanego w nagrzewnicy ciepła \dot{Q}_{grz}



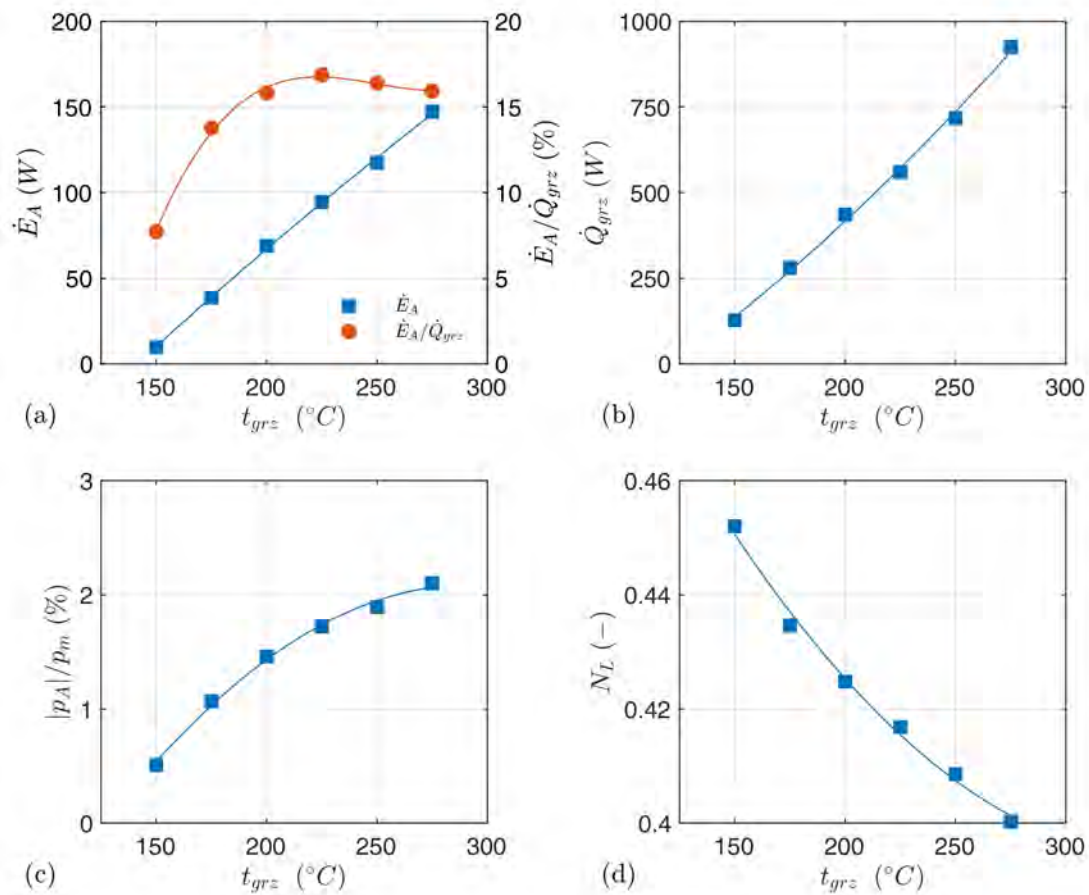
Rys. 6.5 Wpływ średniego ciśnienia p_m argonu wypełniającego układ na: (a) moc akustyczną w lokalizacji A : \dot{E}_A oraz stosunek mocy akustycznej do strumienia dostarczanego ciepła \dot{E}_A/\dot{Q}_{grz} , (b) strumień ciepła dostarczany w nagrzewnicy \dot{Q}_{grz} , (c) stosunek amplitudy ciśnienia w lokalizacji A do średniego ciśnienia $|p_A|/p_m$, (d) liczbę Lautreca N_L .

(zob. Rys. 6.5(b)). Wykładniczy przyrost \dot{Q}_{grz} powoduje, że stosunek mocy akustycznej do tego ciepła \dot{E}_A/\dot{Q}_{grz} , będący wyznacznikiem sprawności silnika, nieznacznie maleje (zob. okrągłe punkty na Rys. 6.5(a)). Rys. 6.5(c) przedstawia relatywny poziom amplitudy ciśnienia w stosunku do średniego ciśnienia $|p_A|/p_m$, który jest często stosowanym parametrem określającym poziom energetyczny urządzeń termoakustycznych zwanym z ang. *drive ratio*. Jak widać, wraz ze wzrostem średniego ciśnienia rośnie nie tylko wartość mocy akustycznej, ale też względny poziom amplitudy ciśnienia. Wy tłumaczeniem tych obserwacji może być zmienna liczba Lautreca N_L określona wzorem (3.2), której wartości przedstawiono na Rys. 6.5(d). Zmiana ciśnienia powoduje zmianę termicznej głębokości wnikania, co przy stałym promieniu hydraulicznym regeneratora wpływa na proces wymiany ciepła między oscylującym gazem a regeneratorem. O ile liczba Lautreca wydaje się w prezentowanym zakresie nie mieć wpływu na przewidywany wzrost mocy, o tyle wpływa ona na sprawność silnika.

Oznacza to, że przy optymalizacji systemu ze względu na jego sprawność, zastosowany regenerator byłby bardziej odpowiedni dla mniejszych wartości ciśnienia średniego, zapewniając idealną wartość liczby Lautreca. Możliwe jest zatem, że zmniejszenie promienia hydraulicznego regeneratora, a zatem zmniejszenie N_L , dałoby na tej samej zasadzie lepszy rezultat dla bazowego ciśnienia 800 kPa .

6.1.3 Temperatura nagrzewnicy

Analogicznie do zmiany ciśnienia przeanalizowano wpływ zmiany temperatury nagrzewnicy T_{grz} na pracę silnika. Zastosowano to samo referencyjne ustawienie segmentu *Compliance* ($L_{comp} = 12 \text{ cm}$ i $X_{comp} = 308 \text{ cm}$) oraz bazowe średnie ciśnienie gazu równe 800 kPa . Wyniki przedstawiono na Rys. 6.6.



Rys. 6.6 Wpływ temperatury nagrzewnicy T_{grz} na: (a) moc akustyczną w lokalizacji A: \dot{E}_A oraz stosunek mocy akustycznej do strumienia dostarczanego ciepła \dot{E}_A/\dot{Q}_{grz} , (b) strumień ciepła dostarczany w nagrzewnicy \dot{Q}_{grz} , (c) stosunek amplitudy ciśnienia w lokalizacji A do średniego ciśnienia $|p_A|/p_m$, (d) liczbę Lautreca N_L .

Jak przewidywano, zmiana temperatury nagrzewnicy ma ogromny wpływ na parametry pracy silnika. Jej zwiększenie skutkuje nie tylko stromym liniowym wzrostem mocy akustycznej \dot{E}_A (zob. Rys. 6.6(a)), ale także powoduje wykładniczy przyrost strumienia dostarczanego ciepła \dot{Q}_{grz} (zob. Rys. 6.6(b)). Stosunek tych parametrów odzwierciedla krzywa \dot{E}_A/\dot{Q}_{grz} . Po stromym wzroście dla niskich wartości temperatury, osiąga ona maksimum dla temperatury $225^\circ C$, po czym łagodnie maleje. Liczba Lautreca N_L zmienia się tym razem w niewielkim zakresie (zob. Rys. 6.6(d)) i wydaje się mieć niewielki wpływ na sprawność silnika. Przyczyny istnienia optimum sprawności można się raczej doszukiwać w rosnących wraz ze wzrostem temperatury stratach ciepła oraz możliwych zmianach warunków akustycznych, które sugeruje wykres na Rys. 6.6(c). Mimo liniowego przyrostu mocy, tempo wzrostu amplitudy ciśnienia maleje, co może być spowodowane delikatną zmianą pola akustycznego w całym falowodzie silnika. Interesującym rezultatem analizy jest fakt, że silnik może pracować nawet przy bardzo niskiej temperaturze zasilania równej $150^\circ C$. Osiąga on jednak w tym wypadku dużo niższą moc.

6.2 Walidacja modelu numerycznego

Na etapie projektowania eksperymentalnego silnika termoakustycznego zbudowano model numeryczny urządzenia, na podstawie którego przyjęto wstępne założenia konstrukcyjne. Ponieważ model zakładał idealne warunki akustyczne, wartości obliczonych parametrów były znacznie przeszacowane. Osiągana w eksperymentalnym silniku moc akustyczna okazała się dużo niższa. Również rozkład pola akustycznego był nieco przesunięty. Powodem tych różnic mogą być po pierwsze: spore straty ciepła, spowodowane dużą pojemnością cieplną obudowy rdzenia, a także występującym zjawiskiem średniego przepływu, a po drugie: inne występujące w falowodzie silnika efekty nieliniowe. Do tych ostatnich należy m.in. nieuwzględnione w modelu zjawisko oderwania strugi, które w rzeczywistym układzie może występować szczególnie w miejscach zmiany przekroju oraz w kolanach zmieniających kierunek o 90° . Ponadto w podstawowym modelu nie uwzględniono również zwiększonej chropowatości powierzchni wewnętrznej rur rezonatora, mającej bezpośredni wpływ na straty energii akustycznej związane z lepkością i relaksacją termiczną.

Ponieważ zbadanie skali wpływu wymienionych efektów jest niemożliwe oraz nieznanne są związane z nimi współczynniki strat, zastosowano uproszczoną metodę dopasowania modelu numerycznego, którą w swoich badaniach zaproponowali Kruse i in. [42]. W tym celu wprowadzono współczynnik strat C_{obw} , zwiększający obwód rezonatora. Ponieważ model jest liniowy, nie definiuje się w nim kształtu przekroju elementów falowodu. Można zatem nie zmieniając pola przekroju rezonatora zwiększyć jego obwód. Tym sposobem zwiększa się powierzchnię kontaktu ścian z gazem, a zatem również straty lepkościowe i termiczne. Współczynnik korekcyjny C_{obw} opisuje relatywne

zwiększenie obwodu falowodu w stosunku do obwodu okrągłego przekroju. Założeniem tej metody jest równe rozłożenie strat termicznych i lepkościowych, wyrażających w ten sposób również straty generowane wskutek pozostałych efektów.

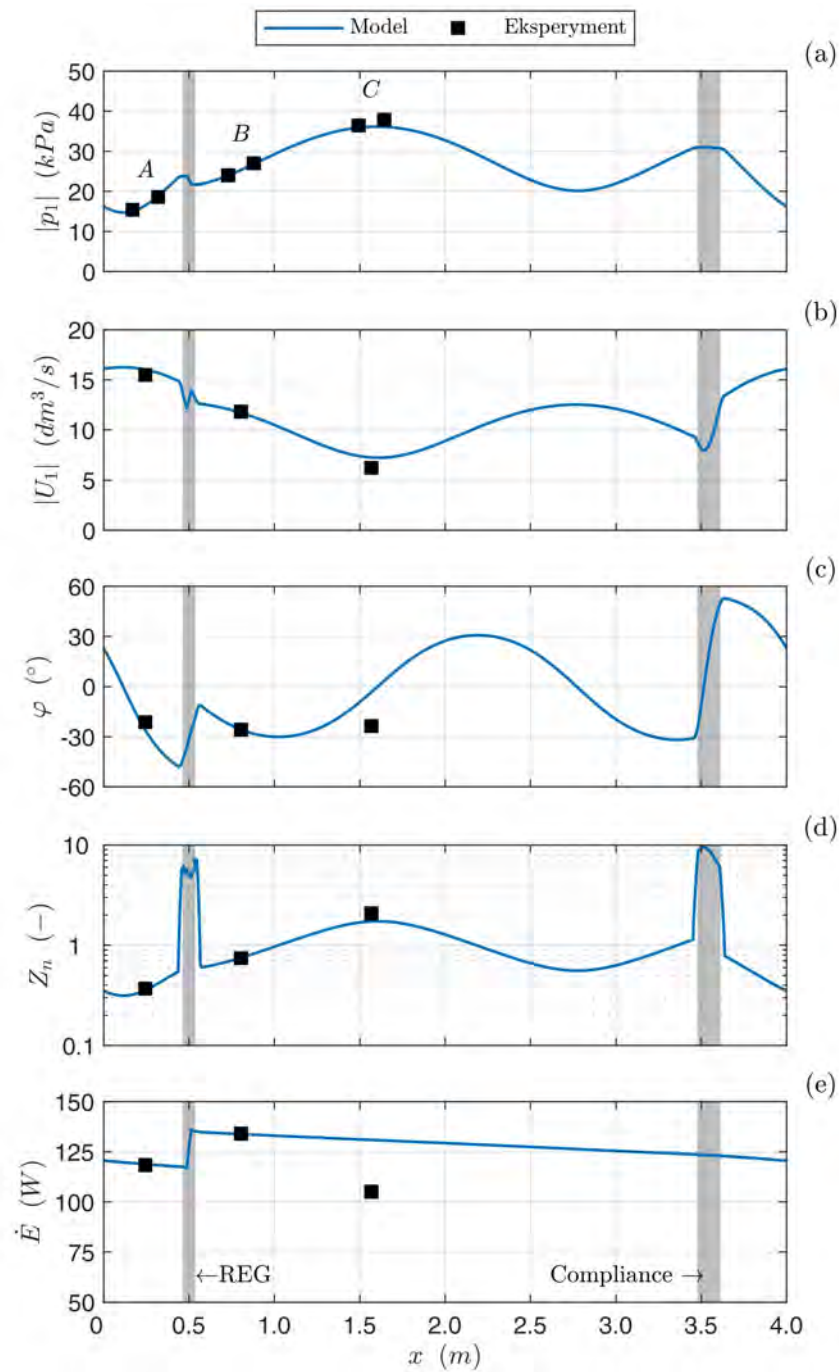
Poprzez zwiększenie współczynnika strat C_{obw} możliwe było obniżenie obliczonej numerycznie mocy do wartości zmierzonej w lokalizacji A . Mimo precyzyjnego dopasowania modelu i eksperymentu pod względem mocy, pozostałe obliczane parametry akustyczne nadal odbiegały od wyznaczonych w rzeczywistym silniku. Do otrzymania zgodnego rozkładu pola akustycznego potrzebne było odpowiednie skorygowanie pozycji i długości segmentu *Compliance*. Parametry te zmieniano tak, aby dopasować amplitudę ciśnienia w pozycjach A i B do zmierzonych wartości. Rzeczywista pozycja segmentu X_{comp} różni się od skorygowanej numerycznie wartości X_{num} zazwyczaj w granicach kilku centymetrów. Z kolei wartości rzeczywistej długości L_{comp} odbiegają zaledwie o kilka milimetrów od tej wyznaczonej numerycznie L_{num} . Wy tłumaczeniem tych zmian mogą być niedokładności wykonanych elementów, tj. średnicy rur, czy długości całej pętli mierzonej w osi rezonatora. Niewielka zmiana objętości układu może powodować przesunięcie pozycji dopasowującego filtra akustycznego. Zmniejszenie efektywnej objętości może również być spowodowane oderwaniem strugi w kolanach falowodu. Wartości parametrów geometrycznych segmentu są ze sobą ściśle związane, a zatem zmiana pozycji filtra indukuje również zmianę jego długości. Dopasowanie modelu numerycznego do uzyskanych wyników eksperymentalnych przeprowadzono osobno dla kilku punktów pomiarowych. Otrzymane w ten sposób parametry dopasowania przedstawiono w Tab. 6.2. Wykresy rozkładu pola dla wszystkich zawartych w tabeli punktów można znaleźć w dodatku C.

Tab. 6.2 Parametry dopasowania modelu numerycznego dla różnych eksperymentalnych parametrów geometrycznych segmentu *Compliance*.

Parametry eksperymentalne		Parametry dopasowania		
X_{comp} (<i>cm</i>)	L_{comp} (<i>cm</i>)	C_{obw} (–)	X_{num} (<i>cm</i>)	L_{num} (<i>cm</i>)
308	10	2,2354	302	11,82
308	12	2,4575	304,46	12,67
308	14	1,9561	308,4	14,33
305	12	2,1643	302,7	12,77
302	12	1,8178	301,14	12,90

6.2.1 Pole akustyczne

Dzięki dopasowaniu modelu numerycznego możliwe jest obliczenie parametrów akustycznych dla całego falowodu silnika termoakustycznego. Wykresy rozkładu pola akustycznego dla reprezentatywnego punktu pomiarowego ($L_{comp} = 12\text{ cm}$



Rys. 6.7 Rozkład pola akustycznego wzdłuż falowodu eksperymentalnego silnika, dla punktu konfiguracji segmentu: $L_{comp} = 12\text{ cm}$ i $X_{comp} = 308\text{ cm}$. (a) amplituda ciśnienia $|p_1|$, (b) amplituda prędkości objętościowej $|U_1|$, (c) przesunięcie fazowe φ , (d) znormalizowana impedancja Z_n oraz (e) moc akustyczna \dot{E} .

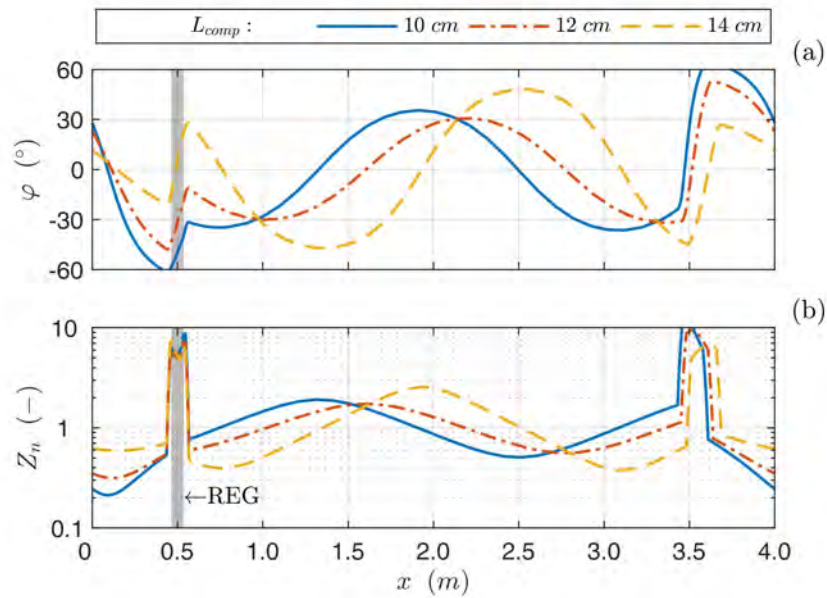
i $X_{comp} = 308\text{ cm}$) przedstawiono na Rys. 6.7. Wyznaczone eksperymentalnie wartości zaznaczono kwadratami. Interpretacja wykresu jest podobna jak w przypadku opisanych w rozdziałach 3. i 4. Pole akustyczne między regeneratorem a segmentem *Compliance*

charakteryzują lepsze warunki fali niż w pozostałym obszarze. Przesunięcie fazowe między ciśnieniem a prędkością φ waha się między -30° a 30° , a znormalizowana impedancja Z_n nie odbiega w sposób znaczący od 1. Fala akustyczna na krótkim odcinku za segmentem *Compliance* posiada znacznie więcej komponentów fali stojącej (dużo większe φ i mniejsze Z_n). Rozłożone w ten sposób pole akustyczne sprawia, że w regeneratorze ustalają się następujące warunki akustyczne: $\varphi = -31^\circ$ i $Z_n = 5,05$, bliskie wskazanym w rozdziałach 3. i 4 wartościom optymalnym.

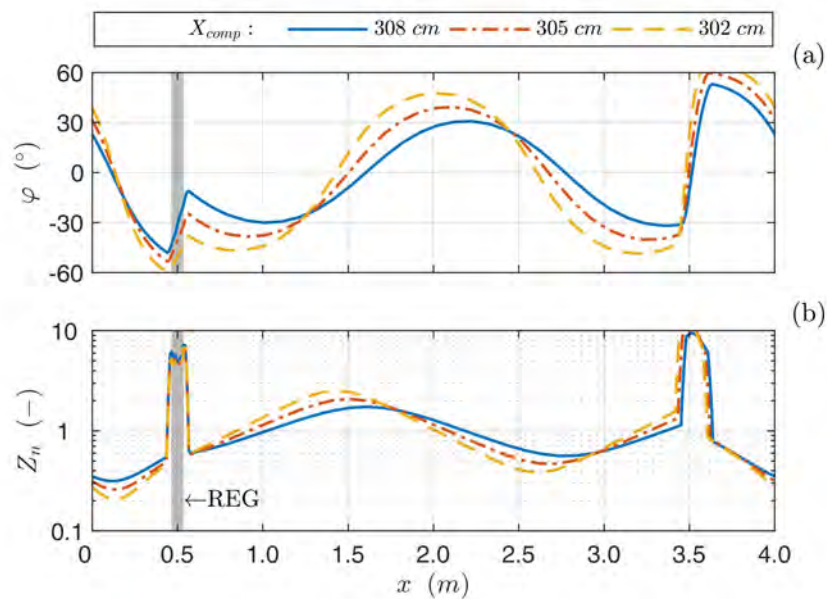
Dopasowany przy pomocy trzech tylko parametrów model przedstawia dużą zgodność również z pozostałymi wyznaczonymi eksperymentalnie wartościami. Rozbieżność mierzonych parametrów od teoretycznej krzywej występuje jedynie w lokalizacji *C*. Mierzone w tym miejscu wartości amplitudy ciśnienia $|p_1|$ (Rys. 6.7(a)) leżą blisko wyznaczonej z modelu linii, jednak gradient między punktami jest bardziej stromy. Może to oznaczać błąd pomiaru fazy sygnałów ciśnienia lub samej wartości amplitudy. Jak wspomniano wcześniej, pomiar sygnałów ciśnienia w miejscu gdzie różnica faz czujników θ jest niewielka (tj. blisko lokalnego maksimum lub minimum amplitudy) jest narażona na dużą niepewność pomiaru. Zarówno we wzorze na moc akustyczną (5.6) jak i na wartość przesunięcia fazowego między ciśnieniem a prędkością (5.7) kąt θ występuje w funkcji *sinus*. Ponieważ dla przedstawionego pomiaru różnica faz sygnałów ciśnienia wynosi $\theta = 6,75^\circ$, odchylenie od wartości teoretycznej wynoszące ok. $1,5^\circ$ powoduje duży błąd wyznaczonych eksperymentalnie parametrów. O ile ma to niewielki wpływ na amplitudę prędkości objętościowej $|U_1|$ (Rys. 6.7(b)) i znormalizowaną impedancję Z_n (Rys. 6.7(d)), o tyle odchylenie wartości przesunięcia fazowego φ (Rys. 6.7(c)) i mocy akustycznej \dot{E} (Rys. 6.7(e)) od linii teoretycznej jest bardzo wyraźne. Niewielki, jakby się wydawało, błąd pomiaru ciśnienia i fazy w lokalizacji *C* sprawia, że wyznaczona wartość mocy w tym miejscu jest nawet niższa od mocy w kolejnym punkcie falowodu *A*, co jest fizycznie niemożliwe.

Wykresy przesunięcia fazowego i znormalizowanej impedancji dla przedstawionych w Tab. 6.2 punktów pomiarowych zestawiono ze sobą na Rys. 6.8 i 6.9. Porównane w ten sposób pole akustyczne może pomóc zinterpretować różnice parametrów silnika dla różnych konfiguracji segmentu *Compliance* (por. Rys. 6.2). Rys. 6.8 przedstawia wpływ zmiany długości segmentu *Compliance* na pole akustyczne, przy stałej pozycji segmentu równej $X_{comp} = 308\text{ cm}$. Konfigurację, przy której osiągana jest najwyższa moc akustyczna silnika ($L_{comp} = 12\text{ cm}$) wyróżnia najlepiej dopasowane pole akustyczne, posiadające najmniej komponentów fali stojącej. Podobny, aczkolwiek przesunięty rozkład pola osiągnąć jest dla $L_{comp} = 10\text{ cm}$, jednak osiągnięte w ten sposób przesunięcie fazowe w regeneratorze równe około $\varphi = -45^\circ$ uniemożliwia sprawną konwersję energii. Z kolei konfiguracja segmentu o długości $L_{comp} = 14\text{ cm}$ pozwala na osiągnięcie w regeneratorze $\varphi \approx 0^\circ$, jednak na skutek nieoptymalnego pola akustycznego w całym falowodzie silnik o tej konfiguracji osiąga mniejszą moc.

Rys. 6.9 przedstawia, w analogicznym układzie, wpływ zmiany pozycji segmentu



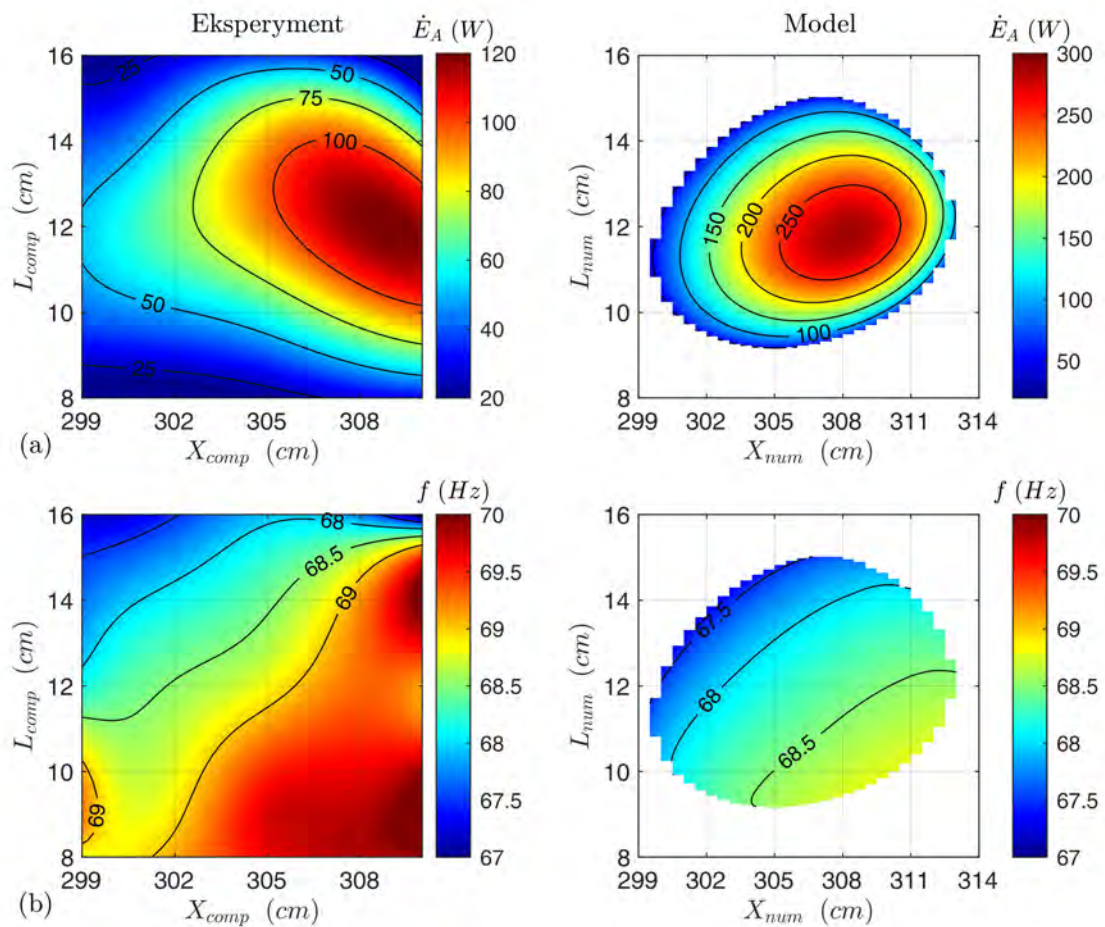
Rys. 6.8 Wpływ zmiany długości segmentu *Compliance* L_{comp} dla jego stałej pozycji równej $X_{comp} = 308$ cm na: (a) przesunięcie fazowe φ , (b) znormalizowaną impedancję Z_n wzdłuż całego falowodu.



