POLITECHNIKA RZESZOWSKA im. IGNACEGO ŁUKASIEWICZA

SZKOŁA DOKTORSKA POLITECHNIKI RZESZOWSKIEJ

ROZPRAWA DOKTORSKA

WPŁYW PARAMETRÓW GEOMETRYCZNYCH DYSZY GENERATORA STRUGI SYNTETYCZNEJ NA PARAMETRY PRZEPŁYWOWE I INTENSYFIKACJĘ WYMIANY CIEPŁA

mgr inż. Marek Markowicz

Promotor: dr hab. inż. Paweł Gil, prof. PRz
Promotor pomocniczy: dr inż. Rafał Gałek

Rzeszów 2026

Składam serdeczne podziękowania
mojemu promotorowi dr. hab. inż. Pawłowi Gilowi, prof. PRz
za okazaną pomoc, poświęcony czas oraz cenne rady, uwagi i sugestie,
mojemu promotorowi pomocniczemu dr. inż. Rafałowi Gałkowi
za wkład i pomoc w część eksperymentalną związaną z wymianą ciepła,
mojej żonie Patrycji i córce Julicie
za uśmiech, wsparcie, motywację i cierpliwość.

Niniejsza praca powstała przy wsparciu grantu Narodowego Centrum Nauki
w ramach realizacji projektu nr: 2024/53/N/ST8/00174

Spis treści

Wykaz symboli i oznaczeń……7

1. Wprowadzenie……9

2. Przegląd literatury……...11

3. Podsumowanie stanu wiedzy i problem badawczy……27

4. Cel, teza i zakres pracy……35

5. Zagadnienia badawcze……37

5.1. Częstotliwość rezonansowa generatora strugi syntetycznej……37

5.2. Prędkość i liczba Reynoldsa strugi syntetycznej……40

5.3. Sprawność energetyczna urządzenia…….. 43

5.4. Intensyfikacja wymiany ciepła ……..46

5.5. Emisja akustyczna ……..51

6. Metodyka badań……...53

6.1. Generator strugi syntetycznej – opis i konfiguracje geometryczne……53

6.2. Stanowisko do pomiaru siły reakcji……56

6.3. Stanowisko do pomiaru prędkości przepływu……60

6.4. Stanowisko do pomiaru współczynników przejmowania ciepła w warunkach chłodzenia uderzeniowego……66

6.5. Stanowisko do pomiaru poziomu ciśnienia akustycznego……73

6.6. Analiza niepewności pomiarowej…….. 76

7. Wyniki badań……83

7.1. Identyfikacja częstotliwości rezonansowej generatora strugi syntetycznej……83

7.2. Charakterystyki przepływowe strugi syntetycznej……90

7.3. Analiza sprawności energetycznej generatora strugi syntetycznej……101

7.4. Chłodzenie uderzeniowe strugą syntetyczną……107

7.5. Charakterystyki akustyczne……..120

7.6. Zbiorcze zestawienie wyników……128

8. Podsumowanie i wnioski……133

8.1. Wnioski poznawcze……..135

8.2. Wnioski utylitarne…… 136

8.3. Potencjalne kierunki dalszych badań……137

Bibliografia…… 139

Streszczenie……155

Abstract……..157

Wykaz symboli i oznaczeń

Symbole i oznaczenia:

A	–	pole przekroju poprzecznego dyszy [mm^2]
$\cos(\varphi)$	–	współczynnik mocy [-]
d	–	średnica dyszy [mm]
D	–	średnica efektywna membrany głośnika [mm]
e	–	napięcie chwilowe sygnału elektrycznego [V]
E	–	napięcie skuteczne sygnału elektrycznego [V]
E_k	–	strumień energii kinetycznej strugi syntetycznej [W]
f	–	częstotliwość [Hz]
f_{SJA}	–	częstotliwość rezonansowa generatora [Hz]
f_H	–	częstotliwość rezonansowa Helmholtza [Hz]
F	–	średnia w czasie siła reakcji [N]
g	–	przyspieszenie ziemskie [m/s^2]
h	–	współczynnik przejmowania ciepła [W/(m^2·K)]
i	–	natężenie chwilowe prądu elektrycznego [A]
I	–	natężenie skuteczne prądu elektrycznego [A]
k	–	współczynnik przewodzenia ciepła [W/(m·K)]
k_d	–	sztywność zawieszenia głośnika niezabudowanego [N/m]
K	–	stała związana z kryterium powstawania strugi syntetycznej [-]
l	–	długość dyszy [mm]
L	–	długość walca płynu [mm]
L_0	–	bezwymiarowa długość walca płynu [-]
m	–	pozorna masa odpowiadająca sile reakcji [kg]
m_{ms}	–	masa układu drgającego [kg]
m_n	–	masa płynu w dyszy generatora [kg]
p_a	–	ciśnienie barometryczne [Pa]
P	–	moc czynna elektryczna [W]
$\dot{q}$	–	gęstość strumienia ciepła [W/m^2]
r	–	odległość promieniowa mierzona względem osi dyszy [mm]
RH	–	wilgotność względna [%]
t	–	czas [s]
T	–	okres drgań [s]
T_e	–	połowa okresu drgań odpowiadająca fazie wypychania [s]
T_{temp}	–	temperatura [K]
v	–	prędkość chwilowa płynu [m/s]
V	–	prędkość charakterystyczna płynu odniesiona do całego cyklu pracy generatora [m/s]
V_{cl}	–	prędkość średnia płynu w osi dyszy [m/s]
V_e	–	prędkość charakterystyczna płynu odniesiona do fazy wypychania [m/s]
z	–	odległość osiowa mierzona od płaszczyzny wylotowej dyszy [mm]
Z	–	impedancja elektryczna [Ω]

Symbole greckie:

α – wykładnik potęgi równania kompensacji temperaturowej napięcia wyjściowego sondy anemometru CTA [-]
ε – emisyjność powierzchni [-]
η – sprawność energetyczna [%]
v – lepkość kinematyczna płynu [m^2/s]
ρ – gęstość płynu [kg/m^3]
σ – stała Stefana-Boltzmanna [$W/(m^2 \cdot K^4)$]

Liczby kryterialne:

Bi – Liczba Biota
Nu – Liczba Nusselta
Re – Liczba Reynoldsa
Sr – Liczba Strouhala
Stk – Liczba Stokesa

Indeksy:

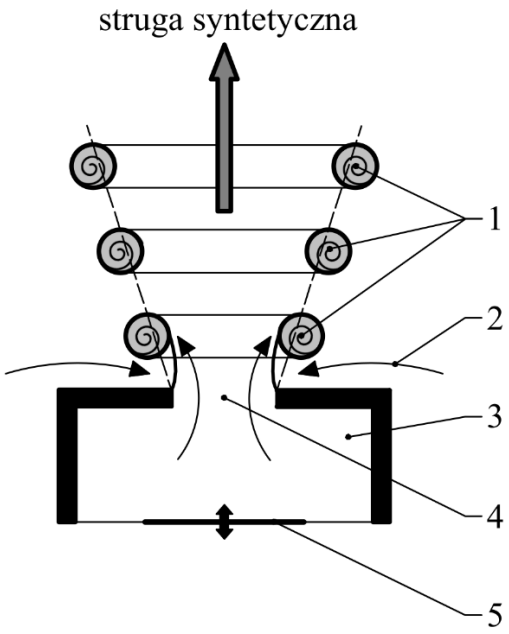
avg – dotyczy wartości średniej (ang. *average*)
cal – dotyczy kalibracji sondy anemometru (ang. *calibration*)
cl – dotyczy pomiarów w osi dyszy generatora strugi syntetycznej (ang. *centerline*)
cond – dotyczy przewodzenia ciepła (ang. *conduction)*
IR – dotyczy kamery termowizyjnej (ang. *infrared)*
J – dotyczy ogrzewania oporowego (ang. *Joule heating*)
max – dotyczy wartości maksymalnej (ang. *maximum*)
nc – dotyczy konwekcji swobodnej (ang. *natural convection*)
rad – dotyczy promieniowania (ang. *radiation*)
rms – dotyczy wartości skutecznej (ang. *Root Mean Square*)
s – dotyczy punktu stagnacji (ang. *stagnation point*)
sc – dotyczy pomiarów siły reakcji (ang. *precision scale*)
S – dotyczy szerokości
SJ – dotyczy strugi syntetycznej (ang. *Synthetic Jet*)
SJA – dotyczy generatora strugi syntetycznej (ang. *Synthetic Jet Actuator*)
w – dotyczy powierzchni folii (ang. *wall*)
W – dotyczy wysokości
∞ – dotyczy temperatury płynu w ośrodku niezaburzonym

Akronimy:

AR – współczynnik kształtu (ang. *aspect ratio*)
CTA – anemometria stałotemperaturowa (ang. *Constant Temperature Anemometer*)
PIV – anemometria obrazowa (ang. *Particle Image Velocimetry*)
POD – właściwy rozkład ortogonalny (ang. *Proper Orthogonal Decomposition*)
PSD – widmowa gęstość mocy (ang. *Power Spectral Density*)
SPL – poziom ciśnienia akustycznego (ang. *Sound Pressure Level*)
TI – poziom turbulencji (ang. *Turbulence Intensity*)

1. Wprowadzenie

Generator strugi syntetycznej jest urządzeniem służącym do wytwarzania strugi syntetycznej, którego cechą charakterystyczną jest brak zewnętrznego doprowadzenia czynnika roboczego - płynem roboczym jest płyn otaczający urządzenie, najczęściej jest to powietrze. Podstawowa konfiguracja geometryczna generatora obejmuje element drgający (np. membranę głośnika), komorę oraz dyszę. Struga syntetyczna powstaje w wyniku okresowego przemieszczania elementu drgającego wewnątrz komory, najczęściej wzbudzanego sygnałem sinusoidalnym. Zmiany objętości komory prowadzą do występowania naprzemiennych faz zasysania i wypychania płynu przez dyszę. Średni w czasie wydatek masowy w przekroju poprzecznym dyszy jest równy zeru, z tego względu struga syntetyczna bywa także określana mianem strugi ZNMF (ang. *zero-net-mass-flux jet*). Przy określonych warunkach, podczas fazy wypychania, formowana jest struktura wirowa, która odrywa się od krawędzi dyszy i przemieszcza w kierunku przepływu. Cykliczna praca generatora prowadzi do powstawania sekwencji uporządkowanych pierścieni wirowych, które łącznie tworzą strugę syntetyczną (rys. 1.1). W pewnej odległości od dyszy dochodzi do utraty koherencji tych struktur prowadzącej do przejścia w przepływ turbulentny. W ujęciu średnim w czasie przepływ ten wykazuje pewne podobieństwo do przepływów ciągłych.

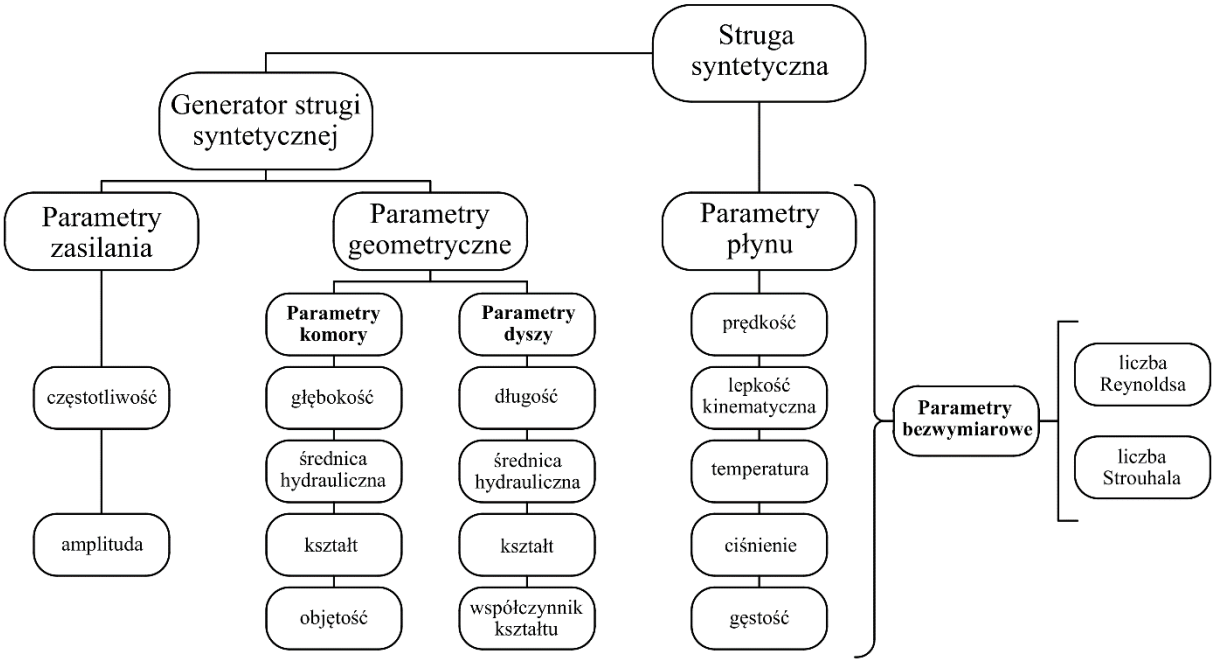


Rys. 1.1. Schemat powstawania strugi syntetycznej;
1 – pierścienie wirowe, 2 – zasysany płyn, 3 – komora, 4 – dysza, 5 – element drgający

Struga syntetyczna może być wykorzystywana do sterowania przepływem wokół ciał, intensyfikacji mieszania płynów, redukcji oporów aerodynamicznych oraz napędu małych

podwodnych robotów. Jednakże najbardziej perspektywicznym zastosowaniem strugi syntetycznej jest rozpraszanie ciepła zarówno w konfiguracjach chłodzenia uderzeniowego, jak również w połączeniu z przepływem poprzecznym, w szczególności z przepływami laminarnymi.

Na parametry wytwarzanej strugi syntetycznej mają wpływ parametry generatora strugi syntetycznej oraz parametry płynu roboczego (rys. 1.2). Wśród parametrów generatora wyróżnia się dwa główne podzbiory: parametry zasilania oraz parametry geometryczne, spośród których szczególne znaczenie przypisuje się geometrii dyszy generatora. W przeciwieństwie do pozostałych grup, parametry geometryczne oferują szeroki zakres możliwości projektowych, umożliwiając ich relatywnie swobodną modyfikację zarówno na etapie modelowania numerycznego, jak i wykonania fizycznego. Wyniki dotychczasowych badań eksperymentalnych wskazują, że objętość oraz kształt komory generatora mają jedynie marginalny wpływ na wartości liczby Reynoldsa strugi syntetycznej, sprawność energetyczną generatora czy wartości liczby Nusselta w przypadku chłodzenia uderzeniowego. W szczególności dla częstotliwości rezonansowej generatora strugi syntetycznej wpływ ten staje się pomijalny. W konsekwencji to właśnie geometria dyszy stanowi główny czynnik determinujący parametry wytwarzanej strugi syntetycznej, oferując zarazem realne możliwości dostosowania jej charakteru do wymagań konkretnego zastosowania.



Rys. 1.2. Czynniki determinujące strugę syntetyczną

2. Przegląd literatury

Pierwsze doniesienia dotyczące strugi syntetycznej pojawiły się już w połowie XX wieku, kiedy to Ingård i Labate opublikowali pracę [1], w której przedstawiono eksperyment z wykorzystaniem cylindrycznej rury złożonej z dwóch odcinków oraz umieszczonej między nimi płytki z okrągłym otworem. Badany układ połączono z precyzyjną rurą impedancyjną, a wizualizacja przepływu została przeprowadzona przy użyciu dymu. Autorzy zaobserwowali powstawanie „strumienia akustycznego" o zerowym średnim wydatku masowym w przekroju otworu, identyfikując cztery charakterystyczne obszary tego przepływu. Wykazano, że wraz z przemieszczaniem się przepływu ku wyższym regionom jego charakter zmienia się z laminarnego w turbulentny. Tematyka ta nie spotkała się jednak wówczas z szerszym zainteresowaniem środowiska naukowego. Przez kolejnych prawie 50 lat ukazało się jedynie kilka publikacji dotyczących „strumienia akustycznego". W 1975 roku przepływ o zerowym średnim wydatku masowym w przekroju otworu odnotowali także Mednikov i Novitskii [2]. Badacze osiągnęli średnie prędkości przepływu sięgające 17 m/s poprzez indukowanie pola prędkości o niskiej częstotliwości (10÷108 Hz) na wylocie rury, w której przepływ był generowany za pośrednictwem mechanizmu tłokowego. Kilka lat później Lebedeva [3] wygenerowała przepływ o maksymalnej prędkości 10 m/s, przepuszczając fale dźwiękowe o częstotliwościach 500 Hz i 1600 Hz przez otwór umieszczony na końcu rury. W 1996 roku James i in. [4] przeprowadzili badania dotyczące strumienia wody generowanego przez zanurzoną oscylującą membranę piezoelektryczną zamontowaną na płaskiej płycie. Uśrednione w czasie pole przepływu wykazywało cechy zbliżone do konwencjonalnego strumienia turbulentnego, takie jak liniowy wzrost szerokości przepływu oraz liniowy spadek prędkości osiowej w funkcji odległości od membrany. Jednakże strumień ten był generowany tylko dla wysokich amplitud oscylacji, dla których tworzyły się pęcherzyki kawitacyjne w pobliżu środka membrany, wskutek czego powstawanie strumienia przypisano ruchom powodowanym przez okresowe tworzenie się i zapadanie pęcherzyków. W 1997 roku Smith i Glezer [5] udowodnili, że w większości przypadków powstawanie przepływu można usprawnić stosując komorę częściowo otwartą poprzez dyszę i wyposażoną w wewnętrzny oscylator. Już wówczas autorzy posługiwali się terminem „struga syntetyczna" (ang. *synthetic jet*), uzasadniając jego użycie tym, że przepływ ten jest syntetyzowany z otaczającego go płynu. Rok później ci sami autorzy opublikowali fundamentalną pracę dotyczącą mechanizmu powstawania i ewolucji strug syntetycznych [6]. Publikacja ta do dnia dzisiejszego pozostaje najczęściej cytowanym

źródłem w tej tematyce, a w pracach przeglądowych (np. [7,8]) często wskazuje się, iż to właśnie w tej pracy po raz pierwszy wprowadzono pojęcie „strugi syntetycznej”.

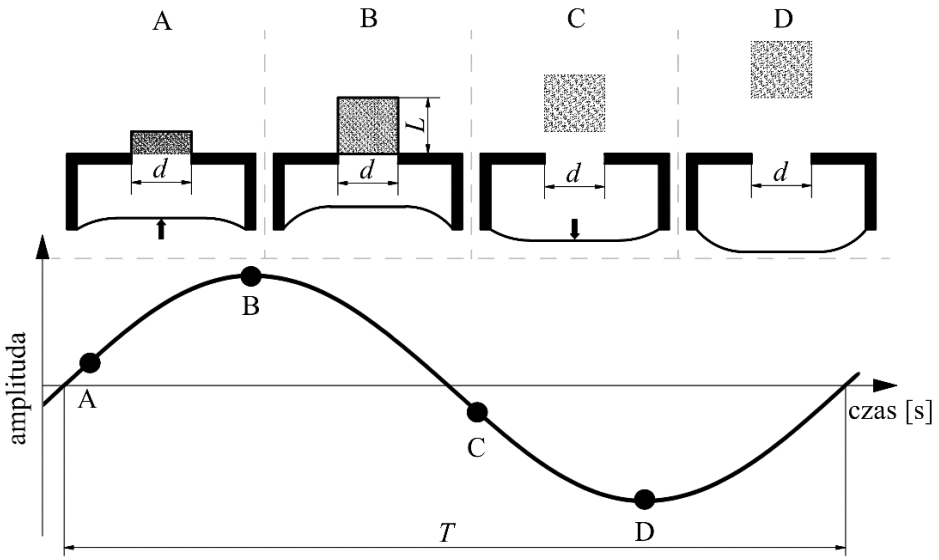
Zgodnie z publikacją [6], opierając się na modelu walca płynu przedstawionym w [9], opis strugi syntetycznej opiera się na dwóch kluczowych, bezwymiarowych parametrach: liczbie Reynoldsa oraz bezwymiarowej długości walca płynu L_0, zdefiniowanej jako stosunek długości walca płynu L do średnicy dyszy d:

$$L_0 = \frac{L}{d} \tag{2.1}$$

Długość walca płynu L zilustrowano schematycznie na rys. 2.1. Wartość ta interpretowana jest jako odległość, na jaką walec płynu przemieszcza się od płaszczyzny wylotowej dyszy w trakcie fazy wypychania podczas pracy generatora strugi syntetycznej (odnosząc się do pełnego okresu drgań T) i może być zdefiniowana jako [10]:

$$L = VT \tag{2.2}$$

gdzie: V – prędkość charakterystyczna strugi syntetycznej uwzględniająca cały okres drgań T.



Rys. 2.1. Schematyczna interpretacja długości walca płynu L przemieszczającego się od płaszczyzny wylotowej dyszy w trakcie fazy wypychania, odnosząca się do pełnego okresu drgań T

Liczba Reynoldsa, zgodnie z jedną z przyjętych definicji (więcej w rozdziale 5.2), może być wyrażona jako [11]:

$$\mathrm{Re}_{V_e} = \frac{V_e d}{\nu} \tag{2.3}$$

gdzie: ν – lepkość kinematyczna płynu, V_e – prędkość charakterystyczna odniesiona do połowy okresu drgań T (tj. wyłącznie do fazy wypychania).