Rys. 6.9 Wpływ zmiany pozycji segmentu *Compliance* X_{comp} dla jego stałej długości równej $L_{comp} = 12$ cm na: (a) przesunięcie fazowe φ , (b) znormalizowaną impedancję Z_n wzdłuż całego falowodu.

Compliance X_{comp} na warunki akustyczne przy jego stałej długości równej $L_{comp} = 12\text{ cm}$. W tym wypadku najlepsze pole akustyczne osiągnięte jest dla $X_{comp} = 308\text{ cm}$. Przy przemieszczeniu segmentu w kierunku mniejszych wartości X_{comp} rośnie zakres przesunięcia fazowego φ w falowodzie, a znormalizowana impedancja Z_n coraz bardziej odbiega od optymalnej, charakterystycznej dla fali biegnącej, wartości równej 1. Ponadto zmiana X_{comp} skutkuje również obniżeniem wartości przesunięcia fazowego φ w regeneratorze co wzmaga efekt spadku mocy akustycznej.

6.2.2 Parametry pracy silnika



Rys. 6.10 Porównanie rozkładu (a) mocy akustycznej \dot{E}_A w lokalizacji A, (b) częstotliwości rezonansowej układu f , wyznaczonych eksperymentalnie i przy pomocy modelu numerycznego dla różnych długości i pozycji segmentu *Compliance*.

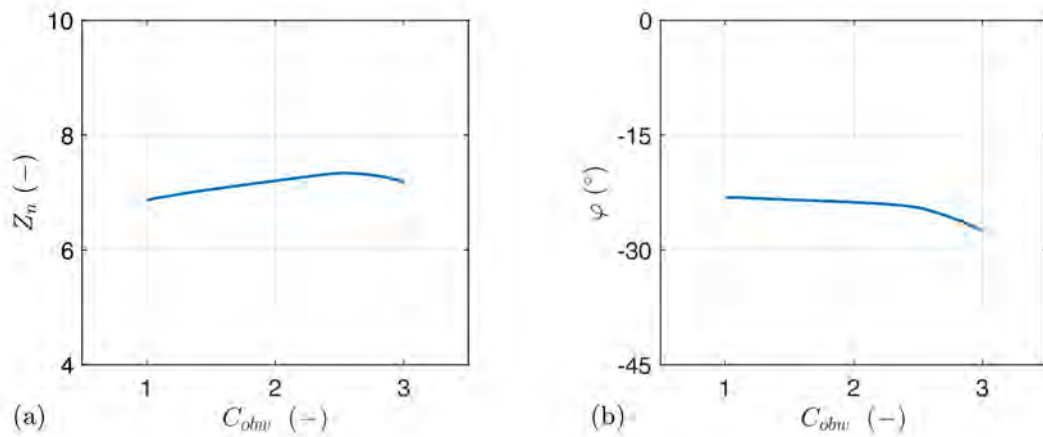
Ponieważ parametry korekcyjne modelu numerycznego są dobierane indywidualnie dla każdego punktu pomiarowego, porównanie rozkładu osiągniętej mocy akustycznej dla modelu i eksperymentu staje się problematyczne. Próbę zestawienia wykresów danych pomiarowych i numerycznych przedstawia Rys. 6.10. Wykresy po lewej stronie

przedstawiają wielkości wyznaczone eksperymentalnie, a te po prawej – wielkości wyznaczone dla modelu numerycznego przy współczynniku korekcyjnym $C_{obw} = 1,8$. Jak można zauważyć na Rys. 6.10(a), maksimum mocy akustycznej osiągane jest dla podobnych parametrów segmentu *Compliance* wyznaczonych eksperymentalnie (X_{comp} , L_{comp}), jak i numerycznie (X_{num} , L_{num}), jednak jego wartość jest ponad dwukrotnie wyższa dla modelu. Wynika to z faktu zastosowania niższego współczynnika korekcyjnego od wyznaczonego dla tego punktu ($C_{obw} = 2,46$). Przeprowadzenie symulacji przy takim współczynniku strat skutkowałoby dużo niższym zakresem pokazywanych wartości. Prawdopodobne jest, że program obliczeniowy *DeltaEC* ma problem z przeprowadzeniem symulacji pracy silnika przy bardzo niskich wartościach mocy akustycznej.

Z wyników eksperymentalnych wynika, że zaplanowane konfiguracje segmentu *Compliance* nie obejmują całego zakresu możliwych punktów pracy silnika. Wykres kończy się na $X_{comp} = 310$, a do pełnego obrazu brakuje wartości dla kolejnych pozycji segmentu (prawa strona wykresu). Znaczącym jest jednak fakt, że udało się eksperymentalnie wyznaczyć punkt maksymalnej mocy. Mimo braku pełnego obrazu eksperymentalny silnik pracuje w szerszym zakresie pozycji i długości segmentu (szczególnie dla mniejszych X_{comp}) niż zaprezentowany model numeryczny. W skrajnych obszarach pokazanego zakresu wykres się wypłaszcza. Dla tych punktów urządzenie osiąga niewielką moc. Można to wytłumaczyć następująco: straty akustyczne (także te uwzględniające efekty nieliniowe) są proporcjonalne do mocy akustycznej, stąd im bliżej maksimum, tym wyższy współczynnik strat C_{obw} . Uśredniona dla modelu wartość $C_{obw} = 1,8$ jest za niska dla punktów maksymalnej mocy, a zbyt duża dla punktów małej mocy. Z tego powodu wykres dla modelu numerycznego charakteryzuje dużo wyższe maksimum i równomierny, dość stromy spadek wartości. Niewielkie obrócenie charakterystyki może być spowodowane zjawiskiem średniego przepływu przyjmującym różne natężenie dla poszczególnych punktów pomiarowych.

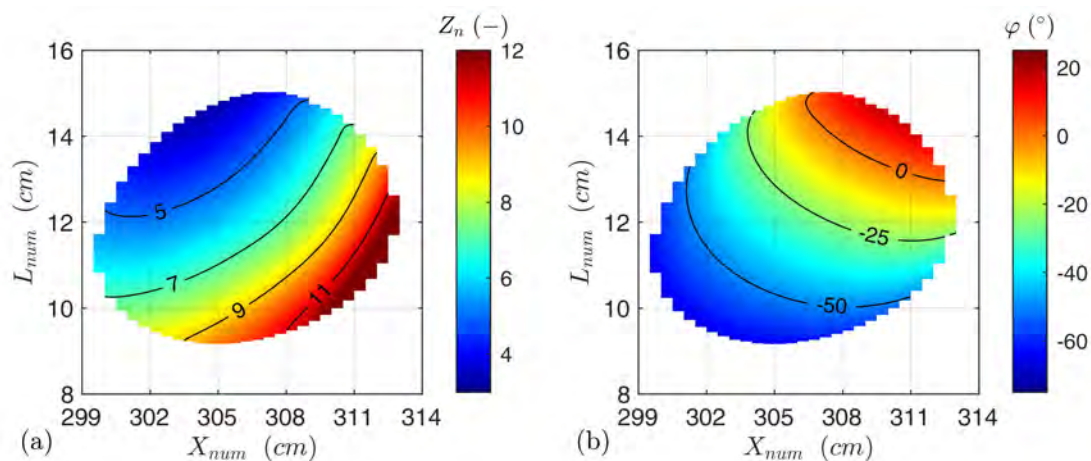
Pokazany na Rys. 6.10(b) rozkład wartości częstotliwości rezonansowej potwierdza dobrą ogólną zbieżność wyników numerycznych i eksperymentalnych. Przesunięcie charakterystyki o zaledwie $0,5\text{ Hz}$ może wynikać ze wspomnianych wyżej niedokładności wykonania elementów konstrukcyjnych oraz zjawisk nieliniowych.

Na podstawie zwalidowanego w opisany sposób modelu numerycznego można przedstawić charakterystykę parametrów, których nie da się wyznaczyć eksperymentalnie. Jak podkreślano wielokrotnie, kluczowymi dla silnika wielkościami są warunki akustyczne panujące w regeneratorze: znormalizowana impedancja Z_n i przesunięcie fazowe φ , które w sposób uniwersalny charakteryzują zależności między oscylacjami ciśnienia i prędkości objętościowej. Ze względu na skomplikowany sposób dopasowania modelu numerycznego, aby wykreślić charakterystyki Z_n i φ należy przyjąć konkretną wartość współczynnika korekcyjnego C_{obw} , która w rzeczywistości nie jest równa dla wszystkich punktów pomiarowych. O ile zmiana reprezentującej straty



Rys. 6.11 Wpływ wartości współczynnika strat na obliczone warunki akustyczne w regeneratorze: (a) znormalizowaną impedancję Z_n , (b) przesunięcie fazowe φ .

współczynnika C_{obw} powoduje istotne różnice w osiąganym momencie silnika, o tyle nie wpływa ona znacząco na same warunki akustyczne w regeneratorze, co pokazano na Rys. 6.11. Znormalizowana impedancja (Rys. 6.11(a)) dla bazowego modelu ($C_{obw} = 1$) wynosi ok. 7 przy rosnącym do $C_{obw} = 3$ zmienia się maksymalnie o 0,5. W tym samym zakresie zmiany C_{obw} kąt przesunięcia fazowego różni się zaledwie o kilka stopni (zob. Rys. 6.11(b)). Do dalszej analizy wybrano zatem uwzględnioną wcześniej wartość $C_{obw} = 1,8$.



Rys. 6.12 Wpływ zmiany obliczonych numerycznie: pozycji segmentu *Compliance* X_{num} i jego długości L_{num} na warunki akustyczne w regeneratorze: (a) znormalizowaną impedancję Z_n , (b) przesunięcie fazowe φ .

Rys. 6.12 przedstawia rozkład otrzymanych dla modelu numerycznego wartości znormalizowanej impedancji Z_n i przesunięcia fazowego φ . Kształt obu charakterystyk odpowiada zależnościom między parametrami geometrycznymi filtra akustycznego a

warunkami akustycznymi w regeneratorze, które zostały omówione w rozdziale 4. W punkcie maksymalnej mocy silnika, a zatem: $X_{num} \approx 308 \text{ cm}$ i $L_{num} \approx 12 \text{ cm}$ (por. Rys. 6.2(a)), znormalizowana impedancja wynosi około 7, a przesunięcie fazowe jest bliskie -25° . Zwiększona impedancja $Z_n \gg 1$ i ujemna wartość przesunięcia fazowego φ w regeneratorze potwierdzają słuszność poczynionych wcześniej na podstawie symulacji numerycznych obserwacji.

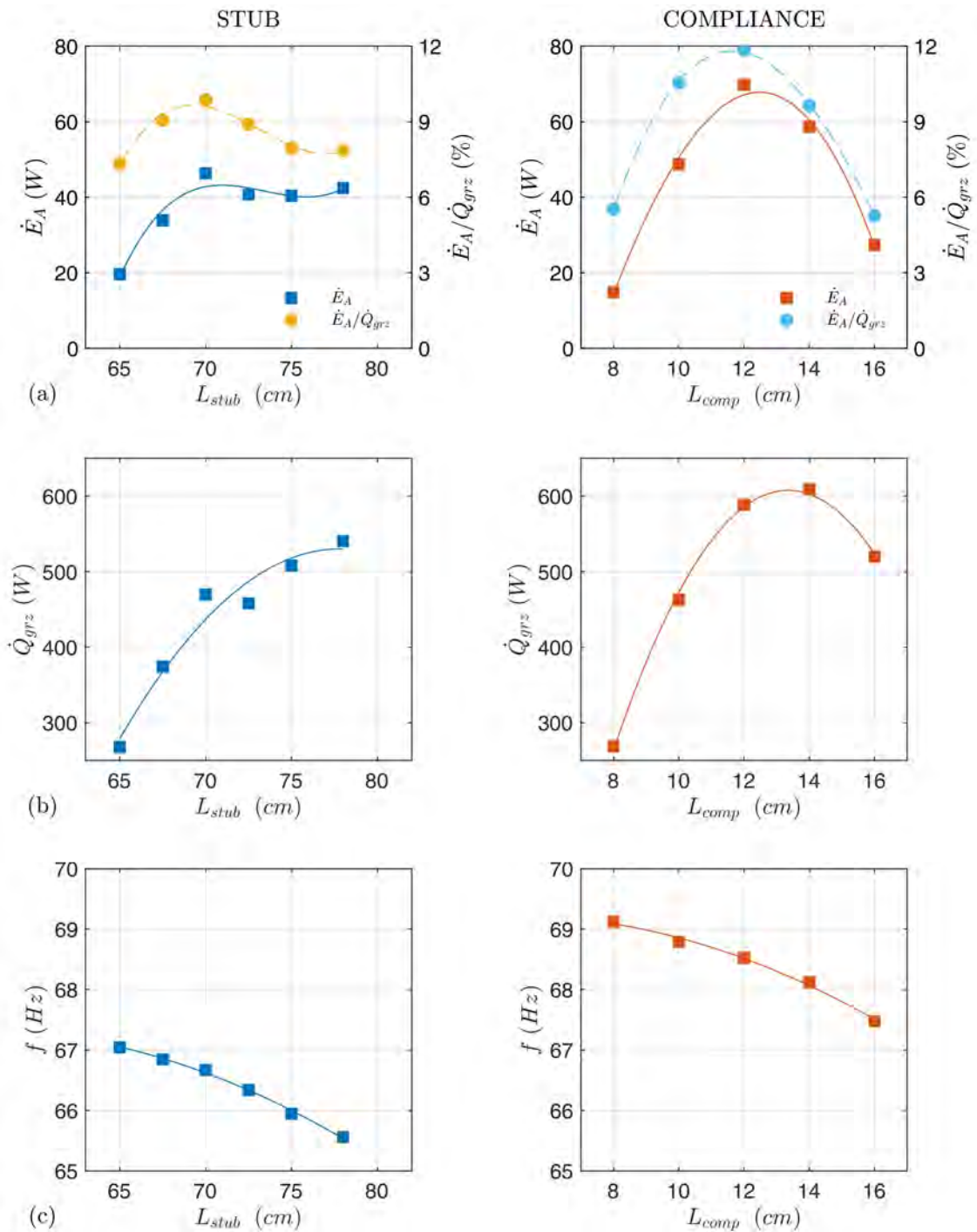
6.3 Porównanie wyników dla króćca *stub* i segmentu *Compliance*

Ostatnim elementem badań było porównanie pracy silnika przy zastosowaniu różnych filtrów akustycznych: segmentu *Compliance* i króćca *stub*. Zastosowanie króćca w pozycji $X_{stub} = 296 \text{ cm}$ nie umożliwiało efektywnej pracy silnika przy zadanych parametrach. Z tego powodu elementy dopasowujące porównano jedynie dla pozycji $X_{stub} = X_{comp} = 302 \text{ cm}$.

Rys. 6.13(a) przedstawia wykresy mocy akustycznej \dot{E}_A w lokalizacji *A* oraz, będący wyznacznikiem sprawności, stosunek mocy do strumienia dostarczanego ciepła \dot{E}_A/\dot{Q}_{grz} dla obydwu filtrów. W całym zakresie mierzonych długości elementów parametry osiągane dla segmentu *Compliance* przewyższają te otrzymane przy zastosowaniu króćca *stub*. Wyniki pomiarów dla segmentu *Compliance* mają wyraźne maksimum i dają się aproksymować wielomianem drugiego stopnia. W przypadku króćca *stub*, po osiągnięciu maksimum wielkości łagodnie maleją by znów wzrosnąć. Ten niespodziewany przebieg linii aproksymującej wyniki pomiarów może być spowodowany błędem pomiaru ostatnich dwóch wartości. Inne wytłumaczenie może być związane z samą konstrukcją króćca. Długość filtra, a co za tym idzie – jego objętość robocza, ustalana jest przy pomocy tłoka. W przypadku niewielkiej nieszczelności między pierścieniem tłoka a ściankami rury, dźwięk ma szansę przedostać się do objętości za tłokiem, wytracając przy tym część energii. Ostatni pomiar wykonywany był przy pełnej długości króćca ($L_{stub} = 78 \text{ cm}$), czyli bez użycia tłoka. Mogłoby to tłumaczyć skok w górę ostatniej mierzonej wartości mocy, aczkolwiek pewne wyjaśnienie kształtu osiągniętej charakterystyki nie jest znane. Przebieg krzywych relatywnej sprawności \dot{E}_A/\dot{Q}_{grz} jest wynikiem zestawienia mocy i strumienia ciepła dostarczanego w nagrzewnicy \dot{Q}_{grz} , przedstawionego na Rys. 6.13(b). Konsekwentnie: silnik z segmentem *Compliance* pobiera więcej ciepła, które konwertuje na większą moc akustyczną, niż to ma miejsce w przypadku silnika ze *stub*.

Na Rys. 6.13(c) zestawiono częstotliwość rezonansową f dla obydwu konfiguracji silnika. W przypadku zastosowania króćca, relatywnie większa długość układu skutkuje mniejszą wartością f . Mimo tej samej długości pętli rezonatora, *stub* jako element liniowy układu powoduje efektywne zwiększenie długości, w której rozchodzi się fala. Z kolei w segmencie *Compliance* zwiększa się jedynie przekrój rezonatora, podczas gdy długość układu pozostaje stała. Różnice częstotliwości mogą mieć istotny wpływ na

6.3. PORÓWNANIE WYNIKÓW DLA KRÓĆCA *STUB* I SEGMENTU *COMPLIANCE*



Rys. 6.13 Porównanie parametrów osiągniętych dla króćca *stub* i segmentu *Compliance* ustawionych w tej pozycji rezonatora: $X_{stub} = X_{comp} = 302$ cm. (a) moc akustyczna \dot{E}_A w lokalizacji *A* oraz jej stosunek do strumienia dostarczanego ciepła \dot{E}_A/\dot{Q}_{grz} , (b) strumień ciepła dostarczany w nagrzewnicy \dot{Q}_{grz} , (c) częstotliwość rezonansowa f .

osiągane parametry silnika, co opisano szerzej w pkt. 4.1.1. Aby porównanie było bardziej miarodajne należałoby tak dostosować długość rezonatora, aby zapewnić stałą

częstotliwość. Ze względów konstrukcyjnych jest to trudne do zrealizowania w układzie eksperymentalnym, natomiast jest możliwe do wykonania przy użyciu modelu numerycznego. Wyniki symulacji przy tak zdefiniowanych warunkach zaprezentowano w rozdziale 4.

Przedstawione porównanie eksperymentalne dwóch zastosowanych filtrów akustycznych jedynie pobieżnie wyjaśnia różnice osiąganych parametrów dla obydwu systemów. Aby uzyskać pełniejszy obraz, należałoby by wykonać więcej pomiarów zmieniając również pozycję króćca, co na obecnym stanowisku jest niemożliwe.

6.4 Podsumowanie

Powyżej przedstawiono wyniki badań eksperymentalnego silnika termoakustycznego, wykorzystującego dopasowujące pole akustyczne elementy, zwane filtrami akustycznymi. Na podstawie wykonanych pomiarów przeprowadzono uproszczoną walidację modelu numerycznego, dzięki któremu możliwe było uzyskanie pełniejszego obrazu warunków panujących w całym urządzeniu i potwierdzenie na bazie eksperymentu dokonanych wcześniej obserwacji. Przedstawiona w tym rozdziale analiza prowadzi do następujących wniosków:

- Przy pomocy dołączonego do rezonatora filtra akustycznego w postaci segmentu o zwiększonym przekroju można dopasować pole akustyczne w regeneratorsie i rezonatorsie silnika. Zmieniając długość segmentu i jego pozycję w falowodzie można osiągnąć różne wartości mocy akustycznej, której maksimum odpowiada konkretnej kombinacji tych dwóch parametrów geometrycznych.
- Stosunek uzyskanej w układzie eksperymentalnym mocy akustycznej do dostarczonego ciepła jest ograniczony poprzez duży strumień strat ciepła. Większość z nich generowana jest w samej obudowie rdzenia. Pozostała część powstaje na skutek zjawiska średniego przepływu, które wymusza konwekcyjny transport ciepła między wymiennikami.
- Zarówno podwyższenie temperatury nagrzewnicy, jak i średniego ciśnienia gazu roboczego powoduje liniowy wzrost mocy akustycznej silnika, jednak biorąc pod uwagę jego sprawność można wyznaczyć optymalną wartość obydwu parametrów. Istnienie optimum jest związane ze zmienną liczbą Lautreca. Dostosowanie promienia hydraulicznego regeneratorsa do aktualnych parametrów gazu mogłoby zmienić otrzymaną charakterystykę.
- Ze względu na występujące w rzeczywistym silniku straty akustyczne wynikające ze zjawisk nieliniowych, dopasowanie modelu do wyników pomiarów wymaga zastosowania współczynnika korekcyjnego reprezentującego te straty. Aby odzwierciedlić dokładny rozkład pola akustycznego w danym punkcie

pomiarowym potrzebne jest również skorygowanie w niewielkim stopniu długości i pozycji filtra akustycznego.

- Straty akustyczne zależne od osiągniętej w silniku eksperymentalnym mocy uniemożliwiają ilościowe porównanie rozkładu otrzymanych wyników z modelem numerycznym dla wszystkich punktów pomiarowych. Ogólny kształt tego rozkładu oraz punkt maksymalnej mocy są przewidziane poprawnie. Uzyskany na tej podstawie rozkład parametrów akustycznych w regeneratorze: znormalizowanej impedancji i przesunięcia fazowego, potwierdza wyniki wykonanych wcześniej symulacji numerycznych. W optymalnym punkcie pracy silnika znormalizowana impedancja przyjmuje wartość dużo większą od 1, a przesunięcie fazowe wartość ujemną (dla tego konkretnego systemu jest to: $Z_n = 7$ i $\varphi = -15^\circ C$).
- Próba porównania dwóch filtrów akustycznych: bocznego króćca *stub* i segmentu *Compliance* o zwiększonym przekroju, dała przewidywalne wyniki wskazując na przewagę tego drugiego pod względem osiągniętych parametrów. W celu uwiarygodnienia przedstawionych wniosków potrzebne jest przeprowadzenie dodatkowych badań.

Celem badań eksperymentalnych było potwierdzenie wniosków opartych na symulacjach numerycznych, przedstawionych w rozdziałach 3. i 4. Dzięki budowie rzeczywistego układu termoakustycznego z jednym rdzeniem i zapętlonym rezonatorem λ możliwe było praktyczne sprawdzenie działania dołączonego do rezonatora filtra akustycznego i jego wpływu na pracę silnika.

Rozdział 7

Podsumowanie i wnioski

Mimo swojej ponad dwustuletniej historii, termoakustyka uważana jest wciąż za jedną z nowszych dyscyplin naukowych, a jej intensywny rozwój nabral tempa właśnie w ostatnich latach. W praktyce efekt termoakustyczny daje się zastosować w urządzeniach cieplnych: silnikach i chłodziarkach, bazujących na klasycznych obiegach termodynamicznych. Różnica między urządzeniami termoakustycznymi a konwencjonalnymi leży w sposobie konwersji oraz transportu energii. W przypadku urządzeń termoakustycznych nośnikiem energii jest fala akustyczna.

W przedstawionej rozprawie podjęto temat termoakustyki, a w szczególności zajęto się badaniem jednosekcyjnego termoakustycznego silnika Stirlinga z zapętlnym rezonatorem. Zarówno analiza numeryczna jak i przeprowadzone badania eksperymentalne dotyczą silnika w tym samym układzie: z zapętlnym rezonatorem λ i umieszczonym w nim jednym rdzeniem termoakustycznym o zwiększonym przekroju oraz dolnoprzepustowym filtrem akustycznym mającym na celu dopasowanie warunków pracy urządzenia. Głównym celem pracy było określenie wpływu warunków akustycznych w regeneratorze i rezonatorze urządzenia na jego parametry pracy. Zmiana parametrów określających te warunki: znormalizowanej impedancji oraz przesunięcia fazowego między ciśnieniem akustycznym a prędkością objętościową, realizowana była poprzez dostosowanie geometrii zastosowanego filtra akustycznego.

W ramach pracy zrealizowano szereg zadań prowadzących do osiągnięcia głównego celu. Na początku przeprowadzono studium literaturowe obejmujące rys historyczny badań w dziedzinie termoakustyki, a także wprowadzenie w aktualną problematykę. Następnie przybliżono teoretyczne podstawy zjawiska i podano jego opis matematyczny. W kolejnych rozdziałach przedstawiono wyniki symulacji numerycznych bazujących na zbudowanym w programie DeltaEC modelu silnika termoakustycznego. Model ten i jego różne modyfikacje posłużyły zarówno do przeprowadzania obszernej analizy pracy systemu przy zmiennych parametrach geometrycznych i procesowych, jak i do porównania działania różnego typu filtrów akustycznych, których funkcjonalność opisano szczegółowo w rozdziale 4. Potwierdzenie uzyskanych numerycznie wyników było możliwe

dzięki badaniom eksperymentalnym przeprowadzonym na specjalnie zbudowanym w tym celu rzeczywistym silniku termoakustycznym. Analiza wyników otrzymanych na podstawie symulacji oraz badań eksperymentalnych prowadzi do następujących wniosków:

1. Przy pomocy zainstalowanego w rezonatorze dolnoprzepustowego filtra akustycznego można bardzo precyzyjnie dostroić warunki akustyczne w regeneratorze jednosekcyjnego silnika. W tym celu należy zastosować odpowiednią konfigurację dwóch parametrów geometrycznych filtra: jego objętości oraz pozycji umiejscowienia w rezonatorze. Działanie filtra powoduje nie tylko osiągnięcie określonych parametrów w samym regeneratorze, ale ma również wpływ na rozkład pola akustycznego w całym falowodzie silnika.
2. Obieg termodynamiczny silnika zachodzi bezpośrednio w regeneratorze. Z punktu widzenia teorii, aby silnik pracował najefektywniej konieczne jest zapewnienie w tym miejscu warunków fali biegnącej (przesunięcia fazowego bliskiego 0°) o dużej impedancji (kilkakrotnie większej od impedancji charakterystycznej). Przeprowadzone symulacje i badania pokazują jednak, że przy takim założeniu silnik osiąga niewielką moc. Zapewnienie w regeneratorze idealnych teoretycznie warunków skutkuje dużą zawartością komponentów fali stojącej w rezonatorze silnika, co z kolei jest powodem znacznych strat akustycznych. Dlatego znalezienie optymalnego punktu pracy wymaga kompromisu między osiągnięciem odpowiednich warunków akustycznych w regeneratorze a najlepszym rozkładem pola akustycznego w pozostałej części falowodu. W rezultacie w punkcie maksymalnej mocy przesunięcie fazowe w regeneratorze przyjmuje wartości ujemne w granicach $-20^\circ \div -30^\circ$, a wartość znormalizowanej impedancji znajduje się w zakresie $5 \div 10$. Dokładne wartości tych parametrów zależą od konfiguracji systemu, a także od optymalizowanej wielkości. Przykładowo maksymalna osiągnięta moc silnika i jego maksymalna sprawność osiągnane są w innych punktach pracy i wymagają innych warunków akustycznych.
3. W celu zapewnienia optymalnych warunków akustycznych w jednosekcyjnym silniku termoakustycznym można zastosować różnego typu dolnoprzepustowe filtry akustyczne. W pracy porównano działanie trzech takich elementów: bocznego króćca *stub* podłączonego przy pomocy trójkąta do rezonatora, segmentu *Compliance* będącego zwiększeniem przekroju rezonatora oraz segmentu *Inertance* zwężającego jego przekrój. Mechanizm dopasowania pola akustycznego jest podobny dla wszystkich filtrów. Ze względu na inne warunki brzegowe, filtry różnią się pod względem lokalizacji w rezonatorze. Wprowadzające warunek brzegowy drugiego rzędu: segment *Compliance* i króciec *stub*, można zainstalować w odległości równej około $\frac{1}{4}$ lub $\frac{3}{4}$ długości fali λ za regeneratorem. Ze względu na lepszy rozkład pola akustycznego bardziej wskazana jest lokalizacja $\frac{3}{4}\lambda$. Segment

Intertance, ze względu na wprowadzany przez niego warunek pierwszego rzędu, należy umiejscowić w połowie rezonatora, tj. w odległości około $\frac{1}{2}\lambda$ od regeneratora. Pod względem osiągniętej mocy silnika najlepiej wypada segment *Compliance*, jednak pozostałe filtry posiadają inne zalety związane z aspektami konstrukcyjnymi.

4. Jednosekcyjny silnik termoakustyczny z zapętlonym rezonatorem λ można z powodzeniem zastosować do odzysku ciepła odpadowego ze źródeł o niskiej temperaturze. Zamodelowany numerycznie silnik napełniony helem pod ciśnieniem 3 MPa osiągał dużą moc przy temperaturze nagrzewnicy równej 150°C . Układ eksperymentalny wykorzystywał argon pod niższym ciśnieniem $0,8\text{ MPa}$ i był zaprojektowany dla temperatury nagrzewnicy równej 250°C . Obniżenie temperatury o 100°C zmniejszało co prawda zdecydowanie poziom mocy silnika, ale wciąż nie zatrzymywało jego działania.
5. Kluczowymi elementami silnika mającymi bezpośredni wpływ na proces konwersji energii są regenerator i przyległe do niego wymienniki ciepła, stanowiące tzw. rdzeń termoakustyczny. Optymalizacja parametrów geometrycznych tych elementów ma ogromne znaczenie dla osiągniętej mocy i sprawności silnika. Dobierając odpowiedni materiał regeneratora i projektując wymienniki ciepła należy mieć na uwadze rodzaj gazu roboczego oraz jego parametry: ciśnienie i temperaturę. Możliwość przewidzenia parametrów fali akustycznej pozwala również dobrać odpowiednią długość wymienników ciepła. Odpowiedni projekt i staranne wykonanie elementów rdzenia może znacząco poprawić osiągi silnika.
6. Osiągany poziom mocy silnika zależy głównie od założonych parametrów procesowych: ciśnienia gazu roboczego i temperatury nagrzewnicy. Wyższe ciśnienie gazu skutkuje zwiększeniem jego masy zawartej w tej samej objętości, a zatem wyższą mocą silnika. Z kolei podwyższenie temperatury nagrzewnicy oznacza zwiększenie potencjału energetycznego wyrażonego efektywną różnicą temperatury wzdłuż regeneratora. Tę samą różnicę można też oczywiście uzyskać obniżając temperaturę chłodnicy. Ze względu na rosnącą w tym kierunku sprawność egzergetyczną jest to bardziej opłacalne. Stwarza to możliwość napędzania silnika termoakustycznego m.in. przy wykorzystaniu procesów odparowania skroplonych gazów.

Na podstawie przedstawionych wyżej wniosków można stwierdzić, że osiągnięto założony cel pracy i potwierdzono prawdziwość postawionej tezy. Obszerne badania jednosekcyjnego termoakustycznego silnika Stirlinga wykazały, że do efektywnej pracy tego urządzenia konieczne jest dopasowanie pola akustycznego w jego falowodzie, które może być realizowane za pomocą odpowiednio dobranego filtra akustycznego.

Podsumowując można stwierdzić, że efekt termoakustyczny stanowi ciekawą perspektywę dla silników cieplnych i chłodziarek. Ze względu na liczne zalety, urządzenia termoakustyczne mogą stanowić alternatywę dla konwencjonalnych systemów, szczególnie w obszarze odzysku ciepła ze źródeł niskotemperaturowych. Jednak aby doszło do ich rychłej komercjalizacji, potrzeba sprostać konkretnym wyzwaniom stojącym nadal przed technologią termoakustyki. Głównym z nich jest poprawa efektywności metod konwersji energii akustycznej w elektryczną, szczególnie dla systemów o dużej mocy. Inne zagadnienia dotyczą optymalizacji konstrukcji elementów urządzeń, szczególnie wymienników ciepła, przy jednoczesnym obniżeniu kosztów ich produkcji, mających na celu ograniczenie strat i poprawę sprawności systemów termoakustycznych. Wyzwania te wskazują kierunek aktualnych badań w dziedzinie termoakustyki.

Dodatki

Dodatek A

Kody źródłowe modeli numerycznych DeltaEC

A.1 Jednosekcyjny silnik z króćcem *stub*

```
TITLE      1-stage engine with a stub
!----- 0 -----
BEGIN      HELIUM 3MPa
3.0000E+6  a Mean P Pa
214.51    b Freq Hz      G
300.00    c TBeg K
1.0721E+5 d |p| Pa      G
0.0000    e Ph(p) deg
0.0000    f |U| m^3/s
0.0000    g Ph(U) deg
1.0000    j nL
HeAr      Gas type
!----- 1 -----
RPN        Enter TAC diameter (calculates area and perimeter of TAC)
0.4000    a G or T      0.12566      A TAC
                                1.2566      B TAC

inp pi * inp sqrd pi * 4 /
!----- 2 -----
RPN        Enter area ratio (calculates area and perimeter of FB)
10.000    a G or T      1.2566E-2    A FB
                                0.39738     B FB

1A inp / 4 * pi / 0.5 ^ pi * 1A inp /
!----- 3 -----
RPN        Can be freely used for IP calculations
0.0000    a G or T      2.8820      A ChngeMe
3.35 17c - 26c -
!----- 4 -----
ANCHOR     Insulation
!----- 5 -----
TBRANCH    Loop begin
-1.4779E+5 a Re(Zb) Pa-s/m^3 G      1.0721E+5 A |p| Pa
925.19     b Im(Zb) Pa-s/m^3 G      0.0000 B Ph(p) deg
                                0.72543 C |U| m^3/s
                                -179.64 D Ph(U) deg
```

A.1. JEDNOSEKCYJNY SILNIK Z KRÓCCEM *STUB*

```

-3.8886E+4 E HtotBr W
-3.8886E+4 F EdotBr W
 3.8886E+4 G EdotTr W
!----- 6 -----
SOFTEND Connection to Loop end
 0.0000 a Re(z) 1.0721E+5 A |p| Pa
 0.0000 b Im(z) 0.0000 B Ph(p) deg
 0.72543 C |U| m^3/s
-179.64 D Ph(U) deg
-3.8886E+4 E Htot W
-3.8886E+4 F Edot W
-3.0124E-5 G Re(z)
 1.8858E-7 H Im(z)
 300.00 I T K
!----- 7 -----
DUCT Pre-TAC FB
sameas 2A a Area m^2 1.8215E+5 A |p| Pa
sameas 2B b Perim m -60.603 B Ph(p) deg
 0.4500 c Length m 0.61868 C |U| m^3/s
 5.0000E-4 d Srough -14.027 D Ph(U) deg
 3.8731E+4 E Htot W
stainless Solid type 3.8731E+4 F Edot W
!----- 8 -----
DUCT Pre-TAC-Volume
sameas 1A a Area m^2 1.8263E+5 A |p| Pa
sameas 1B b Perim m -60.775 B Ph(p) deg
 2.5000E-2 c Length m 0.51724 C |U| m^3/s
 5.0000E-4 d Srough -25.854 D Ph(U) deg
 3.8726E+4 E Htot W
ideal Solid type 3.8726E+4 F Edot W
!----- 9 -----
RPN Set T.gas for targeted T.solid in AHX
 310.80 a G or T G 310.80 A ChngeMe
inp =Tm
!----- 10 -----
HX AHX
sameas 1A a Area m^2 1.8289E+5 A |p| Pa
 0.7000 b GasA/A -60.933 B Ph(p) deg
 1.5000E-2 c Length m 0.4781 C |U| m^3/s
 6.0000E-4 d y0 m -32.353 D Ph(U) deg
-4.4749E+4 e HeatIn W G -6023.0 E Htot W
 288.00 f SolidT K =10H 3.8393E+4 F Edot W
 310.80 G GasT K
copper Solid type 288.00 H SolidT K
!----- 11 -----
STKSCREEN REG (1st half)
sameas 1A a Area m^2 1.7895E+5 A |p| Pa
 0.8000 b VolPor -61.597 B Ph(p) deg
 1.0000E-2 c Length m 0.49774 C |U| m^3/s
 5.4784E-5 d rh m G -41.597 D Ph(U) deg
 0.2000 e ksFrac -6023.0 E Htot W
 4.1849E+4 F Edot W
 310.80 G TBeg K
stainless Solid type 353.75 H TEnd K
!----- 12 -----
RPN Get Z, Zeta, T and d.kappa at REG centre
 0.0000 a G or T 8.0000 A Zeta

```

A.1. JEDNOSEKCYJNY SILNIK Z KRÓCCEM *STUB*

		4.4940E+4		B Z
		353.75		C T.m
		1.0957E-4		D d.k
		1106.7		E a
		4.0823		F rho
rho a dk Tm rho a * 11a 11b * / sto 11A 11C / rcl /				
!----- 13 -----				
STKSCREEN REG (2nd half)				
sameas	11a a Area	m ²	1.7442E+5	A p Pa
sameas	11b b VolPor		-62.10	B Ph(p) deg
sameas	11c c Length	m	0.52677	C U m ³ /s
sameas	11d d rh	m	-50.641	D Ph(U) deg
sameas	11e e ksFrac		-6023.0	E Htot W
			4.5025E+4	F Edot W
			353.75	G TBeg K
stainless	Solid type		397.37	H TEnd K
!----- 14 -----				
HX HXH				
sameas	1A a Area	m ²	1.7444E+5	A p Pa
sameas	10b b GasA/A		-62.254	B Ph(p) deg
sameas	10c c Length	m	0.51346	C U m ³ /s
sameas	10d d y0	m	-57.806	D Ph(U) deg
	5.0758E+4 e HeatIn	W	4.4735E+4	E Htot W
	423.00 f SolidT	K	4.4650E+4	F Edot W
		=14H	397.37	G GasT K
copper	Solid type		423.00	H SolidT K
!----- 15 -----				
STKDUCT Post-TAC-Volume (TBT 1st part)				
sameas	1A a Area	m ²	1.7441E+5	A p Pa
sameas	1B b Perim	m	-62.429	B Ph(p) deg
sameas	8c c Length	m	0.52288	C U m ³ /s
	1.0000E-3 d WallA	m ²	-74.167	D Ph(U) deg
			4.4735E+4	E Htot W
			4.4643E+4	F Edot W
			397.37	G TBeg K
stainless	Solid type		346.23	H TEnd K
!----- 16 -----				
STKDUCT TBT 2nd part				
sameas	2A a Area	m ²	1.6961E+5	A p Pa
sameas	2B b Perim	m	-70.742	B Ph(p) deg
	0.1000 c Length	m	0.53373	C U m ³ /s
	1.0000E-3 d WallA	m ²	-80.372	D Ph(U) deg
			4.4735E+4	E Htot W
			4.4625E+4	F Edot W
			346.23	G TBeg K
stainless	Solid type		300.00	H TEnd K
!----- 17 -----				
DUCT Pre-load FB				
sameas	2A a Area	m ²	1.6571E+5	A p Pa
sameas	2B b Perim	m	-80.151	B Ph(p) deg
	0.1000 c Length	m	0.54153	C U m ³ /s
	5.0000E-4 d Srough		-86.367	D Ph(U) deg
			4.4604E+4	E Htot W
ideal	Solid type		4.4604E+4	F Edot W
!----- 18 -----				
TBRANCH ACOUSTIC LOAD begin				
	2.7049E+6 a Re(Zb)	Pa-s/m ³ G	1.6571E+5	A p Pa

A.1. JEDNOSEKCYJNY SILNIK Z KRÓCCEM *STUB*

```

0.0000 b Im(Zb) Pa-s/m^3          -80.151  B Ph(p)  deg
                                     6.1263E-2 C |U|    m^3/s
                                     -80.151  D Ph(U)  deg
                                     5075.8   E HtotBr W
                                     5075.8   F EdotBr W
                                     3.9528E+4 G EdotTr W
!----- 19 -----
HARDEND   ACOUSTIC LOAD end
0.0000 a R(1/z)                    1.6571E+5 A |p|    Pa
0.0000 b I(1/z)                    -80.151  B Ph(p)  deg
                                     6.1263E-2 C |U|    m^3/s
                                     -80.151  D Ph(U)  deg
                                     5075.8   E Htot   W
                                     5075.8   F Edot   W
                                     0.14434  G R(1/z)
                                     -3.3620E-18 H I(1/z)
!----- 20 -----
DUCT      Pre-stub FB
sameas 2A a Area m^2                1.6257E+5 A |p|    Pa
sameas 2B b Perim m                 54.587   B Ph(p)  deg
      2.8821 c Length m              26c      0.48321 C |U|    m^3/s
      5.0000E-4 d Srough              60.060   D Ph(U)  deg
stainless Solid type                3.9099E+4 E Htot   W
                                     3.9099E+4 F Edot   W
!----- 21 -----
TBRANCH   STUB begin
      677.90 a Re(Zb) Pa-s/m^3 G     1.6257E+5 A |p|    Pa
-3.3067E+5 b Im(Zb) Pa-s/m^3 G     54.587   B Ph(p)  deg
                                     0.49164 C |U|    m^3/s
                                     144.47   D Ph(U)  deg
                                     81.927   E HtotBr W
                                     81.927   F EdotBr W
                                     3.9017E+4 G EdotTr W
!----- 22 -----
DUCT      STUB
sameas 2A a Area m^2                2.5153E+5 A |p|    Pa
sameas 2B b Perim m                 54.515   B Ph(p)  deg
      0.6557 c Length m              G        2.7016E-5 C |U|    m^3/s
      5.0000E-4 d Srough              54.515   D Ph(U)  deg
                                     3.3977   E Htot   W
ideal Solid type                     3.3977   F Edot   W
!----- 23 -----
SURFACE   STUB end surface
sameas 2A a Area m^2                2.5153E+5 A |p|    Pa
                                     54.515   B Ph(p)  deg
                                     9.0521E-16 C |U|    m^3/s
                                     139.67   D Ph(U)  deg
                                     9.6190E-12 E Htot   W
ideal Solid type                     9.6190E-12 F Edot   W
!----- 24 -----
HARDEND   STUB end
      0.0000 a R(1/z) =24G           2.5153E+5 A |p|    Pa
      0.0000 b I(1/z) =24H           54.515   B Ph(p)  deg
                                     9.0521E-16 C |U|    m^3/s
                                     139.67   D Ph(U)  deg
                                     9.6190E-12 E Htot   W
                                     9.6190E-12 F Edot   W

```

A.1. JEDNOSEKCYJNY SILNIK Z KRÓCCEM *STUB*

```

1.1871E-16 G R(1/z)
1.4000E-15 H I(1/z)
!----- 25 -----
VOLUME      ... stub volume
0.0000 a Target          8.2398E-3 A TotVol m^3
22          b BegSeg
22          c EndSeg
!----- 26 -----
DUCT        Post-stub FB
sameas 2A a Area m^2      1.0721E+5 A |p| Pa
sameas 2B b Perim m       1.2419E-12 B Ph(p) deg
0.36796 c Length m       MstrG 0.72543 C |U| m^3/s
5.0000E-4 d Srough       0.35868 D Ph(U) deg
3.8886E+4 E Htot W
stainless Solid type     3.8886E+4 F Edot W
!----- 27 -----
UNION       Connection to Loop begin
6          a SegNum       1.0721E+5 A |p| Pa
sameas 6A b |p|Sft Pa    =27A 1.2419E-12 B Ph(p) deg
sameas 6B c Ph(p)S deg  =27B 1.8019E-14 C |U| m^3/s
sameas 6I d TSoft K      =27G 81.853 D Ph(U) deg
-2.1828E-11 E Htot W
1.3688E-10 F Edot W
300.00 G T K
!----- 28 -----
HARDEND     Loop end
0.0000 a R(1/z)         =28G 1.0721E+5 A |p| Pa
0.0000 b I(1/z)         =28H 1.2419E-12 B Ph(p) deg
1.8019E-14 C |U| m^3/s
81.853 D Ph(U) deg
-2.1828E-11 E Htot W
1.3688E-10 F Edot W
9.2986E-15 G R(1/z)
6.4954E-14 H I(1/z)
!----- 29 -----
RPN         Set Lautrec number
0.5000 a =A?           0.5000 A ChngeMe
11d 12D /
!----- 30 -----
RPN         Set efficiency (load/heat)
0.1000 a =A?           0.1000 A ChngeMe
18F 14e /
!----- 31 -----
RPN         Set dPh
-20.00 a =A?           -20.00 A ChngeMe
11B 11D -
!----- 32 -----
RPN         Set Zeta
8.0000 a =A?           8.0000 A ChngeMe
11A 11C / 12E 12F * 11a 11b * / /
! The restart information below was generated by a previous run
! and will be used by DeltaEC the next time it opens this file.
guessz 0b 0d 5a 5b 9a 10e 11d 14e 18a 21a 21b 22c 26c
targs 10f 14f 24a 24b 27b 27c 27d 28a 28b 29a 30a 31a 32a
mstr-slave 1 26 20

```

A.2 Jednosekowy silnik z segmentem Compliance

```

TITLE      1-stage engine with a compliance segment
!----- 0 -----
BEGIN      HELIUM 3MPa
3.0000E+6  a Mean P Pa
150.00    b Freq Hz
300.00    c TBeg K
1.5001E+5 d |p| Pa G
0.0000    e Ph(p) deg
0.0000    f |U| m^3/s
0.0000    g Ph(U) deg
1.0000    j nL
HeAr      Gas type
!----- 1 -----
RPN        Enter TAC diameter (calculates area and perimeter of TAC)
0.4000    a G or T          0.12566          A TAC
                                1.2566          B TAC

inp pi * inp sqrd pi * 4 /
!----- 2 -----
RPN        Enter area ratio (calculates area and perimeter of FB)
10.000    a G or T          1.2566E-2          A FB
                                0.39738          B FB

1A inp / 4 * pi / 0.5 ^ pi * 1A inp /
!----- 3 -----
RPN        Enter VOLUME diameter (calculates area and perimeter of TAC)
0.2114    a G or T          G          3.5100E-2          A ChngeMe
                                0.66414          B ChngeMe

inp pi * inp 2 ^ pi * 4 /
!----- 4 -----
ANCHOR     Insulation
!----- 5 -----
TBRANCH    Loop begin
-1.7797E+5 a Re(Zb) Pa-s/m^3 G          1.5001E+5 A |p| Pa
7.1340E+4  b Im(Zb) Pa-s/m^3 G          0.0000 B Ph(p) deg
                                0.78235 C |U| m^3/s
                                -158.16 D Ph(U) deg
                                -5.4466E+4 E HtotBr W
                                -5.4466E+4 F EdotBr W
                                5.4466E+4 G EdotTr W
!----- 6 -----
SOFTEND    Connection to Loop end
0.0000    a Re(z)          1.5001E+5 A |p| Pa
0.0000    b Im(z)          0.0000 B Ph(p) deg
                                0.78235 C |U| m^3/s
                                -158.16 D Ph(U) deg
                                -5.4466E+4 E Htot W
                                -5.4466E+4 F Edot W
                                -3.6276E-5 G Re(z)
                                1.4541E-5 H Im(z)
                                300.00 I T K
!----- 7 -----
DUCT       Pre-TAC FB
sameas    2A a Area m^2          2.1570E+5 A |p| Pa
sameas    2B b Perim m          -32.106 B Ph(p) deg
0.4500    c Length m          0.67268 C |U| m^3/s
5.0000E-4 d Srough          9.4836 D Ph(U) deg

```


A.2. JEDNOSEKCYJNY SILNIK Z SEGMENTEM COMPLIANCE

```

                    5.4260E+4 E Htot W
stainless          Solid type          5.4260E+4 F Edot W
!----- 8 -----
DUCT      Pre-TAC-Volume
sameas  1A a Area  m^2          2.1604E+5 A |p| Pa
sameas  1B b Perim m          -32.227 B Ph(p) deg
2.5000E-2 c Length m          0.59537 C |U| m^3/s
5.0000E-4 d Srough          0.25055 D Ph(U) deg
                    5.4254E+4 E Htot W
ideal          Solid type          5.4254E+4 F Edot W
!----- 9 -----
RPN          Set T.gas for targeted T.solid in AHX
  312.17    a G or T          G          312.17          A ChngeMe
inp =Tm
!----- 10 -----
HX          AHX
sameas  1A a Area  m^2          2.1630E+5 A |p| Pa
        0.7000 b GasA/A          -32.375 B Ph(p) deg
2.0000E-2 c Length m          0.55379 C |U| m^3/s
6.0000E-4 d y0 m          -6.1621 D Ph(U) deg
-6.5450E+4 e HeatIn W          G          -1.1196E+4 E Htot W
        288.00 f SolidT K          =10H          5.3733E+4 F Edot W
                    312.17 G GasT K
copper          Solid type          288.00 H SolidT K
!----- 11 -----
STKSCREEN REG (1st half)
sameas  1A a Area  m^2          2.1246E+5 A |p| Pa
        0.8000 b VolPor          -32.882 B Ph(p) deg
1.0000E-2 c Length m          0.5909 C |U| m^3/s
6.5507E-5 d rh m          G          -12.882 D Ph(U) deg
        0.2000 e ksFrac          -1.1196E+4 E Htot W
                    5.8985E+4 F Edot W
                    312.17 G TBeg K
stainless          Solid type          353.71 H TEnd K
!----- 12 -----
RPN          Get Z, Zeta, T and d.kappa at REG centre
        0.0000 a G or T          8.0000          A Zeta
                    4.4943E+4          B Z
                    353.71          C T.m
                    1.3101E-4          D d.k
                    1106.6          E a
                    4.0828          F rho
rho a dk Tm rho a * 11a 11b * / sto 11A 11C / rcl /
!----- 13 -----
STKSCREEN REG (2nd half)
sameas  11a a Area  m^2          2.0807E+5 A |p| Pa
sameas  11b b VolPor          -33.312 B Ph(p) deg
sameas  11c c Length m          0.63489 C |U| m^3/s
sameas  11d d rh m          -19.241 D Ph(U) deg
sameas  11e e ksFrac          -1.1196E+4 E Htot W
                    6.4068E+4 F Edot W
                    353.71 G TBeg K
stainless          Solid type          396.73 H TEnd K
!----- 14 -----
HX          HHX
sameas  1A a Area  m^2          2.0811E+5 A |p| Pa
sameas  10b b GasA/A          -33.459 B Ph(p) deg