Ponieważ prędkość charakterystyczna V_e odnosi się do połowy okresu drgań T, zachodzi między nią a prędkością V zależność:

$$V_e = 2V \tag{2.4}$$

Na podstawie równań (2.1), (2.2) oraz (2.4), a także uwzględniając, że okres drgań T jest odwrotnością częstotliwości f, można zapisać:

$$L_0 = \frac{L}{d} = \frac{V}{df} = \frac{V_e}{2df} \tag{2.5}$$

Równanie (2.5) jest powiązane z odwrotnością liczby Strouhala [12]:

$$\mathrm{Sr} = \frac{2\pi f d}{V_e} = \frac{\pi}{L_0} \tag{2.6}$$

Ponadto liczba Strouhala jest powiązana z liczbą Reynoldsa i liczbą Stokesa:

$$\mathrm{Sr} = \frac{2\pi f d}{V_e} = \frac{\frac{2\pi f d^2}{\nu}}{\frac{V_e d}{\nu}} = \frac{\mathrm{Stk}^2}{\mathrm{Re}_{V_e}} \tag{2.7}$$

Podsumowując powyższe relacje można zapisać:

$$L_0 = \frac{L}{d} = \frac{\pi}{\mathrm{Sr}} = \pi \frac{\mathrm{Re}_{V_e}}{\mathrm{Stk}^2} \tag{2.8}$$

Wprowadzenie w powyższych rozważaniach prędkości charakterystycznych V i V_e miało na celu wyłącznie umożliwienie wyprowadzenia zależności (2.7), która zostanie wykorzystana w kolejnych częściach niniejszego rozdziału. Szczegółowy opis prędkości strugi syntetycznej został przedstawiony w rozdziale 5.2.

Od momentu opublikowania pracy Smith i Glezer [6] nastąpił intensywny rozwój badań dotyczących strugi syntetycznej. Wczesne publikacje koncentrowały się przede wszystkim na analizie ewolucji struktur przepływowych oraz na identyfikacji warunków powstawania strugi syntetycznej. W 2001 roku Smith i Swift [13] zasugerowali istnienie pewnej progowej wartości stosunku L/d niezbędnej do formowania się strugi syntetycznej. Wartość ta została zdefiniowana jako granica, powyżej której pierścień wirowy generowany podczas fazy wypychania płynu przez dyszę nie ulega działaniom wynikającym z kolejnej nadchodzącej fazy zasysania. Do podobnych wniosków doszli Utturkar i in. [11], którzy na podstawie liczby Strouhala oraz zależności przedstawionej w równaniu (2.7) wykazali, że warunkiem powstawania strugi syntetycznej jest spełnienie kryterium, zgodnie z którym stosunek liczby

Reynoldsa do kwadratu liczby Stokesa musi przekraczać pewną wartość graniczną oznaczoną jako *K*:

$$\frac{1}{Sr} = \frac{\mathrm{Re}_{V_e}}{\mathrm{Stk}^2} > K \tag{2.9}$$

Stała *K* zależy od geometrii dyszy i na podstawie przeprowadzonych analiz oraz dostępnych danych literaturowych autorzy [11] ustalili, że $K = 2$ dla dysz prostokątnych oraz $K = 0{,}16$ dla dysz osiowosymetrycznych. Walidacji wspomnianego kryterium dokonali Holman i in. [14], uzupełniając analizę o wyniki własnych badań zarówno eksperymentalnych, jak i numerycznych. Potwierdzili oni poprawność kryterium opisanego równaniem (2.9), jednakże jednocześnie wykazując, że $K = 1$ i $K = 0{,}16$ odpowiednio dla dysz prostokątnych i osiowosymetrycznych. Z kolei Timchenko i in. [15] udowodnili, że wartość $K = 0{,}16$ dla dysz osiowosymetrycznych nie jest słuszna w przypadku, gdy liczba Stokesa jest mniejsza niż 7,2. Milanovic i Zaman [16] przedstawili wyniki badań i udowodnili, że dla stosunku $L/d < 0{,}25$ struga syntetyczna nie powstaje, co odpowiada $K < 0{,}08$ zgodnie z równaniem (2.8). Natomiast Trávníček i in. [12], na podstawie analizy widmowej PSD, potwierdzili kryteria wykazane w pracach [14] i [16], dodając, że przy wartościach liczby Stokesa przekraczających 160 obserwowane jest stopniowe przejście wartości granicznej z $K = 0{,}16$ do $K = 0{,}08$. Powstały również prace, w których kryteria powstawania strugi syntetycznej sformułowano w odniesieniu do konkretnych metod pomiarowych, np. Gil [17] zaproponował kryterium oparte o średnią w czasie siłę reakcji *F*.

Większość badań dotyczących ewolucji strugi syntetycznej opiera się na analizie pól przepływu z wykorzystaniem technik wizualizacyjnych. W 1998 roku Smith i Glezer [6], w pierwszej publikacji poświęconej temu zagadnieniu, zastosowali metodę Schlierena do wizualizacji przepływu. W celu uwidocznienia struktur przepływowych podgrzewano płyn wewnątrz komory generatora za pomocą grzałki umieszczonej na jednej z jej ścian. Na podstawie uzyskanych obserwacji autorzy wyróżnili dwa charakterystyczne regiony przepływu: pole bliskie, zdominowane przez tworzące się pierścienie wirowe, oraz pole dalekie, w którym ma miejsce w pełni rozwinięty przepływ turbulentny. W kolejnych latach szerokie zastosowanie znalazła technika anemometrii obrazowej PIV (Particle Image Velocimetry), w której wizualizacja przepływu jest realizowana na podstawie ruchu cząstek posiewu w postaci kropel cieczy lub proszku o średnicach od kilku do kilkudziesięciu mikrometrów [18-20]. Cater i Soria [21], stosując barwnik fluorescencyjny oraz aparaturę PIV, wyodrębnili cztery reżimy przepływu strugi syntetycznej, klasyfikując je na podstawie wartości liczby Reynoldsa i liczby Strouhala. Pierwszy z nich, nazwany przez autorów „strugą

laminarną", odpowiada niskim wartościom liczby Reynoldsa oraz stosunkowo wysokim wartościom liczby Strouhala i charakteryzuje się tym, że laminarny przepływ opuszczający dyszę nie miesza się z otaczającym płynem. Wraz ze wzrostem liczby Reynoldsa pojawiają się pojedyncze laminarne pierścienie wirowe niewchodzące ze sobą w interakcje („laminarne pierścienie" - reżim drugi). Dalszy wzrost liczby Reynoldsa prowadzi do łączenia się pierścieni w nieregularny, przerywany przepływ, określony jako „struga przejściowa" (reżim trzeci). Ostatni, czwarty reżim, odpowiada w pełni turbulentnemu przepływowi, dla którego nie można odróżnić pierścieni wirowych - autorzy nazwali ten stan mianem „strugi turbulentnej" podkreślając jej podobieństwo do konwencjonalnej turbulentnej strugi ciągłej. McGuinn i in. [22] zaproponowali analogiczny podział reżimów przepływu w odniesieniu do stosunku długości walca płynu do średnicy dyszy *L/d*. Z kolei Gil w rozprawie doktorskiej [23] wykorzystał do wizualizacji tzw. metodę grzanego drutu (ang. *smoke-wire*). Na podstawie uzyskanych wyników wyodrębnił pięć reżimów, opierając klasyfikację na stosunku liczby Reynoldsa do kwadratu liczby Stokesa oraz na bezwymiarowej długości walca płynu L_0. Pierwszy reżim występuje przy niskiej amplitudzie drgań membrany, uniemożliwiającej „zawinięcie się" płynu w strukturę wirową. Dwa kolejne reżimy odpowiadają „laminarnym pierścieniom" z przytoczonej już pracy [21], przy czym rozróżniono przypadek formowania się pierścienia wirowego bezpośrednio przy wylocie dyszy oraz w pewnej odległości od niej. W czwartym reżimie tworzy się struktura wirowa o wystarczającym pędzie własnym, zdolna do samodzielnego przemieszczania się wskutek prędkości indukowanej. Piąty reżim odpowiada turbulentnej strudze syntetycznej, dla której pierwotny pierścień wirowy rozpada się na wtórne struktury wirowe. Metoda grzanego drutu była również szeroko wykorzystywana przez innych badaczy [24-26]. Niezależnie od liczby wyróżnianych reżimów, ich opisy pozostają spójne i silnie powiązane z bezwymiarowymi parametrami, stanowiącymi podstawę wcześniej omawianych kryteriów powstawania strugi syntetycznej. Analogiczna zależność dotyczy podziału przestrzeni przepływu strugi syntetycznej na charakterystyczne regiony. Smith i Swift [27], porównując strugę syntetyczną ze strugą ciągłą, wyodrębnili dwa regiony: pole bliskie oraz pole dalekie. Autorzy wykazali, że w regionie dalekiego pola strugi te wykazują podobieństwo, natomiast w polu bliskim struga syntetyczna jest zdominowana przez pierścienie wirowe porywające więcej otaczającego płynu niż struga ciągła, co prowadzi do szybszego wzrostu szerokości przepływu oraz objętościowego natężenia przepływu. Bardziej szczegółowy podział zaproponowali Xia i Mohseni [28] wyróżniając trzy regiony. Pierwszy, nazwany bliskim polem, charakteryzuje się okresowym powstawaniem wirów pierścieniowych. W regionie „przejściowym" pierścienie wirowe oddziałują z otaczającym

płynem porywając go do tworzonego przepływu. W polu dalekim główny pierścień wirowy rozpada się na mniejsze struktury, a przepływ przyjmuje charakter turbulentny. W pracy [29] wykazano ponadto, że położenie granic poszczególnych regionów można powiązać z geometrią dyszy i komory generatora oraz parametrami zasilania. Wśród pozostałych technik wizualizacji wykorzystywanych w badaniach strug syntetycznych należy wymienić Dopplerowską anemometrię laserową LDV [30-32], a także techniki dymowe, wykorzystujące kadzidła (ang. *incense sticks*) [33,34] lub specjalistyczne generatory dymu [35-37].

Na przełomie XX i XXI wieku rozpoczęto również intensywne prace badawcze nad potencjalnymi zastosowaniami strug syntetycznych. W 2001 roku Glezer i Amitay [10] przeanalizowali mechanizmy interakcji strugi syntetycznej z zewnętrznym przepływem poprzecznym, obecnym nad powierzchnią, na której zainstalowano generator strugi syntetycznej. Wykazano, że taka interakcja może prowadzić do lokalnych przemieszczeń linii prądu, co sugeruje możliwość wykorzystania strug syntetycznych do aktywnego sterowania przepływem wokół ciał. Rok później ci sami autorzy potwierdzili swoją sugestię badając profil lotniczy w tunelu aerodynamicznym [38]. Zainteresowanie tym zastosowaniem strug syntetycznych szybko wzrosło, czego efektem było pojawianie się wielu kolejnych publikacji dokumentujących dalsze osiągnięcia. Donovan i in. [39] prowadząc obliczenia numeryczne dla profilu NACA 0012 wykazali 20% wzrost siły nośnej po przeciągnięciu przy kącie natarcia równym 22°. Amitay i Glezer [40] wykazali całkowite tłumienie separacji po przeciągnięciu w znacznym zakresie kątów natarcia dla niekonwencjonalnego profilu lotniczego. Montazer i in. [41] badając profil NACA 0015 osiągnęli 29% wzrost wydajności aerodynamicznej (definiowanej jako stosunek siły nośnej do oporu aerodynamicznego) w warunkach odpowiadających przeciągnięciu oraz opóźnili zjawisko przeciągnięcia o 13°. Rice i in. [42] analizując profil S817 również odnotowali poprawę wydajności aerodynamicznej oraz opóźnienie kąta natarcia, przy którym występuje przeciągnięcie. Tousi i in. [43] wykazali, że skuteczność zastosowania strug syntetycznych w kontekście zwiększenia wydajności aerodynamicznej rośnie wraz ze wzrostem kąta natarcia. Guo [44] wykazał, że stopień opóźnienia separacji przepływu zależy od parametrów zasilania generatora. Potencjał strug syntetycznych potwierdzono również w zastosowaniach do bardziej złożonych układów technicznych. Velasco i in. [45] uzyskali wzrost mocy wyjściowej turbiny Darrieusa, zaznaczając, że wzrost ten przekracza moc pobieraną przez generator strugi syntetycznej. Zhu i in. [46] wykazali wzrost współczynnika mocy turbiny wiatrowej SB-VAWT o 15,2%. Dodatkowe badania przeprowadzono także na obiektach o bardziej złożonej geometrii, takich jak sprężarki osiowe [47] oraz bezzałogowe statki powietrzne [48]. Przegląd dotychczasowych

osiągnięć w zakresie zastosowania strug syntetycznych do sterowania przepływem przedstawiono w pracy przeglądowej z 2024 roku [49]. Autorzy podsumowali, że rozwój tej technologii wskazuje na jej potencjał jako przełomowego rozwiązania w inżynierii lotniczej, podkreślając jednocześnie konieczność realizacji badań ukierunkowanych na optymalizację geometrii generatorów strugi syntetycznej.

Chen i in. [50] jako jedni z pierwszych przeprowadzili eksperymentalne badania nad procesami mieszania płynów z wykorzystaniem strug syntetycznych, rozmieszczając ich generatory prostopadle do przepływu równoległych zimnych i gorących strumieni gazowych. Na podstawie analizy rozkładów temperatur wykazali wysoką skuteczność proponowanego rozwiązania w kontekście intensyfikacji mieszania, wskazując jako kluczową zaletę brak konieczności doprowadzania dodatkowych, zewnętrznych strumieni roboczych. Autorzy zasugerowali, że metoda ta może znaleźć szczególne zastosowanie w komorach spalania turbin gazowych, gdzie pożądane jest ograniczenie udziału zimnego powietrza rozcieńczającego. Możliwości wykorzystania strug syntetycznych do intensyfikacji mieszania oraz rozwinięcie koncepcji zaproponowanej w pracy [50] potwierdzono w późniejszych publikacjach, w których stosowano układy wielu generatorów rozmieszczonych wokół przepływu centralnego [51,52]. Mohseni i Mittal [53] dowiedli, że wzrost efektywności mieszania przy zastosowaniu strugi syntetycznej wynika przede wszystkim ze znacznie wyższych wartości lepkości turbulentnej w porównaniu z konwencjonalnymi strugami ciągłymi. Znaczna część dalszych badań w tym obszarze koncentruje się na konkretnych zastosowaniach inżynierskich. Obejmują one między innymi sterowanie przepływem głównym w dyszach osiowosymetrycznych poprzez lokalne wymuszanie mieszania [54], intensyfikację mieszania przepływów współosiowych [55], mieszanie mieszanki paliwowo-powietrznej [56] oraz mieszanie substancji wrażliwych na ścinanie (np. enzymów i biopłynów) [57].

W obszarze zastosowań strug syntetycznych do sterowania przepływem wokół ciał istotną grupę prac stanowią badania ukierunkowane na redukcję oporów aerodynamicznych. Scala i in. [58], analizując wyniki pomiarów metodą PIV z zastosowaniem analizy POD, zaobserwowali tłumienie niestabilności Kelvina-Helmholtza oraz zmniejszenie fluktuacji prędkości. Na tej podstawie autorzy powiązali efekt redukcji oporu aerodynamicznego z obniżeniem całkowitej turbulentnej energii kinetycznej przepływu. Zhang i in. [59] wykazali ponadto, że jednym z kluczowych parametrów wpływających na efektywność redukcji oporu aerodynamicznego jest średnica dyszy generatora, co dowodzi, że również w tym obszarze zastosowań geometria generatora strugi syntetycznej odgrywa istotną rolę. Skuteczność strug syntetycznych w tym zakresie potwierdzono zarówno w badaniach modeli o uproszczonej geometrii, takich jak

cylinder [60] czy półkula [61], jak również w analizach przepływów wokół profili lotniczych, m.in. NACA 0012 [62], NACA 0015 [63] oraz NACA 0036 [64]. Podjęto również próby komercyjnego zastosowania tego rozwiązania, czego przykładem jest opracowanie samochodu koncepcyjnego, w którym strugi syntetyczne wykorzystano do poprawy charakterystyk aerodynamicznych pojazdu [65].

Zastosowaniem wykorzystującym charakter powstawania strug syntetycznych jest ich wykorzystanie jako napędu dla małogabarytowych podwodnych robotów. Koncepcja ta została zaproponowana na podstawie inspiracji mechanizmem lokomocji morskich mięczaków z gromady głowonogów [66], które poruszają się poprzez wypychanie wody wcześniej zassanej do jamy chłonąco-trawiącej. Zainspirowani tym zjawiskiem badacze zasugerowali wykorzystanie strug syntetycznych jako rozwiązania ograniczeń związanych z manewrowością konwencjonalnych pojazdów podwodnych [67,68]. Do głównych zalet tego typu napędu zalicza się brak wystających elementów zwiększających opór hydrodynamiczny, bardzo ograniczoną liczbę części ruchomych oraz niewielką objętość układu napędowego [69]. Dodatkowym atutem jest fakt, że działanie strug syntetycznych nie wymaga zastosowania złożonych mechanizmów napędowych, co sprzyja konstrukcji modułowej i ułatwia integrację z pozostałymi elementami systemu [70].

Jednym z najbardziej obiecujących zastosowań strugi syntetycznej, którego potencjał został potwierdzony licznymi badaniami eksperymentalnymi i numerycznymi, jest intensyfikacja wymiany ciepła. Już w 1998 roku Campbell i in. [71] wykazali eksperymentalnie skuteczność tej technologii w chłodzeniu procesora laptopa uzyskując 22% większą redukcję temperatury roboczej w porównaniu z chłodzeniem opartym na konwekcji naturalnej. Zbliżone wnioski przedstawili Garg i in. [72] wykazując 10-krotny wzrost intensywności rozpraszania ciepła przy zastosowaniu strugi syntetycznej. Pavlova i Amitay [73] zdefiniowali efektywność chłodzenia jako stosunek ilości odprowadzanego ciepła za pomocą strugi syntetycznej do wartości odpowiadającej konwekcji naturalnej uzyskując wartości przekraczające 1300%. Odmienną definicję zaproponował Gil [23], odnosząc moc cieplną rozpraszaną przez radiator do mocy elektrycznej doprowadzonej do generatora, uzyskując efektywność rzędu 1141% przy jednoczesnym sześciokrotnym wzroście rozpraszania ciepła względem konwekcji naturalnej. Mahalingam i Glezer [74] wykazali, że chłodzenie radiatorów strugą syntetyczną pozwala na odprowadzenie do 40% więcej ciepła w porównaniu z chłodzeniem wentylatorowym przy natężeniu przepływu w zakresie 2÷5 CFM (≈3,4÷8,5 m^3/h). Porównania z chłodzeniem wentylatorowym przeprowadzili również He i in. [75] oraz Arik i in. [76] analizując liczby Nusselta punktu stagnacji dla różnych liczb Reynoldsa. W większości badanego zakresu

wykazano przewagę strug syntetycznych, natomiast zbliżone wyniki obserwowano jedynie dla $Re < 400$. Przewaga nad strugami ciągłymi została również potwierdzona w badaniach numerycznych [77]. Azarifar i Arik [78] wykazali ponadto, że cieczowe strugi syntetyczne przewyższają konwencjonalne układy chłodzenia cieczą, a dodatkowo generują minimalny lub pomijalny poziom emisji akustycznej. Powstały także prace skupiające się na konkretnych aplikacjach, np. Gil i in. [79] dowiedli na podstawie bilansu energetycznego lampy LED oraz współczynników przejmowania ciepła na reprezentatywnych powierzchniach, że struga syntetyczna stanowi efektywną metodę odprowadzania ciepła w przemysłowych lampach LED. Dostępne jest również komercyjne rozwiązanie SynJet® [80] przeznaczone do chłodzenia komponentów elektronicznych, integrujące generator strugi syntetycznej z radiatorem.

Istotny potencjał wykazują także rozwiązania wykorzystujące jednoczesne oddziaływanie strugi syntetycznej i przepływu poprzecznego. Timchenko i in. [81] przedstawili wyniki badań numerycznych interakcji strugi syntetycznej z laminarnym przepływem w mikrokanałach. W kolejnych pracach Chandratilleke i in. [82] wykazali 4,3-krotny wzrost intensywności wymiany ciepła bez zwiększenia prędkości przepływu i spadku ciśnienia, co wskazano jako istotną przewagę tej metody nad klasycznymi technikami intensyfikacji wymiany ciepła. Skuteczność takiego podejścia w chłodzeniu mikroprocesorów potwierdzili również Lee i in. [83]. Trávníček i in. [84] przeprowadzili eksperymentalną analizę wpływu strugi syntetycznej na wymianę ciepła i masy w laminarnym przepływie kanałowym wykazując szczególnie silne efekty dla niskich liczb Reynoldsa. W obszarze oddziaływania strugi syntetycznej zaobserwowano wzrost lokalnej liczby Nusselta punktu stagnacji nawet 12÷33-krotny względem przypadku z nieaktywnym generatorem. Pomimo jednoznacznie potwierdzonego potencjału strug syntetycznych w zakresie rozpraszania ciepła, liczni autorzy podkreślają kluczową rolę parametrów geometrycznych generatora w efektywności tego rozwiązania, wskazując na potrzebę systematycznych badań optymalizacyjnych. Problem ten jest również wyraźnie podkreślany w pracach przeglądowych poświęconych wymianie ciepła z wykorzystaniem strug syntetycznych [8,85,86].