```

A.2. JEDNOSEKCYJNY SILNIK Z SEGMENTEM COMPLIANCE

```

sameas 10c c Length m          0.61541 C |U|    m^3/s
sameas 10d d y0      m          -25.86  D Ph(U)  deg
7.4808E+4 e HeatIn W          G          6.3613E+4 E Htot   W
423.00    f SolidT K          =14H       6.3474E+4 F Edot   W
                                         396.73  G GasT   K
copper          Solid type      423.00  H SolidT  K
!----- 15 -----
STKDUCT      Post-TAC-Volume (TBT 1st part)
sameas 1A a Area    m^2        2.0812E+5 A |p|    Pa
sameas 1B b Perim  m          -33.584 B Ph(p)  deg
sameas 8c c Length m          0.61121 C |U|    m^3/s
1.0000E-3 d WallA m^2        -37.387 D Ph(U)  deg
                                         6.3613E+4 E Htot   W
                                         6.3464E+4 F Edot   W
                                         396.73  G TBeg   K
stainless          Solid type   330.33  H TEnd   K
!----- 16 -----
STKDUCT      TBT 2nd part
sameas 2A a Area    m^2        2.0690E+5 A |p|    Pa
sameas 2B b Perim  m          -39.399 B Ph(p)  deg
0.1000 c Length m          0.61388 C |U|    m^3/s
1.0000E-3 d WallA m^2        -41.977 D Ph(U)  deg
                                         6.3613E+4 E Htot   W
                                         6.3441E+4 F Edot   W
                                         330.33  G TBeg   K
stainless          Solid type   300.00  H TEnd   K
!----- 17 -----
DUCT         Pre-load FB
sameas 2A a Area    m^2        2.0614E+5 A |p|    Pa
sameas 2B b Perim  m          -45.553 B Ph(p)  deg
0.1000 c Length m          0.6153  C |U|    m^3/s
5.0000E-4 d Srough          -46.544 D Ph(U)  deg
                                         6.3409E+4 E Htot   W
ideal          Solid type      6.3409E+4 F Edot   W
!----- 18 -----
TBRANCH     ACOUSTIC LOAD begin
2.8402E+6 a Re(Zb) Pa-s/m^3 G  2.0614E+5 A |p|    Pa
0.0000 b Im(Zb) Pa-s/m^3      -45.553 B Ph(p)  deg
                                         7.2580E-2 C |U|    m^3/s
                                         -45.553 D Ph(U)  deg
                                         7480.8  E HtotBr  W
                                         7480.8  F EdotBr  W
                                         5.5928E+4 G EdotTr W
!----- 19 -----
HARDEND     ACOUSTIC LOAD end
0.0000 a R(1/z)              2.0614E+5 A |p|    Pa
0.0000 b I(1/z)              -45.553  B Ph(p)  deg
                                         7.2580E-2 C |U|    m^3/s
                                         -45.553  D Ph(U)  deg
                                         7480.8  E Htot   W
                                         7480.8  F Edot   W
                                         0.13746 G R(1/z)
                                         7.8328E-18 H I(1/z)
!----- 20 -----
DUCT         Pre-stub FB (to keep const. f)
sameas 2A a Area    m^2        2.0562E+5 A |p|    Pa
sameas 2B b Perim  m          145.04  B Ph(p)  deg

```

A.2. JEDNOSEKCYJNY SILNIK Z SEGMENTEM COMPLIANCE

3.1983	c	Length	m	G	0.53673	C	U	m ³ /s
5.0000E-4	d	Strough			143.42	D	Ph(U)	deg
					5.5159E+4	E	Htot	W
ideal		Solid type			5.5159E+4	F	Edot	W
!----- 21 -----								
DUCT		Pre-stub	FB					
sameas	2A	a	Area	m ²	2.0452E+5	A	p	Pa
sameas	2B	b	Perim	m	92.837	B	Ph(p)	deg
0.95578	c	Length	m	27c	0.5373	C	U	m ³ /s
5.0000E-4	d	Strough			94.190	D	Ph(U)	deg
					5.4929E+4	E	Htot	W
stainless		Solid type			5.4929E+4	F	Edot	W
!----- 22 -----								
DUCT		...	for changing volume	I				
sameas	2A	a	Area	m ²	2.0497E+5	A	p	Pa
sameas	2B	b	Perim	m	87.416	B	Ph(p)	deg
1.0000E-1	c	Length	m	23c	0.53595	C	U	m ³ /s
5.0000E-4	d	Strough			89.003	D	Ph(U)	deg
					5.4905E+4	E	Htot	W
stainless		Solid type			5.4905E+4	F	Edot	W
!----- 23 -----								
DUCT		Adjusting	Volume - part	I				
sameas	3A	a	Area	m ²	2.0230E+5	A	p	Pa
sameas	3B	b	Perim	m	83.511	B	Ph(p)	deg
0.2000	c	Length	m	Mstr	0.58503	C	U	m ³ /s
5.0000E-4	d	Strough			61.546	D	Ph(U)	deg
					5.4882E+4	E	Htot	W
ideal		Solid type			5.4882E+4	F	Edot	W
!----- 24 -----								
DUCT		Adjusting	Volume - part	II				
sameas	3A	a	Area	m ²	1.9371E+5	A	p	Pa
sameas	3B	b	Perim	m	79.382	B	Ph(p)	deg
sameas	23c	c	Length	m	0.71832	C	U	m ³ /s
5.0000E-4	d	Strough			41.427	D	Ph(U)	deg
					5.4858E+4	E	Htot	W
ideal		Solid type			5.4858E+4	F	Edot	W
!----- 25 -----								
VOLUME		...	compliance volume					
0.0000	a	Target			1.4040E-2	A	TotVol	m ³
23	b	BegSeg						
24	c	EndSeg						
!----- 26 -----								
DUCT		...	for changing volume	II				
sameas	2A	a	Area	m ²	1.7805E+5	A	p	Pa
sameas	2B	b	Perim	m	72.818	B	Ph(p)	deg
sameas	22c	c	Length	m	0.74429	C	U	m ³ /s
5.0000E-4	d	Strough			38.632	D	Ph(U)	deg
					5.4813E+4	E	Htot	W
stainless		Solid type			5.4813E+4	F	Edot	W
!----- 27 -----								
DUCT		Post-stub	FB					
sameas	2A	a	Area	m ²	1.5001E+5	A	p	Pa
sameas	2B	b	Perim	m	8.6528E-12	B	Ph(p)	deg
0.69427	c	Length	m	MstrG	0.78235	C	U	m ³ /s
5.0000E-4	d	Strough			21.844	D	Ph(U)	deg
					5.4466E+4	E	Htot	W
stainless		Solid type			5.4466E+4	F	Edot	W

A.3. STANOWISKO EKSPERYMENTALNE – SILNIK Z SEGMENTEM *COMPLIANCE*

```

!----- 28 -----
UNION      Connection to Loop begin
  6         a SegNum          1.5001E+5  A |p|  Pa
sameas    6A b |p|Sft Pa      =28A      8.6528E-12 B Ph(p) deg
sameas    6B c Ph(p)S deg     =28B      1.0733E-13 C |U|  m^3/s
sameas    6I d TSoft  K       =28G      106.90    D Ph(U)  deg
                                     -4.3656E-11 E Htot  W
                                     -2.3399E-9  F Edot  W
                                     300.00    G T      K
!----- 29 -----
HARDEND    Loop end
  0.0000 a R(1/z)             =29G      1.5001E+5  A |p|  Pa
  0.0000 b I(1/z)             =29H      8.6528E-12 B Ph(p) deg
                                     1.0733E-13 C |U|  m^3/s
                                     106.90    D Ph(U)  deg
                                     -4.3656E-11 E Htot  W
                                     -2.3399E-9  F Edot  W
                                     -8.1195E-14 G R(1/z)
                                     2.6728E-13 H I(1/z)
!----- 30 -----
RPN        Set Lautrec number
  0.5000 a =A?                 0.5000                                A ChngeMe
11d 12D /
!----- 31 -----
RPN        Set efficiency (load/heat)
  0.1000 a =A?                 1.0000E-1                              A ChngeMe
18F 14e /
!----- 32 -----
RPN        Set dPh
  -20.00 a =A?                 -20.00                                A ChngeMe
11B 11D -
!----- 33 -----
RPN        Set Zeta
  8.0000 a =A?                 8.0000                                A ChngeMe
11A 11C / 12E 12F * 11a 11b * / /
! The restart information below was generated by a previous run
! and will be used by DeltaEC the next time it opens this file.
guessz  0d  3a  5a  5b  9a  10e  11d  14e  18a  20c  27c
targs   10f  14f  28b  28c  28d  29a  29b  30a  31a  32a  33a
mstr-slave 2 23 22 27 21

```

A.3 Stanowisko eksperymentalne – silnik z segmentem *Compliance*

```

TITLE      1st experimental engine wih a compliance segment
!----- 0 -----
BEGIN      Argon 8 bars
  8.0000E+5 a Mean P Pa
  68.098  b Freq  Hz      G
  295.00  c TBeg  K
  1.5319E+4 d |p|  Pa      G
  0.0000 e Ph(p) deg
  0.0000 f |U|  m^3/s
  0.0000 g Ph(U) deg
  0.0000 j nL

```

A.3. STANOWISKO EKSPERYMENTALNE – SILNIK Z SEGMENTEM
COMPLIANCE

```

HeAr          Gas type
!----- 1 -----
RPN          Loss factor - changes perimeter
    2.8700 a G or T          2.8700          A ChngeMe
1a
!----- 2 -----
RPN          Enter TAC diameter (calculates area and perimeter of TAC)
    0.1360 a G or T          1.4527E-2          A TAC A
                                1.2262          B TAC P
inp pi * 1a * inp sqrd pi * 4 /
!----- 3 -----
RPN          Enter area ratio (calculates area and perimeter of FB)
    9.9570 a G or T          1.4589E-3          A FB A
                                0.3886          B FB P
2A inp / 4 * pi / 0.5 ^ pi * 1a * 2A inp /
!----- 4 -----
RPN          Set diameter of Adjusting volume in (mm)
    114.00 a G or T          1.0207E-2          A Comp A
                                1.0279          B Comp P
inp pi * 1e-3 * 1a * inp 2 ^ pi * 4 / 1e-6 *
!----- 5 -----
ANCHOR       Thermal uninsolation
!----- 6 -----
TBRANCH     Loop begin
-9.7144E+5 a Re(Zb) Pa-s/m^3 G          1.5319E+4 A |p| Pa
-4.8079E+4 b Im(Zb) Pa-s/m^3 G          0.0000 B Ph(p) deg
                                1.5750E-2 C |U| m^3/s
                                177.17 D Ph(U) deg
                                -120.48 E HtotBr W
                                -120.48 F EdotBr W
                                120.48 G EdotTr W
!----- 7 -----
SOFTEND     Connection to Loop end
    0.0000 a Re(z)          1.5319E+4 A |p| Pa
    0.0000 b Im(z)          0.0000 B Ph(p) deg
                                1.5750E-2 C |U| m^3/s
                                177.17 D Ph(U) deg
                                -120.48 E Htot W
                                -120.48 F Edot W
                                -2.3306E-4 G Re(z)
                                -1.1535E-5 H Im(z)
                                295.00 I T K
!----- 8 -----
DUCT        Position A
sameas 3A a Area m^2          1.9852E+4 A |p| Pa
sameas 3B b Perim m          -46.875 B Ph(p) deg
    0.2440 c Length m          1.5067E-2 C |U| m^3/s
    5.0000E-4 d Srough          -9.3711 D Ph(U) deg
                                118.64 E Htot W
stainless          Solid type          118.64 F Edot W
!----- 9 -----
DUCT        Pre-TAC FB
sameas 3A a Area m^2          2.7298E+4 A |p| Pa
sameas 3B b Perim m          -65.843 B Ph(p) deg
    0.1930 c Length m          1.3523E-2 C |U| m^3/s
    5.0000E-4 d Srough          -15.307 D Ph(U) deg
                                117.32 E Htot W

```

A.3. STANOWISKO EKSPERYMENTALNE – SILNIK Z SEGMENTEM
COMPLIANCE

```

stainless          Solid type          117.32   F Edot   W
!----- 10 -----
CONE      Pre-TAC Cone
sameas    3A a AreaI  m^2          2.7547E+4  A |p|    Pa
sameas    3B b PerimI m          -66.284   B Ph(p)  deg
2.0000E-2 c Length m          1.2599E-2  C |U|    m^3/s
sameas    2A d AreaF  m^2          -18.78    D Ph(U)  deg
sameas    2B e PerimF m          117.23    E Htot   W
5.0000E-4 f Srough          117.23    F Edot   W
ideal          Solid type
!----- 11 -----
DUCT      Pre-TAC-Volume (TAC d)
sameas    2A a Area  m^2          2.7580E+4  A |p|    Pa
sameas    2B b Perim m          -66.352   B Ph(p)  deg
1.0000E-2 c Length m          1.1678E-2  C |U|    m^3/s
5.0000E-4 d Srough          -23.039   D Ph(U)  deg
117.17     E Htot   W
ideal          Solid type          117.17   F Edot   W
!----- 12 -----
RPN      Set T.gas for targeted T.solid in AHX
350.83    a G or T          G          350.83          A ChngeMe
inp =Tm
!----- 13 -----
HX      AHX
sameas    2A a Area  m^2          2.7637E+4  A |p|    Pa
0.7800    b GasA/A          -66.507   B Ph(p)  deg
2.0000E-2 c Length m          1.0320E-2  C |U|    m^3/s
1.5000E-3 d y0    m          -31.18    D Ph(U)  deg
-211.02   e HeatIn W          G          -93.848   E Htot   W
312.15    f SolidT K          =13H      116.35    F Edot   W
350.83    G GasT    K
copper          Solid type          312.15   H SolidT  K
!----- 14 -----
STKSCREEN REG (1st half)
sameas    2A a Area  m^2          2.6867E+4  A |p|    Pa
0.6980    b VolPor          -67.634   B Ph(p)  deg
1.3000E-2 c Length m          1.0588E-2  C |U|    m^3/s
5.7800E-5 d rh    m          -41.149   D Ph(U)  deg
0.2000    e ksFrac          -93.848   E Htot   W
127.31    F Edot   W
350.83    G TBeg    K
stainless          Solid type          408.30   H TEnd   K
!----- 15 -----
RPN      ...parameters in REG centre
0.0000    a G or T          7.2621          A Zn
3.4942E+5          B Z
408.30          C T.m
1.4977E-4          D d.k
376.33          E a
9.4145          F rho
rho a dk Tm rho a * 14a 14b * / sto 14A 14C / rcl /
!----- 16 -----
STKSCREEN REG (2nd half)
sameas    14a a Area  m^2          2.5986E+4  A |p|    Pa
sameas    14b b VolPor          -68.538   B Ph(p)  deg
sameas    14c c Length m          1.1018E-2  C |U|    m^3/s
sameas    14d d rh    m          -51.102   D Ph(U)  deg

```

A.3. STANOWISKO EKSPERYMENTALNE – SILNIK Z SEGMENTEM
COMPLIANCE

```

sameas 14e e ksFrac          -93.848  E Htot  W
                               136.58   F Edot  W
                               408.30   G TBeg  K
stainless          Solid type  465.47   H TEnd  K
!----- 17 -----
HX          HHX
sameas 2A a Area  m^2          2.5998E+4  A |p|  Pa
sameas 13b b GasA/A          -68.69    B Ph(p) deg
sameas 13c c Length m          1.0525E-2  C |U|  m^3/s
sameas 13d d y0  m          -61.219   D Ph(U) deg
      299.67  e HeatIn W          G          205.82   E Htot  W
      523.15  f SolidT K          =17H        135.65   F Edot  W
                               465.47   G GasT  K
copper          Solid type     523.15   H SolidT K
!----- 18 -----
STKDUCT      Post-TAC-Volume (TBT 1st part)
sameas 2A a Area  m^2          2.6000E+4  A |p|  Pa
sameas 2B b Perim m          -68.768   B Ph(p) deg
      1.3000E-2  c Length m          1.0424E-2  C |U|  m^3/s
      1.0000E-3  d WallA m^2          -69.843   D Ph(U) deg
                               205.82   E Htot  W
                               135.49   F Edot  W
                               465.47   G TBeg  K
stainless          Solid type  412.78   H TEnd  K
!----- 19 -----
STKCONE      Post-TAC Cone (TBT 1st part)
sameas 2A a AreaI m^2          2.5975E+4  A |p|  Pa
sameas 2B b PerimI m          -69.231   B Ph(p) deg
sameas 10c c Length m          1.0487E-2  C |U|  m^3/s
sameas 3A d AreaF m^2          -76.063   D Ph(U) deg
sameas 3B e PerimF m          205.82   E Htot  W
      1.0000E-3  f f_wall          135.24   F Edot  W
                               412.78   G TBeg  K
stainless          Solid type  327.30   H TEnd  K
!----- 20 -----
STKDUCT      ...for core volume change 2
sameas 3A a Area  m^2          2.5925E+4  A |p|  Pa
sameas 3B b Perim m          -70.074   B Ph(p) deg
      1.0000E-2  c Length m          1.0491E-2  C |U|  m^3/s
      1.0000E-3  d WallA m^2          -76.677   D Ph(U) deg
                               205.82   E Htot  W
                               135.09   F Edot  W
                               327.30   G TBeg  K
stainless          Solid type  295.00   H TEnd  K
!----- 21 -----
DUCT          Position B
sameas 3A a Area  m^2          2.5212E+4  A |p|  Pa
sameas 3B b Perim m          -91.002   B Ph(p) deg
      0.2280  c Length m          1.0642E-2  C |U|  m^3/s
      5.0000E-4  d Strough          -91.513   D Ph(U) deg
                               134.14   E Htot  W
ideal          Solid type     134.14   F Edot  W
!----- 22 -----
DUCT          Pre-stub FB
sameas 3A a Area  m^2          2.4635E+4  A |p|  Pa
sameas 3B b Perim m          65.370    B Ph(p) deg
      2.5760  c Length m          30c        1.0146E-2  C |U|  m^3/s

```

A.3. STANOWISKO EKSPERYMENTALNE – SILNIK Z SEGMENTEM
COMPLIANCE

5.0000E-4	d	Strough		72.331	D	Ph(U)	deg
				124.05	E	Htot	W
stainless		Solid type		124.05	F	Edot	W
!----- 23 -----							
DUCT	... for changing volume I						
sameas	3A	a	Area	m ²	2.5197E+4	A	p Pa
sameas	3B	b	Perim	m	55.616	B	Ph(p) deg
	0.1100	c	Length	m	25c	9.9476E-3	C U m ³ /s
5.0000E-4	d	Strough		65.036	D	Ph(U)	deg
				123.63	E	Htot	W
ideal		Solid type		123.63	F	Edot	W
!----- 24 -----							
CONE	Volume transition I						
sameas	3A	a	AreaI	m ²	2.5256E+4	A	p Pa
sameas	3B	b	PerimI	m	54.642	B	Ph(p) deg
	3.0000E-2	c	Length	m	9.7970E-3	C	U m ³ /s
sameas	4A	d	AreaF	m ²	57.747	D	Ph(U) deg
sameas	4B	e	PerimF	m	123.53	E	Htot W
5.0000E-4	f	Strough		123.53	F	Edot	W
ideal		Solid type					
!----- 25 -----							
DUCT	Adjusting volume (1st half)						
sameas	4A	a	Area	m ²	2.5192E+4	A	p Pa
sameas	4B	b	Perim	m	53.911	B	Ph(p) deg
	6.0000E-2	c	Length	m	Mstr	1.0700E-2	C U m ³ /s
5.0000E-4	d	Strough		30.082	D	Ph(U)	deg
				123.29	E	Htot	W
ideal		Solid type		123.29	F	Edot	W
!----- 26 -----							
RPN	Compliance position						
	0.0000	a	G or T		3.5800		A ChngeMe
x							
!----- 27 -----							
DUCT	Adjusting volume (2nd half)						
sameas	25a	a	Area	m ²	2.4969E+4	A	p Pa
sameas	25b	b	Perim	m	53.176	B	Ph(p) deg
sameas	25c	c	Length	m	1.3447E-2	C	U m ³ /s
sameas	25d	d	Strough		10.314	D	Ph(U) deg
					123.05	E	Htot W
ideal		Solid type		123.05	F	Edot	W
!----- 28 -----							
CONE	Volume transition II						
sameas	4A	a	AreaI	m ²	2.4526E+4	A	p Pa
sameas	4B	b	PerimI	m	52.179	B	Ph(p) deg
sameas	24c	c	Length	m	1.4316E-2	C	U m ³ /s
sameas	3A	d	AreaF	m ²	6.6272	D	Ph(U) deg
sameas	3B	e	PerimF	m	122.94	E	Htot W
5.0000E-4	f	Strough		122.94	F	Edot	W
ideal		Solid type					
!----- 29 -----							
DUCT	... for changing colume II						
sameas	3A	a	Area	m ²	2.0311E+4	A	p Pa
sameas	3B	b	Perim	m	40.331	B	Ph(p) deg
sameas	23c	c	Length	m	1.5083E-2	C	U m ³ /s
5.0000E-4	d	Strough		3.2170	D	Ph(U)	deg
				122.15	E	Htot	W
ideal		Solid type		122.15	F	Edot	W

A.3. STANOWISKO EKSPERYMENTALNE – SILNIK Z SEGMENTEM
COMPLIANCE

```

!----- 30 -----
DUCT      Post-stub FB
sameas   3A a Area  m^2          1.5319E+4  A |p|  Pa
sameas   3B b Perim  m          -1.5648E-13 B Ph(p) deg
          0.2200 c Length m      Mstr      1.5750E-2  C |U|  m^3/s
          5.0000E-4 d Srough          -2.8334  D Ph(U) deg
                                120.48    E Htot  W
stainless      Solid type          120.48    F Edot  W
!----- 31 -----
UNION      Connection to Loop begin
7          a SegNum          1.5319E+4  A |p|  Pa
sameas    7A b |p|Sft Pa      =31A      -1.5648E-13 B Ph(p) deg
sameas    7B c Ph(p)S deg     =31B      1.0935E-16 C |U|  m^3/s
sameas    7I d TSoft  K       =31G      -95.462   D Ph(U) deg
                                -1.9895E-13 E Htot  W
                                -7.9721E-14 F Edot  W
                                295.00    G T    K
!----- 32 -----
HARDEND    Loop end
          0.0000 a R(1/z)      =32G      1.5319E+4  A |p|  Pa
          0.0000 b I(1/z)      =32H      -1.5648E-13 B Ph(p) deg
                                1.0935E-16 C |U|  m^3/s
                                -95.462   D Ph(U) deg
                                -1.9895E-13 E Htot  W
                                -7.9721E-14 F Edot  W
                                -1.9412E-15 G R(1/z)
                                -2.0302E-14 H I(1/z)

! The restart information below was generated by a previous run
! and will be used by DeltaEC the next time it opens this file.
guessz    0b  0d  6a  6b  12a  13e  17e
targs     13f  17f  31b  31c  31d  32a  32b
mstr-slave 2 25 23 30 22

```

Dodatek B

Metody eksperymentalnego wyznaczania mocy akustycznej

Moc akustyczna określa jaką ilość energii (w czasie) niesie fala dźwiękowa propagująca w falowodzie. Reprezentują ją zmienne pierwszego rzędu: ciśnienie p oraz prędkość objętościowa U . Z definicji moc akustyczna wynosi:

$$\dot{E}_{ac} = \frac{\omega}{2\pi} \oint pU dt = \frac{1}{2} Re[p_1 \tilde{U}_1] = \frac{1}{2} |p_1| |U_1| \cos \varphi = \frac{1}{2} A |p_1| |u_1| \cos \varphi \quad (\text{B.1})$$

gdzie φ to kąt przesunięcia fazowego między p_1 a U_1 .

Amplitudę ciśnienia akustycznego można zmierzyć np. przy pomocy piezorystywnych czujników ciśnienia. Prędkość akustyczną wyznacza na podstawie sygnału z dwóch lub więcej czujników ciśnienia, zgodnie z równaniem pędu:

$$u = \frac{-\Delta p}{i\omega\rho\Delta x} \quad (\text{B.2})$$

Poniżej przedstawiono metody eksperymentalnego wyznaczania mocy akustycznej.

B.1 Metoda wielu mikrofonów

W metodzie fal biegnących [110], zwanej metodą wielu mikrofonów, moc akustyczną wyznacza się mierząc amplitudę ciśnienia, przy pomocy dwóch lub więcej czujników (mikrofonów). Wyznaczone w punkcie x ciśnienie jest sumą komponentów dwóch fal biegnących.

$$p(x) = C_+ e^{-ikx} + C_- e^{ikx} \quad (\text{B.3})$$

gdzie C_+ i C_- to amplitudy ciśnienia fali propagującej naprzód (+) i fali powracającej (-).

$$k = \frac{\omega}{a} = \frac{2\pi}{\lambda} \quad (\text{B.4})$$

to zespolona liczba falowa.

Mierząc amplitudę ciśnienia w co najmniej dwóch pozycjach falowodu 1 i 2, można wyznaczyć amplitudę fal biegnących:

$$C_+ = \frac{p_2 e^{ikx_1} - p_1 e^{ikx_2}}{2i \sin k(x_1 - x_2)} \quad (\text{B.5})$$

$$C_- = \frac{p_1 e^{-ikx_2} - p_2 e^{-ikx_1}}{2i \sin k(x_1 - x_2)} \quad (\text{B.6})$$

Amplitudę ciśnienia w pozycji $x = 0$ można wyznaczyć za pomocą czujników zlokalizowanych w pozycjach: x_1, x_2, \dots, x_n (zob. Rys. B.1). Jest on równa:

$$p_0 = C_+ + C_- \quad (\text{B.7})$$

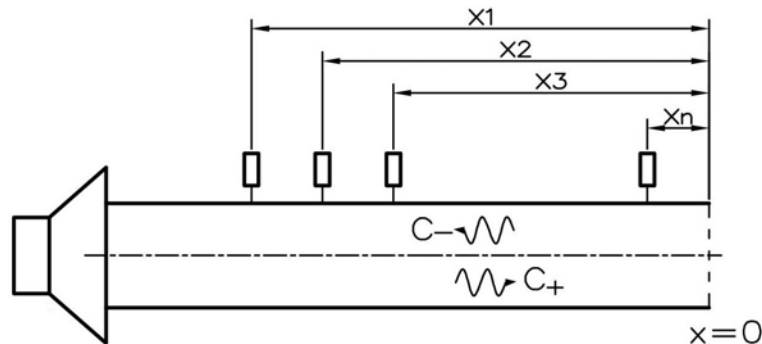
Prędkość akustyczna wynosi zatem:

$$u = \frac{k}{\rho\omega} (C_+ - C_-) = \frac{1}{\rho a} (C_+ - C_-) \quad (\text{B.8})$$

Podstawiając zespolone wartości amplitudy ciśnienia i amplitudy prędkości do wzoru (B.1) można wyznaczyć moc akustyczną:

$$\dot{E} = \frac{A}{2\rho c_0} (|C_+|^2 - |C_-|^2) \quad (\text{B.9})$$

Metoda ta posiada wiele zalet. Pozycja wyznaczania mocy akustycznej nie jest ograniczona do odcinka między czujnikami, jak ma to miejsce w metodzie gradientu ciśnienia. Ponadto jest ona bardzo dokładna, pod warunkiem użycia więcej niż dwóch czujników. Do wad można zaliczyć stosunkowo dużą odległość między czujnikami oraz konieczność wykonywania pomiaru w miejscu o stałej średnicy.

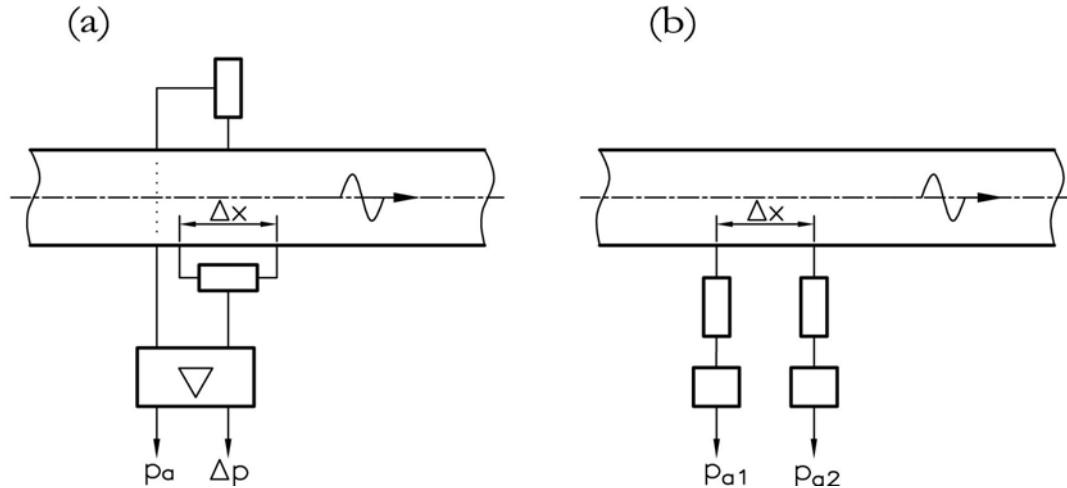


Rys. B.1 Schemat pomiaru mocy metodą wielu mikrofonów.

B.2 Metoda gradientu ciśnienia

Metoda gradientu ciśnienia [107], nazywana powszechnie metodą $dpdx$, jest zaadaptowanym do pomiarów mocy w urządzeniach termoakustycznych, powszechnie stosowanym sposobem wyznaczania natężenia dźwięku w powietrzu. Metoda ta polega na wyznaczeniu na danym odcinku gradientu ciśnienia, na podstawie którego można obliczyć prędkość akustyczną.

Istnieją dwa sposoby pomiaru. W pierwszym stosuje się różnicowy czujnik ciśnienia wraz z dodatkowym czujnikiem umieszczonym w środkowej pozycji (zob. Rys. B.2(a)). Drugi sposób polega na pomiarze dwóch wartości ciśnienia umiejscowionymi niedaleko do siebie dwoma osobnymi czujnikami (zob. Rys. B.2(b)). Odległość między czujnikami powinna być dużo krótsza od długości fali ($\Delta x < 0,03\lambda$), dzięki czemu nie trzeba stosować współczynników korekcyjnych, uwzględniających straty akustyczne między czujnikami.



Rys. B.2 Schemat pomiaru metodą $dpdx$: (a) czujnik różnicowy + czujnik ciśnienia absolutnego, (b) dwa identyczne czujniki ciśnienia.

B.2.1 Różnicowy czujnik ciśnienia + czujnik ciśnienia absolutnego

Prędkość akustyczną oblicza się ze wzoru:

$$u_a = \frac{-\Delta p e^{-i\theta}}{i\omega\rho\Delta x} = \frac{-\Delta p_a}{i\omega\rho\Delta x} (\cos\theta - i\sin\theta) = \frac{\Delta p}{i\omega\rho\Delta x} (-i\cos\theta + \sin\theta) \quad (\text{B.10})$$

Po podstawieniu jej do równania (B.1), wzór na moc akustyczną jest następujący:

$$\dot{E}_{ac} = A\tilde{p}_a \frac{\Delta p}{2\omega\rho\Delta x} \sin\theta \quad (\text{B.11})$$

Kąt θ stanowi w tym wypadku różnicę faz między p_a i Δp i nie należy go mylić z przesunięciem fazowym φ między ciśnieniem a prędkością.

B.2.2 Dwa czujniki ciśnienia

Amplitudę ciśnienia p_a w środkowej pozycji między dwoma czujnikami oblicza się na podstawie zmierzonych przez nie wartości ciśnienia:

$$p_1 = \frac{\tilde{p}_{a1} + \tilde{p}_{a2}e^{-i\theta}}{2} = \frac{p_{a1} + p_{a2}(\cos \theta + i \sin \theta)}{2} \quad (\text{B.12})$$

gdzie kąt θ oznacza różnicę fazy sygnałów obu czujników. Zespólna wartość różnicy ciśnienia między tymi czujnikami wynosi:

$$\Delta p_a = \tilde{p}_{a1} - \tilde{p}_{a2}e^{-i\theta} \quad (\text{B.13})$$

Prędkość akustyczną można obliczyć w następujący sposób:

$$u_a = \frac{-(\tilde{p}_{a1} - \tilde{p}_{a2}e^{-i\theta})}{i\omega\rho\Delta x} = \frac{-i\tilde{p}_{a1} + i\tilde{p}_{a2}\cos\theta + \tilde{p}_{a2}\sin\phi}{i\omega\rho\Delta x} \quad (\text{B.14})$$

Wyznaczona moc akustyczna wynosi zatem:

$$\dot{E}_{ac} = \frac{A}{2\omega\rho\Delta x} |p_{a1}||p_{a2}| \sin\theta \quad (\text{B.15})$$

Przedstawiony powyżej wzór nie uwzględnia efektu tłumienia, który w przypadku większej odległości między czujnikami może mieć wpływ na obliczoną wartość mocy akustycznej. Równanie biorące pod uwagę istnienie lepkościowej warstwy przyściennej i nierównomiernego rozkładu prędkości wygląda następująco:

$$\dot{E}_{ac} = \frac{A}{2\omega\rho\Delta x} \left[\left(1 - \frac{\delta_\nu}{r_0}\right) |p_{a1}||p_{a2}| \sin\theta + \frac{\delta_\nu}{2r_0} (|p_{a1}|^2 - |p_{a2}|^2) \right] \quad (\text{B.16})$$

Dla małych wartości $\sin\theta$, drugi człon równania staje się znaczący. Ta poprawiona metoda wyznaczania mocy akustycznej wymaga tak samo niewielkiej odległości Δx , dużo mniejszej od długości fali.

Umieszczając czujniki w większej odległości od siebie należy skorzystać z rozszerzonego równania w postaci:

$$\begin{aligned} \dot{E}_{ac} = & \frac{A}{2\rho a \sin \frac{\omega\Delta x}{c_0}} \left(|p_{a1}||p_{a2}| \sin\theta \left\{ 1 - \frac{\delta_\nu}{2r_0} \left[1 - \frac{\gamma-1}{\sqrt{\sigma}} + \left(1 + \frac{\gamma-1}{\sqrt{\sigma}}\right) \frac{\omega\Delta x}{c_0} \cot \frac{\omega\Delta x}{c_0} \right] \right\} \right. \\ & \left. + \frac{\delta_\nu}{4r_0} (|p_{a1}|^2 - |p_{a2}|^2) \left[1 - \frac{\gamma-1}{\sqrt{\sigma}} + \left(1 + \frac{\gamma-1}{\sqrt{\sigma}}\right) \frac{\omega\Delta x}{c_0} \csc \frac{\omega\Delta x}{c_0} \right] \right) \quad (\text{B.17}) \end{aligned}$$

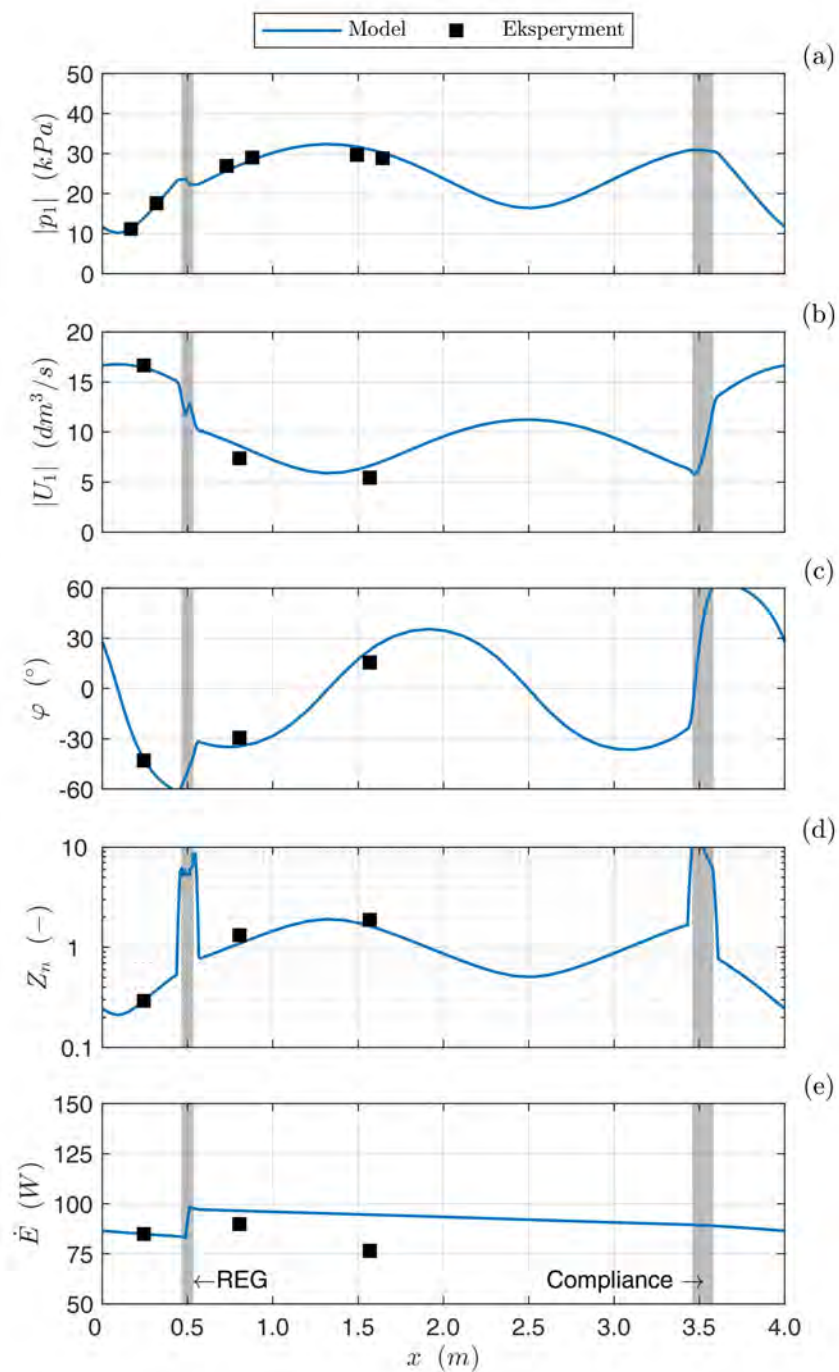
Dodatek C

Dopasowanie modelu numerycznego do wartości eksperymentalnych

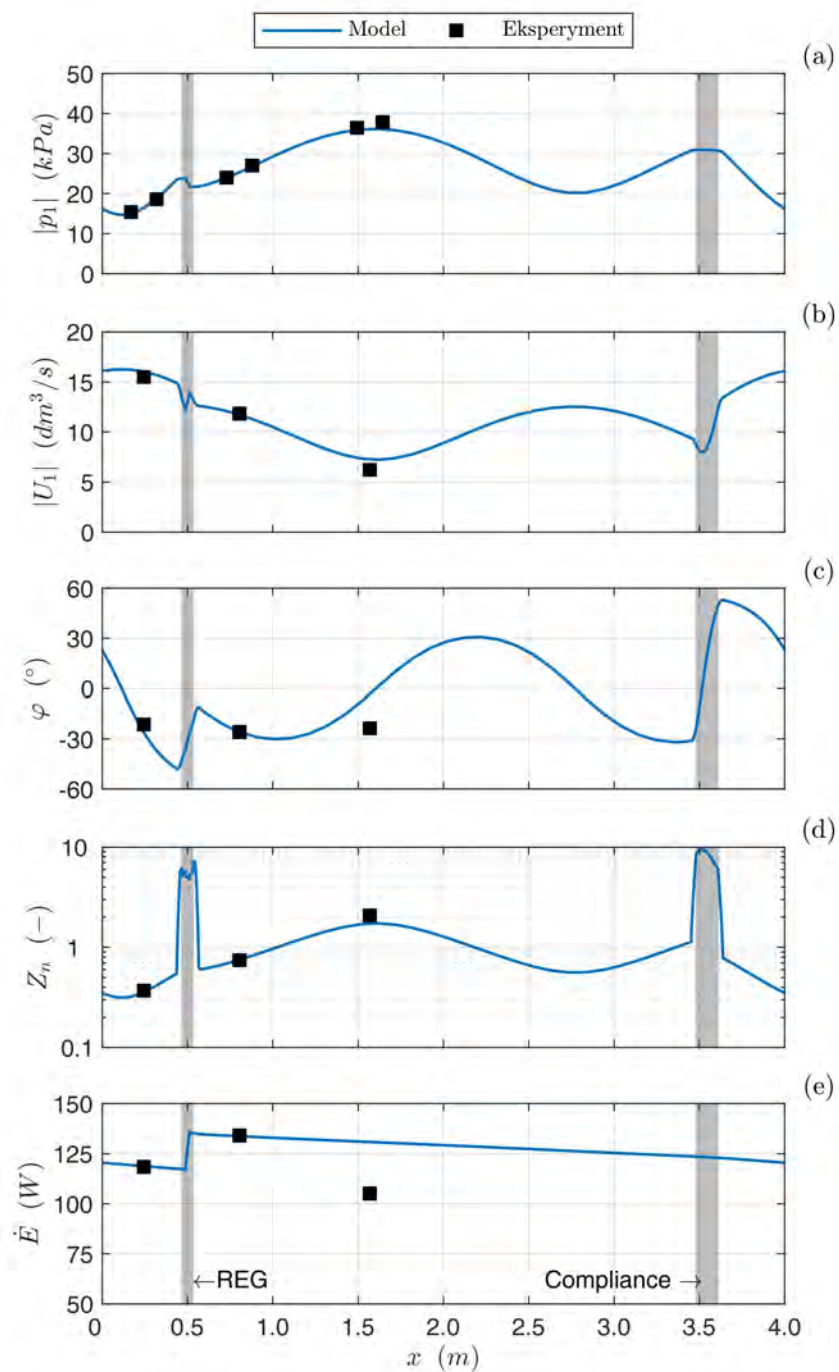
Poniżej przedstawiono dopasowanie modelu numerycznego do wyników eksperymentalnych dla pozostałych punktów pomiarowych nieprzedstawionych w rozdziale 6. Zgodność rozkładu pola akustycznego osiągnano poprzez zmianę trzech parametrów: współczynnika strat wyrażonego zwiększonym obwodem elementów falowodu C_{obw} , pozycji segmentu *Compliance* w modelu numerycznym X_{num} oraz długości segmentu *Compliance* w modelu numerycznym L_{num} . Parametry dopasowania dla kolejnych punktów pomiarowych eksperymentu przedstawiono poniżej.

Tab. C.1 Parametry dopasowania modelu numerycznego dla różnych parametrów eksperymentalnych.

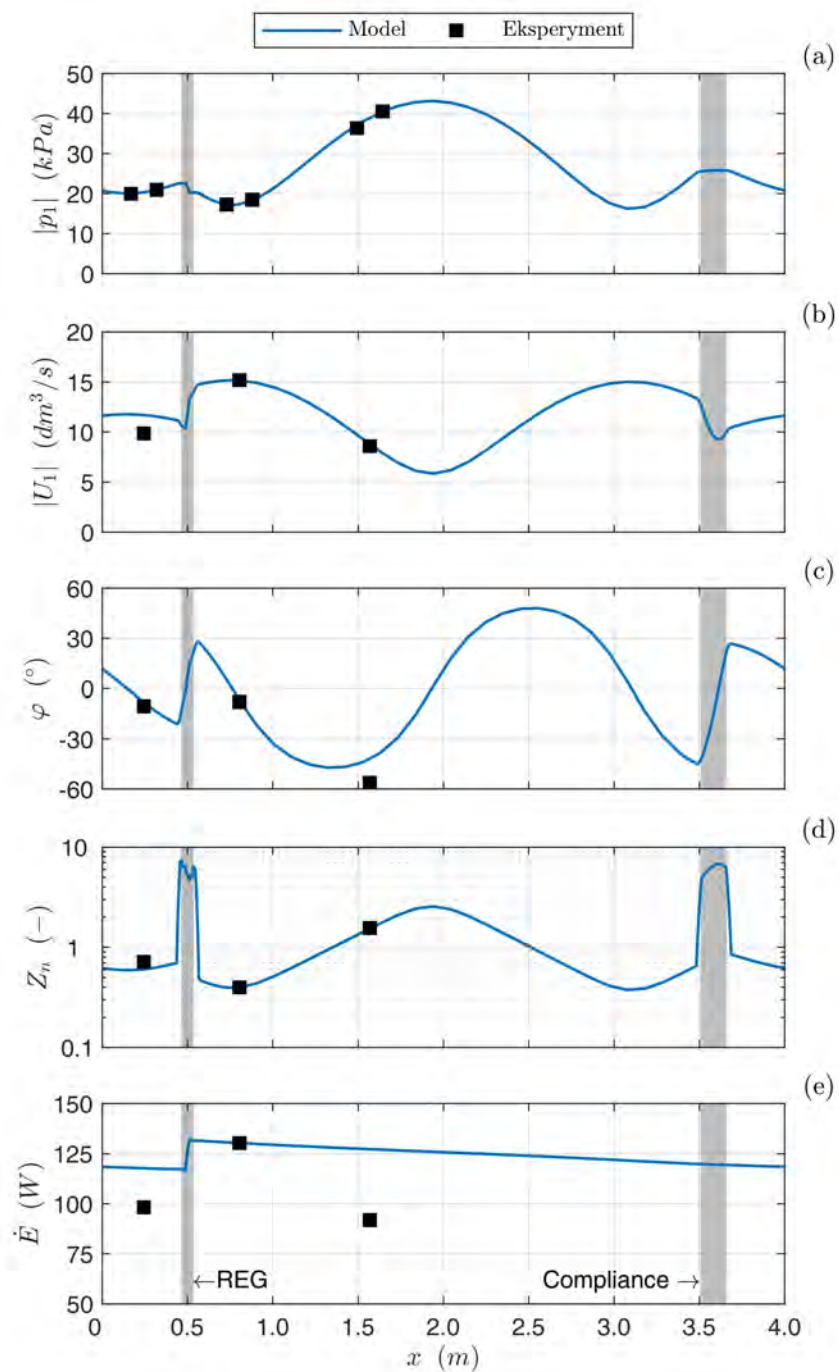
Parametry eksperymentalne		Parametry dopasowania		
X_{comp} (<i>cm</i>)	L_{comp} (<i>cm</i>)	C_{obw} (-)	X_{num} (<i>cm</i>)	L_{num} (<i>cm</i>)
308	10	2,2354	302	11,82
308	12	2,4575	304,46	12,67
308	14	1,9561	308,4	14,33
305	12	2,1643	302,7	12,77
302	12	1,8178	301,14	12,90



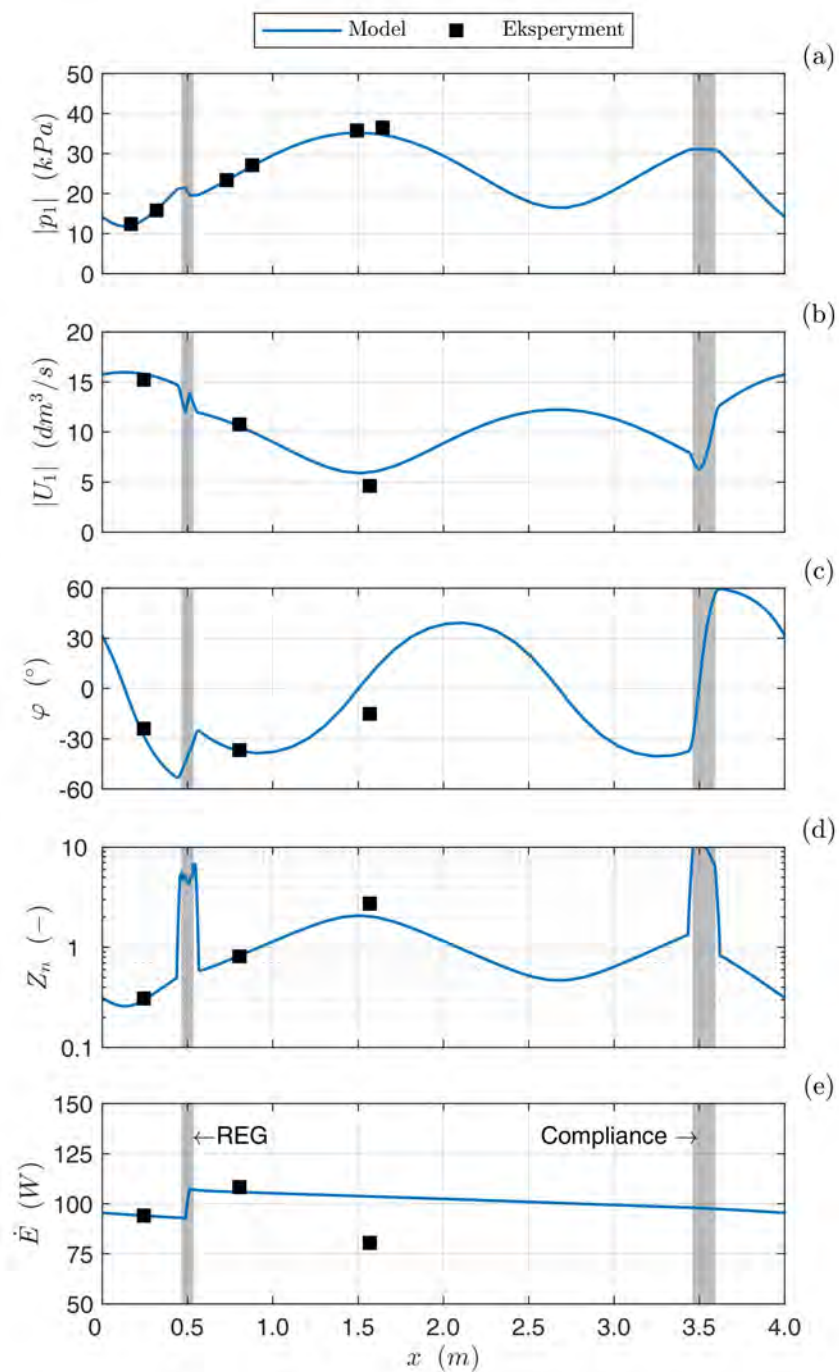
Rys. C.1 Rozkład pola akustycznego wzdłuż falowodu silnika dla $X_{comp} = 308\text{ cm}$ i $L_{comp} = 10\text{ cm}$, przy parametrach dopasowania: $C_{obw} = 2,2354$, $X_{num} = 302\text{ cm}$, $L_{num} = 11,82\text{ cm}$. (a) Amplituda ciśnienia $|p_1|$, (b) amplituda prędkości objętościowej $|U_1|$, (c) przesunięcie fazowe φ , (d) znormalizowana impedancja Z_n oraz (e) moc akustyczna \dot{E} .



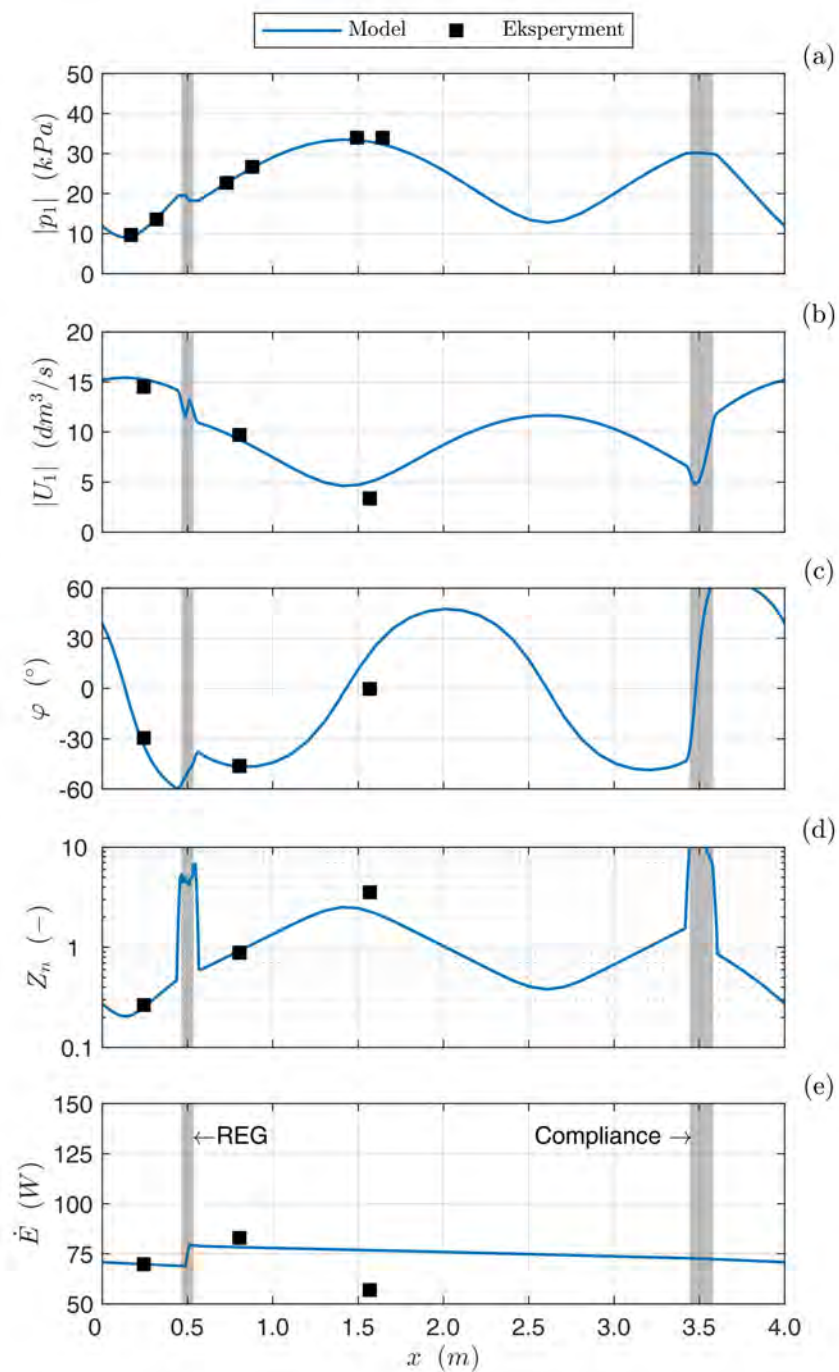
Rys. C.2 Rozkład pola akustycznego wzdłuż falowodu silnika dla $X_{comp} = 308 \text{ cm}$ i $L_{comp} = 12 \text{ cm}$, przy parametrach dopasowania: $C_{obw} = 2,4575$, $X_{num} = 304,46 \text{ cm}$, $L_{num} = 12,67 \text{ cm}$. (a) Amplituda ciśnienia $|p_1|$, (b) amplituda prędkości objętościowej $|U_1|$, (c) przesunięcie fazowe φ , (d) znormalizowana impedancja Z_n oraz (e) moc akustyczna \dot{E} .