W ostatnich dekadach literatura dotycząca strug syntetycznych została wzbogacona o liczne innowacje konstrukcyjne dotyczące budowy generatorów strug syntetycznych. Zaproponowano zarówno nowe konfiguracje geometryczne, rozbudowujące podstawowy układ składający się z pojedynczych egzemplarzy elementu drgającego, komory oraz dyszy, jak również zupełnie nowe typy generatorów. Jednym z kierunków rozwoju są generatory wielodyszowe, których zasadność argumentowana jest wzajemną interakcją strug syntetycznych wytwarzanych przez różne dysze. Interakcje te prowadzą do intensyfikacji

porywania płynu z otoczenia, wzrostu poziomu turbulencji oraz poprawy mieszania w połączonym przepływie, co w konsekwencji może sprzyjać zwiększeniu intensywności wymiany ciepła [87-89]. Jednocześnie wykazano, że w przypadku gdy całkowite pole przekroju poprzecznego zespołu dysz jest zbliżone do pola pojedynczej dyszy, a moc doprowadzona do generatora pozostaje niezmienna, nie obserwuje się istotnych różnic w wartościach liczby Reynoldsa, liczby Nusselta ani bezwymiarowej długości walca płynu L_0 w porównaniu z konfiguracją jednodyszową [90]. Innym rozwiązaniem konstrukcyjnym jest tzw. podwójny generator strugi syntetycznej (ang. *dual synthetic jet actuator - DSJA*), w którym element drgający umieszczony jest pomiędzy dwiema komorami. Taka konfiguracja umożliwia jednoczesną realizację fazy zasysania w jednej komorze oraz fazy wypychania w drugiej. Rozwiązanie to ogranicza zakres możliwych do zastosowania elementów wykonawczych, jednak znajduje zastosowanie przede wszystkim w układach aktywnej kontroli przepływu [91,92]. Kierunek ten rozwinięto dalej w postaci układów wielokomorowych z wieloma elementami drgającymi (ang. *Novel Dual Synthetic Jet Actuator – NDSJA*) [93]. Testowano również konfiguracje wykorzystujące więcej niż jeden element drgający przy zachowaniu pojedynczej komory i jednej dyszy [94]. Odrębną grupę rozwiązań stanowią konstrukcje wywodzące się z generatorów strugi syntetycznej, w których nie jest spełniony warunek zerowego średniego w czasie wydatku masowego w przekroju dyszy (ang. *nonzero-net-mass-flux*) [95,96].

Pomimo znacznej liczby publikacji dotyczących strug syntetycznych jedynie nieliczne z nich obejmują analizę więcej niż jednej geometrii generatora. W kontekście wpływu parametrów geometrycznych komory na właściwości przepływowe strugi syntetycznej dostępne są zarówno prace o charakterze numerycznym, jak i eksperymentalnym. Utturkar i in. [97], prowadząc symulacje przepływu nieściśliwego, zbadali numerycznie wpływ geometrii komory oraz położenia drgającej membrany na właściwości wytwarzanego przepływu. Badania obejmowały zarówno przypadek przepływu swobodnego, jak również interakcji z przepływem poprzecznym. Na podstawie analizy wpływu szerokości i głębokości komory autorzy sformułowali wniosek, że nawet znaczne modyfikacje konstrukcyjne komory wywierają relatywnie niewielki wpływ na charakterystyki przepływowe. Wykazano ponadto, że położenie drgającej membrany również ma pomijalny wpływ na generowany przepływ. Jednakże, zgodnie z kryterium przedstawionym przez Gallas [32], jedynie w wąskim zakresie częstotliwości pracy generatora f, odpowiadającym $f/f_H < 0{,}5$ (f_H – częstotliwość rezonansowa Helmholtza), przepływ wewnątrz komory może być przybliżony jako nieściśliwy. Zagadnienie to zostało uwzględnione w badaniach numerycznych przeprowadzonych przez Jain i in. [98]

symulując przepływ ściśliwy przy jednoczesnym zwróceniu szczególnej uwagi na modelowanie ruchu membrany. Autorzy potwierdzili wcześniejsze obserwacje dotyczące ograniczonego wpływu geometrii komory, dodatkowo podkreślając dominujące znaczenie parametrów geometrycznych dyszy. Ponadto zasugerowali istnienie optymalnej średnicy dyszy, przy której uzyskiwana jest maksymalna prędkość strugi syntetycznej. Podobne wnioski dotyczące nadrzędnej roli geometrii dyszy względem geometrii komory potwierdzają również inni badacze [99]. Feero i in. [100] przeprowadzili eksperymentalne badania wpływu kształtu komory na charakterystyki przepływu, uzasadniając potrzebę ich realizacji brakiem wcześniejszych prac zachowujących podobieństwo geometryczne porównywanych komór. W badaniach analizowano trzy różne kształty komór kontrolując ich objętość oraz średnicę i długość dyszy. Dodatkowo w celu zapewnienia jednakowych warunków montażu wszystkie komponenty generatora były łączone przy użyciu jednakowego momentu dokręcania śrub, co umożliwiło właściwe wyrównanie geometryczne. Wyniki wykazały, że im bardziej stosunek częstotliwości f/f_H odbiega od jedności, a więc im bardziej częstotliwość pracy odbiega od częstotliwości rezonansowej Helmholtza, tym mniejszy jest wpływ geometrii komory na parametry przepływowe generowanej strugi syntetycznej.

Niezależnie od badań koncentrujących się wyłącznie na wpływie parametrów geometrycznych komory na parametry przepływowe strugi syntetycznej, w literaturze pojawiały się również prace uwzględniające ponadto geometrię dyszy. Jednym z pierwszych opracowań w tym zakresie jest publikacja Chaudhari i in. [101], w której eksperymentalnie zbadano wpływ średnicy dyszy oraz głębokości komory, wykorzystując jedenaście różnych konfiguracji geometrycznych generatora strugi syntetycznej. Zastosowano anemometrię stałotemperaturową do analizy prędkości strugi syntetycznej oraz poziomu turbulencji w szerokim zakresie częstotliwości pracy generatora. Wyniki badań wykazały, że maksymalne prędkości przepływu występują przy dwóch charakterystycznych częstotliwościach rezonansowych: głośnika i Helmholtza. Dodatkowo udowodniono, że głębokość komory ma pomijalny wpływ na prędkości strugi syntetycznej przy częstotliwości rezonansowej głośnika. Należy jednak zaznaczyć, że wyniki pomiarów prędkości zawarte w tej pracy odnosiły się wyłącznie do pomiarów sondą anemometru w osi dyszy, bez uwzględnienia promieniowego profilu prędkości (więcej w rozdziałach 3 i 5.2). Kontynuację tych badań stanowi praca Gil i Strzelczyk [102], w której oprócz analizy parametrów przepływowych generowanej strugi syntetycznej wprowadzono również definicję i wyznaczono wartości sprawności energetycznej generatora strugi syntetycznej. Uwzględniając promieniowy profil prędkości autorzy zbadali wpływ długości i średnicy dyszy oraz głębokości komory (7 różnych konfiguracji

geometrycznych) w szerokim zakresie częstotliwości pracy generatora. Wyniki jednoznacznie potwierdziły istotny wpływ geometrii dyszy na badane parametry. Głębokość komory wykazała marginalny wpływ, zwłaszcza dla częstotliwości rezonansowej związanej z rezonansem głośnika, choć wykazano jej potencjalne znaczenie w kontekście optymalizacji geometrycznej generatorów pracujących przy częstotliwości rezonansowej Helmholtza. Zagadnienie to zostało szczegółowo przeanalizowane i potwierdzone w kolejnych badaniach autorów [103].

Literatura poświęcona wpływowi parametrów geometrycznych generatora strugi syntetycznej obejmuje również prace analizujące tylko wpływ kształtu dyszy. Dotyczą one zarówno modyfikacji przekroju poprzecznego, jak i zmian w przekroju osiowym, takich jak np. kształt krawędzi wylotowej. Oren i in. [104] przeprowadzili badania parametrów przepływowych dla dysz o przekroju okrągłym, kwadratowym, prostokątnym oraz trójkątnym. Wykazali, że dysza prostokątna sprzyja intensyfikacji mieszania płynu oraz szybszemu rozprzestrzenianiu się przepływu, natomiast dysze o przekroju kwadratowym i okrągłym, z uwagi na ich symetrię, generują bardziej spójne strugi syntetyczne, co może być mniej pożądane w zastosowaniach związanych z zarządzeniem ciepłem. Smyk i in. [105] badali wpływ kształtu dyszy na charakterystyki przepływowe i akustyczne analizując dysze kwadratowe, prostokątne i okrągłe przy zachowaniu podobieństwa pola przekroju poprzecznego dyszy. Uzyskano zbliżone wartości liczby Reynoldsa strugi syntetycznej, sprawności energetycznej generatora oraz podobne promieniowe profile prędkości, niezależnie od analizowanego kształtu. Podobieństwo stwierdzono także w osiowych rozkładach prędkości skutecznej. Kordík i Trávníček [106] przeprowadzili optymalizację geometryczną generatora, badając wpływ średnicy dyszy przy stałej względnej długości dyszy $l/d = 1$ dla dziewięciu konfiguracji geometrycznych. Pomiary przeprowadzono przy wykorzystaniu anemometru stałotemperaturowego z uwzględnieniem promieniowych profili prędkości. Najwyższe wartości energii kinetycznej przepływu odnotowano dla względnych średnic dyszy $d/D = 0{,}14 \div 0{,}25$, gdzie D oznacza efektywną średnicę membrany głośnika. Milanovic i Zaman [16] przeprowadzili eksperymentalną analizę dysz o przekrojach podłużnych cylindrycznych, skupionych, skośnych i stożkowych, przy zachowaniu podobieństwa równoważnej średnicy dyszy opartej na polu przekroju poprzecznego. Wykazali, że dysze skośne wpływają niekorzystnie na parametry przepływowe, natomiast pozostałe konfiguracje zapewniają zbliżoną wydajność. Nani i Smith [107] zbadali wpływ promienia zaokrąglenia krawędzi wewnętrznej dyszy na parametry przepływowe dla dysz okrągłych o stałych wartościach d oraz l/d. Wyniki wskazały podobieństwo wartości prędkości chwilowej w osi dyszy oraz brak istotnego wpływu promienia zaokrąglenia na strumień pędu i objętościowe natężenie

przepływu w większości analizowanych przypadków, co sugeruje znaczną swobodę projektową w tym zakresie. Wpływ różnych kształtów przekroju osiowego dyszy badali również Kordík i Trávníček [108], rozpatrując pięć osiowosymetrycznych konfiguracji o tej samej średnicy wewnętrznej. Przypadek referencyjny posiadał ostre krawędzie, natomiast pozostałe warianty obejmowały różne kombinacje zaokrągleń krawędzi oraz modyfikacji długości i geometrii wewnętrznej. Stwierdzono, że promieniowe profile prędkości dla czterech zmodyfikowanych konfiguracji były do siebie zbliżone, natomiast przypadek referencyjny charakteryzował się wyraźnie grubszą warstwą ścinającą. Samo zaokrąglenie krawędzi wewnętrznej miało znikomy wpływ na wartości średniej w czasie siły reakcji F w zakresie częstotliwości $f \leq f_{SJA}$, gdzie f_{SJA} to częstotliwość rezonansowa generatora. W pozostałych trzech przypadkach odnotowano wyższe wartości F dla szerokiego zakresu częstotliwości, w tym również częstotliwości rezonansowej generatora. W innych pracach wykazano dodatnią korelację pomiędzy wartością średniej w czasie siły reakcji F a liczbą Reynoldsa strugi syntetycznej [17] oraz sprawnością energetyczną generatora [109]. Smyk i Smusz [110] przeanalizowali wpływ obecności płyty ograniczającej wylot dyszy dla jednej średnicy dyszy i czterech różnych względnych długości dyszy l/d. Wykazano, że przy częstotliwości rezonansowej wpływ tych parametrów na charakterystyki przepływowe jest pomijalny, natomiast przy wyższych częstotliwościach staje się wyraźnie zauważalny. Istnieje również ograniczona liczba prac wykorzystujących technikę anemometrii obrazowej PIV do szczegółowej analizy pól prędkości i wirowości dla różnych konfiguracji geometrycznych generatorów strug syntetycznych [111-114].

W porównaniu z badaniami koncentrującymi się na parametrach przepływowych, znacznie mniej prac poświęcono analizie wpływu parametrów geometrycznych generatora strugi syntetycznej na parametry wymiany ciepła. Chaudhari i in. [115] badali chłodzenie uderzeniowe strugą syntetyczną, analizując jedenaście konfiguracji geometrycznych, uzyskanych przez modyfikacje średnicy i długości dyszy oraz głębokości komory. Wykazali, że głębokość komory wykazuje znikomy wpływ na współczynniki przejmowania ciepła chłodzonej powierzchni, natomiast geometria dyszy odgrywa kluczową rolę, sugerując możliwość istnienia optymalnej średnicy dyszy dla maksymalizacji wymiany ciepła. Podobne badania przeprowadzili Gil i Wilk [116] analizując siedem konfiguracji geometrycznych opartych na modyfikacjach tych samych parametrów geometrycznych. Na podstawie wartości liczby Nusselta punktu stagnacji autorzy potwierdzili znikomy wpływ głębokości komory, szczególnie w zakresie wartości bezwymiarowej długości walca płynu $L_0 > 2$, dla których odnotowano najwyższe wartości liczby Nusselta. Stwierdzono również, że zarówno długość,

jak również średnica dyszy wpływają na wartość liczby Nusselta punktu stagnacji, przy czym oddziaływanie średnicy dyszy jest zdecydowanie silniejsze. W kolejnej publikacji autorów pracy [115] przeanalizowano wpływ kształtu przekroju poprzecznego dyszy, obejmując dysze o przekroju okrągłym, kwadratowym i prostokątnym [117]. W przypadku dyszy prostokątnej uwzględniono dodatkowo kilka wariantów uzyskanych przez zmianę współczynnika kształtu AR. Porównanie liczby Nusselta punktu stagnacji wykazało, że maksymalna intensyfikacja wymiany ciepła występuje w przypadku dyszy kwadratowej przy odległości osiowej $z/d = 6$, natomiast dla mniejszych wartości z/d najwyższe wartości liczby Nusselta osiągnięto dla dyszy prostokątnej. Rozwinięcie badań o dodatkowe kształty dyszy przedstawia publikacja Mangate i Chaudhari [118], w której analizowano dysze owalne i rombowe. Choć uzyskane wyniki nie wykazały wyższej skuteczności rozpraszania ciepła niż w przypadku dysz kwadratowych i prostokątnych opisanych w [117], autorzy potwierdzili silny wpływ współczynnika kształtu AR na efektywność wymiany ciepła. Singh i in. [119] przeprowadzili eksperymenty chłodzenia uderzeniowego strugą syntetyczną z zastosowaniem dysz o przekroju okrągłym, kwadratowym i prostokątnym przy zachowaniu podobieństwa średnicy hydraulicznej dyszy. Modyfikowano ponadto długość dyszy dla każdego z badanych przekrojów. Najwyższe wartości liczby Nusselta w całym zakresie badanych odległości osiowych uzyskano dla dyszy prostokątnej, ponadto odnotowano wpływ długości dyszy dla każdego typu przekroju. Maksymalizacja wymiany ciepła dla poszczególnych konfiguracji geometrycznych występowała przy różnych odległościach osiowych oraz również ta publikacja wykazała wpływ AR na intensyfikację wymiany ciepła. Krishnan i Mohseni [120] wykazali, że topologia przepływu strugi syntetycznej generowanej przy użyciu dyszy prostokątnej jest silnie zależna od wartości współczynnika kształtu dyszy. Miro i in. [121] przeanalizowali topologię przepływu podczas chłodzenia uderzeniowego strugą syntetyczną porównując dysze okrągłe i prostokątne. W przypadku dyszy okrągłej zaobserwowano mniejsze mieszanie z otaczającym płynem, co skutkowało węższym strumieniem lecz o większej penetracji przy uderzeniu. Efektem takiego chłodzenia uderzeniowego jest wyższa wartość liczby Nusselta punktu stagnacji jednak z szybszym zanikiem w kierunku promieniowym - profil promieniowy liczby Nusselta w obszarze uderzenia dla dyszy okrągłej był węższy w porównaniu do profilu generowanego przez dyszę prostokątną. Szczegółowy opis reżimów strugi syntetycznej wykorzystywanej do rozpraszania ciepła, analiza wpływu bezwymiarowej długości walca płynu L_0 i odległości osiowej z/d podczas chłodzenia uderzeniowego oraz korelacje liczby Nusselta punktu stagnacji przedstawiono w publikacjach [122-125]. Należy jednak zaznaczyć, że prace te dotyczą pojedynczych konfiguracji geometrycznych generatora strugi syntetycznej.

Zastosowanie strug syntetycznych w praktyce inżynierskiej, zwłaszcza w aplikacjach związanych z rozpraszaniem ciepła, może wiązać się z koniecznością spełnienia szeregu przepisów technicznych, w tym również wymagań dotyczących emisji akustycznej. Pomimo rosnącego zainteresowania tym rodzajem przepływu, liczba publikacji poświęconych akustycznym właściwościom generatorów strugi syntetycznej pozostaje ograniczona. Dostępne prace wskazują zgodnie, że jednym z krytycznych determinantów poziomu generowanej emisji akustycznej jest geometria generatora. Bhapkar i in. [126] przeprowadzili badania dotyczące wpływu kształtu dyszy, jej długości oraz współczynnika kształtu na parametry akustyczne generatora. Przebadano 12 konfiguracji geometrycznych przy zachowaniu podobieństwa średnicy hydraulicznej. Generowana emisja akustyczna okazała się być związana z kształtem dyszy, jednakże bez jednoznacznych zależności. Dla każdej konfiguracji minimalny poziom ciśnienia akustycznego (SPL) występował dla częstotliwości rezonansowej generatora, a dodatkowo stwierdzono, że emisja akustyczna wykazuje korelację ze współczynnikiem kształtu dyszy, przy czym największy wpływ spośród badanych parametrów miała długość dyszy. Zarejestrowany wzrost poziomu SPL wraz ze wzrostem długości dyszy autorzy tłumaczą zwiększonym oporem przepływu płynu podczas fazy wypychania. Należy jednak zaznaczyć, że uzyskane wyniki pozostają w sprzeczności z obserwacjami przedstawionymi w pracy [127], w której analizowano wpływ długości dyszy zarówno wewnątrz, jak i poza komorą bezechową. Autorzy tej publikacji wykazali ujemną korelację pomiędzy długością dyszy a poziomem ciśnienia akustycznego. Również Smyk i in. [105] udowodnili, że nie zawsze największa emisja akustyczna generowana jest przy obecności dyszy o największej długości, wskazując jednocześnie na istotniejszy wpływ kształtu przekroju poprzecznego. Aspekt akustyczny został również uwzględniony w pracy [118], dotyczącej wpływu geometrii dyszy na intensyfikację wymiany ciepła, w której stwierdzono dodatkowo, że dla określonych wartości liczby Reynoldsa poziom SPL osiągał zbliżone wartości dla dysz owalnych i rombowych, natomiast dysze okrągłe prowadziły do największej emisji akustycznej w całym badanym zakresie liczby Reynoldsa. W odrębnym badaniu Smyk i Markowicz [128] przeanalizowali zastosowanie dysz szewronowych (ang. *chevron orifice*) w generatorze strugi syntetycznej – rozwiązania powszechnie stosowanego w celu redukcji hałasu [129]. Wykazano jednak, że zastosowanie tego typu dysz nie zawsze prowadzi do zmniejszenia emisji akustycznej, podważając tym samym często przyjmowane założenia. Co więcej, obecność dysz szewronowych skutkowała obniżeniem zarówno prędkości skutecznej strugi syntetycznej, jak i sprawności energetycznej generatora. Podobnie badania dysz o karbowanym przekroju poprzecznym [130] nie wykazały jednoznacznie korzystnego wpływu na redukcję poziomu

ciśnienia akustycznego. Odmienne rezultaty uzyskano w nowszych badaniach [131], w których porównano dyszę okrągłą z dyszą 4-płatową o kształcie zbliżonym do gwiazdy. Wykazano, że zastosowanie 4-płatowej dyszy pozwala na redukcję poziomu ciśnienia akustycznego nawet o 27%, przy jednoczesnym spadku prędkości strugi syntetycznej o około 7% względem dyszy okrągłej. Wyniki te wskazują, że modyfikacje geometrii dyszy mogą prowadzić do redukcji emisji akustycznej, jednakże efekt ten może być uzyskiwany kosztem parametrów przepływowych.

Badania nad strugami syntetycznymi są prowadzone od wielu lat, a ich efektem jest obszerna literatura naukowa, obejmująca zarówno zagadnienia fundamentalne, jak również i aplikacyjne. Obecny stan wiedzy pozwala na scharakteryzowanie ewolucji przepływu w czasie, zidentyfikowanie warunków koniecznych do powstania strugi syntetycznej oraz wyodrębnienie kluczowych parametrów definiujących jej charakterystyki. Również potencjał strug syntetycznych w różnorodnych zastosowaniach został wielokrotnie potwierdzony. Jednocześnie coraz więcej badań wskazuje, że parametry geometryczne dyszy generatora mają krytyczne znaczenie dla parametrów przepływowych, intensyfikacji wymiany ciepła oraz poziomu generowanej emisji akustycznej. Pomimo tej zależności literatura dotycząca tych zagadnień nadal pozostaje fragmentaryczna i ograniczona. Dodatkowo wiele publikacji opiera się na analizie pojedynczych, często niereprezentatywnych konfiguracji geometrycznych, co utrudnia formułowanie ogólnych wniosków oraz hamuje rozwój narzędzi optymalizacyjnych. Należy również zauważyć, że pomimo licznych prac poświęconych aspektom przepływowym, badania koncentrujące się na wymianie ciepła wciąż należą do zdecydowanej mniejszości. Jeszcze rzadsze są opracowania uwzględniające kwestie akustyczne, które stają się istotne w kontekście rosnącej liczby prób praktycznego wykorzystania strug syntetycznych. Zastosowanie ich w warunkach rzeczywistych wymaga bowiem spełnienia szeregu przepisów technicznych, w tym wymogów związanych z emisją akustyczną, co nie znajduje obecnie wystarczającego odzwierciedlenia w literaturze. Podsumowując przedstawiony przegląd literatury uzasadnione jest stwierdzenie, że pomimo istotnego postępu w rozwoju wiedzy dotyczącej strug syntetycznych, kluczowe aspekty ich praktycznego wykorzystania, w szczególności badania nad wpływem parametrów geometrycznych dyszy generatora w kontekście parametrów przepływowych, wymiany ciepła i emisji akustycznej, pozostają nadal w dużej mierze niezbadane, czyniąc je tym samym jednym z głównych wyzwań dla dalszych badań w tym obszarze.