Rys. C.3 Rozkład pola akustycznego wzdłuż falowodu silnika dla $X_{comp} = 308$ cm i $L_{comp} = 14$ cm, przy parametrach dopasowania: $C_{obw} = 1,9561$, $X_{num} = 308,4$ cm, $L_{num} = 14,331$ cm. (a) Amplituda ciśnienia $|p_1|$, (b) amplituda prędkości objętościowej $|U_1|$, (c) przesunięcie fazowe φ , (d) znormalizowana impedancja Z_n oraz (e) moc akustyczna \dot{E} .



Rys. C.4 Rozkład pola akustycznego wzdłuż falowodu silnika dla $X_{comp} = 305$ cm i $L_{comp} = 12$ cm, przy parametrach dopasowania: $C_{obw} = 2,1643$, $X_{num} = 302,7$ cm, $L_{num} = 12,77$ cm. (a) Amplituda ciśnienia $|p_1|$, (b) amplituda prędkości objętościowej $|U_1|$, (c) przesunięcie fazowe φ , (d) znormalizowana impedancja Z_n oraz (e) moc akustyczna \dot{E} .



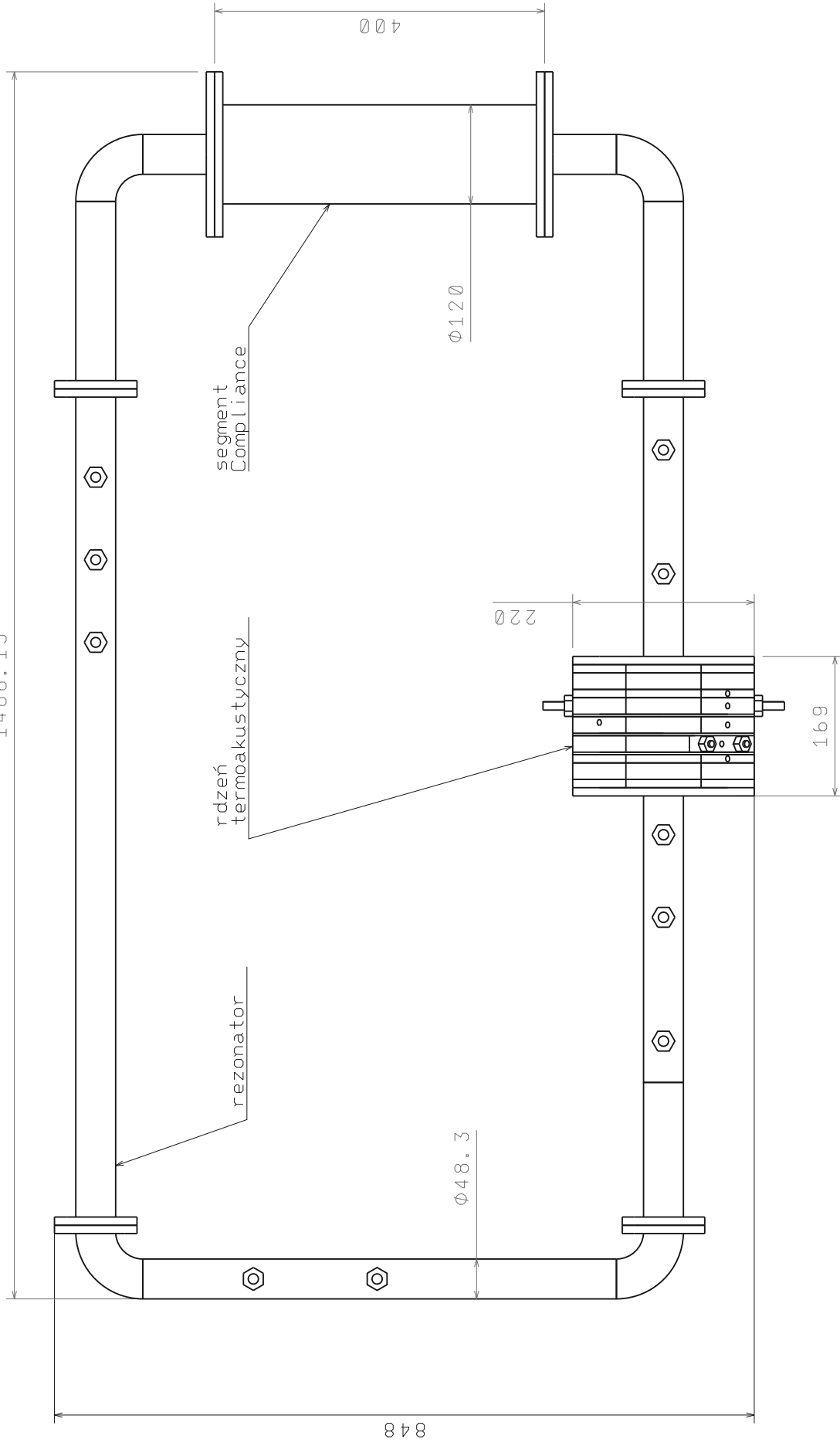
Rys. C.5 Rozkład pola akustycznego wzdłuż falowodu silnika dla $X_{comp} = 302 \text{ cm}$ i $L_{comp} = 12 \text{ cm}$, przy parametrach dopasowania: $C_{obw} = 1,8178$, $X_{num} = 301,14 \text{ cm}$, $L_{num} = 12,90 \text{ cm}$. (a) Amplituda ciśnienia $|p_1|$, (b) amplituda prędkości objętościowej $|U_1|$, (c) przesunięcie fazowe φ , (d) znormalizowana impedancja Z_n oraz (e) moc akustyczna \dot{E} .

Dodatek D

Dokumentacja techniczna stanowiska badawczego

- D.1 Stanowisko badawcze z segmentem *Compliance*
- D.2 Stanowisko badawcze z króćcem *stub*
- D.3 Wymiennik ciepła
- D.4 Pierścień izolacyjny
- D.5 Moduł nagrzewnicy
- D.6 Moduł regeneratora
- D.7 Moduł przejściowy między przekrojem rezonatora A_{rez} a przekrojem regeneratora A_{reg}
- D.8 Moduł pustej przestrzeni rdzenia o przekroju regeneratora A_{reg}
- D.9 Moduł pustej przestrzeni rdzenia o przekroju rezonatora A_{rez}
- D.10 Tłok króćca *stub*

1486.15



Projektował:

Adam Ruziewicz

Data: 2016-03-15

Format:

A4

Skala:

1:10

Materiał:

różne

Liczba sztuk:

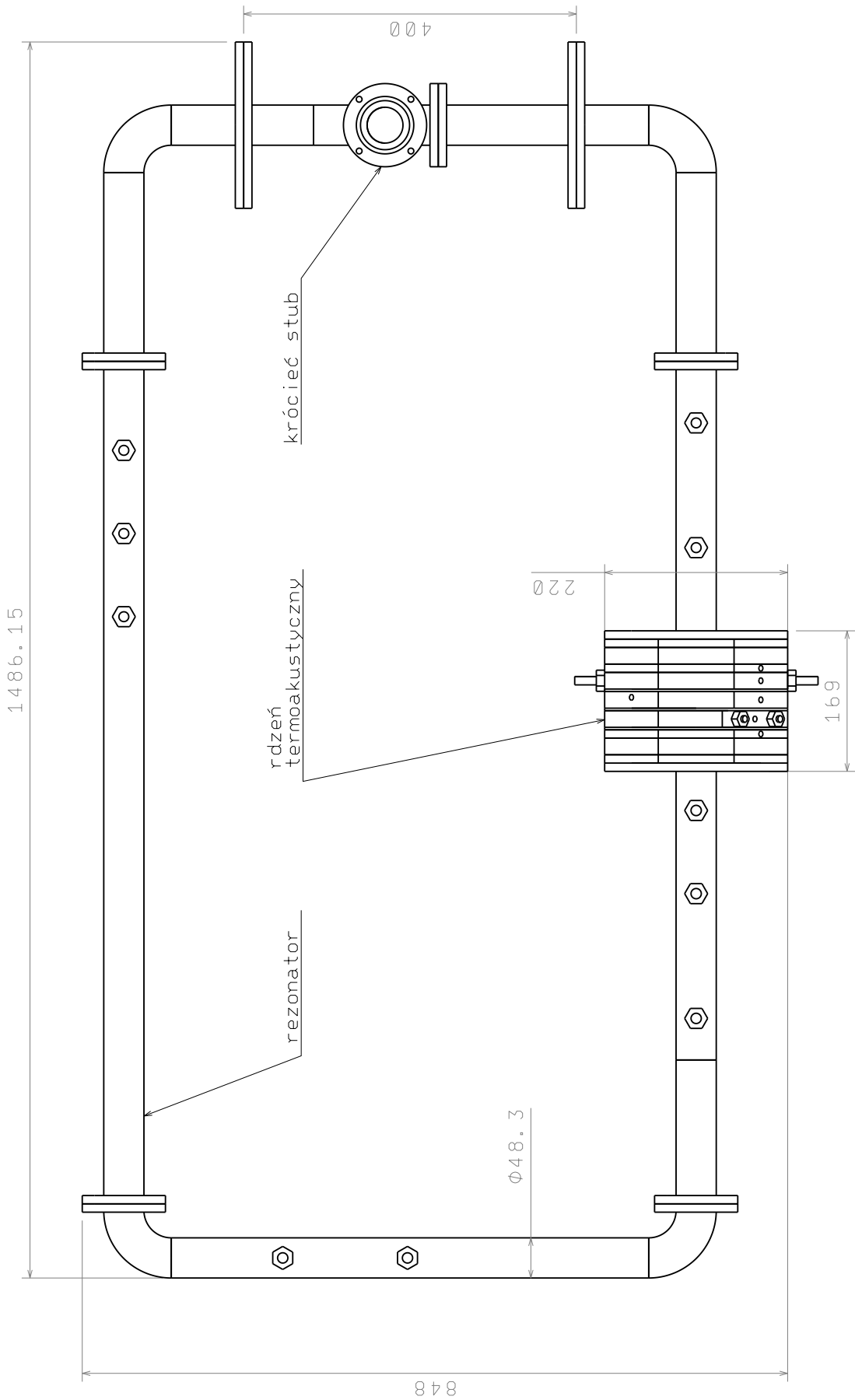
-

Nr rysunku:

D.1

Silnik z Compliance

Poitechnika Wrocławska



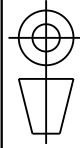
Projektował:

Adam Ruziewicz

Data: 2016-03-15

Format:

A4



Skala:

1:10

Materiał:

różne

Liczba sztuk:

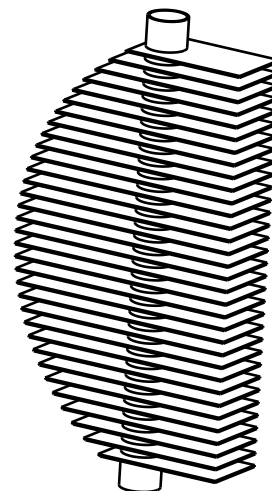
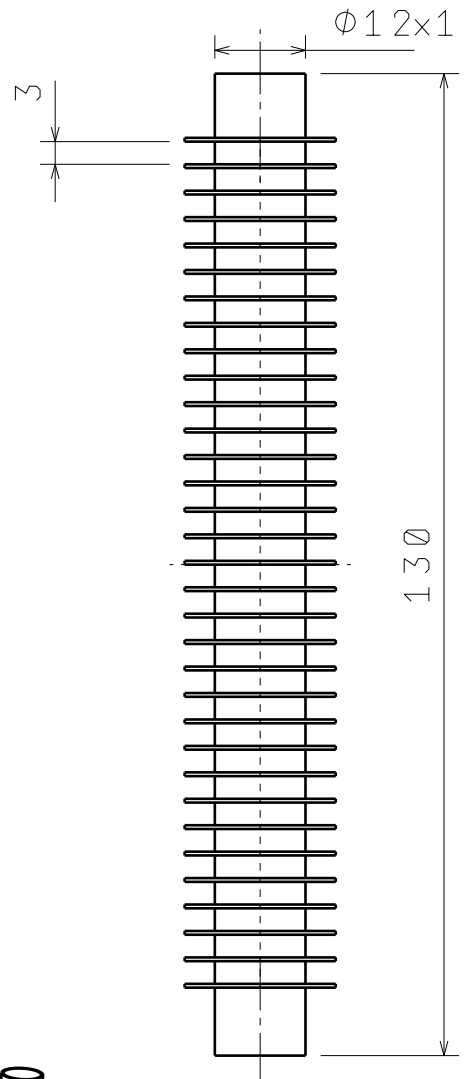
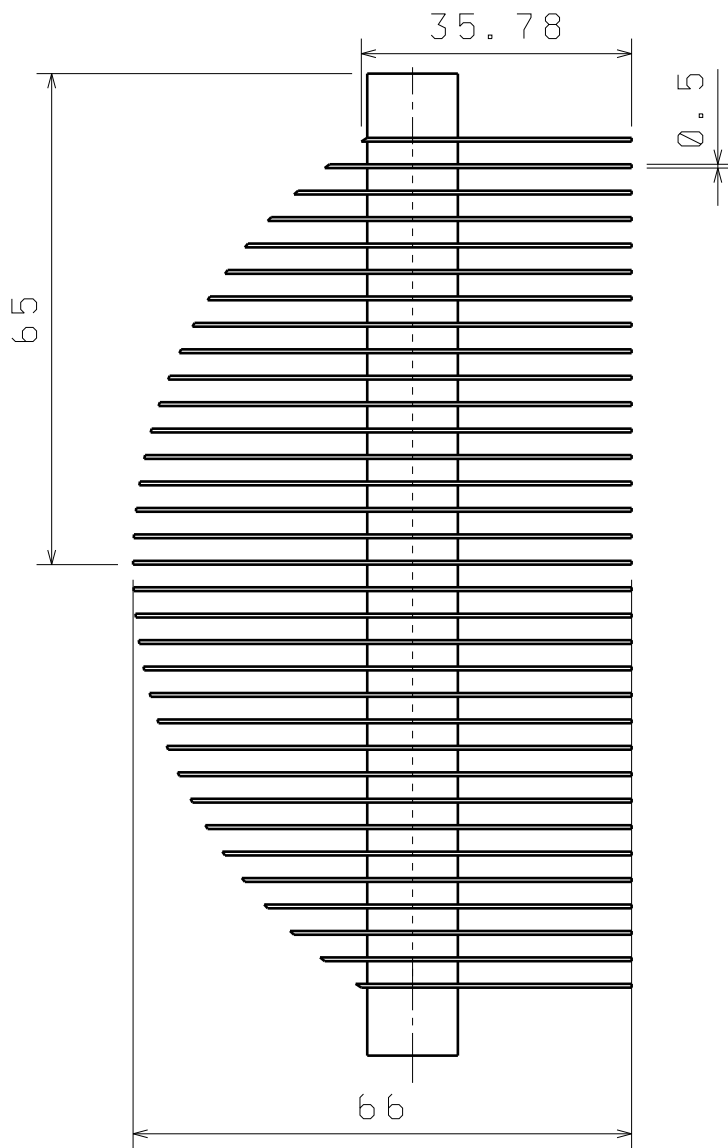
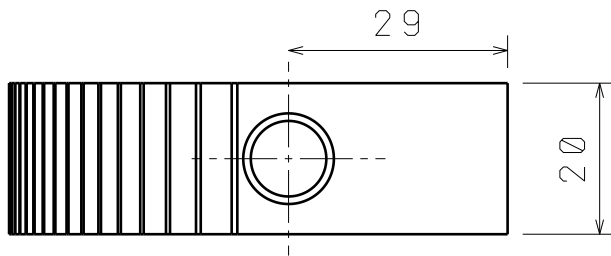
-

Silnik z Stub

Poitechnika Wrocławska

Nr rysunku:

D.2

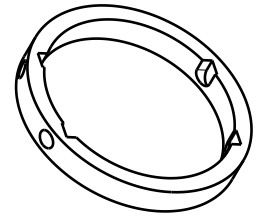
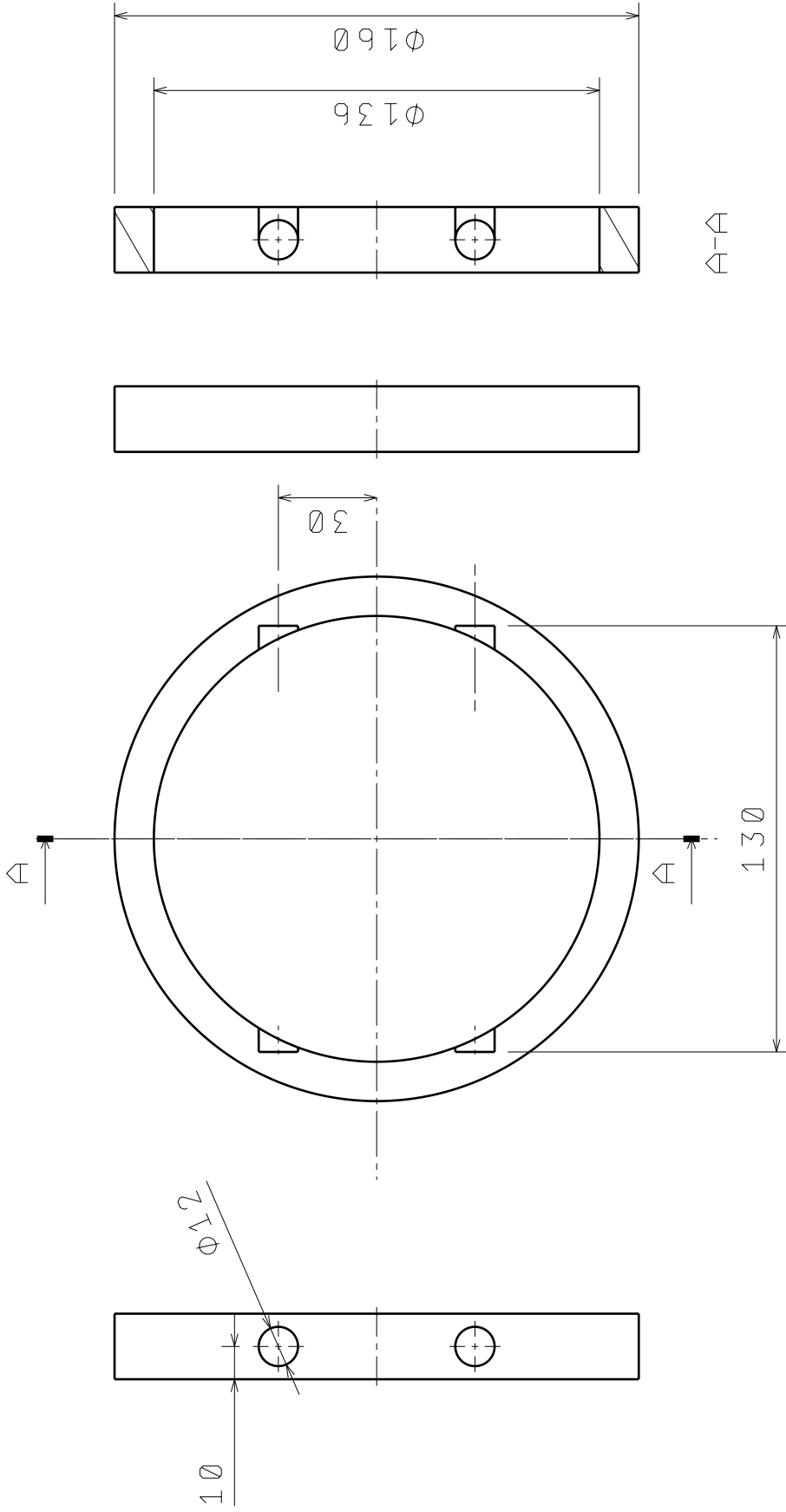


Izometria
Skala: 1:2

Wymiary lameli (33 szt.)

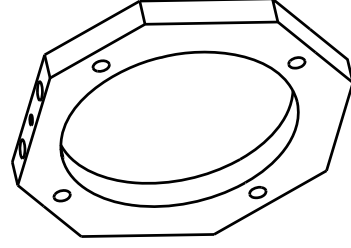
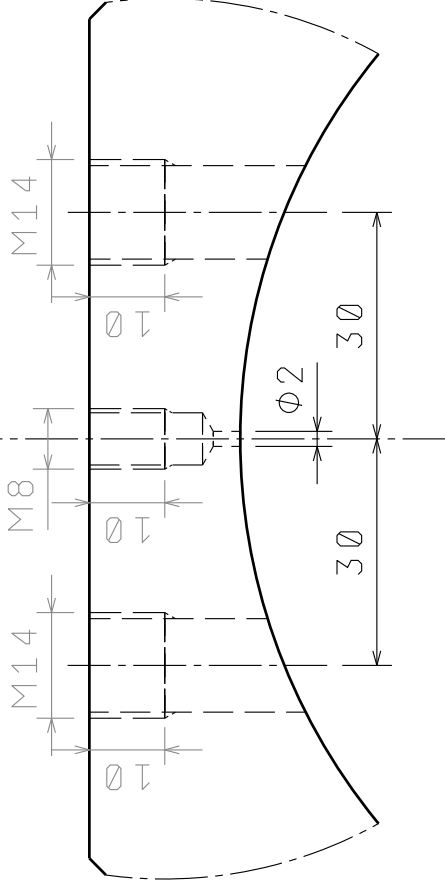
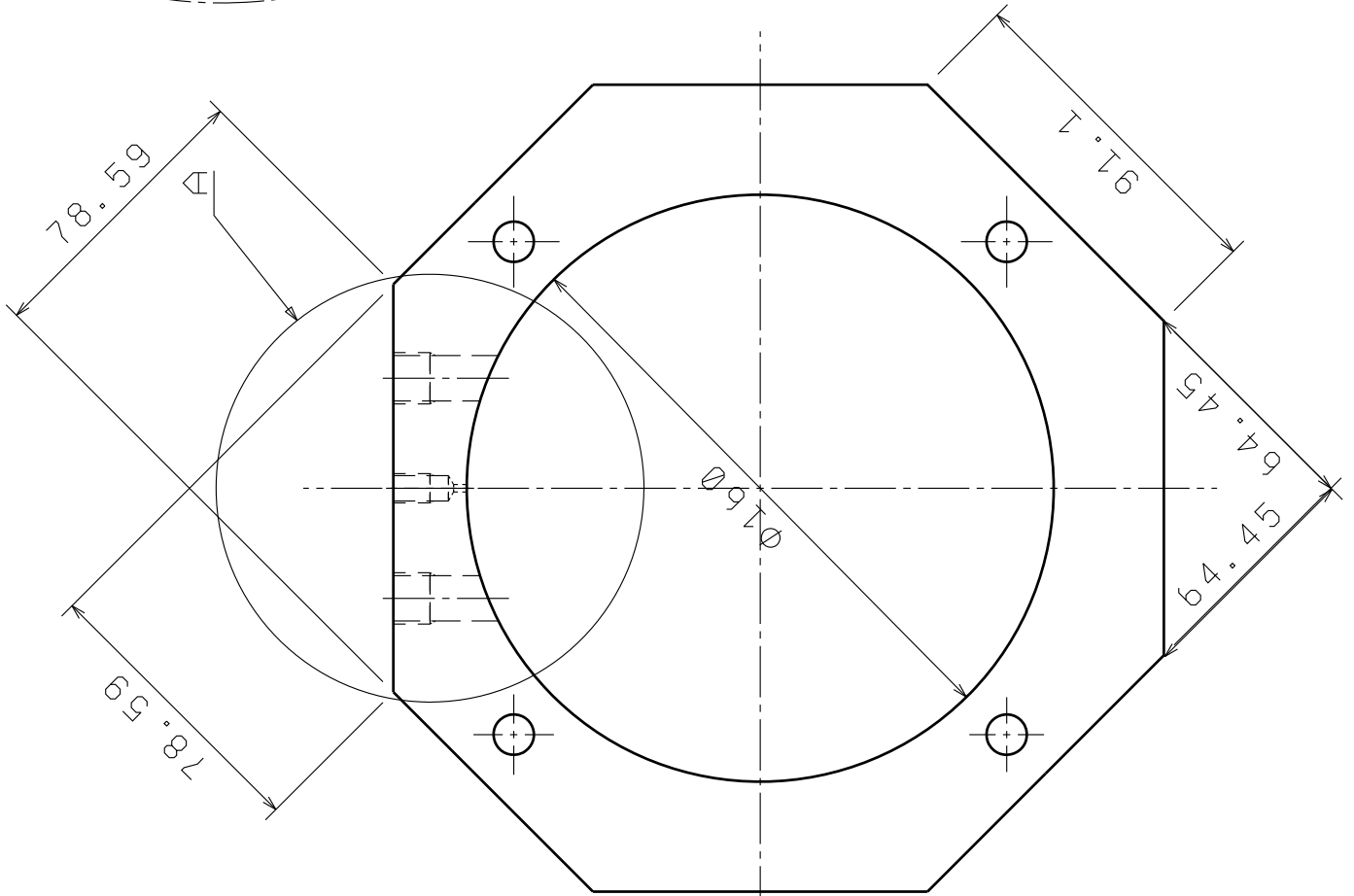
nr	wymiar	nr	wymiar		
1;	33	35.78	10;	24	61.36
2;	32	40.63	11;	23	62.62
3;	31	44.69	12;	22	63.67
4;	30	48.18	13;	21	64.52
5;	29	51.2	14;	20	65.17
6;	28	53.83	15;	19	65.63
7;	27	56.13	16;	18	65.91
8;	26	58.13	17;		66
9;	25	59.87			

Projektował: Adam Ruziewicz		Wymiennik ciepła	
Data: 2016-03-15			
Format: A4		Politechnika Wroclawska	
Skala: 1:1	Materiał: Miedź	Liczba sztuk: 4szt.	Nr rysunku: D.3



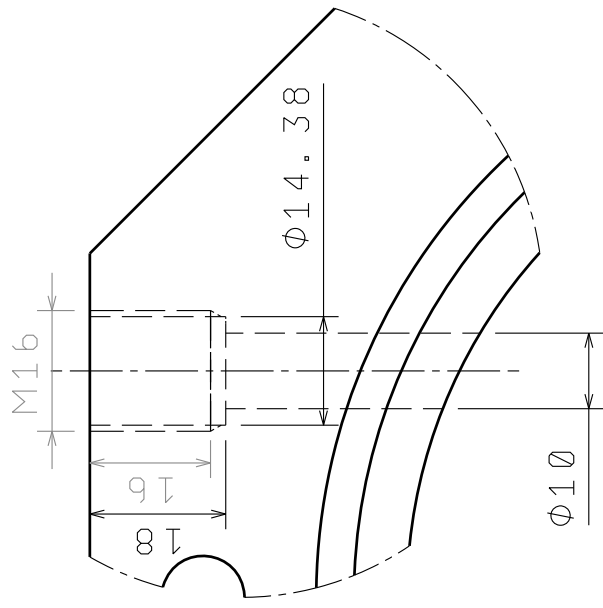
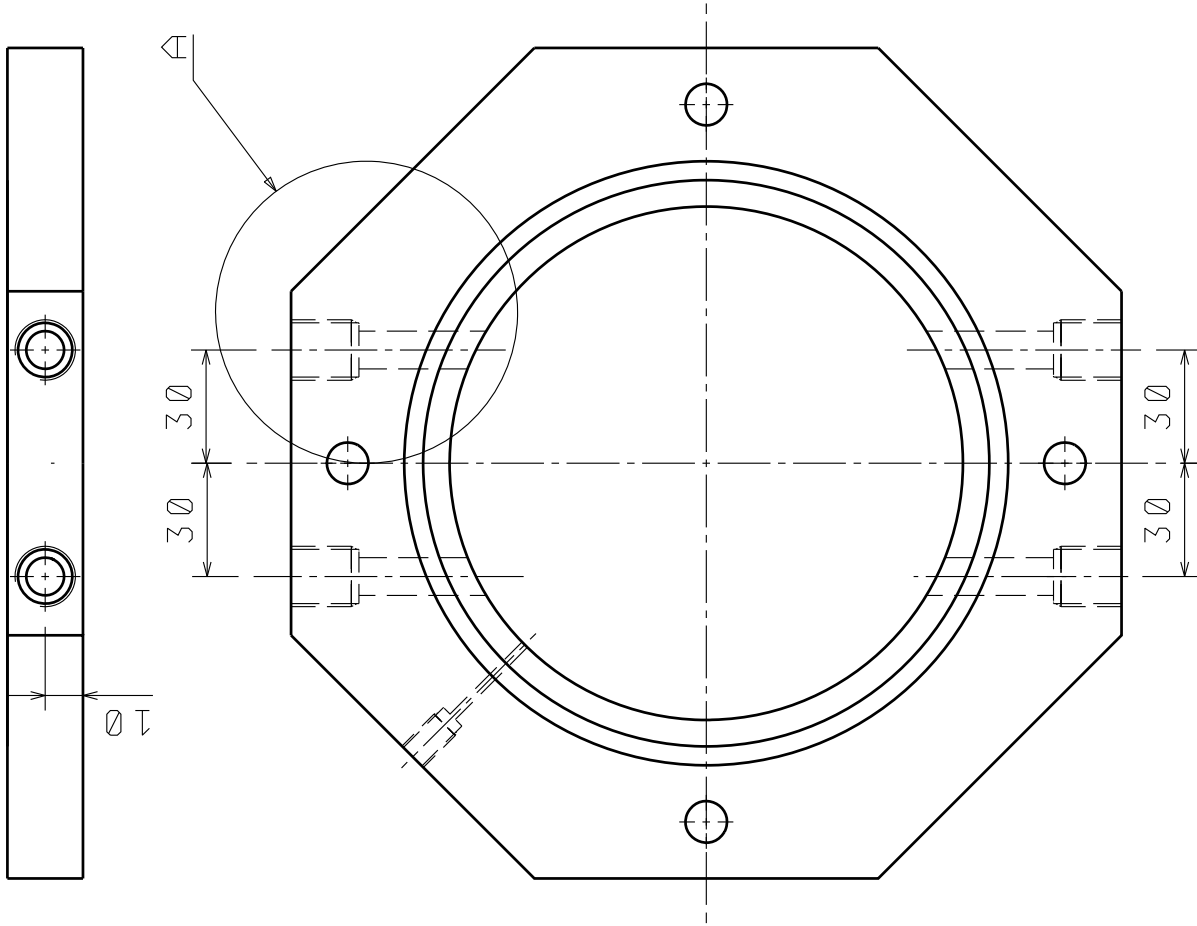
Isometric view
Scale: 1:5

PROJEKTOWAŁ: Adam Ruziewicz		Pierścień izolac.	
Data: 2016-03-02		Poitechika Wrocławska	
FORMAT: A4	WYKREŚLIŁ: [Symbol]	TYTUŁOWA SZUKAJ:	NR. WYKRESKU: D.4
Skala: 1:2	Materiał: St	1 szt.	
Thermo			



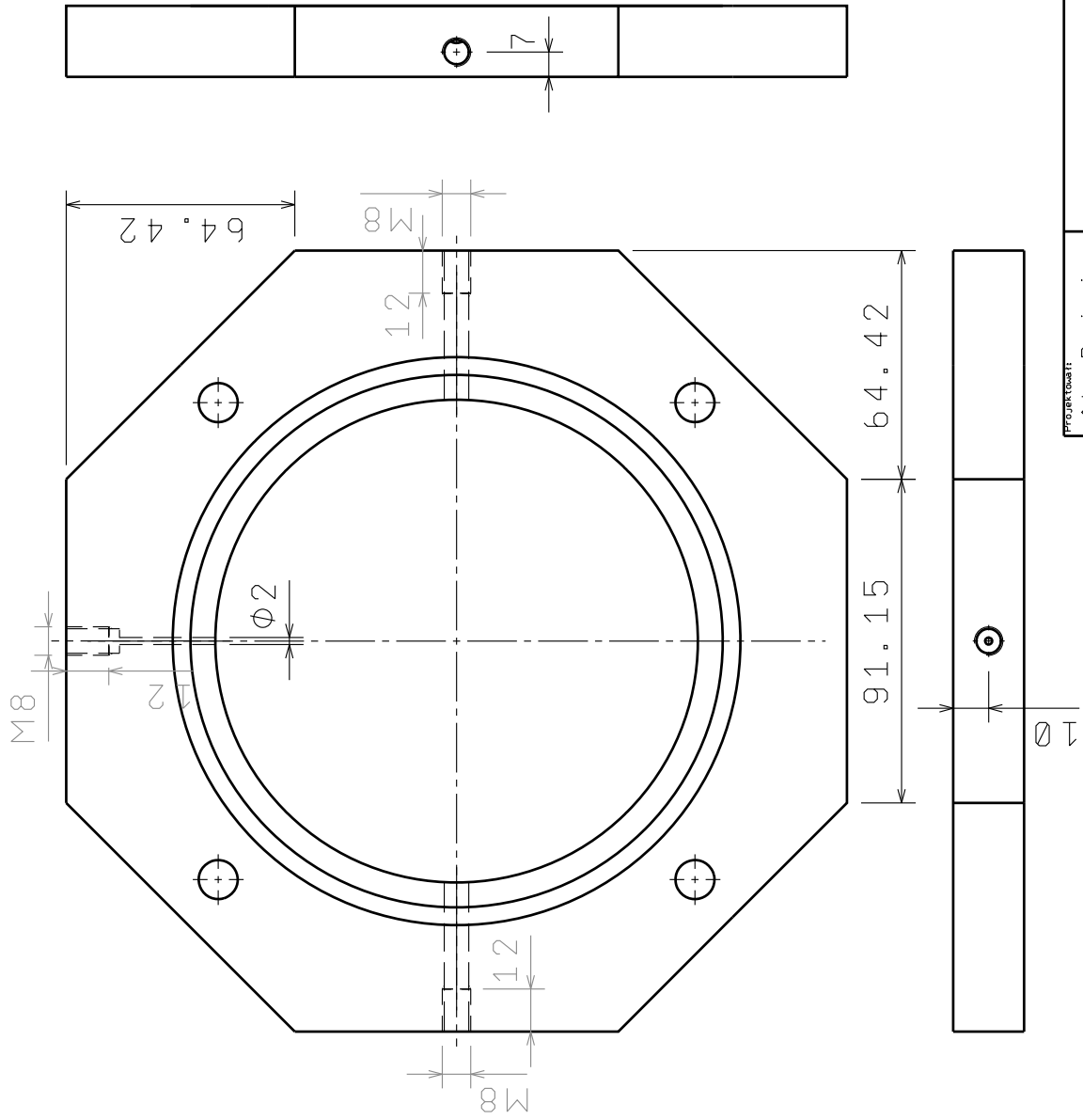
Isometric view
Scale: 1:5

PROJEKTOWAŁ Adam Ruziewicz Data: 2016-03-02	Moduł nagrzewnicy	
	Poitechika wrocławska	
FORMAT A4	MATERIAŁ 1:2 alumin.	Liczba sztuk 1 szt.
Skala: 1:2		

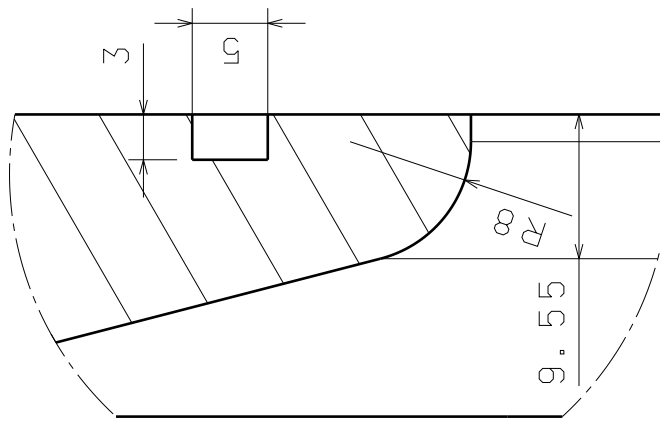
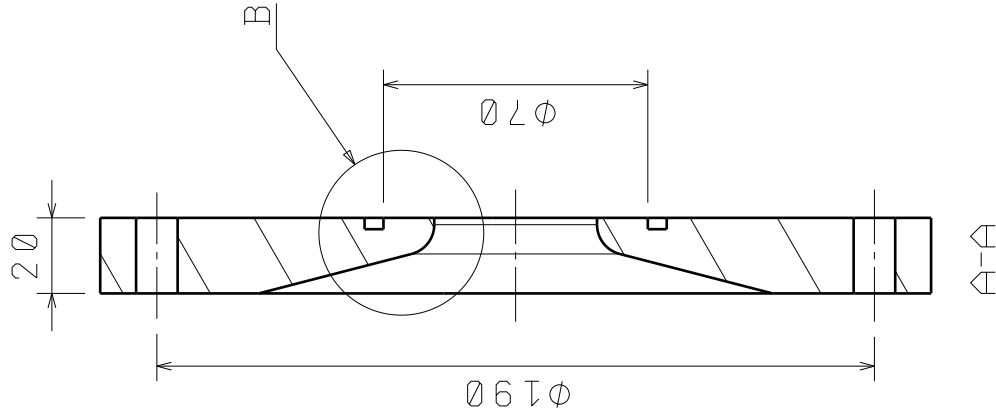
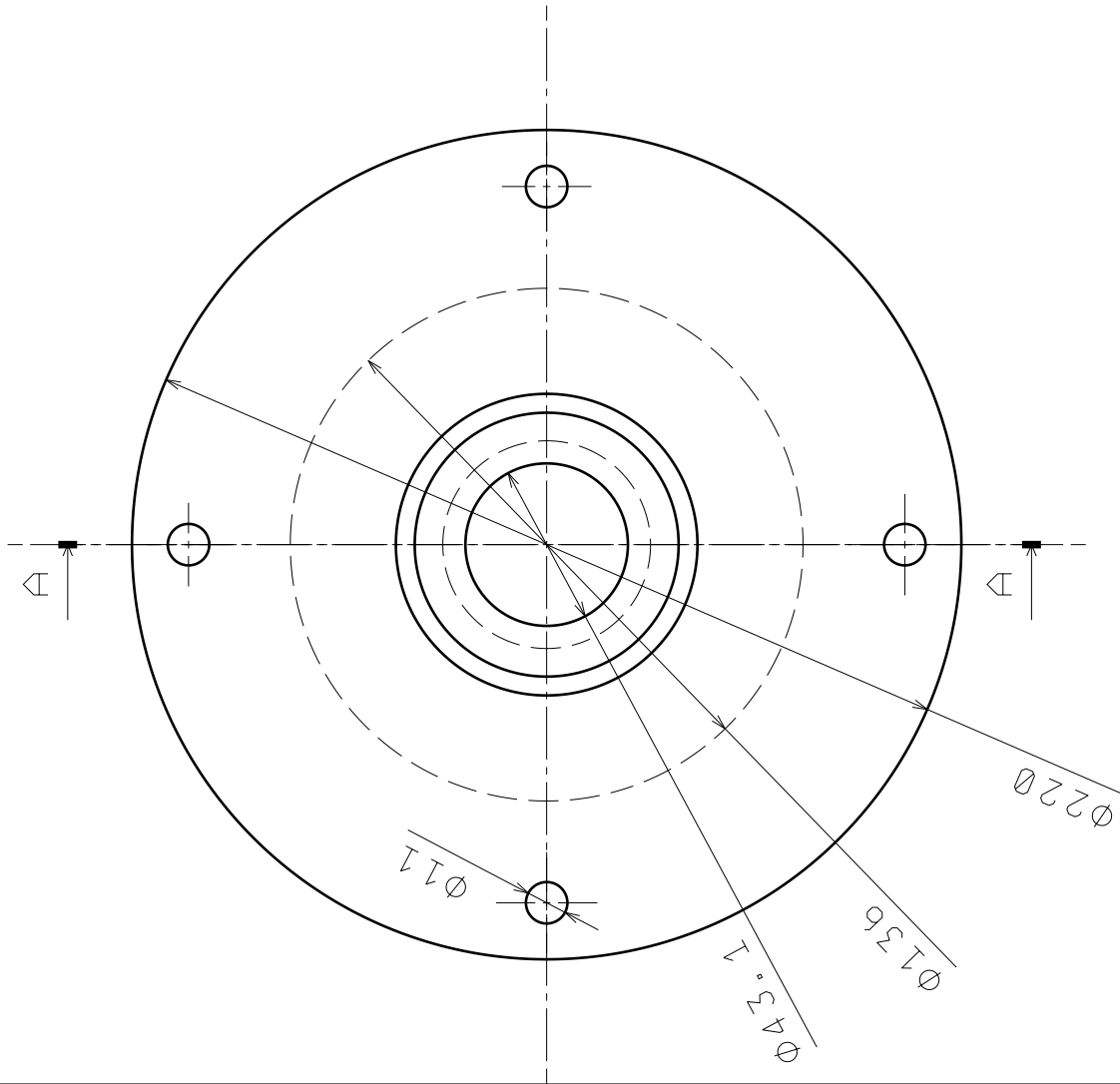


Szczegół A
Skala 1:1

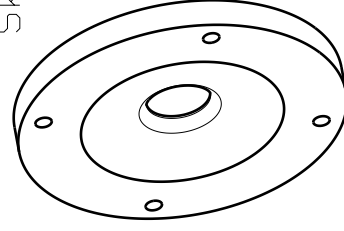
PROJEKTOWAŁ Adam Ruziewicz Data: 2016-03-02		Moduł chłodnicy	
FORMAT A4		Poitechika wrocławska	
Skala: 1:2		Liczba sztuk: 1 szt.	
MATERIAŁ alumin.		Nr rysunku D.6	



PROJEKTOWAŁ Adam Ruziewicz Data: 2016-03-02		Moduł regeneratora	
FORMAT A4		Poitechika wrocławska	
SKALA 1:2 alumin.		LITZDOK SZKICE	
MATERIAŁ		1 szt.	
MATERIAŁ		D.7	

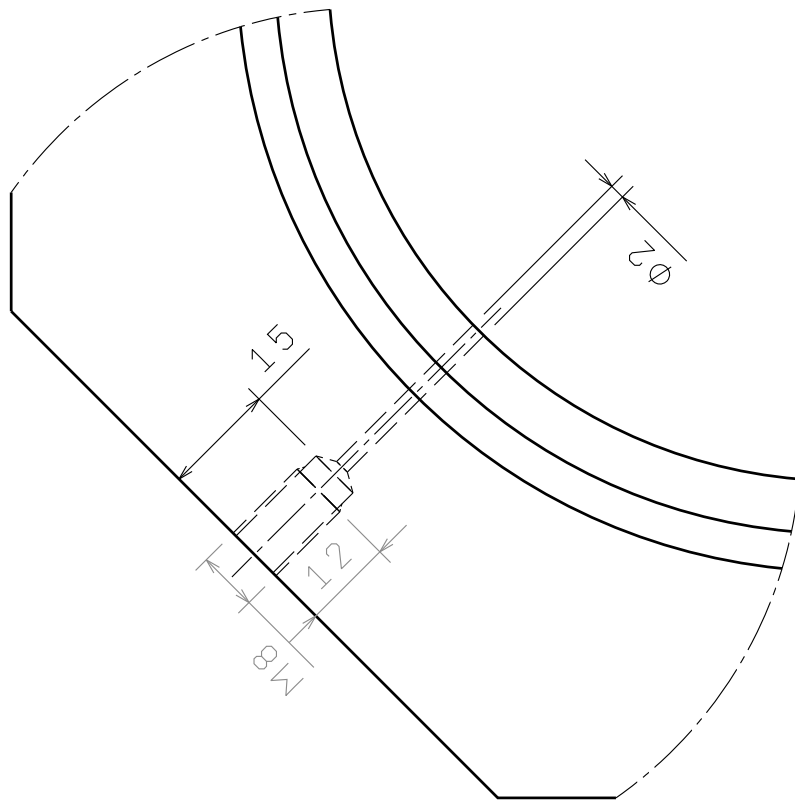
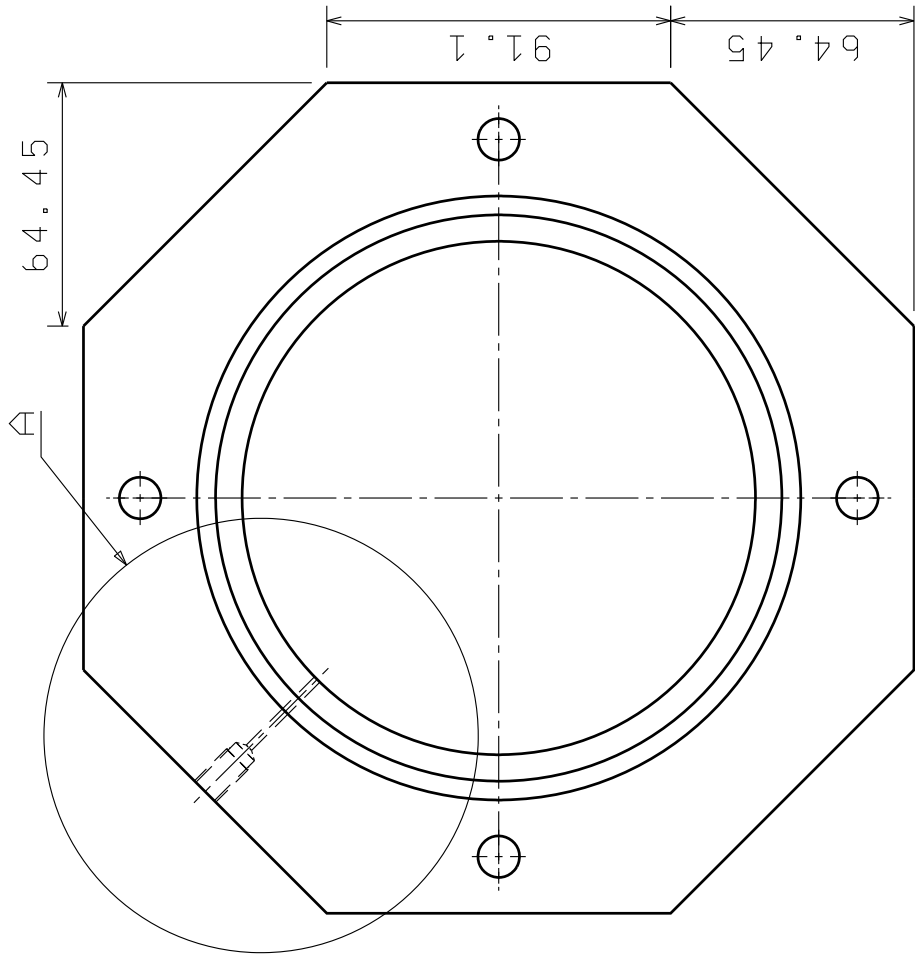


Szczegół B
Skala: 2:1



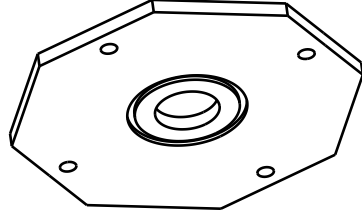
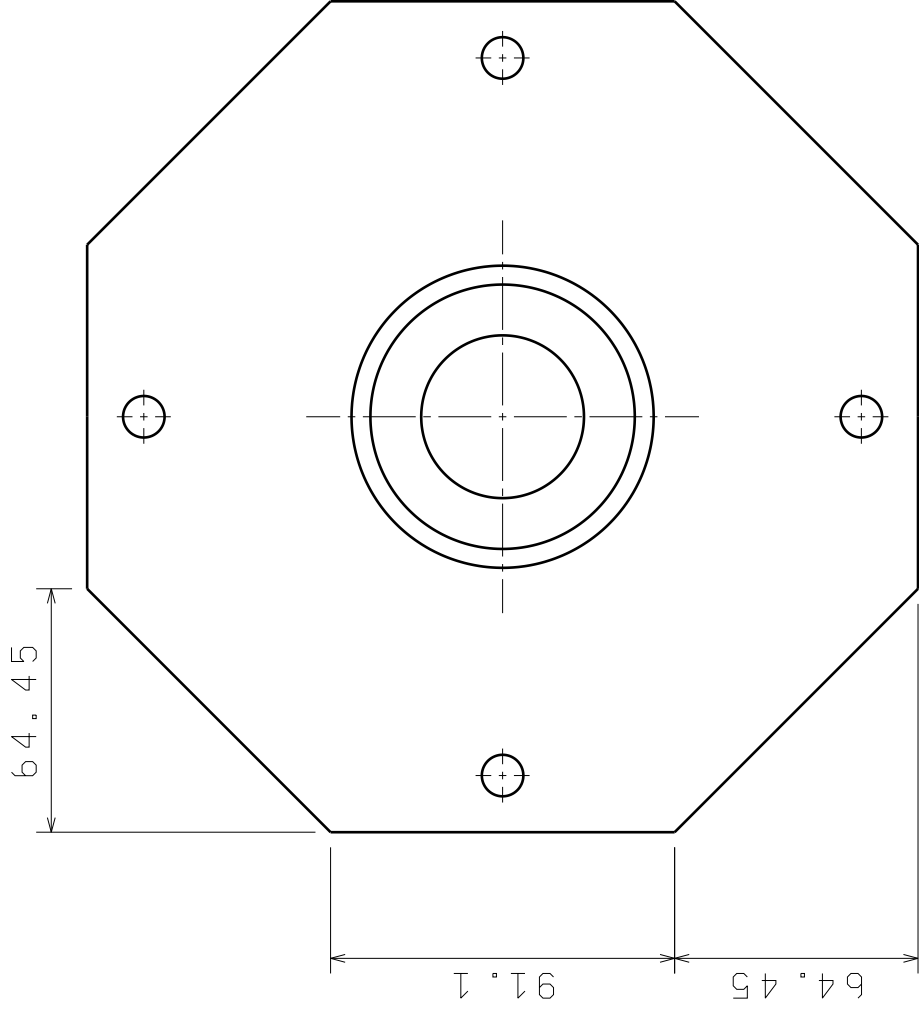
Izometria
Skala: 1:5

PROJEKTANT: Adam Ruziewicz		Moduł przejściowy	
Data: 2016-03-02		Poitechika Wrocławska	
Format: A4	Material: 1:2 alumin.	Liczba sztuk: 2 szt.	
Skala: 1:2		D.8	



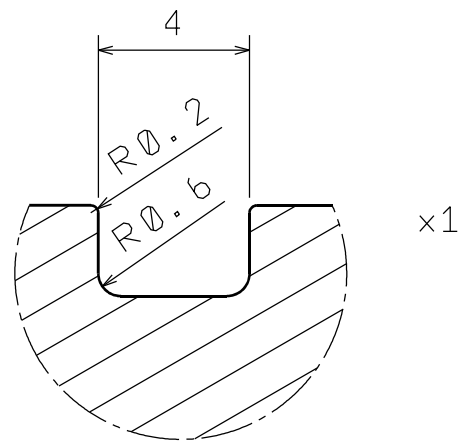
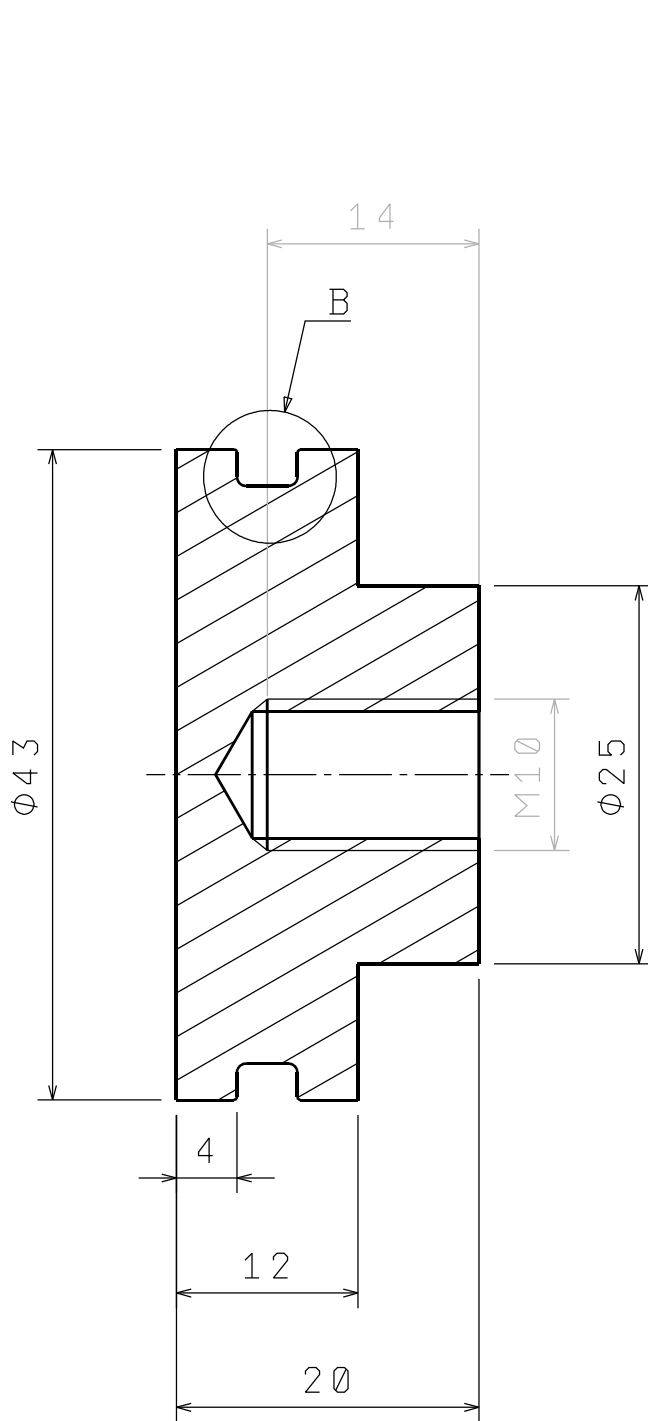
Szczegół A
Skala: 1:1

PROJEKTOWAŁ Adam Ruziewicz		Moduł A _{reg}	
Data: 2016-03-02		Poitechika wrocławska	
FORMAT A4	SYMBOL 	TYTUŁOWA L12208 SZLUS	NR. PYSZANKI D.9
SKALA: 1:2	MATERIAŁ: alumin.	4 szt.	