3. Podsumowanie stanu wiedzy i problem badawczy

Przedstawiony w rozdziale 2 przegląd literatury wskazuje, że pomimo licznych prac dotyczących strug syntetycznych, w większości z nich badania ograniczają się do pojedynczych konfiguracji geometrycznych generatora strugi syntetycznej. Jedynie nieliczne opracowania eksperymentalne podejmują próbę analizy wpływu parametrów geometrycznych dyszy na charakterystyki strugi syntetycznej. Szczególnie ograniczona pozostaje liczba publikacji dotyczących zależności pomiędzy geometrią dyszy a parametrami wymiany ciepła, stanowiąc znacznie mniej liczną grupę prac w porównaniu z badaniami skoncentrowanymi na parametrach przepływowych. Dodatkowym zagadnieniem wymagającym uwzględnienia jest fakt, że konfiguracje geometryczne zapewniające korzystne parametry przepływowe nie muszą być tożsame z tymi, które prowadzą do największej intensyfikacji wymiany ciepła [132].

Dodatkowym aspektem jest specyfika zjawiska oraz związane z nią ograniczenia metod pomiarowych, które mogą częściowo wyjaśniać niewielką liczbę systematycznych badań wpływu geometrii dyszy generatora na charakterystyki generowanej strugi syntetycznej. Struga syntetyczna jest przepływem zmiennym w czasie i przestrzeni. W bezpośrednim sąsiedztwie dyszy generatora obserwuje się okresową zmianę zwrotu wektora prędkości o 180°, a promieniowy profil prędkości ulega dynamicznym zmianom w czasie. Jedną z podstawowych metod stosowanych do pomiaru prędkości strug syntetycznych jest anemometria stałotemperaturowa, która w najczęściej stosowanej konfiguracji z sondą jednowłóknową umożliwia wyznaczenie wartości bezwzględnej składowej prędkości w płaszczyźnie normalnej do włókna, bez bezpośredniej informacji o jej znaku. W przypadku strug syntetycznych stanowi to istotne ograniczenie, wymagające zastosowania odpowiednich algorytmów predykcyjnych w celu określenia zwrotu wektora prędkości [73]. Ponadto pomiary wymagają wykorzystania precyzyjnych manipulatorów lub robotów do pozycjonowania sondy względem dyszy oraz specjalistycznego oprogramowania umożliwiającego całkowanie numeryczne danych zarówno po czasie, jak i po polu powierzchni dyszy (rozdział 5.2). Alternatywną techniką pomiarową jest anemometria obrazowa PIV, dla której standardowy system PIV 2D-2C (ang. *two-dimensional, two-component* - dwuwymiarowe pole przepływu z wyznaczeniem dwóch składowych prędkości) nie umożliwia jednak bezpośredniej rejestracji rozkładów prędkości jako funkcji czasu, co uniemożliwia bezpośrednie wyznaczenie liczby Reynoldsa strugi syntetycznej. W celu obejścia tego ograniczenia badacze stosują synchronizację fazową pomiarów PIV z cyklami pracy generatora, co pozwala na częściową rekonstrukcję prędkości w czasie. Ograniczeniem tej metody nadal pozostają wysoki koszt aparatury oraz znaczna

złożoność procedur eksperymentalnych. W przypadku badań cieplnych ograniczona liczba dostępnych publikacji wynika dodatkowo z czasochłonności eksperymentów oraz wysokich wymagań dotyczących stabilności i powtarzalności warunków pomiarowych, w szczególności konieczności osiągania stanów ustalonych oraz minimalizacji wpływu warunków otoczenia. W konsekwencji liczba analizowanych konfiguracji geometrycznych w badaniach wymiany ciepła jest istotnie mniejsza niż w badaniach parametrów przepływowych.

Przeprowadzony przegląd literatury wskazuje, że objętość oraz kształt komory generatora strugi syntetycznej wywierają znikomy wpływ na parametry przepływowe strugi syntetycznej oraz na intensyfikację wymiany ciepła w warunkach chłodzenia uderzeniowego. Kluczowymi czynnikami determinującymi charakterystyki strugi syntetycznej są parametry geometryczne dyszy generatora, spośród których istotnym pozostaje kształt przekroju poprzecznego. Analiza dostępnych publikacji pokazuje, że najczęściej badanym przypadkiem jest konfiguracja z dyszą o przekroju okrągłym. Jednym z parametrów opisujących geometrię dyszy jest współczynnik kształtu AR, który ma bezpośredni wpływ m.in. na topologię przepływu. W przypadku dysz okrągłych współczynnik ten przyjmuje wartość równą jedności, co upraszcza opis geometryczny i ogranicza liczbę podstawowych zmiennych do dwóch wielkości: średnicy i długości dyszy. Zestawienie publikacji dotyczących parametrów przepływowych strugi syntetycznej dla konfiguracji z pojedynczą dyszą okrągłą przedstawiono w tab. 3.1. Dodatkowo tabela zawiera informacje dotyczące obszaru pomiarowego, analizowanych parametrów oraz zastosowanych metod pomiarowych. Obszar pomiarowy określono jako zakres odległości osiowej z mierzonej od płaszczyzny wylotowej dyszy odniesionej do średnicy dyszy d, np. zapis $z \leq 2d$ oznacza, że pomiary prowadzono w obszarze od wylotu dyszy do odległości równej dwukrotności jej średnicy.

Tab. 3.1. Eksperymentalna analiza parametrów przepływowych strugi syntetycznej dla generatorów z pojedynczą dyszą okrągłą

Publikacja	**Obszar pomiaru**	**Badane parametry**	**Metoda pomiarowa**
Greco i in. [20]	$z \leq 10d$	• rozkład osiowy prędkości średniej w osi dyszy, • pola prędkości średniej PIV, • energia kinetyczna turbulencji	• PIV (2D-2C) w zakresie do $z = 10d$
McGuinn i in. [22]	$z \leq 8d$	• pola prędkości chwilowej i pola wirowości PIV	• PIV (2D-2C) w zakresie do $z = 8d$
Pavlova i Amitay [73]	$z \leq 10d$	• prędkość chwilowa w osi dyszy, • promieniowy profil prędkości, • pola prędkości średniej i pola wirowości PIV	• pomiar anemometrią stałotemperaturową, • PIV (2D-2C) w zakresie do $z = 10d$

Publikacja	Obszar pomiaru	Badane parametry	Metoda pomiarowa
Feero i in. [100]	$z < 1d$	• prędkość chwilowa w osi dyszy, • prędkość maksymalna w osi dyszy, • ciśnienie w komorze, • promieniowy profil prędkości, • strumień pędu, • sprawność energetyczna	• pomiar anemometrią stałotemperaturową w kierunku promieniowym o odległości od dyszy $z = 0{,}075d$
Chaudhari i in. [101]	$z < 1d$	• prędkość średnia w osi dyszy, • wartość skuteczna prędkości średniej w osi dyszy, • poziom turbulencji	• pomiar anemometrią stałotemperaturową w osi dyszy o odległości $z = (0{,}038 \div 0{,}100)d$
Gil i Strzelczyk [102]	$z < 1d$	• prędkość średnia w osi dyszy, • wartość skuteczna prędkości charakterystycznej, • liczba Reynoldsa w oparciu o prędkość charakterystyczną odniesioną do połowy okresu drgań, • sprawność energetyczna	• pomiar anemometrią stałotemperaturową w kierunku promieniowym o odległości od dyszy $z = (0{,}042 \div 0{,}111)d$
Oren i in. [104]	$z \leq 4d$	• prędkość maksymalna w osi dyszy, • rozkład osiowy prędkości średniej w osi dyszy, • promieniowy profil prędkości, • pola prędkości chwilowej PIV, • energia kinetyczna turbulencji	• pomiar anemometrią stałotemperaturową w osi dyszy o odległości $z = 1d$, • PIV (2D-2C) w zakresie do $z = 4d$
Smyk i in. [105]	$z < 18d$	• wartość skuteczna prędkości średniej w osi dyszy, • rozkład osiowy wartości skutecznej prędkości średniej w osi dyszy, • promieniowy profil prędkości, • liczba Reynoldsa na podstawie pomiarów siły reakcji, • sprawność energetyczna	• pomiar siły reakcji generatora, • pomiar anemometrią stałotemperaturową: a) w kierunku promieniowym o odległości od dyszy $z = 0{,}045d$, b) w kierunku osiowym w zakresie do $z = 17{,}8d$
Kordík i Trávníček [106]	$z < 1d$	• prędkość charakterystyczna odniesiona do całego cyklu pracy generatora, • promieniowy profil prędkości, • objętościowe natężenie przepływu, • strumień pędu strugi syntetycznej, • energia kinetyczna strugi syntetycznej, • sprawność energetyczna	• pomiar anemometrią stałotemperaturową w kierunku promieniowym o odległości od dyszy $z = (0{,}007 \div 0{,}100)d$
Nani i Smith [107]	$z \leq 1d$	• prędkość chwilowa w osi dyszy, • promieniowy profil prędkości, • objętościowe natężenie przepływu, • współczynnik strat ciśnienia, • strumień pędu strugi syntetycznej, • pola wirowości PIV	• PIV (2D-2C) w zakresie do $z = 1d$

Publikacja	Obszar pomiaru	Badane parametry	Metoda pomiarowa
Kordík i Trávníček [108]	$z < 1d$	• promieniowy profil prędkości, • strumień pędu strugi syntetycznej, • współczynnik strat ciśnienia	• pomiar siły reakcji, • pomiar anemometrią stałotemperaturową w kierunku promieniowym o odległości od dyszy $z = 0{,}03d$
Smyk i Smusz [110]	$z \leq 20d$	• prędkość minimalna, • prędkość maksymalna, • wartość skuteczna prędkości średniej w osi dyszy, • rozkład osiowy wartości skutecznej prędkości średniej w osi dyszy, • liczba Reynoldsa w oparciu o wartość skuteczną prędkości średniej w osi dyszy	• pomiar anemometrią stałotemperaturową: a) w osi dyszy o odległości $z = 0{,}05d$, b) w kierunku osiowym w zakresie do $z = 20d$
Shuster i Smith [111]	$z \leq 12d$	• wizualizacja przepływu, • szerokość przepływu, • promieniowy profil prędkości, • rozkład osiowy prędkości średniej w osi dyszy, • pęd przepływu strugi syntetycznej, • pola wirowości PIV	• PIV (2D-2C) w zakresie do $z = 12d$
Valiorgue i in. [122]	$z \leq 2d$	• pola wirowości PIV, • liczba Reynoldsa w oparciu o prędkość średnią w osi dyszy	• PIV (2D-2C) w zakresie do $z = 2d$
Smyk i Markowicz [128]	$z \leq 20d$	• prędkość chwilowa, • prędkość maksymalna, • wartość skuteczna prędkości średniej w osi dyszy, • rozkłady osiowe: a) prędkości maksymalnej, b) prędkości średniej w osi dyszy, c) wartości skutecznej prędkości średniej w osi dyszy, d) poziomu turbulencji, • sprawność energetyczna	• pomiar anemometrią stałotemperaturową: a) w osi dyszy o odległości $z = 0{,}05d$, b) w kierunku osiowym w zakresie do $z = 20d$
Mushtaq i in. [131]	$z \leq 46d$	• prędkość maksymalna, • promieniowy profil prędkości, • rozkład osiowy prędkości średniej w osi dyszy, • sprawność energetyczna	• pomiar anemometrią stałotemperaturową: a) w kierunku promieniowym o odległości od dyszy $z = 0{,}333d$, b) w kierunku osiowym w zakresie do $z = 46d$

Publikacja	Obszar pomiaru	Badane parametry	Metoda pomiarowa
Di Cicca i Iuso [133]	$z \leq 6d$	• promieniowy profil prędkości, • rozkład osiowy: a) prędkości średniej w osi dyszy, b) wartości skutecznej prędkości średniej w osi dyszy, • promieniowy profil naprężeń Reynoldsa, • objętościowe natężenie przepływu, • pola prędkości chwilowej, • pola prędkości średniej i pola wirowości PIV	• PIV (2D-2C) w zakresie do $z = 6d$
Gil i in. [134]	$z \leq 20d$	• prędkość maksymalna, • promieniowy profil prędkości, • rozkłady osiowe: a) prędkości minimalnej, b) prędkości średniej w osi dyszy, c) wartości skutecznej prędkości średniej w osi dyszy, d) ciśnienia w komorze, e) poziomu turbulencji f) liczby Eulera, • lokalne liczby Reynoldsa	• pomiar anemometrią stałotemperaturową: a) w kierunku promieniowym o odległości od dyszy $z = 0{,}067d$, b) w kierunku osiowym w zakresie do $z = 20d$

Zestawienie literatury dotyczącej intensyfikacji wymiany ciepła podczas chłodzenia uderzeniowego strugą syntetyczną w konfiguracji z pojedynczą dyszą okrągłą przedstawiono w tab. 3.2. Dodatkowo tabela zawiera: wartość promienia uśredniania wyników wyrażoną jako stosunek r_w/d, odległości osiowe pomiędzy płaszczyzną wylotową dyszy a powierzchnią chłodzoną określoną jako z/d, informacje dotyczące analizowanych parametrów oraz komentarze odnoszące się do podstaw metodologicznych opracowanych wyników.

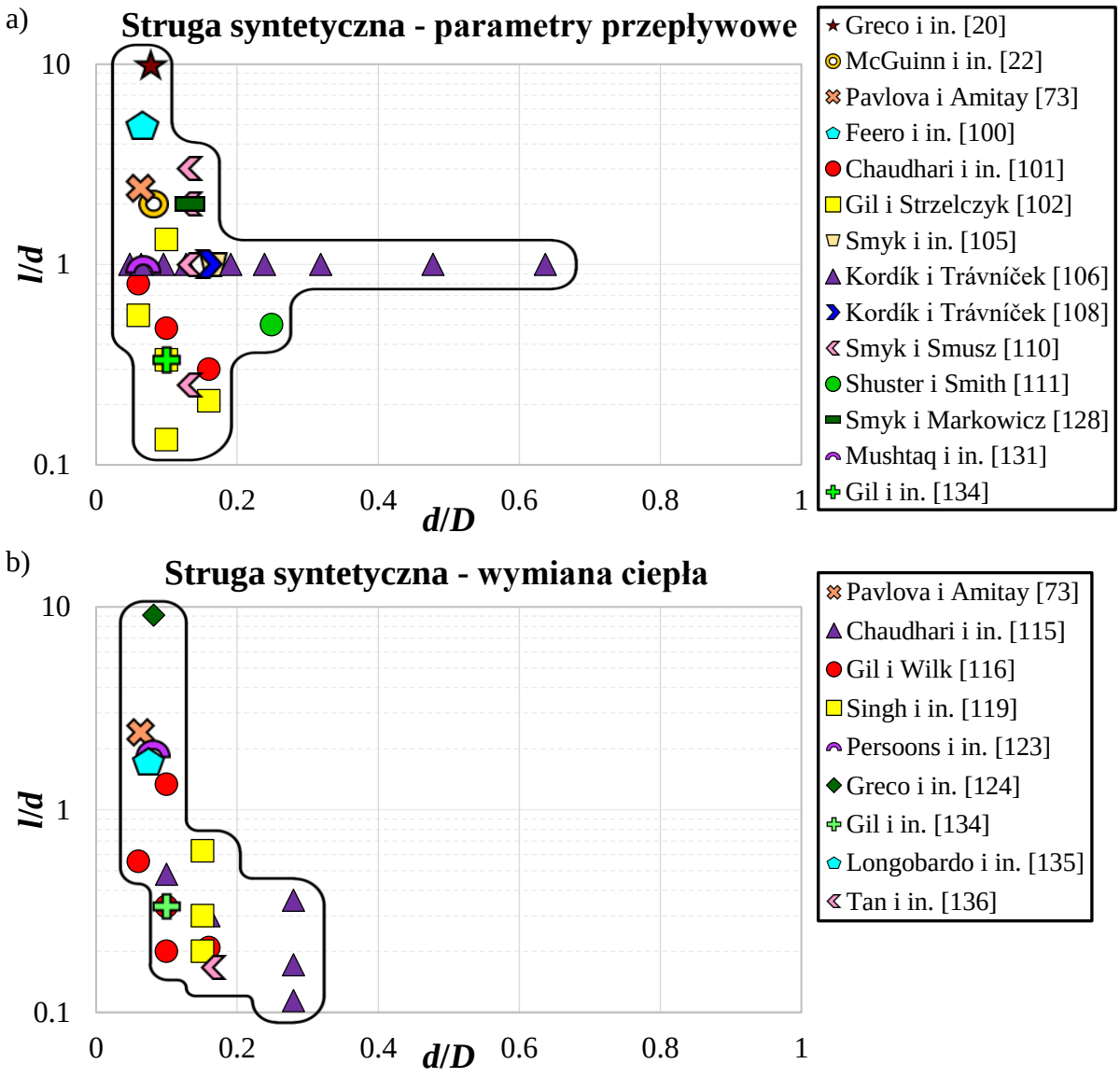
Tab. 3.2. Eksperymentalne badania wymiany ciepła strugi syntetycznej dla generatorów z pojedynczą dyszą okrągłą

Publikacja	Promień uśredniania wyników	Odległość osiowa	Badane parametry	Komentarz
Pavlova i Amitay [73]	$r_w/d = 0$	$z/d \leq 40$	• liczba Nusselta punktu stagnacji	bilans cieplny grzałki z czujnikami temperatury
Chaudhari i in. [115]	$r_w/d = 0$	$z/d \leq 25$	• współczynnik przejmowania ciepła punktu stagnacji, • liczba Nusselta punktu stagnacji	bilans cieplny grzałki z czujnikami temperatury

Publikacja	Promień uśredniania wyników	Odległość osiowa	Badane parametry	Komentarz
Gil i Wilk [116]	$r_w/d = 0$	$z/d \leq 20$	• bezwymiarowa długość walca płynu, • liczba Nusselta punktu stagnacji	czujnik gęstości strumienia ciepła z czujnikami RTD
Singh i in. [119]	$0 \leq r_w/d \leq 3{,}4$	$z/d \leq 30$	• lokalna liczba Nusselta, • liczba Nusselta punktu stagnacji	bilans cieplny ogrzewanej folii przy użyciu kamery termowizyjnej
Valiorgue i in. [122]	$r_w/d = 0$	$z/d \leq 2$	• bezwymiarowa długość walca płynu, • liczba Nusselta punktu stagnacji	bilans cieplny ogrzewanej folii przy użyciu kamery termowizyjnej
Persoons i in. [123]	$r_w/d = 0$	$z/d \leq 16$	• bezwymiarowa długość walca płynu, • liczba Nusselta punktu stagnacji	czujniki gorącej folii (ang. *Hot-film sensors*)
Greco i in. [124]	$0 \leq r_w/d \leq 3{,}5$	$z/d \leq 10$	• lokalna liczba Nusselta, • liczba Nusselta punktu stagnacji	bilans cieplny ogrzewanej folii przy użyciu kamery termowizyjnej
Gil i in. [134]	$r_w/d = 0$	$z/d \leq 20$	• liczba Nusselta punktu stagnacji	czujnik gęstości strumienia ciepła z czujnikami RTD
Longobardo i in. [135]	$0 \leq r_w/d \leq 3$	$z/d \leq 10$	• lokalna liczba Nusselta, • liczba Nusselta punktu stagnacji	bilans cieplny ogrzewanej folii przy użyciu kamery termowizyjnej
Tan i in. [136]	$0 \leq r_w/d \leq 10$	$z/d \leq 14$	• lokalne współczynniki przejmowania ciepła, • lokalna liczba Nusselta, • liczba Nusselta punktu stagnacji	bilans cieplny ogrzewanej folii przy użyciu kamery termowizyjnej

Geometrie generatorów strugi syntetycznej przebadane eksperymentalnie w kontekście parametrów przepływowych oraz wymiany ciepła zestawiono na rys. 3.1 wraz ze schematycznym zarysowaniem obszaru objętego dotychczasowymi badaniami eksperymentalnymi. Pomimo znacznej liczby geometrii poddanych analizie eksperymentalnej, szczególnie w obszarze badań parametrów przepływowych (rys. 3.1.a), należy podkreślić, że autorzy przytoczonych prac często prowadzili pomiary parametrów, które nie są bezpośrednio porównywalne z wynikami innych badaczy np. wyniki dotyczyły liczb Reynoldsa, sprawności energetycznej generatora strugi syntetycznej lub różnych typów prędkości strugi syntetycznej. Dodatkowym źródłem rozbieżności jest sposób definiowania liczby Reynoldsa, który może opierać się na różnych definicjach prędkości. We wczesnych

pracach, zgodnie z podejściem zaprezentowanym w [6], przyjmowano uproszczone założenie o jednorodnym profilu prędkości strugi syntetycznej, co prowadziło do praktyki pomiaru prędkości wyłącznie w osi dyszy. Późniejsze badania wykazały jednak, że rzeczywisty profil prędkości strugi syntetycznej jest istotnie bardziej złożony, w konsekwencji wprowadzono pomiary w gęstszej siatce punktów pomiarowych oraz procedury uśredniania przestrzennego w celu bardziej dokładnego wyznaczania prędkości charakterystycznej. Należy również rozróżnić prędkość charakterystyczną wyznaczaną dla całego okresu drgań T oraz prędkość charakterystyczną odnoszącą się wyłącznie do fazy wypychania, odpowiadającą połowie okresu drgań T. Jeszcze większe rozbieżności występują w przypadku definicji sprawności energetycznej generatora strugi syntetycznej, która w literaturze bywa określana na co najmniej pięć różnych sposobów: [102,106,137-139] (szczegółowa analiza – rozdział 5.3).



Rys. 3.1. Przebadane eksperymentalnie geometrie dyszy okrągłej generatorów strugi syntetycznej w obszarze badań: a) parametrów przepływowych, b) wymiany ciepła

Przeprowadzona analiza literatury wskazuje, że pomimo licznych badań nad strugami syntetycznymi wpływ parametrów geometrycznych dyszy na charakterystyki generowanej strugi jest w literaturze najczęściej jedynie wskazywany, natomiast jego szczegółowe i systematyczne określenie pozostaje ograniczone. W wielu opracowaniach analizowano pojedyncze lub nieliczne konfiguracje geometryczne, a obserwowane różnice w uzyskiwanych charakterystykach pozwalały jedynie na stwierdzenie występowania wpływu geometrii, bez jednoznacznego określenia jego charakteru i zakresu. Możliwość porównania wyników pomiędzy poszczególnymi opracowaniami ogranicza dodatkowo brak jednolitych definicji parametrów, takich jak prędkości charakterystyczne, liczba Reynoldsa czy sprawność energetyczna generatora. Szczególnie ograniczona jest liczba badań dotyczących wpływu geometrii dyszy na wymianę ciepła, przez co również w tym obszarze brak jest systematycznego obrazu zmian intensywności procesu w funkcji konfiguracji geometrycznej. Przedstawione na rys. 3.1 zestawienie zakresu konfiguracji analizowanych w literaturze wskazuje ponadto, że znaczna część przestrzeni parametrów geometrycznych pozostaje nieobjęta dotychczasowymi badaniami. Nie stanowi to jednak podstawy do uznania pomijanych konfiguracji za niecelowe z punktu widzenia właściwości generowanej strugi syntetycznej, ponieważ w analizowanej literaturze nie zidentyfikowano jednoznacznych przesłanek wskazujących na ich niekorzystne właściwości przepływowe lub brak znaczenia użytkowego. Ograniczony zakres dostępnych wyników należy zatem traktować jako wskazanie istotnych luk poznawczych wymagających dalszej weryfikacji eksperymentalnej.

Podsumowując, dostępny stan wiedzy wskazuje na wpływ geometrii dyszy na charakterystyki strugi syntetycznej, jednakże dostępne wyniki eksperymentalne pozostają ograniczone zarówno pod względem zakresu analizowanych konfiguracji geometrycznych, jak i możliwości ich bezpośredniego porównania. W konsekwencji nie pozwalają one na jednoznaczne określenie tego wpływu w szerokim zakresie konfiguracji geometrycznych, szczególnie w odniesieniu do intensyfikacji wymiany ciepła w warunkach chłodzenia uderzeniowego.

Problem badawczy niniejszej rozprawy stanowi brak jednoznacznego określenia wpływu parametrów geometrycznych dyszy generatora strugi syntetycznej na charakterystyki przepływowe generowanej strugi syntetycznej oraz intensywność wymiany ciepła w warunkach chłodzenia uderzeniowego w szerokim zakresie konfiguracji geometrycznych.

4. Cel, teza i zakres pracy

Celem rozprawy doktorskiej jest określenie wpływu parametrów geometrycznych dyszy generatora strugi syntetycznej na parametry przepływowe generowanej strugi syntetycznej, intensywność wymiany ciepła w warunkach chłodzenia uderzeniowego oraz sprawność energetyczną generatora. Dodatkowym celem pracy jest ocena emisji akustycznej generatora w kontekście warunków pracy zapewniających uzyskanie określonych charakterystyk przepływowych i cieplnych.

W odniesieniu do przedstawionego stanu wiedzy, zidentyfikowanego problemu badawczego oraz przyjętego celu pracy sformułowano następującą tezę rozprawy doktorskiej: *Parametry geometryczne dyszy generatora strugi syntetycznej stanowią istotny czynnik wpływający na parametry przepływowe generowanej strugi syntetycznej oraz intensywność wymiany ciepła w warunkach chłodzenia uderzeniowego, determinując charakter uzyskiwanych charakterystyk przepływowych i cieplnych przy określonych warunkach zasilania generatora.*

Konsekwentnie dla tak sformułowanych celu i tezy pracy zakres pracy obejmuje:

- analizę aktualnego stanu wiedzy dotyczącego generatorów strugi syntetycznej,
- opracowanie koncepcji badań eksperymentalnych,
- zaprojektowanie i wykonanie generatora strugi syntetycznej wraz z zestawem dysz o zróżnicowanych parametrach geometrycznych, umożliwiającego realizację badań w szerokim zakresie parametrów geometrycznych,
- pomiary siły reakcji generatora,
- identyfikację częstotliwości rezonansowej generatora strugi syntetycznej dla badanych konfiguracji geometrycznych,
- pomiary prędkości przepływu,
- pomiary współczynników przejmowania ciepła w warunkach chłodzenia uderzeniowego,
- pomiary poziomu ciśnienia akustycznego,
- wyznaczenie promieniowych profili prędkości, prędkości charakterystycznej oraz liczby Reynoldsa generowanej strugi syntetycznej,
- ocenę sprawności energetycznej urządzenia,
- wyznaczenie lokalnych i uśrednionych powierzchniowo liczb Nusselta oraz liczby Nusselta w punkcie stagnacji dla chłodzonej powierzchni,

- analizę emisji akustycznej generatora,
- analizę wzajemnych zależności pomiędzy charakterystykami przepływowymi, energetycznymi, cieplnymi i akustycznymi w kontekście wpływu parametrów geometrycznych dyszy,
- podsumowanie oraz wnioski uwzględniające poznawcze i utylitarne znaczenie otrzymanych wyników, jak również wskazanie potencjalnych kierunków dalszych badań.

5. Zagadnienia badawcze

Rozdział ten przedstawia zagadnienia badawcze podejmowane w niniejszej dysertacji, ukierunkowane na realizację założonego celu pracy oraz weryfikację sformułowanej tezy. Stanowi on również rozwinięcie problemu badawczego w kontekście omawianych zagadnień, doprecyzowując ogólne sformułowania zawarte w rozdziale 3.

5.1. Częstotliwość rezonansowa generatora strugi syntetycznej

Częstotliwość f stanowi jeden z kluczowych parametrów zasilania generatora strugi syntetycznej (rys. 1.2). Chaudhari i in. [101] w badanym zakresie parametrów zaobserwowali występowanie dolnej oraz górnej granicy częstotliwości f, pomiędzy którymi możliwe było formowanie strugi syntetycznej, ponadto w zakresie tym zidentyfikowali dwie charakterystyczne częstotliwości rezonansowe, związane odpowiednio z rezonansem mechanicznym przetwornika oraz rezonansem Helmholtza. Istnienie dwóch niezależnych częstotliwości rezonansowych jako pierwsi zaobserwowali Gallas i in. [140]. W literaturze przedmiotu wykazano, że praca generatora przy częstotliwościach rezonansowych prowadzi do osiągnięcia najwyższej sprawności energetycznej generatora [100], a generowana struga syntetyczna charakteryzuje się najwyższymi prędkościami skutecznymi i charakterystycznymi [102,141], co przekłada się na najwyższe obserwowane liczby Reynoldsa [142]. Również w kontekście badań wymiany ciepła potwierdzono, że przy częstotliwości rezonansowej uzyskiwane są największe wartości współczynnika przejmowania ciepła podczas chłodzenia uderzeniowego [115], największe liczby Nusselta punktu stagnacji [143] oraz największa wydajność chłodzenia [144]. W związku z powyższym precyzyjna identyfikacja częstotliwości rezonansowej generatora strugi syntetycznej jest niezbędnym etapem poprzedzającym efektywne wykorzystywanie tego urządzenia.

Według aktualnego stanu wiedzy nie istnieje jednoznaczne kryterium wyboru określonej częstotliwości rezonansowej w oparciu o dążenie do maksymalizacji parametrów przepływowych lub intensyfikacji wymiany ciepła, szczególnie w badaniach obejmujących szeroki zakres parametrów geometrycznych dyszy. Wyniki prac, w których generator strugi syntetycznej pracował w zakresie obejmującym obie częstotliwości rezonansowe, sugerują istnienie granicznej średnicy dyszy, poniżej której zastosowanie częstotliwości rezonansowej Helmholtza skutkuje wyższymi prędkościami przepływu, większymi liczbami Reynoldsa oraz wyższą sprawnością energetyczną generatora [94,102]. Zagadnienie to jednak nie zostało dotychczas zbadane w sposób umożliwiający sformułowanie jednoznacznych wniosków,

a ponadto weryfikacja takiej hipotezy wymagałaby uwzględnienia wpływu parametrów geometrycznych komory zarówno na wartość częstotliwości rezonansowej Helmholtza [103], jak również na parametry przepływowe generowanej strugi syntetycznej [101] i intensyfikację wymiany ciepła [116]. Dla porównania w przypadku częstotliwości rezonansowej związanej z rezonansem mechanicznym przetwornika wpływ geometrii komory na wymienione wielkości jest znikomy (więcej w rozdziale 2). W wielu publikacjach obserwowana jest tendencja, zgodnie z którą autorzy decydując się na stałą wartość częstotliwości f w swoich badaniach wybierają częstotliwość rezonansową związaną z rezonansem mechanicznym przetwornika (np. [88,145,146]), co również zostało przyjęte w niniejszej dysertacji, jednocześnie wprowadzając ogólne określenie *częstotliwość rezonansowa generatora strugi syntetycznej* f_{SJA} odnoszące się do rezonansu mechanicznego generatora. Ponadto wybór tej częstotliwości pozwala uniknąć konieczności każdorazowej modyfikacji komory przy zmianie dyszy celem zachowania podobieństwa objętości komory, z uwagi na pomijalny wpływ tego parametru.

Częstotliwość rezonansowa generatorów strugi syntetycznej, w których jako element wykonawczy wykorzystywany jest głośnik, zależy w głównej mierze od parametrów modelu głośnika [147,148]. Producenci głośników podają ich częstotliwości rezonansowe, jednakże dotyczą one głośników niezabudowanych (ang. *free air resonance*). Umieszczając głośnik w obudowie (np. komorze generatora) tworzy się nowy układ mogący istotnie odbiegać wartością częstotliwości rezonansowej od wartości katalogowej. Różnica ta wynika m.in. ze zmiany masy układu (obejmującej współporuszający się płyn) wskutek przepływu czynnika roboczego przez dyszę, co dodatkowo wpływa na zmianę podatności zawieszenia głośnika [149]. W konsekwencji, w przypadku generatorów strugi syntetycznej mających pracować w warunkach częstotliwości rezonansowej, częstotliwość ta powinna być każdorazowo indywidualnie wyznaczana dla danej konfiguracji geometrycznej.

Najdokładniejszą metodą identyfikacji częstotliwości rezonansowej generatora strugi syntetycznej jest podejście eksperymentalne. W literaturze przedmiotu autorzy, dążąc do wyznaczenia tej częstotliwości, analizują charakterystyki zależności prędkości skutecznej [110], prędkości charakterystycznej [150], siły reakcji [108], pozornej mocy elektrycznej [103], impedancji elektrycznej [109] czy współczynnika mocy [151] od częstotliwości f, przy założeniu stałej mocy zasilania generatora (z wyjątkiem charakterystyki pozornej mocy elektrycznej, która wyznaczana jest przy stałym napięciu zasilania). Dla wszystkich wymienionych charakterystyk częstotliwość rezonansowa generatora odpowiada występowaniu charakterystycznego ekstremum: w większości przypadków jest to maksimum lokalne, z wyjątkiem charakterystyki pozornej mocy elektrycznej.

W literaturze przedmiotu podejmowano próby sformułowania równań opisujących częstotliwość rezonansową generatora strugi syntetycznej. Proponowane modele wykazują jednak istotne ograniczenia zakresu stosowalności. W części z nich pomijany jest wpływ przepływającego przez dyszę czynnika roboczego ograniczając możliwość wykorzystania równania do przypadku głośnika niezabudowanego, jak np. równanie zaproponowane przez Girfoglio i in. [152]:

$$f_{SJA} = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{k_d}{m_{ms}}} \tag{5.1}$$

gdzie: k_d – sztywność zawieszenia głośnika niezabudowanego, m_{ms} – masa układu drgającego. Inne podejścia wymagają wyznaczenia dodatkowych parametrów w drodze odrębnego eksperymentu, co wiąże się z koniecznością zastosowania dodatkowej aparatury badawczej. Przykładem takiego parametru jest sprężystość membrany k_p w równaniu zaproponowanym przez Broučková i Trávníček [153]:

$$f_{SJA} = \frac{1}{2\pi}\left(\frac{d}{D}\right)\sqrt{\frac{k_p}{2\rho L_{ef}}} \tag{5.2}$$

gdzie: ρ – gęstość płynu, L_{ef} – efektywna długość kolumny płynu wyrażona jako: $L_{ef} = 8d/3\pi$. Sprężystość membrany k_p w pracy [153] została zdefiniowana jako stosunek nadciśnienia p_z do wywołanego nim przemieszczenia membrany Δz_z:

$$k_p = \frac{p_z}{\Delta z_z} \tag{5.3}$$

Równanie o szerszym zakresie stosowalności oraz eliminujące powyższe ograniczenia zaproponowali Kordík i Trávníček [106] definiując f_{SJA} jako:

$$f_{SJA} = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{k_d}{m_{ms} + \left(\frac{D}{d}\right)^4 m_n}} \tag{5.4}$$

gdzie: m_n – masa płynu w dyszy generatora, wyznaczana z równania:

$$m_n = \rho A(l + 0{,}85d) \tag{5.5}$$

W niniejszej dysertacji częstotliwość rezonansową generatora strugi syntetycznej identyfikowano eksperymentalnie. W tym celu wyznaczono charakterystyki impedancji elektrycznej Z oraz współczynnika mocy $\cos(\varphi)$ w funkcji częstotliwości f. Wybór tych charakterystyk wynika z wysokiej dokładności i powtarzalności pomiarów wielkości

elektrycznych, przewyższających dokładność pomiarów prędkości lub siły reakcji. Impedancja elektryczna Z jest stosunkiem napięcia skutecznego E do natężenia skutecznego prądu I zasilającego generator strugi syntetycznej:

$$Z = \frac{E}{I} \tag{5.6}$$

Natomiast współczynnik mocy cos(φ) odpowiada cosinusowi kąta przesunięcia fazowego (φ) pomiędzy napięciem a natężeniem prądu i w niniejszej dysertacji został wyznaczony na podstawie ilorazu mocy czynnej i mocy pozornej doprowadzonej do generatora:

$$cos(\varphi) = \frac{\frac{1}{T}\int_0^T e(t)i(t)\mathrm{d}t}{EI} \tag{5.7}$$

Dodatkowo w pracy przeprowadzono weryfikację zgodności wyników eksperymentalnych z predykcją wynikającą z równania (5.4) w szerokim zakresie parametrów pracy generatora analizując ograniczenia tego równania. W konsekwencji zidentyfikowanych rozbieżności opracowano własny model predykcyjny umożliwiający dokładniejszy opis badanego zjawiska.

5.2. Prędkość i liczba Reynoldsa strugi syntetycznej

W literaturze dotyczącej strugi syntetycznej można zetknąć się z różnymi definicjami prędkości charakteryzujących ich intensywność. Jedną z najwcześniej stosowanych jest prędkość średnia w czasie, wyznaczana na podstawie przebiegu prędkości chwilowej mierzonej w osi dyszy generatora [6]:

$$V_{cl} = \frac{1}{T}\int_0^{T_e} v(t)\mathrm{d}t \tag{5.8}$$

Równanie (5.8) powstało przy założeniu jednorodnego profilu prędkości strugi syntetycznej, natomiast przedział całkowania obejmuje tylko fazę wypychania T_e (ang. *ejection*).

Alternatywną propozycją zdefiniowania prędkości strugi syntetycznej, umożliwiającą wykorzystanie pełnego okresu drgań generatora, jest wykorzystanie wartości skutecznej prędkości. W oparciu o równanie (5.8) sformułowano równanie:

$$V_{cl_{rms}} = \sqrt{\frac{1}{T}\int_0^T v^2(t)\mathrm{d}t} \tag{5.9}$$

stosowaną m.in. w pracach [110,132,154]. Definicja ta eliminuje problem znoszenia się

dodatnich i ujemnych wartości prędkości chwilowej, prowadząc do nieujemnej prędkości niezależnie od przyjętego przedziału całkowania.

W licznych późniejszych publikacjach udowodniono, że rzeczywisty profil prędkości strugi syntetycznej może znacznie odbiegać od pierwotnie przyjmowanego jednorodnego profilu. Jedną z pierwszych prac, w których zwrócono uwagę na konieczność bardziej precyzyjnego zdefiniowania prędkości strugi syntetycznej, jest publikacja z 2001 roku autorstwa Smith i Swift [13]. W konsekwencji zaproponowano definicję prędkości charakterystycznej strugi syntetycznej, uwzględniającą zarówno niejednorodność profilu prędkości, jak również czasowy charakter zjawiska. Prędkość ta jest uśredniona czasowo w trakcie fazy wypychania oraz przestrzennie w całym przekroju dyszy i w odniesieniu do pełnego okresu drgań generatora *T* opisana jest równaniem:

$$V = \frac{1}{TA}\int_{A}\int_{0}^{T_e} v(t)\mathrm{d}t\mathrm{d}A \tag{5.10}$$

Alternatywnie, w odniesieniu wyłącznie do czasu trwania fazy wypychania (połowa okresu drgań generatora *T*), definicja ta przyjmuje postać [14]:

$$V_e = \frac{2}{TA}\int_{A}\int_{0}^{T_e} v(t)\mathrm{d}t\mathrm{d}A \tag{5.11}$$

Pomiędzy prędkościami *V* i V_e zachodzi relacja określona równaniem (2.4): $V_e = 2V$.

W odniesieniu do prędkości charakterystycznej strugi syntetycznej również zaproponowano zastosowanie wartości skutecznej:

$$V_{rms} = \sqrt{\frac{1}{TA}\int_{A}\int_{0}^{T} v^2(t)\mathrm{d}t\mathrm{d}A} \tag{5.12}$$

co znajduje odzwierciedlenie m.in. w pracach [21,102]. Pomimo że koncepcja ta pojawia się w wielu publikacjach dotyczących strug syntetycznych (tab. 3.1), w kontekście wyznaczania liczby Reynoldsa, a w efekcie również w pracach poświęconych korelacjom parametrów wymiany ciepła, najczęściej stosowane są definicje prędkości przedstawione równaniami (5.10) oraz (5.11).

W literaturze odnotowano również pojedyncze próby wyznaczania prędkości strugi syntetycznej średniej w czasie w oparciu o cały okres drgań *T*. Crowther i Gomes [139] wyznaczyli prędkość wykorzystując zależność podobną do równania (5.8), jednakże

modyfikowaną w taki sposób, by obejmowała cały cykl pracy generatora w przedziale całkowania. Pomiarów dokonywano w osi dyszy w odległości równej średnicy dyszy *d*:

$$V_{cl_{z/d=1}} = \frac{1}{T}\int_0^T v(t)\mathrm{d}t \tag{5.13}$$

Równanie (5.13) autorzy [139] oparli o założenie jednokierunkowego przepływu w odległości *z/d* = 1. Należy jednak zauważyć, że pomysł takiego wyznaczania prędkości nie znalazł szerszego zastosowania w późniejszych publikacjach.

Zgodnie z aktualnym stanem wiedzy dokładne wyznaczenie prędkości strugi syntetycznej wymaga uwzględnienia jej profilu promieniowego, co znacząco komplikuje zarówno procedurę pomiarową, jak i dalsze obliczenia, co szczegółowo omówiono w rozdziale 3. W konsekwencji, nawet w najnowszych publikacjach naukowych nadal spotkać można analizy parametrów przepływowych bez wyznaczenia prędkości charakterystycznych, ograniczając się jedynie do prędkości skutecznych bądź nawet do prędkości chwilowych, maksymalnych itp. (tab. 3.1), nieuwzględnionych w niniejszym rozdziale. Takie podejście może być wystarczające w przypadku porównań względnych pomiędzy poszczególnymi konfiguracjami generatorów. Niemniej jednak, w przypadku dążenia do przeprowadzenia porównań bezwzględnych z wykorzystaniem liczb kryterialnych, takich jak np. liczba Reynoldsa, wymagane staje się zastosowanie dokładnie wyznaczonych wartości prędkości, zapewniając w ten sposób większą wiarygodność oraz spójność analizy przepływów. W związku z powyższym, dla dokładnego wyznaczenia liczby Reynoldsa uprawnione jest stosowanie prędkości określonych równaniami (5.10) oraz (5.11). Obie te definicje są stosowane zamiennie, nawet w ramach publikacji tego samego autorstwa. Dotychczas nie przyjęto jednoznacznego standardu w tym kontekście, choć w ostatnich latach zaobserwować można wyraźną tendencję do preferowania definicji prędkości charakterystycznej odnoszonej do całego cyklu pracy generatora - równanie (5.10). Także w niniejszej pracy przyjęto właśnie tę definicję, co skutkuje również zastosowaniem następującej postaci liczby Reynoldsa:

$$\mathrm{Re} = \frac{Vd}{\nu} \tag{5.14}$$

Należy przy tym podkreślić, że dysponując informacją na temat zastosowanej definicji prędkości charakterystycznej, przeliczenie wartości liczby Reynoldsa w celu dostosowania jej do alternatywnej definicji nie stanowi istotnej trudności.

5.3. Sprawność energetyczna urządzenia

Pomimo rosnącego zainteresowania strugami syntetycznymi, zagadnienia związane ze sprawnością energetyczną generatorów strug syntetycznych są podejmowane w literaturze stosunkowo rzadko. Przyjmując ogólną definicję sprawności energetycznej jako stosunku uzyskanych efektów (korzyści) do poniesionych nakładów energetycznych [155], obserwuje się znaczną różnorodność sposobów definiowania zarówno wielkości wyjściowej, jak i wejściowej tej relacji w kontekście generatorów strug syntetycznych. Problem ten wynika z jednej strony z szerokiego spektrum zastosowań strug syntetycznych, a z drugiej także z różnorodności możliwych rozwiązań konstrukcyjnych oraz typów elementów wykonawczych stosowanych w generatorach. Istotną trudność interpretacyjną stanowi również fakt, że średni w czasie wydatek masowy w przekroju poprzecznym dyszy generatora jest równy zeru, co uniemożliwia bezpośrednie zastosowanie klasycznych definicji sprawności energetycznej wykorzystywanych dla urządzeń wytwarzających strugi ciągłe. Ponadto dodatkowym czynnikiem komplikującym to zagadnienie jest problem różnorodnego określania prędkości strugi syntetycznej (rozdział 5.2), która stanowi podstawowy składnik większości definicji sprawności energetycznej proponowanych w literaturze.