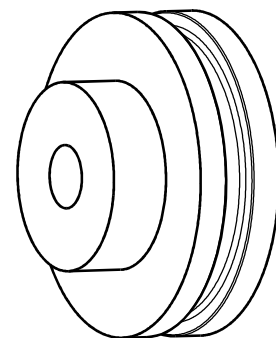


Isometric view
Scale: 1:5

PROJEKTANT: Adam Ruziewicz		Moduł A _{rez}	
Data: 2016-03-02		Poitechika Wrocławska	
FORMAT: A4		Liczba sztuk:	
Skala: 1:2	Materiał: alumin.	4 szt.	
		D.10	



Szczegół B
Skala 5:1



Izometria
Skala: 1:1

Projektował: Adam Ruziewicz		Tłok króćca <i>stub</i>	
Data: 2016-03-15			
Format: A4		Poitechika Wroclawska	
Skala: 2:1	Materiał: alum.	Liczba sztuk: 4szt.	Nr rysunku: D.11

Bibliografia

- [1] K. Wang, S. R. Sanders, S. Dubey, F. H. Choo, and F. Duan, “Stirling cycle engines for recovering low and moderate temperature heat: A review,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 62, pp. 89–108, sep 2016.
- [2] G. W. Swift, *Thermoacoustics : A unifying perspective for some engines and refrigerators*. Acoustical Society of America, 2002.
- [3] A. W. Avent and C. R. Bowen, “Principles of thermoacoustic energy harvesting,” *European Physical Journal: Special Topics*, vol. 224, no. 14-15, pp. 2967–2992, 2015.
- [4] B. Higgins, “On the Sound produced by a Current of Hydrogen Gas passing through a Tube,” *J. Nat. Philos. Chem. Arts*, vol. 1, pp. 129–131, 1802.
- [5] C. Sondhauss, “Ueber die Schallschwingungen der Luft in erhitzten Glasröhren und in gedeckten Pfeifen von ungleicher Weite,” *Ann. der Phys. und Chemie*, vol. 79, no. 1, pp. 1–34, 1850.
- [6] P. L. Rijke, “Notice of a New Method of causing a Vibration of the Air contained in a Tube open at both ends,” *Philos. Mag. J. Sci*, vol. 17, no. 4, pp. 419–422, 1859.
- [7] L. J. W. S. Rayleigh, “The explanation of certain acoustical phenomena,” *Nature*, vol. 18, pp. 83–89, 1878.
- [8] T. Jin, J. Huang, Y. Feng, R. Yang, K. Tang, and R. Radebaugh, “Thermoacoustic prime movers and refrigerators: Thermally powered engines without moving components,” *Energy*, vol. 93, pp. 828–853, 2015.
- [9] K. T. Feldman, “Review of the literature on Sondhauss thermoacoustic phenomena,” *J. Sound Vib.*, vol. 7, no. 1, pp. 83–89, 1968.
- [10] N. Rott, “Thermoacoustics,” *Advanced in applied mechanics*, vol. 20, pp. 135–170, 1980.
- [11] B. Ward, J. Clark, and G. Swift, “Design environment for low-amplitude thermoacoustic energy conversion (DeltaEC), Version 6.4b2, Users Guide,” 2016.

-
- [12] T. Yazaki, A. Tominaga, and Y. Narahara, “Experiments on Thermally Driven Acoustic Oscillations of Gaseous Helium,” *J Low Temp Phys*, vol. 4, pp. 45–46, 1980.
- [13] J. Wheatley, T. Hoffer, G. W. Swift, and A. Migliori, “Experiments with an intrinsically irreversible acoustic heat engine,” *Phys. Rev. Lett.*, vol. 50, pp. 499–502, Feb 1983.
- [14] P. H. Ceperley, “A pistonless Stirling engine -The traveling wave heat engine,” *Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 66, no. 5, pp. 1508–1513, 1979.
- [15] P. H. Ceperley, “Gain and efficiency of a short traveling wave heat engine,” *Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 77, no. 3, pp. 1239–1244, 1985.
- [16] T. Yazaki, a. Iwata, T. Maekawa, and a. Tominaga, “Traveling Wave Thermoacoustic Engine in a Looped Tube,” *Physical Review Letters*, vol. 81, pp. 3128–3131, oct 1998.
- [17] S. Backhaus and G. Swift, “A thermoacoustic-Stirling heat engine: detailed study,” vol. 107, no. 6, pp. 3148–66, 2000.
- [18] M. E. H. Tijani and S. Spoelstra, “A high performance thermoacoustic engine,” *Journal of Applied Physics*, vol. 110, no. 9, p. 093519, 2011.
- [19] M. S. Haberbush, C. T. Nguyen, J. C. Ickes, and T. Y. Hui, “4 kW Thermoacoustic Stirling Heat Engine Test Results,” in *11th International Energy Conversion Engineering Conference*, (San Jose), 2013.
- [20] K. de Blok, “Low operating temperature integral thermo acoustic devices for solar cooling and waste heat recovery,” *The Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 123, no. 5, p. 3541, 2008.
- [21] K. de Blok, “Novel 4-Stage Traveling Wave Thermoacoustic Power Generator,” in *Proceedings of ASME 2010 3rd Joint US-European Fluids Engineering Summer Meeting and 8th International Conference on Nanochannels, Microchannels, and Minichannels*, (Montreal), ASME, 2010.
- [22] K. de Blok, “Multi-stage Traveling Wave Thermoacoustics in Practice,” in *Icsv 19*, (Vilnius), pp. 1–8, 2012.
- [23] T. Bi, Z. Wu, L. Zhang, G. Yu, E. Luo, and W. Dai, “Development of a 5kW traveling-wave thermoacoustic electric generator,” 2015.
- [24] K. Wang and L. Qiu, “Numerical analysis on a four-stage looped thermoacoustic Stirling power generator for low temperature waste heat,” *Energy Conversion and Management*, 2017.

-
- [25] T. Jin, R. Yang, Y. Wang, Y. Feng, and K. Tang, "Acoustic field characteristics and performance analysis of a looped travelling-wave thermoacoustic refrigerator," *Energy Conversion and Management*, vol. 123, pp. 243–251, 2016.
- [26] X. Zhang, J. Chang, S. Cai, and J. Hu, "A multi-stage travelling wave thermoacoustic engine driven refrigerator and operation features for utilizing low grade energy," *Energy Conversion and Management*, vol. 114, pp. 224–233, apr 2016.
- [27] X. Zhang and J. Chang, "Onset and steady-operation features of low temperature differential multi-stage travelling wave thermoacoustic engines for low grade energy utilization," *Energy Conversion and Management*, vol. 105, pp. 810–816, 2015.
- [28] H. Kang, P. Cheng, Z. Yu, and H. Zheng, "A two-stage traveling-wave thermoacoustic electric generator with loudspeakers as alternators," *Applied Energy*, vol. 137, pp. 9–17, jan 2015.
- [29] B. Chen, S. Tian, J. Liu, K. Ho, and M. Yang, "The Development of a Two-stage Traveling Wave Thermoacoustic Engine," *Energy Procedia*, vol. 105, pp. 1551–1556, 2017.
- [30] M. Senga and S. Hasegawa, "Four-stage loop-type cascade traveling-wave thermoacoustic engine," *Applied Thermal Engineering*, vol. 104, pp. 258–262, 2016.
- [31] Z. Yang, Y. Zhuo, L. Ercang, and Z. Yuan, "Travelling-wave thermoacoustic high-temperature heat pump for industrial waste heat recovery," *Energy*, vol. 77, pp. 397–402, 2014.
- [32] A. Kruse, A. Ruziewicz, M. Tajmar, and Z. Gnutek, "A numerical study of a looped-tube thermoacoustic engine with a single-stage for utilization of low-grade heat," *Energy Conversion and Management*, vol. 149, pp. 206–218, 2017.
- [33] C. Lawn, "Development of a thermoacoustic travelling-wave engine," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, vol. 227, no. 7, pp. 783–802, 2013.
- [34] A. Kruse, A. Ruziewicz, A. Nemš, and M. Tajmar, "Numerical analysis of competing methods for acoustic field adjustment in a looped-tube thermoacoustic engine with a single stage," vol. 181, no. November 2018, pp. 26–35, 2019.
- [35] T. Jin, R. Yang, Y. Wang, Y. Liu, and Y. Feng, "Phase adjustment analysis and performance of a looped thermoacoustic prime mover with compliance/resistance tube," *Applied Energy*, vol. 183, pp. 290–298, 2016.
- [36] A. Al-Kayiem and Z. Yu, "Using a side-branched volume to tune the acoustic field in a looped-tube travelling-wave thermoacoustic engine with a rc load," *Energy Conversion and Management*, vol. 150, pp. 814 – 821, 2017.

- [37] A. Al-Kayiem and Z. Yu, "Numerical investigation of a looped-tube travelling-wave thermoacoustic engine with a bypass pipe," *Energy*, vol. 112, pp. 111–120, 2016.
- [38] K. Wang, S. Dubey, F. H. Choo, and F. Duan, "Thermoacoustic Stirling power generation from LNG cold energy and low-temperature waste heat," *Energy*, vol. 127, pp. 280–290, 2017.
- [39] K. Tourkov and L. Schaefer, "Effect of regenerator positioning on thermoacoustic effect in a looped tube traveling wave thermoacoustic engine," *Energy Conversion and Management*, vol. 95, pp. 94–100, may 2015.
- [40] T. Jin, R. Yang, Y. Liu, and K. Tang, "Thermodynamic characteristics during the onset and damping processes in a looped thermoacoustic prime mover," *Applied Thermal Engineering*, vol. 100, pp. 1169–1172, may 2016.
- [41] K. Abdoulla, H. Kang, and A. J. Jaworski, "Travelling Wave Thermoacoustic Electricity Generator for Rural Areas Using a Side-branch Alternator Arrangement," in *Proceedings of the World Congress on Engineering*, vol. III, (London), pp. 3–8, 2013.
- [42] A. Kruse, T. Schmiel, and M. Tajmar, "Experimental validation of a looped-tube thermoacoustic engine with a stub for tuning acoustic conditions," *Energy Conversion and Management*, vol. 177, no. June, pp. 292–305, 2018.
- [43] Sound Energy, "THAEAC-25, Thermoacoustic Energy Converter." <https://www.soundenergy.nl/theac-25>, 2019. dostep: 2019-02-12.
- [44] M. E. H. Tijani and S. Spoelstra, "A hot air driven thermoacoustic-Stirling engine," *Applied Thermal Engineering*, vol. 61, pp. 866–870, nov 2013.
- [45] S. Spoelstra and M. E. H. Tijani, "Thermoacoustic heat pumps for energy savings," in *Boundary crossing acoustics*, no. December, Acoustical Society of the Netherlands on, 2005.
- [46] H. Kang, F. Jiang, H. Zheng, and A. J. Jaworski, "Thermoacoustic travelling-wave cooler driven by a cascade thermoacoustic engine," *Applied Thermal Engineering*, vol. 59, no. 1-2, pp. 223–231, 2013.
- [47] K. Ghorbanian and M. Karimi, "Design and optimization of a heat driven thermoacoustic refrigerator," *Applied Thermal Engineering*, vol. 62, no. 2, pp. 653–661, 2014.
- [48] C. U. Hail, P. C. Knodel, J. H. Lang, and J. G. Brisson, "A linearly-acting variable-reluctance generator for thermoacoustic engines," *Energy Conversion and Management*, vol. 100, pp. 168–176, 2015.

-
- [49] K. Wang, J. Zhang, N. Zhang, D. Sun, K. Luo, J. Zou, and L. Qiu, “Acoustic matching of a traveling-wave thermoacoustic electric generator,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 102, pp. 272–282, mar 2016.
- [50] S. Backhaus, E. Tward, and M. Petach, “Traveling-wave thermoacoustic electric generator,” vol. 85, no. 6, pp. 1085–1087, 2004.
- [51] C. Saha, P. H. Riley, J. Paul, Z. Yu, a.J. Jaworski, and C. Johnson, “Halbach array linear alternator for thermo-acoustic engine,” *Sensors and Actuators A: Physical*, vol. 178, pp. 179–187, may 2012.
- [52] Z. Yu, P. Saechan, and A. J. Jaworski, “A method of characterising performance of audio loudspeakers for linear alternator applications in low-cost thermoacoustic electricity generators,” *Applied Acoustics*, vol. 72, no. 5, pp. 260–267, 2011.
- [53] C. M. de Blok, P. Owczarek, and M.-X. Francois, “Bi-directional turbines for converting acoustic wave power into electricity,” *9th PAMIR International Conference*, pp. 433–438, 2014.
- [54] M. Timmer, K. de Blok, and T. Meer, “Review on the conversion of thermoacoustic power into electricity,” *The Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 143, pp. 841–857, 02 2018.
- [55] A. Kruse, *Untersuchungen an ein- und mehrstufigen thermoakustischen Motoren auf Basis eines λ -Resonators*. PhD thesis, Technischen Universität Dresden, 2018.
- [56] L. Li, Z. Wu, J. Hu, G. Yu, E. Luo, and W. Dai, “A novel heat-driven thermoacoustic natural gas liquefaction system. part i: Coupling between refrigerator and linear motor,” *Energy*, vol. 117, pp. 523 – 529, 2016. The 28th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems - ECOS 2015.
- [57] M. E. Poesse, R. W. M. Smith, S. L. Garrett, R. V. Gerwen, and P. Gosselin, “Thermoacoustic refrigeration for ice cream sales,” in *In Proceedings of the 6th IIR Gustav Lorentzen Conference*, 2004.
- [58] P. Owczarek and K. de Blok, “Details and experimental results of a stand-alone container cooled by a solar driven multi-stage traveling wave thermoacoustic system,” in *3rd International Workshop on Thermoacoustics*, no. October, University of Twente, The Netherlands, 2015.
- [59] A. Ruziewicz, K. de Blok, and P. Owczarek, “The analysis of hybrid solar powered cooling/heating system with the travelling-wave thermoacoustic refrigerator,” in *3rd International Workshop on Thermoacoustics*, no. October, University of Twente, The Netherlands, 2015.

-
- [60] L. Z. Gradieaust, C. Q. Howard, A. C. Zander, and B. S. Cazzolato, "Thermoacoustic Refrigeration for the Automotive Industry," Tech. Rep. Figure 1.
- [61] R. Bessis, G. Poignand, H. Bailliet, H. Lazure, J.-C. Valiere, and E. Boudard, "Dual thermoacoustic core compact heat-pump for automotive application," in *3rd International Workshop on Thermoacoustics*, no. October, University of Twente, The Netherlands, 2015.
- [62] S. L. Garrett, J. A. Adeff, T. J. Hofler, S. L. Garrett, J. A. Adeff, and T. J. Hoflers, "Space Applications," vol. 7, no. 4, pp. 595–599, 1993.
- [63] S. Backhaus, E. Tward, and M. Petach, "Thermoacoustic power systems for space applications," in *AIP Conference Proceedings*, vol. 608, pp. 939–944, Aip, 2002.
- [64] H. Sugita, Y. Matsubara, a. Kushino, T. Ohnishi, H. Kobayashi, and W. Dai, "Experimental study on thermally actuated pressure wave generator for space cryocooler," *Cryogenics*, vol. 44, pp. 431–437, jun 2004.
- [65] L. Qiu, D. Sun, W. Yan, P. Chen, Z. Gan, X. Zhang, and G. Chen, "Investigation on a thermoacoustically driven pulse tube cooler working at 80K," *Cryogenics*, vol. 45, pp. 380–385, may 2005.
- [66] K. Tang, G. Chen, T. Jin, R. Bao, B. Kong, and L. Qiu, "Influence of resonance tube length on performance of thermoacoustically driven pulse tube refrigerator," *Cryogenics*, vol. 45, pp. 185–191, mar 2005.
- [67] R. Yang, Y. Wang, T. Jin, Y. Feng, and K. Tang, "Development of a three-stage looped thermoacoustic electric generator capable of utilizing heat source below 120°C," *Energy Conversion and Management*, vol. 155, no. August 2017, pp. 161–168, 2018.
- [68] Z. Wu, W. Dai, M. Man, and E. Luo, "A solar-powered traveling-wave thermoacoustic electricity generator," *Solar Energy*, vol. 86, pp. 2376–2382, sep 2012.
- [69] S. Zhang, Z. Wu, R. Zhao, G. Yu, W. Dai, and E. Luo, "Study on a basic unit of a double-acting thermoacoustic heat engine used for dish solar power," *Energy Conversion and Management*, vol. 85, pp. 718–726, sep 2014.
- [70] J. A. Adeff and T. J. Hofler, "Design and construction of a solar- powered , thermoacoustically driven , thermoacoustic refrigerator," vol. 4966, no. May, pp. 37–42, 2000.
- [71] J. A. Mumith, C. Makatsoris, and T. G. Karayiannis, "Design of a thermoacoustic heat engine for low temperature waste heat recovery in food manufacturing: A thermoacoustic device for heat recovery," *Applied Thermal Engineering*, vol. 65, no. 1-2, pp. 588–596, 2014.

- [72] P. Saechan and A. J. Jaworski, “Thermoacoustic cooler to meet medical storage needs of rural communities in developing countries – High pressure system,” *Thermal Science and Engineering Progress*, vol. 8, no. July, pp. 31–46, 2018.
- [73] Z. Yu, A. J. Jaworski, and S. Backhaus, “A low-cost electricity generator for rural areas using a travelling-wave looped-tube thermoacoustic engine,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, vol. 224, no. 6, pp. 787–795, 2010.
- [74] A. Dobrucki, *Przetworniki elektroakustyczne*. Warszawa: WNT, 2007.
- [75] Z. Yu, A. J. Jaworski, and S. Backhaus, “Travelling-wave thermoacoustic electricity generator using an ultra-compliant alternator for utilization of low-grade thermal energy,” *Applied Energy*, vol. 99, pp. 135–145, 2012.
- [76] P. in 't Panhuis, *Mathematical Aspects of Thermoacoustics*. PhD thesis, Technische Universiteit Eindhoven, Eindhoven, 2009.
- [77] R. Makarewicz, *Dźwięki i fale*. Poznań: Wydawnictwo Naukowe UAM, 2004.
- [78] S. Laplace, “Equations of nonlinear acoustics,” *Annales des Chemie et des Physique*, vol. 3, p. 328, 1816.
- [79] G. W. Swift, “Thermoacoustic engines Q_n and Q_c the associated,” *J. Acoust. Soc. Am.*, vol. 84, no. 4, pp. 1145–1180, 1988.
- [80] K. T. Feldman and R. L. Carter, “Thermoacoustic engines Q_n and Q_c the associated,” *A Study of Heat Driven Pressure Oscillations in a Gas*, vol. 92, no. 3, pp. 536–540, 1970.
- [81] J. Wheatley, T. Hoffer, G. W. Swift, and A. Migliori, “Understanding some simple phenomena in thermoacoustics with applications to acoustical heat engines,” *American Journal of Physics*, vol. 53, no. 2, pp. 147–162, 1985.
- [82] S. L. Garrett and S. Backhaus, “The Power of Sound,” *American Scientist This*, vol. 88, no. 6, pp. 516–525, 2000.
- [83] T. J. Hoffer, *Thermoacoustic Refrigerator Design and Performance*. PhD thesis, University of California, San Diego., 1986.
- [84] M. E. Poese and S. L. Garrett, “Performance measurements on a thermoacoustic refrigerator driven at high amplitudes,” *The Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 107, no. 5, p. 2480, 2000.
- [85] M. E. H. Tijani, J. C. H. Zeegers, and A. T. A. M. de Waele, “Design of thermoacoustic refrigerators,” *Cryogenics*, vol. 42, no. November 2001, pp. 49–57, 2002.

-
- [86] C. Jensen and R. Raspet, “Thermoacoustic power conversion using a piezoelectric transducer,” *The Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 128, pp. 98–103, jul 2010.
- [87] J. Smoker, M. Nouh, O. Aldraihem, and a. Baz, “Energy harvesting from a standing wave thermoacoustic-piezoelectric resonator,” *Journal of Applied Physics*, vol. 111, no. 10, p. 104901, 2012.
- [88] J. J. Wollan, G. W. Swift, S. Backhaus, and D. L. Gardner, “Development of a thermoacoustic natural gas liquefier,” in *AICHE New Orleans Meeting*, 01 2002.
- [89] S. Backhaus and G. W. Swift, “A thermoacoustic Stirling heat engine,” *Nature*, vol. 399, pp. 335–338, 1999.
- [90] D. M. Sun, K. Wang, X. J. Zhang, Y. N. Guo, Y. Xu, and L. M. Qiu, “A traveling-wave thermoacoustic electric generator with a variable electric R-C load,” vol. 106, pp. 377–382, 2013.
- [91] K. Wang, D. Sun, J. Zhang, Y. Xu, K. Luo, N. Zhang, J. Zou, and L. Qiu, “An acoustically matched traveling-wave thermoacoustic generator achieving 750 W electric power,” *Energy*, vol. 103, pp. 313–321, 2016.
- [92] Z. Wu, L. Zhang, W. Dai, and E. Luo, “Investigation on a 1kW traveling-wave thermoacoustic electrical generator,” *Applied Energy*, vol. 124, pp. 140–147, jul 2014.
- [93] E. M. Sharify and S. Hasegawa, “Traveling-wave thermoacoustic refrigerator driven by a multistage traveling-wave thermoacoustic engine,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 113, pp. 791–795, 2017.
- [94] K. de Blok, “Thermoacoustics for cold production,” in *Space TRIPS Summer School*, pp. 1–23, 2014.
- [95] Y. Ueda, T. Biwa, U. Mizutani, and T. Yazaki, “Acoustic field in a thermoacoustic Stirling engine having a looped tube and resonator,” *Applied Physics Letters*, vol. 81, no. 27, p. 5252, 2002.
- [96] J. Liu, *Characterization of porous material used for thermoacoustic devices*. PhD thesis, The Pennsylvania State University, 2005.
- [97] Z. B. Yu, Q. Li, X. Chen, F. Z. Guo, and X. J. Xie, “Experimental investigation on a thermoacoustic engine having a looped tube and resonator,” vol. 45, pp. 566–571, 2005.
- [98] Z. Yu and A. J. Jaworski, “Impact of acoustic impedance and flow resistance on the power output capacity of the regenerators in travelling-wave thermoacoustic engines,” *Energy Conversion and Management*, vol. 51, no. 2, pp. 350–359, 2010.

-
- [99] W. Kamsanam, X. Mao, and A. J. Jaworski, “Thermal performance of finned-tube thermoacoustic heat exchangers in oscillatory flow conditions,” *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 101, pp. 169–180, mar 2016.
- [100] Z. Yu and A. J. Jaworski, “Impact of acoustic impedance and flow resistance on the power output capacity of the regenerators in travelling-wave thermoacoustic engines,” *Energy Conversion and Management*, vol. 51, no. 2, pp. 350–359, 2010.
- [101] H. Kang, G. Zhou, and Q. Li, “Heat driven thermoacoustic cooler based on traveling–standing wave,” *Energy Conversion and Management*, vol. 51, no. 11, pp. 2103 – 2108, 2010.
- [102] J. R. Belcher, W. V. Slaton, R. Raspet, H. E. Bass, and J. Lightfoot, “Working gases in thermoacoustic engines.,” *The Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 105, no. 5, pp. 2677–84, 1999.
- [103] M. Chen and Y. L. Ju, “Effect of different working gases on the performance of a small thermoacoustic Stirling engine,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 51, pp. 41–51, 2015.
- [104] M. Veselý and T. Vít, “Difference between working gases in thermoacoustic engine,” *EPJ Web of Conferences*, vol. 67, p. 02126, 2014.
- [105] L. E. Kinsler, A. R. Frey, A. B. Coppens, and J. V. Sanders, *Fundamentals of Acoustics, 4th Edition*. Dec. 1999.
- [106] D. Russell, “Acoustic high-pass, low-pass, and band-stop filters,” *Science and Mathematics Department, GMI Engineering and Management Institute, Flint, MI, 48504*, 02 2019.
- [107] A. M. Fusco, W. C. Ward, and G. W. Swift, “Two-sensor power measurements in lossy ducts,” *The Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 91, no. 4, pp. 2229–2235, 2005.
- [108] M. Pierens, J. Thermeau, T. L. Poll, and J. Rostand, “Development of a thermoacoustic travelling-wave refrigerator,” in *Proceedings of the Acoustics 2012 Nantes Conference*, no. April, pp. 3013–3018, 2012.
- [109] A. Petculescu and L. A. Wilen, “Oscillatory flow in jet pumps: Nonlinear effects and minor losses,” *The Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 113, no. 3, p. 1282, 2003.
- [110] S.-H. Jang, “On the multiple microphone method for measuring in-duct acoustic properties in the presence of mean flow,” *The Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 103, no. 3, p. 1520, 1998.