Opracowanie definicji sprawności energetycznej generatora strugi syntetycznej, mającej charakter ogólny i niezależnej od konkretnego zastosowania, napotyka zasadniczą trudność związaną z określeniem wielkości reprezentującej efekty użyteczne. Jedną z pierwszych prac podejmujących to zagadnienie jest publikacja Tesar i Zhong [137], w której sprawność zdefiniowano poprzez zdolność generatora do wytwarzania strugi syntetycznej, a nie poprzez klasyczne rozważania dotyczące konwersji energii. W efekcie autorzy wykazali stałą wartość sprawności dla kilku wartości liczby Reynoldsa oraz dwóch wartości bezwymiarowej długości walca płynu L_0. Odmienną koncepcję przedstawił Persoons [138] proponując tzw. „sprawność płynu” (cytat z [138] - ang. *fluidic efficiency*) strugi syntetycznej zdefiniowaną jako stosunek iloczynu strumienia pędu strugi syntetycznej i prędkości dźwięku c do mocy czynnej doprowadzonej do generatora:

$$\eta = \frac{\rho A {V_e}^2 c}{EI\cos(\varphi)} \tag{5.15}$$

Autor nie przedstawił jednak bezpośredniego porównania proponowanej definicji z wynikami eksperymentalnymi, a sama definicja, poza pojedynczymi przykładami wykorzystania (np. [100]), nie znalazła szerszego wykorzystania w literaturze przedmiotu.

W wielu proponowanych w literaturze definicjach sprawności energetycznej generatora strugi syntetycznej jako miarę efektu użytecznego przyjmuje się wielkość związaną z energią kinetyczną generowanej strugi syntetycznej. Prowadzi to do równań, w których kluczowym składnikiem jest trzecia potęga prędkości generowanego przepływu. Jedną z pierwszych prac wykorzystujących takie podejście jest publikacja Crowther i Gomes [139], w której sprawność energetyczną zdefiniowano jako stosunek tzw. „średniej mocy płynu" (cytat z [139] - ang. *mean fluid power*) do mocy elektrycznej zużywanej przez generator. Do wyprowadzeń zależności wykorzystano uśrednioną w czasie prędkość mierzoną w osi dyszy w odległości równej średnicy dyszy odnosząc się w przedziale całkowania do całego cyklu pracy generatora - równanie (5.13). Podobną definicję sprawności zastosowali Van Buren i in. [156], podkreślając jednak różnicę pomiaru prędkości strugi syntetycznej w porównaniu z pracą [139], sprowadzającą się do pomiaru w płaszczyźnie wylotowej dyszy, co prowadzi do równania:

$$\eta = \frac{\frac{1}{2}\rho A {V_{cl}}^3}{P} \tag{5.16}$$

dla której moc czynna doprowadzona do generatora została określona jako:

$$P = \frac{1}{T}\int_0^T i(t)e(t)\mathrm{d}t \tag{5.17}$$

Człon opisujący efekty strugi syntetycznej, występujący w liczniku równania (5.16), został również zastosowany w pracy Gil i Strzelczyk [102]. Różnica względem wcześniejszych ujęć polegała na przyjęciu wartości skutecznej prędkości charakterystycznej strugi syntetycznej - równanie (5.12). Autorzy przyjęli ten człon jako moc kinetyczną strugi syntetycznej P_k, a w proponowanej przez siebie definicji sprawności energetycznej odnieśli go do mocy pozornej doprowadzanej do generatora:

$$\eta = \frac{P_k}{EI} = \frac{\frac{1}{2}\rho A {V_{rms}}^3}{EI} \tag{5.18}$$

W oparciu o równanie (5.18) Gil i Smyk [109] zaproponowali ponadto zależność umożliwiającą wyznaczanie sprawności energetycznej generatora na podstawie pomiarów siły reakcji:

$$\eta = \frac{1}{2P}\sqrt{\frac{F^3}{A\rho}} \tag{5.19}$$

Definicja sprawności energetycznej zaproponowana przez Gil i Strzelczyk [102] znalazła zastosowanie również w pracach innych autorów (np. [54,152]), przy czym występujące

różnice dotyczą przede wszystkim przyjmowanej definicji prędkości strugi syntetycznej. Trávníček i Kordík [157] wykazali jednak, że wykorzystanie w liczniku definicji sprawności energetycznej składnika interpretowanego jako moc kinetyczna strugi syntetycznej, w postaci przedstawionej w równaniu (5.18), prowadzi do systematycznego przeszacowania wartości sprawności energetycznej niezależnie od przyjętej definicji prędkości strugi syntetycznej, co dla przypadku zastosowania wartości skutecznej prędkości charakterystycznej V_{rms} prowadzi do przeszacowania o nawet 60-67%. Autorzy [157] podkreślają jednocześnie, że pomimo tej niedokładności, wspomniana definicja może być przydatna do względnego porównywania różnych konstrukcji generatorów. W tej samej publikacji wykazano zasadność wykorzystania strumienia energii kinetycznej strugi syntetycznej E_k w analizach sprawności energetycznej, która w rozpatrywanym ujęciu przyjmuje postać:

$$E_k = \frac{\pi^2}{3}\rho A V^3 \tag{5.20}$$

Równanie to zostało wyprowadzone przez autorów [157] w publikacji [106] na podstawie równań opisujących strumień pędu oraz energię kinetyczną strugi syntetycznej z uwzględnieniem promieniowego profilu prędkości. Zastosowanie tej postaci strumienia energii kinetycznej w definicjach sprawności energetycznej generatora strugi syntetycznej zostało przyjęte również przez innych naukowców [94,132], a jej zasadność argumentuje się m.in. spójnością z definicją prędkości strugi syntetycznej stosowaną przy wyznaczaniu liczby Reynoldsa, czyniąc ją uniwersalną niezależnie od typu generatora i jego geometrii oraz docelowego zastosowania. Jest to szczególnie istotne w kontekście analiz wymiany ciepła, ponieważ również intensyfikacja rozpraszania ciepła zależy od liczby Reynoldsa, stanowiąc podstawowy składnik korelacji liczby Nusselta (np. [89,115-117,119,123,143).

Ograniczając rozważania do składnika opisującego nakłady energetyczne w różnych definicjach sprawności generatora strugi syntetycznej można zauważyć, że rozbieżności w literaturze dotyczą przede wszystkim sposobu określania mocy doprowadzonej do generatora strugi syntetycznej. Najczęściej stosowane podejścia opierają się na mocy pozornej lub mocy czynnej. Przyjmowanie mocy pozornej bywa uzasadniane faktem, że w analizowanych przypadkach współczynnik mocy cos(φ) osiąga wartości bliskie jedności, co sprawia, że moc czynna i moc pozorna przyjmują zbliżone wartości [153]. Gil i Smyk [109] wykazali, że taka sytuacja ma miejsce dla przypadków generatorów pracujących w warunkach częstotliwości rezonansowej. Bardziej ogólnym podejściem jest jednak wykorzystanie mocy czynnej, która zachowuje poprawność dla dowolnego współczynnika mocy cos(φ). Podejście takie dodatkowo

eliminuje konieczność przyjmowania założenia o pracy generatora dokładnie w warunkach rezonansu oraz ogranicza wpływ niepewności identyfikacji częstotliwości rezonansowej generatora (problem szerzej opisany w rozdziale 7.1).

W niniejszej dysertacji przyjęto definicję sprawności energetycznej określoną jako stosunek strumienia energii kinetycznej strugi syntetycznej E_k, określonej równaniem (5.20), do mocy czynnej doprowadzonej do generatora strugi syntetycznej. Ostatecznie sprawność energetyczna opisana jest równaniem [157]:

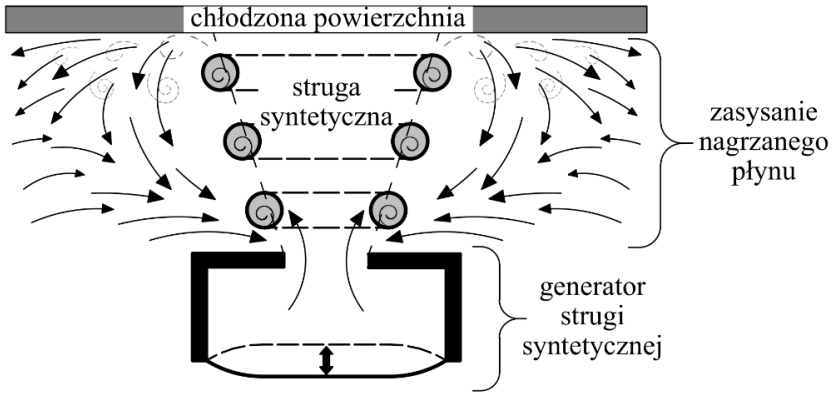
$$\eta = \frac{E_k}{P} = \frac{\frac{\pi^2}{3}\rho A V^3}{EI\cos(\varphi)} \tag{5.21}$$

Bazując na równaniu (5.21) wyprowadzono zależność umożliwiającą wyznaczanie sprawności energetycznej generatora na podstawie pomiarów siły reakcji. Wyprowadzoną zależność oraz procedurę pomiarową przedstawiono w rozdziale 6.2.

5.4. Intensyfikacja wymiany ciepła

Wyniki prac dotyczących chłodzenia uderzeniowego strugą syntetyczną wskazują, że jednym z kluczowych parametrów determinujących efektywność wymiany ciepła jest odległość osiowa pomiędzy płaszczyzną wylotową dyszy a chłodzoną powierzchnią *z/d*. Parametr ten wpływa istotnie na całkowitą objętość układu chłodzenia, co w zależności od zastosowania oraz związanych z tym ograniczeń przestrzennych może stanowić istotne ograniczenie praktyczne [158]. Gillespie i in. [159] wyróżnili trzy charakterystyczne reżimy pola przepływu strugi syntetycznej w zależności od wartości *z/d*: pole bliskie, pośrednie oraz dalekie. W polu bliskim ($z/d < 7$) obecność powierzchni chłodzonej ogranicza zdolność strugi syntetycznej do porywania płynu z otoczenia, natomiast w polu dalekim ($z/d > 18$) obserwuje się osłabienie procesów mieszania, co prowadzi do spadku efektywności wymiany ciepła. Autorzy wskazują, że najbardziej korzystne warunki występują w polu pośrednim ($7 < z/d < 18$), gdzie intensywność mieszania pomiędzy otaczającym płynem a strugą syntetyczną jest największa, co sprzyja skutecznej penetracji termicznej warstwy granicznej chłodzonej powierzchni. McGuinn i in. [160], wykorzystując pomiary PIV, rozszerzyli analizę zachowania przepływu dla małych wartości *z/d*, identyfikując zjawisko recyrkulacji płynu. Zjawisko to, przedstawione schematycznie na rys. 5.1, związane jest z nagrzewaniem płynu przez chłodzoną powierzchnię, ograniczoną możliwością jego rozproszenia w małej objętości oraz ponownym zasysaniem do komory generatora w kolejnych cyklach pracy, czego skutkiem jest powstawanie strugi syntetycznej o podwyższonej temperaturze, co prowadzi do niższych wartości współczynników

przejmowania ciepła. W literaturze zgodnie podkreśla się, iż recyrkulacja płynu stanowi główną przyczynę spadku intensywności chłodzenia dla niskich wartości *z/d*. Gil i in. [134] zawężają zakres istotnego wpływu tych niekorzystnych zjawisk do przedziału $z/d \leq 5$, wskazując dodatkowo na wpływ m.in. promieniowania cieplnego ze strony chłodzonej powierzchni w tym obszarze. Na podstawie powyższych analiz zasadnym wydaje się stwierdzenie, że dla efektywnego chłodzenia strugą syntetyczną wymagane jest zapewnienie dostatecznej przestrzeni umożliwiającej rozwój struktur wirowych i porywanie „zimnego" płynu z otoczenia, bez istotnych zaburzeń termicznych [85]. Poszukiwany w wspomnianych pracach zakres *z/d* sprzyjający intensyfikacji wymiany ciepła był przedmiotem znacznie szerszej liczby publikacji. Pavlova i Amitay [73] wykazali, że maksymalna intensywność wymiany ciepła występuje dla $4 < z/d < 11$, przy czym dokładne położenie optimum zależy od częstotliwości pracy generatora *f*. Chaudhari i in. [115,117], badając zakres liczb Reynoldsa $1000 < Re < 4000$ oraz odległości $3 < z/d < 25$, stwierdzili, że maksymalna liczba Nusselta punktu stagnacji osiągana jest dla $z/d = 6$, wskazując jednocześnie liczbę Reynoldsa za parametr krytyczny dla efektywności wymiany ciepła. Singh i in. [161] (dla $1600 < Re < 4700$) oraz Mangate i Chaudhari [118] (dla $Re = 705$) analizowali dodatkowo wpływ kształtu przekroju poprzecznego dyszy oraz liczby Stokesa. W pracy [161] maksymalną wymianę ciepła odnotowano dla obszaru $4 < z/d < 10$ wskazując również na wpływ liczby Stokesa, podczas gdy w [118] analogiczny obszar odnotowano dla $5 \leq z/d \leq 6$ stwierdzając jednocześnie marginalny wpływ liczby Stokesa. Rozbieżności w raportowanych zakresach odległości *z/d* zapewniającej maksymalną intensyfikację wymiany ciepła sugerują, że na proces chłodzenia uderzeniowego strugą syntetyczną mogą wpływać również inne, nieujęte w powyższych pracach parametry.

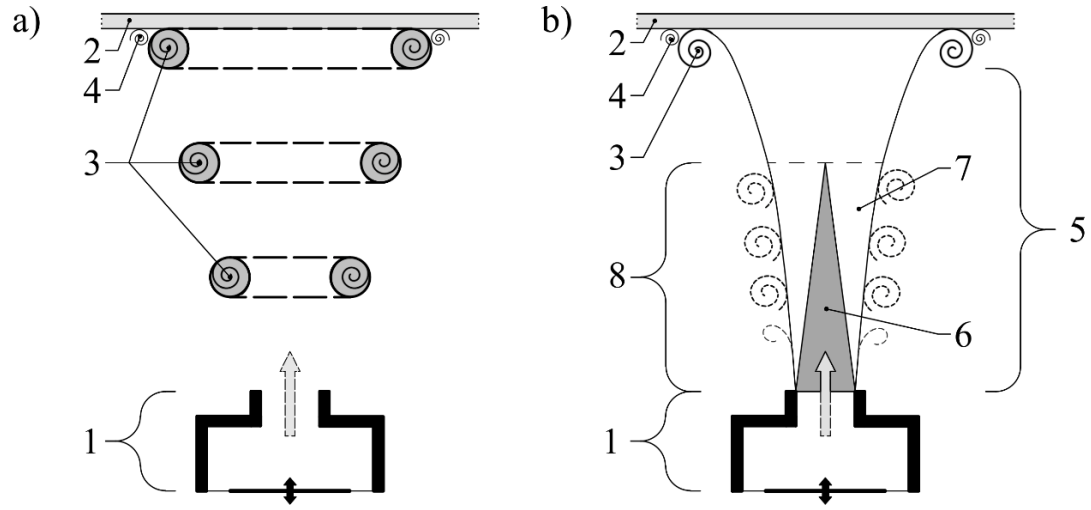


Rys. 5.1. Schematyczna ilustracja zjawiska recyrkulacji płynu dla małych wartości *z/d*

Różnice w ewolucji strugi syntetycznej i strugi ciągłej, omówione w rozdziale 2, znajdują odzwierciedlenie również w charakterystykach cieplnych podczas chłodzenia uderzeniowego. Jednym z parametrów wykorzystywanych w literaturze do opisu rozwoju strugi syntetycznej

jest bezwymiarowa długość walca płynu L_0, alternatywnie wyrażana przez liczbę Strouhala (równanie 2.8). Wartość tego parametru jest związana z charakterem formowanych struktur wirowych i ich ewolucją wzdłuż osi przepływu, dlatego w części prac dotyczących chłodzenia uderzeniowego strugą syntetyczną podejmowano również próbę powiązania wartości L_0 z intensywnością wymiany ciepła. Valiorgue i in. [122] analizowali wymianę ciepła dla pojedynczej konfiguracji geometrycznej generatora oraz stałej odległości osiowej $z/d = 2$ w zakresie $L_0 = 1 \div 22$. Autorzy wyróżnili dwa charakterystyczne reżimy wykazując, że intensywność wymiany ciepła rośnie w przybliżeniu liniowo wraz ze wzrostem L_0 do momentu osiągnięcia „nasycenia", powyżej którego liczba Nusselta jest determinowana głównie przez wartość liczby Reynoldsa. Wyniki te stanowiły podstawę do powiązania zmian charakterystyk cieplnych z ewolucją struktur wirowych strugi syntetycznej, należy jednak podkreślić, że wnioski te uzyskano dla jednej geometrii generatora i jednej wartości z/d. Rozszerzenie analizy na większy zakres z/d przedstawili Persoons i in. [123], przeprowadzając badania dla zakresu $L_0 = 2 \div 40$, jednakże również ich badania dotyczyły pojedynczej konfiguracji geometrycznej. Dla $z/d = 2$ autorzy potwierdzili występowanie dwóch charakterystycznych reżimów obserwowanych przez [122], natomiast dla wyższych wartości z/d zastosowali inne podejście do opisu zmian wymiany ciepła - zamiast traktować $L_0 = L/d$ (równanie 2.1) jako jedyną zmienną porządkującą wyniki, wykorzystali stosunek długości walca płynu do odległości osiowej L/z. Na podstawie tego stosunku autorzy wyodrębnili cztery charakterystyczne reżimy wymiany ciepła dla różnych odległości osiowych z/d. Wyniki te są istotne z punktu widzenia interpretacji roli L_0, ponieważ wskazują, że w przypadku chłodzenia uderzeniowego jego wartość nie musi być wystarczająca do jednoznacznego uporządkowania charakterystyk cieplnych, gdy jednocześnie zmienia się odległość pomiędzy dyszą a powierzchnią chłodzoną. Wpływ L_0 na wymianę ciepła analizowali również Gil i Wilk [116], którzy uwzględnili siedem konfiguracji geometrycznych obejmujących modyfikacje dyszy i komory generatora. Analizę wartości liczby Nusselta w punkcie stagnacji Nu_s w funkcji szerokiego zakresu $L_0 = 0{,}84 \div 170{,}5$ przeprowadzono przy stałej odległości osiowej $z/d = 6$. Dla analizowanych przypadków zaobserwowano wzrost Nu_s wraz ze wzrostem L_0 do wartości około $L_0 = 4$, po czym dalszemu wzrostowi L_0 towarzyszył spadek intensywności wymiany ciepła. Wyniki pracy [116] pokazują zatem, że w badanym zakresie wartości L_0 może występować wyraźna zmienność intensywności wymiany ciepła, jednak jej analiza została przeprowadzona przy jednej z góry przyjętej wartości z/d. Odmienne podejście przedstawili Greco i in. [124], koncentrując się na jakościowym opisie mechanizmów odpowiedzialnych za wymianę ciepła w zależności od charakteru rozwijającej się strugi syntetycznej. Autorzy

wyróżnili dwa charakterystyczne sposoby rozwoju pola przepływu związane z małymi i dużymi wartościami L_0. Dla małych wartości L_0 pole przepływu zdominowane jest przez obecność wielu niezależnych pierwotnych pierścieni wirowych, które uderzają w powierzchnię chłodzoną oddzielnie, a każde takie uderzenie indukuje powstawanie przeciwbieżnych wtórnych pierścieni wirowych w pobliżu powierzchni chłodzonej (rys. 5.2.a). Z kolei dla dużych wartości L_0 pole przepływu składa się z dwóch głównych struktur: pierwotnego pierścienia wirowego oraz strumienia wleczonego (ang. *trailing jet*). Strumień wleczony jest częścią pola przepływu, która podąża za pierwotnym pierścieniem wirowym i charakteryzuje się obecnością obszaru o niskiej intensywności turbulencji, określanego jako rdzeń potencjalny (ang. *potential core*), który otoczony jest warstwą ścinającą, wzdłuż której rozwija się niestabilność Kelvina–Helmholtza generująca szereg wtórnych pierścieni wirowych. Struktury te docierają do powierzchni chłodzonej po pierwotnym pierścieniu wirowym, formowanym na początku fazy wypychania pracy generatora strugi syntetycznej. Zarówno pierwotny pierścień wirowy, jak i kolejne pierścienie wirowe generowane w wyniku niestabilności Kelvina–Helmholtza, wywołują w pobliżu powierzchni chłodzonej indukcję przeciwbieżnych wtórnych pierścieni wirowych (rys. 5.2.b), co odróżnia je od mechanizmu dla niskich wartości L_0, w którym wtórne pierścienie wirowe są wyłącznie wynikiem uderzenia pierwotnych pierścieni wirowych.



Rys. 5.2. Chłodzenie uderzeniowe strugą syntetyczną dla a) małych oraz b) dużych wartości L_0 [124]; 1 – generator strugi syntetycznej, 2 – chłodzona powierzchnia, 3 – pierwotne pierścienie wirowe, 4 – wtórne pierścienie wirowe, 5 – strumień wleczony, 6 – rdzeń potencjalny, 7 – warstwa ścinająca, 8 – obszar niestabilności Kelvina-Helmholtza

Schematy przedstawione na rys. 5.2 mają charakter jakościowy i bezpośrednio nie przypisują poszczególnym mechanizmom określonych wartości L_0. Należy przy tym zwrócić uwagę na sposób w jaki Greco i in. [124] powiązali opisane mechanizmy z wartością L_0. W celu

zobrazowania przypadków odpowiadających małym i dużym wartościom L_0 autorzy odwołali się odpowiednio do wyników Shuster i Smith [19] oraz Greco i in. [162], w których analizowano odpowiednio L_0 = (1; 2; 3) oraz L_0 = (22,72; 45;45; 90,91). Istotne jest również, że obie te prace dotyczyły pojedynczych konfiguracji geometrycznych generatora. Tym samym przedstawiony przez Greco i in. [124] podział należy traktować przede wszystkim jako jakościowy opis różnych sposobów rozwoju struktur przepływowych powiązanych z odmiennym charakterem strugi syntetycznej, a nie jako pełną klasyfikację reżimów wymiany ciepła określonych wyłącznie przez wartość L_0. Wspomniane publikacje zestawiono zbiorczo w tab. 5.1, przedstawiając kluczowe parametry oraz zakresy w jakich prowadzono analizę zależności pomiędzy bezwymiarową długością walca płynu L_0 a wymianą ciepła. Zestawienie to pokazuje, że pomimo obserwowania w poszczególnych pracach wyraźnych zależności pomiędzy L_0, charakterem struktur przepływowych i intensywnością wymiany ciepła, zależności te analizowano dla pojedynczej konfiguracji geometrycznej generatora oraz przy ograniczonym zakresie pozostałych parametrów. Wyjątek stanowi praca Gil i Wilk [116], w której uwzględniono większą liczbę konfiguracji geometrycznych, jednak analizę wpływu L_0 na wymianę ciepła przeprowadzono przy stałej wartości z/d = 6. Warto podkreślić ponadto wnioski Persoons i in. [123] świadczące, że w przypadku zmiennej odległości osiowej samo L_0 może nie być wystarczającym parametrem do uporządkowania charakterystyk cieplnych, a znaczenie ma również relacja pomiędzy długością walca płynu L a odległością osiową z.

Tab. 5.1. Zestawienie zakresów parametrów i konfiguracji geometrycznych uwzględnianych w badaniach wpływu bezwymiarowej długości walca płynu L_0 na wymianę ciepła

Publikacja	**Liczba geometrii**	**Liczba Reynoldsa**	**Bezwymiarowa długość walca płynu L_0**	**Odległość z/d**
Shuster i Smith [19]	1	Re = (1000; 2500; 5000; 10000)	L_0 = (1; 2; 3)	-
Gil i Wilk [116]	7	Re = 3600÷22950	L_0 = 0,84÷170,5	z/d = 6
Valiorgue i in. [122]	1	Re = 1000÷4300	L_0 = 1÷22	z/d = 2
Persoons i in. [123]	1	Re = 500÷1500	L_0 = 2÷40	z/d = 2÷16
Greco i in. [124]	1	Re = 5250	L_0 = (5; 10; 20)	z/d = 2÷10
Greco i in. [162]	1	Re = 35000	L_0 = (22,72; 45,45; 90,91)	z/d = (2; 4; 6)

Z przedstawionych wyników nie wynika zatem, że L_0 jest parametrem bezpośrednio i niezależnie determinującym intensywność wymiany ciepła. Jego znaczenie wynika przede wszystkim z faktu, że opisuje charakter i ewolucję strugi syntetycznej, w tym rozwój oraz wzajemne oddziaływanie struktur wirowych i obecność strumienia wleczonego, które to

mechanizmy mogą istotnie wpływać na proces wymiany ciepła podczas chłodzenia uderzeniowego [87,122,163]. Nie oznacza to jednak, że podobne wartości L_0 muszą prowadzić do podobnych charakterystyk cieplnych niezależnie od geometrii generatora strugi syntetycznej oraz pozostałych parametrów procesu. Dostępne wyniki literaturowe wskazują raczej na powiązanie pomiędzy L_0, strukturą strugi syntetycznej i wymianą ciepła, którego charakter zależy od warunków geometrycznych i przepływowych. Zasadne jest zatem sprawdzenie stopnia, w jakim zależności obserwowane w literaturze dla ograniczonych konfiguracji geometrycznych pozostają zachowane przy jednoczesnej zmianie parametrów geometrycznych.

W kontekście wymiany ciepła zasadniczym celem badań prowadzonych w ramach niniejszej dysertacji jest określenie wpływu parametrów geometrycznych dyszy generatora strugi syntetycznej na intensywność wymiany ciepła. Zakres badań obejmuje szeroki zakres odległości osiowej pomiędzy płaszczyzną wylotową dyszy a chłodzoną powierzchnią z/d przy zachowaniu określonych warunków zasilania generatora. Jednocześnie ze względu na znaczenie bezwymiarowej długości walca płynu L_0 w opisie rozwoju strugi syntetycznej uzasadnione jest podjęcie próby oceny przydatności tego parametru do opisu charakterystyk wymiany ciepła. Szczególna uwaga zostanie poświęcona możliwości uporządkowania wyników wymiany ciepła za pomocą L_0 w warunkach jednoczesnej zmienności parametrów geometrycznych generatora.

5.5. Emisja akustyczna

Pomiary poziomu ciśnienia akustycznego generowanego przez generator strugi syntetycznej przedstawione w niniejszej dysertacji stanowią uzupełnienie analizowanych zagadnień w kontekście potencjalnych praktycznych zastosowań tego typu urządzeń oraz powiązanych aplikacji. Emisja akustyczna jest istotnym parametrem użytkowym, ponieważ podwyższony poziom tła akustycznego wpływa negatywnie na zdrowie oraz kondycję psychiczną człowieka. W licznych badaniach wykazano zależność pomiędzy długotrwałą ekspozycją na hałas a pogorszeniem samopoczucia fizycznego i psychicznego, wzrostem poziomu zmęczenia, irytacji oraz stresu fizjologicznego [164,165]. Hałas środowiskowy jest uznawany za jeden z czynników ryzyka chorób układu krążenia, takich jak choroba niedokrwienna serca, zawał mięśnia sercowego, nadciśnienie tętnicze czy udar mózgu [166]. Z tego względu ograniczanie poziomu ciśnienia akustycznego (SPL), o ile jest to technicznie możliwe, może stanowić istotne kryterium oceny rozwiązań konstrukcyjnych. W wielu środowiskach użytkowych, w szczególności w miejscach pracy, przekroczenie dopuszczalnych

poziomów ekspozycji człowieka na hałas może stanowić podstawę do wykluczenia danego urządzenia z eksploatacji.

Badania poziomu ciśnienia akustycznego (SPL) generowanego przez generatory strug syntetycznych należą do zagadnień stosunkowo rzadko podejmowanych w literaturze naukowej. Dostępne prace analizują zarówno wpływ parametrów generatora oraz wytwarzanej strugi syntetycznej, jak również skuteczność wybranych popularnych rozwiązań stosowanych w celu redukcji emisji akustycznej. Wykazano jednak, że popularne rozwiązania stosowane do ograniczania SPL, takie jak dysze szewronowe [128] czy izolacja akustyczna [167], w przypadku generatorów strug syntetycznych mogą nie zapewniać oczekiwanej skuteczności, szczególnie w przypadku pracy generatora w warunkach częstotliwości rezonansowej f_{SJA}, co w nawiązaniu do rozdziału 5.1 podważa zasadność ich stosowania gdy podstawowym celem jest maksymalizacja parametrów przepływowych i wymiany ciepła. Jednocześnie potwierdzono istotny wpływ parametrów geometrycznych oraz parametrów zasilania na poziom emisji akustycznej, jednakże wyniki dostępnych badań nie są w pełni zgodne. W niektórych pracach wskazano, że minimalna emisja akustyczna występuje przy f_{SJA} oraz że poziom SPL jest dodatnio skorelowany z wysokością dyszy [126], podczas gdy inne wyniki prezentują wzrost SPL wraz z częstotliwością f, przy czym największa dynamika zmian występuje do osiągnięcia f_{SJA} [148]. Dodatkowo odnotowano również przypadki, w których najwyższy poziom emisji akustycznej odpowiadał najkrótszej analizowanej dyszy [105]. Niemniej jednak, literatura zgodnie wskazuje, że ogólny wpływ parametrów geometrycznych dyszy na emisję akustyczną generatora strugi syntetycznej jest istotny [127,142,168], uzasadniając prowadzenie dalszych badań w tym obszarze.

6. Metodyka badań

Niniejszy rozdział zawiera szczegółowy opis obiektu badań oraz przyjętych konfiguracji geometrycznych, jak również opis wszystkich stanowisk badawczych zastosowanych w ramach niniejszej dysertacji. Podrozdziały poświęcone stanowiskom badawczym zawierają dodatkowo wskazanie wielkości fizycznych wyznaczanych za ich pomocą, wraz z odniesieniem do zagadnień badawczych przedstawionych w rozdziale 5. O ile nie zaznaczono inaczej, wszystkie wielkości fizyczne wykorzystywane w równaniach wyrażano w jednostkach układu SI, natomiast w opisie aparatury oraz geometrii stosowano jednostki odpowiadające skali analizowanych zjawisk. Ostatni podrozdział poświęcono kompleksowej analizie niepewności pomiarowej.

6.1. Generator strugi syntetycznej – opis i konfiguracje geometryczne

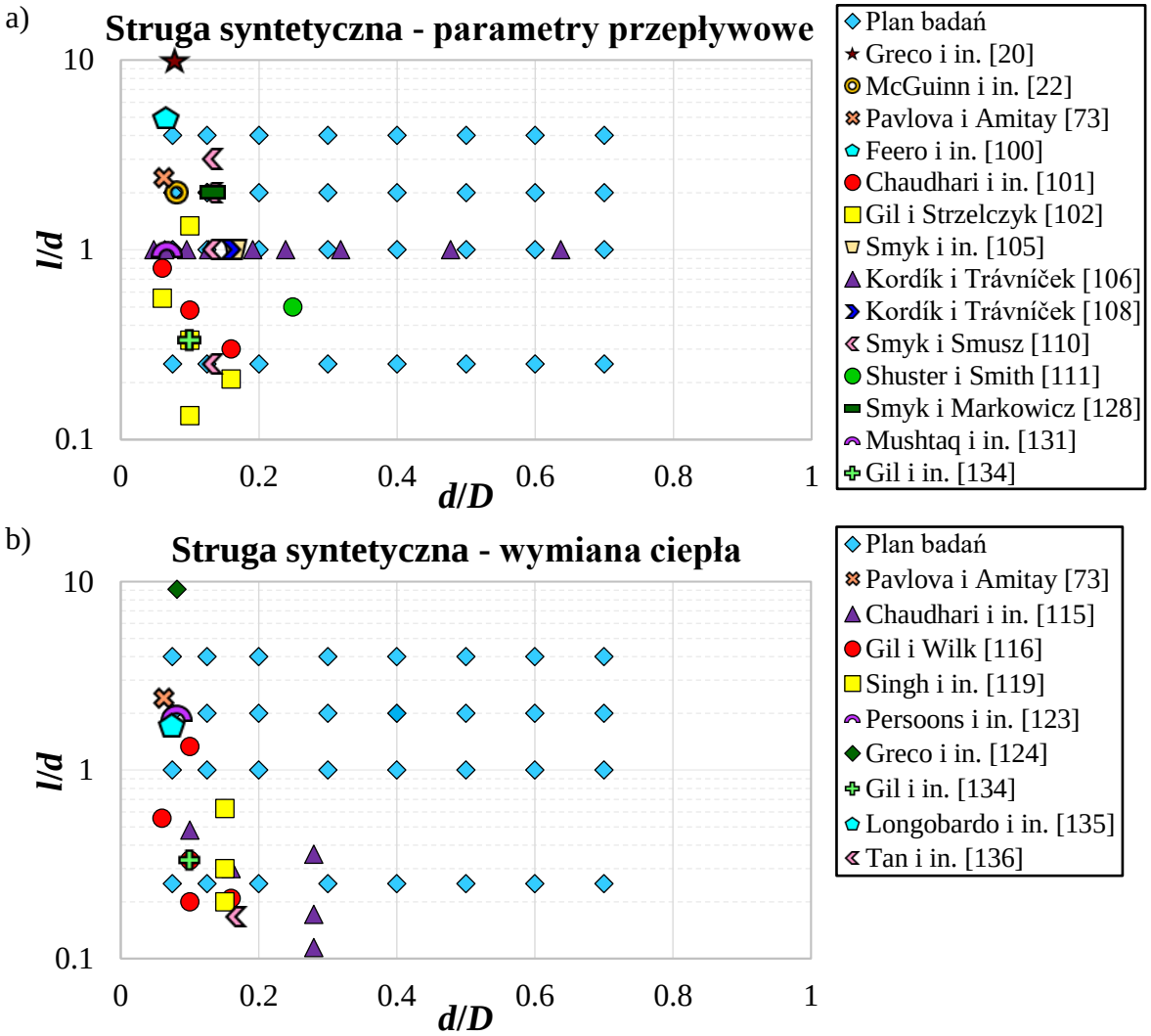
Na etapie koncepcyjnym przyjęto, że generator strugi syntetycznej będzie zasilany przetwornikiem elektroakustycznym w postaci głośnika. Do realizacji tego założenia wybrano, zgodnie z kryteriami maksymalizacji sprawności energetycznej generatora przedstawionymi w [106], głośnik SB ACOUSTIC 4” model SB12PAC25-4 charakteryzujący się nominalną impedancją 4 Ω, częstotliwością rezonansową 52,5 Hz (dla głośnika niezabudowanego) oraz średnicą efektywną membrany 80 mm. Zastosowany głośnik posiada konstrukcję z cewką nadwieszoną (ang. *overhung coils*), co oznacza, że wysokość uzwojenia cewki jest większa niż wysokość szczeliny magnetycznej. Taka konfiguracja geometryczna jest najczęściej stosowana w głośnikach, ponieważ umożliwia uzyskanie większych sił układu magnetycznego oraz większej efektywności w porównaniu z głośnikami z cewką podwieszoną (ang. *underhung coils*), które stosowane są rzadziej [169].

Uwzględniając przedstawiony w niniejszej dysertacji przegląd literatury oraz problem badawczy zaplanowane do analizy konfiguracje geometryczne generatora obejmują modyfikacje średnicy oraz długości dyszy okrągłej. Plan eksperymentalny zakłada przebadanie 32 wariantów geometrycznych dysz o stałym, okrągłym przekroju poprzecznym na całej długości dyszy. Nominalne wartości parametrów geometrycznych analizowanych wariantów zestawiono w tab. 6.1. Konfiguracje te zdefiniowano za pomocą bezwymiarowych parametrów geometrycznych: względnej średnicy dyszy d/D oraz względnej długości dyszy l/d, gdzie D = 80 mm oznacza średnicę efektywną głośnika i pozostaje stała dla wszystkich przypadków. Graficzną reprezentację zakresu analizowanych geometrii przedstawiono na rys. 6.1.a) oraz

rys. 6.1.b), co stanowi rozwinięcie odpowiednio rys. 3.1.a) oraz rys. 3.1.b) obejmujące rozszerzenie o warianty zaplanowane w niniejszej pracy.

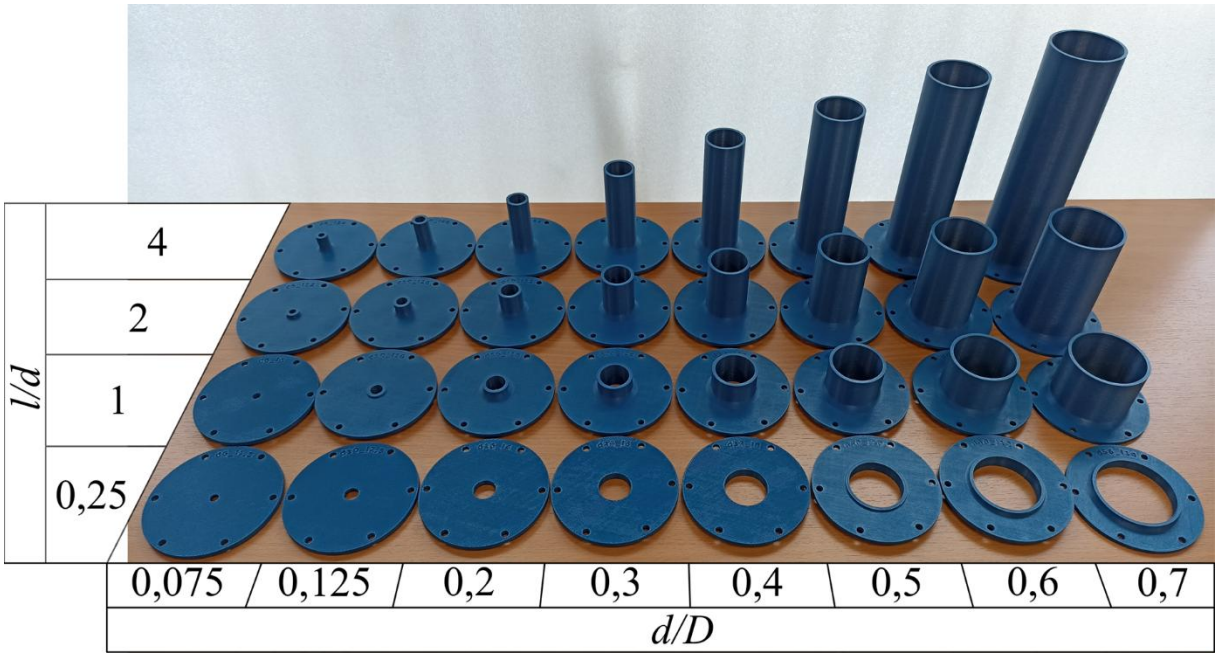
Tab. 6.1. Planowane do przebadania parametry geometryczne dyszy generatora strugi syntetycznej

	***l/d* = 0,25**		***l/d* = 1**		***l/d* = 2**		***l/d* = 4**	
	d [mm]	*l* [mm]	*d* [mm]	*l* [mm]	*d* [mm]	*l* [mm]	*d* [mm]	*l* [mm]
***d/D* = 0,075**	6	1,5	6	6	6	12	6	24
***d/D* = 0,125**	10	2,5	10	10	10	20	10	40
***d/D* = 0,2**	16	4	16	16	16	32	16	64
***d/D* = 0,3**	24	6	24	24	24	48	24	96
***d/D* = 0,4**	32	8	32	32	32	64	32	128
***d/D* = 0,5**	40	10	40	40	40	80	40	160
***d/D* = 0,6**	48	12	48	48	48	96	48	192
***d/D* = 0,7**	56	14	56	56	56	112	56	224



Rys. 6.1. Przebadane eksperymentalnie geometrie dyszy okrągłej generatorów strugi syntetycznej oraz zaplanowane do przebadania w ramach niniejszej dysertacji w obszarze badań: a) parametrów przepływowych, b) wymiany ciepła

Modele dysz wykonano technologią przyrostową FFF (ang. *Fused Filament Fabrication*) z zastosowaniem materiału Z-Ultrat przy użyciu drukarki ZORTRAX M300 Dual. Ze względu na ograniczoną dokładność procesu wytwarzania przyrostowego rzeczywiste wymiary geometryczne wykonanych elementów nieznacznie odbiegały od wartości nominalnych przyjętych na etapie koncepcyjnym pracy (tab. 6.1), dlatego w dalszej analizie rozróżniono znaczenie poszczególnych parametrów geometrycznych. Długość dyszy l nie wchodzi bezpośrednio do równań definiujących główne wielkości wynikowe niniejszej pracy, a jej rzeczywista wartość wpływa bezpośrednio jedynie na parametry związane z odległością osiową z, mierzoną od płaszczyzny wylotowej dyszy. Odmiennie średnica dyszy d stanowi parametr krytyczny w obliczeniach wielu wielkości wynikowych dysertacji, takich jak liczba Reynoldsa, liczba Nusselta, bezwymiarowa długość walca płynu L_0 oraz sprawność energetyczna generatora. Z tego względu w obliczeniach wykorzystywano każdorazowo wartości średnicy dyszy d wyznaczone na podstawie pomiarów geometrycznych, a nie wartości projektowe z tab. 6.1. Wyniki badań prezentowano natomiast w funkcji nominalnych parametrów bezwymiarowych d/D oraz l/D zestawionych w tab. 6.1, przyjmując, że różnice wymiarów rzeczywistych od projektowych nie mają istotnego wpływu na klasyfikację geometryczną badanych wariantów. Maksymalny błąd względny nie przekraczał 1,6% dla parametru d/D oraz 1,9% dla parametru l/d. Wykonane modele dysz przedstawiono na rys. 6.2.

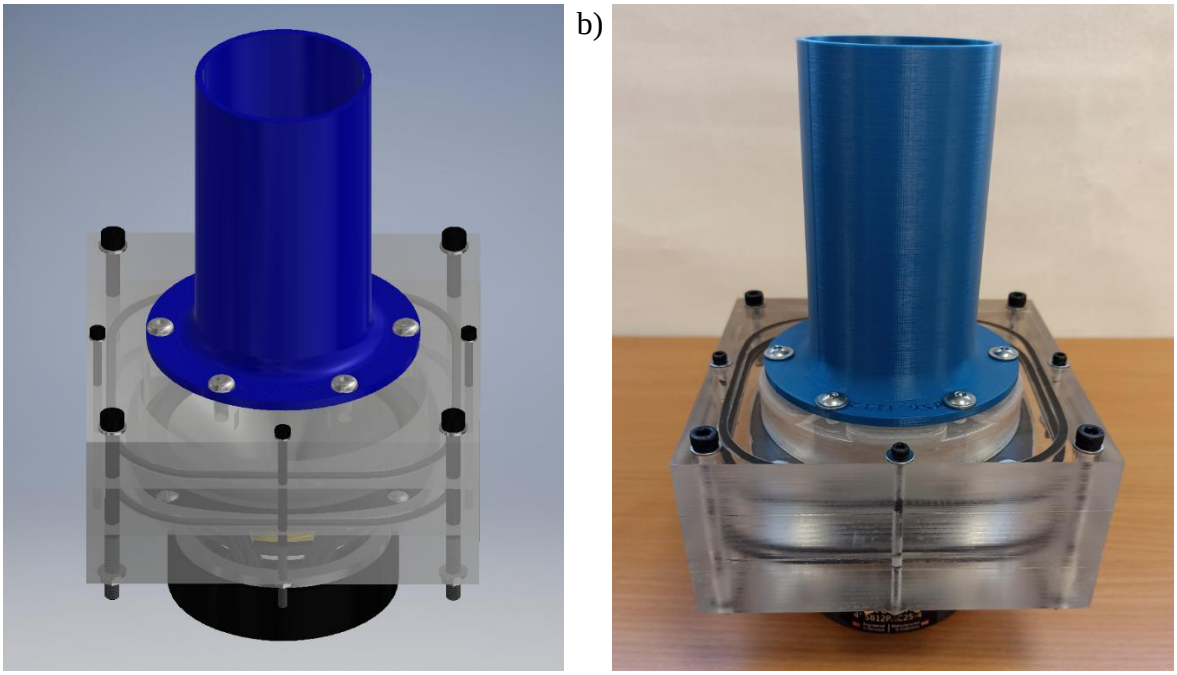


Rys. 6.2. Wykonane modele dysz objęte planem eksperymentalnym w niniejszej dysertacji

Generator strugi syntetycznej został zaprojektowany w środowisku Autodesk Inventor Professional 2023 (rys. 6.3.a). Projekt zakłada budowę modułową, skręcaną za pomocą śrub,

przy czym w miejscach styku poszczególnych komponentów przewidziano rowki montażowe umożliwiające zastosowanie uszczelnień gumowych typu O-ring. Elementy tworzące komorę generatora wykonano ze szkła akrylowego. Otwory gwintowane służące do mocowania głośnika oraz dyszy do komory mają charakter nieprzelotowy. W celu zwiększenia szczelności przylegające powierzchnie łączonych elementów dodatkowo uszczelniano pastą silikonową. Przykładową konfigurację geometryczną wykonanego generatora przedstawiono na rys. 6.3.b.

a) b)



Rys. 6.3. Generator strugi syntetycznej: a) model zaprojektowany w środowisku Autodesk Inventor Professional 2023, b) model fizyczny zbudowany na podstawie projektu

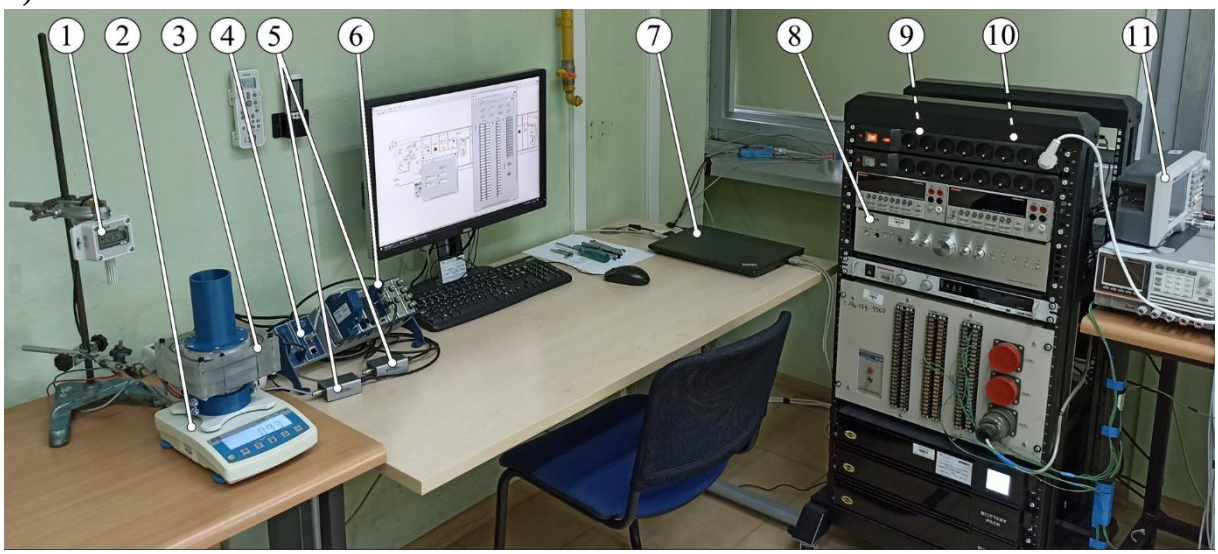
6.2. Stanowisko do pomiaru siły reakcji

Pomiar siły reakcji przy wykorzystaniu wag precyzyjnych stanowi dobrze znaną i skuteczną metodę eksperymentalną z zakresu mechaniki płynów, stosowaną od przełomu XIX i XX wieku [170,171]. Do jej głównych zalet należy zaliczyć znaczące skrócenie czasu procedury pomiarowej oraz redukcję stopnia złożoności obliczeń w porównaniu z metodami konwencjonalnymi [17], jednakże pomimo tych niewątpliwych atutów w kontekście badań nad strugami syntetycznymi metoda ta jest stosowana stosunkowo rzadko. W niniejszej dysertacji zdecydowano się na jej wykorzystanie w celu wyznaczenia sprawności energetycznej generatora strugi syntetycznej w szerokim zakresie parametrów zasilania generatora. Dodatkowo dane uzyskane z tego stanowiska pomiarowego posłużyły do identyfikacji częstotliwości rezonansowych wszystkich badanych konfiguracji geometrycznych generatora.

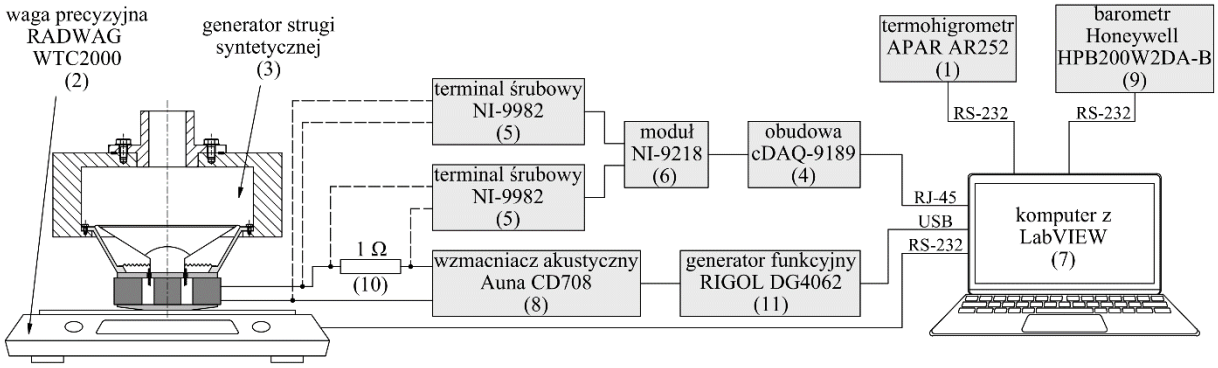
Pomiary siły reakcji realizowano na precyzyjnej wadze laboratoryjnej Radwag WTC2000 o zakresie pomiarowym do 2 kg i rozdzielczości 0,01 g. Przed wykonaniem pomiarów

przeprowadzono kalibrację urządzenia przy użyciu zestawu wzorców masy klasy E2 dla konfiguracji z umieszczonym na wadze wyłączonym generatorem strugi syntetycznej. Generator zasilano sygnałem sinusoidalnym z generatora funkcyjnego RIGOL DG4062, wzmocnionym za pomocą wzmacniacza akustycznego Auna CD708. Do pomiaru parametrów elektrycznych sygnału zasilającego generator wykorzystano moduł wejść analogowych NI-9218 wraz z terminalami śrubowymi NI-9982, podłączony do obudowy cDAQ-9189. Natężenie prądu elektrycznego mierzono pośrednio poprzez pomiar spadku napięcia na rezystorze wzorcowym (1 Ω; ±0,01%). Do pomiaru temperatury i wilgotności użyto termohigrometru APAR AR252. Pomiar ciśnienia atmosferycznego realizowano przy użyciu barometru Honeywell HPB200W2DA-B. Za komunikację ze stanowiskiem badawczym oraz akwizycję danych odpowiadał program napisany w środowisku LabVIEW. Zdjęcie oraz schemat stanowiska badawczego przedstawiono na rys. 6.4.

a)



b)



Rys. 6.4. Stanowisko do pomiaru siły reakcji generatora strugi syntetycznej:
a) zdjęcie stanowiska, b) schemat stanowiska

Pomiary siły reakcji generatora prowadzono w klimatyzowanym laboratorium. Czynnikiem roboczym było powietrze. Podczas wszystkich pomiarów temperatura otoczenia mieściła się w zakresie T_{temp} = (293,65÷295,53) K, wilgotność względna w zakresie RH = (40,5÷61,2)%, a ciśnienie barometryczne w zakresie p_a = (97030÷100200) Pa. Gęstość powietrza wyznaczano przy użyciu otwartej biblioteki numerycznej do obliczania właściwości termofizycznych płynów CoolProp [172].

Przeprowadzone zadania badawcze można podzielić na dwa etapy. W pierwszym etapie pomiary przeprowadzono dla częstotliwości pracy generatora strugi syntetycznej w zakresie f = (8÷125) Hz, stosując następujące kroki: co 1 Hz w przedziale 8÷76 Hz, co 2 Hz w przedziale 76÷100 Hz oraz co 5 Hz w przedziale 100÷125 Hz. We wszystkich przypadkach moc czynna doprowadzona do generatora była utrzymywana na stałym poziomie P = 3,00 W. W etapie drugim pomiary wykonano dla częstotliwości rezonansowej generatora f_{SJA}, uprzednio zidentyfikowanej na podstawie wyników etapu pierwszego, zmieniając moc czynną dostarczaną do generatora osiągając P = (0,02; 0,05; 0,10; 0,15; 0,20; 0,30; 0,40; 0,50; 0,60; 0,80; 1,00; 1,20; 1,40; 1,60; 1,80; 2,00; 2,25; 2,50; 2,75; 3,00; 3,25; 3,50; 4,00; 4,50; 5,00; 5,50; 6,00) W. Łącznie zrealizowano pomiary 113 przypadków nastaw parametrów zasilania dla każdej konfiguracji geometrycznej generatora. Podczas ustawiania żądanych parametrów zasilania, jak również późniejszych pomiarów właściwych, moduł NI-9218 pracował z częstotliwością próbkowania 25600 Hz na kanał, rejestrując 25600 próbek na kanał. Dla najwyższej wartości częstotliwości pracy generatora f = 125 Hz odpowiadało to 204,8 próbkom na cykl pracy, a wartości napięcia skutecznego, natężenia skutecznego prądu oraz współczynnika mocy cos(φ) wyznaczane były na podstawie 125 cykli, natomiast dla najniższej częstotliwości pracy f = 8 Hz rejestrowano 3200 próbek na cykl pracy, a wartości parametrów elektrycznych wyznaczano na podstawie 8 cykli. Moc czynną wyznaczano zgodnie z równaniem (5.17), a jej nastawy realizowano z dokładnością względną ±0,3%. Warto zauważyć, że w literaturze przedmiotu spotykane jest alternatywne podejście polegające na utrzymywaniu stałej wartości napięcia skutecznego [17,89,102,115,131,173], jednakże z uwagi na zależność impedancji elektrycznej od geometrii generatora [128,132] zastosowanie tego rozwiązania w niniejszej dysertacji prowadziłoby do zróżnicowania mocy czynnej doprowadzanej do generatora w zależności od konfiguracji geometrycznej, co w istotny sposób utrudniałoby porównywanie uzyskanych wyników.

Procedura pomiarowa obejmowała wykonanie 75 odczytów parametrów w trzech cyklach pomiarowych. Program w środowisku LabVIEW został opracowany w taki sposób, aby realizować odpowiednią sekwencję czynności. W pierwszym kroku identyfikowano parametry

elektryczne sygnału zasilającego generator strugi syntetycznej zapewniające żądaną moc czynną oraz częstotliwość pracy generatora *f*. Następnie generator wyłączano, po czym dokonywano tarowania wagi. Po odczekaniu kilku sekund generator włączano ponownie, zasilając go wcześniej zidentyfikowanymi parametrami, rozpoczynając pomiar właściwy, podczas którego wykonywano serię 25 odczytów każdego parametru. Po wykonaniu serii odczytów wyłączano generator i przystępowano do kolejnego cyklu pomiarów rozpoczynanego tarowaniem wagi. Z każdego zestawu 75 odczytów wyznaczano wartości średnie poszczególnych parametrów oraz odpowiadające im odchylenia standardowe. Opisana procedura była realizowana dla wszystkich 113 przypadków nastaw parametrów zasilania oraz dla każdej konfiguracji geometrycznej generatora.

Broučková i Trávníček [153] porównując swoje wyniki z danymi uzyskanymi przy pomocy anemometrii stałotemperaturowej udowodnili, że przy pomocy pomiarów średniej w czasie siły reakcji generatora można wyznaczyć prędkość charakterystyczną strugi syntetycznej:

$$V_{sc} = \frac{2}{\pi}\sqrt{\frac{4F}{\rho\pi d^2}} \tag{6.1}$$

Wspomniane oszacowanie można spotkać również w publikacjach [108,174]. Występująca w równaniu (6.1) średnia w czasie siła reakcji *F* wyznaczana jest na podstawie rejestracji zmian wskazań masy na wadze laboratoryjnej zgodnie z równaniem:

$$F = mg \tag{6.2}$$

gdzie: m – wartość pozornej masy odpowiadającej mierzonej sile reakcji, g – przyspieszenie ziemskie (g = 9,80665 m/s^2).

Podstawiając wartość prędkości charakterystycznej z równania (6.1) do definicji strumienia energii kinetycznej strugi syntetycznej opisanej równaniem (5.20) można zapisać:

$$E_{k_{sc}} = \frac{16F^{3/2}}{3\rho^{1/2}\pi^{3/2}d} \tag{6.3}$$

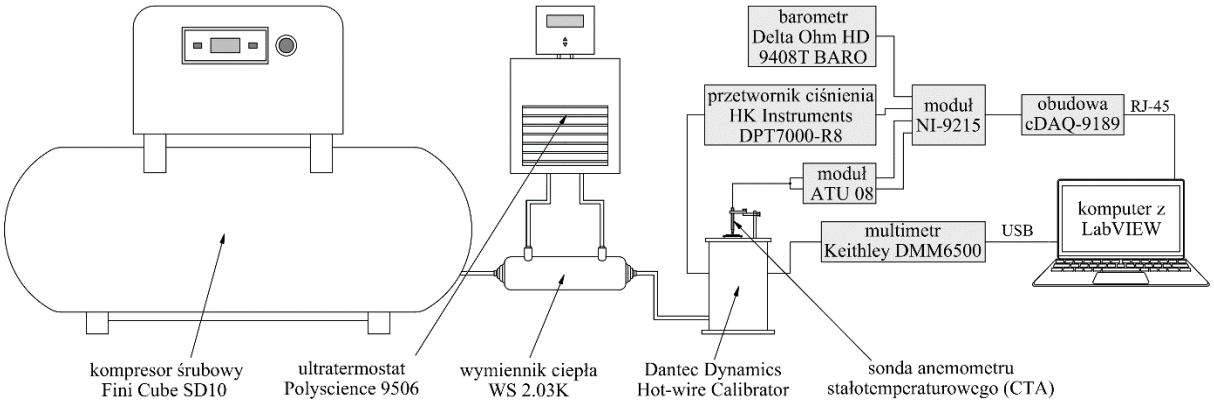
W rezultacie, zgodnie z równaniem (5.21), sprawność energetyczną generatora strugi syntetycznej można przedstawić w postaci:

$$\eta = \frac{\frac{16F^{3/2}}{3\rho^{1/2}\pi^{3/2}d}}{EIcos(\varphi)} \tag{6.4}$$

Równanie (6.4) wykorzystano w niniejszej pracy do wyznaczania sprawności energetycznej generatora strugi syntetycznej.

6.3. Stanowisko do pomiaru prędkości przepływu

Pomiar prędkości strugi syntetycznej realizowano z wykorzystaniem anemometrii stałotemperaturowej (CTA). Zastosowano sondę dwuwłóknową, w której jedno włókno odpowiadało za pomiar prędkości przepływu, natomiast drugie umożliwiało równoczesny pomiar temperatury medium w celu zastosowania kompensacji temperaturowej. Oba sygnały przetwarzano przy użyciu czterokanałowego, ośmiotorowego modułu stałotemperaturowo–stałoprądowego ATU 08 [175]. Przed rozpoczęciem właściwych pomiarów prędkości przeprowadzono wielopunktową kalibrację sond anemometru przy użyciu kalibratora Hot-wire Calibrator firmy Dantec Dynamics (maksymalny błąd: ±2.5%; ±0.02 m/s), umożliwiającego przeprowadzenie procesu kalibracyjnego w zakresie prędkości 0,5÷60 m/s. Kalibrator ten wykorzystuje przepływ sprężonego powietrza przez układ stabilizujący oraz dyszę kalibratora do wytwarzania swobodnej strugi powietrza, której prędkość, w zastosowanym trybie wielopunktowym, jest wyznaczana na podstawie różnicy ciśnień związanej z przepływem przez dyszę. Jako przetwornik ciśnienia użyto HK Instruments DPT7000-R8, natomiast ciśnienie atmosferyczne mierzono za pomocą barometru Delta Ohm HD 9408T BARO. Oba sygnały pomiarowe, a także sygnały z modułu sondy ATU 08, rejestrowano za pomocą modułu wejść analogowych NI-9215 podłączonego do obudowy cDAQ-9189. Moduł NI-9215 pracował z częstotliwością próbkowania 20000 Hz rejestrując 40000 próbek. Rezystancję termistora zintegrowanego z kalibratorem mierzono przy użyciu multimetru Keithley DMM6500. Za akwizycję danych odpowiadał program napisany w środowisku LabVIEW. Sprężone powietrze doprowadzano do kalibratora przy wykorzystaniu kompresora śrubowego Fini Cube SD10. W celu stabilizacji temperatury strumienia powietrza pomiędzy kompresorem a kalibratorem zastosowano przeciwprądowy płaszczowo-rurowy wymiennik ciepła WS 2.03K współpracujący z ultratermostatem Polyscience 9506 (stabilność temperaturowa: ±0,05 K). Schemat stanowiska do kalibracji sond anemometru CTA przedstawiono na rys. 6.5.



Rys. 6.5. Schemat stanowiska do kalibracji sond anemometru stałotemperaturowego (CTA)

Kalibrację sond anemometru CTA przeprowadzono w warunkach temperatury otoczenia T_{temp} = 295,00 K. Dane kalibracyjne aproksymowano wielomianem czwartego stopnia [176]:

$$V_{cal} = C_1 + C_2 {E_{cal}}^2 + C_3 {E_{cal}}^3 + C_4 {E_{cal}}^4 \tag{6.5}$$

gdzie: V_{cal} – prędkość przepływu, C_1, C_2, C_3, C_4 – stałe kalibracyjne wyznaczone w procesie aproksymacji wielomianem czwartego stopnia, E_{cal} – napięcie wyjściowe sondy anemometru.

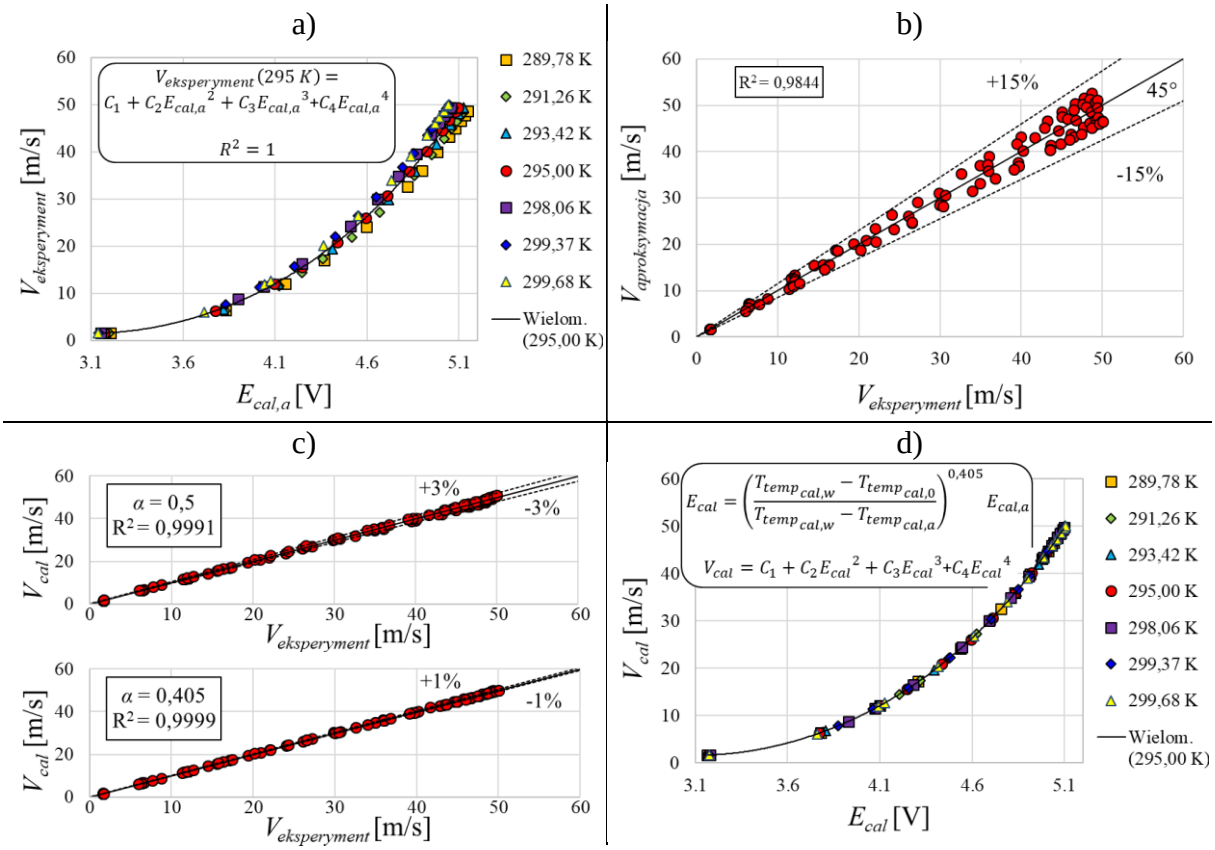
Ze względu na szeroki zakres konfiguracji geometrycznych oraz realizację pomiarów na poszczególnych stanowiskach badawczych, w tym wykorzystanie wyników pomiarów prędkości do analizy parametrów wyznaczanych na innych stanowiskach, utrudnione było podczas wszystkich pomiarów zapewnienie jednakowej temperatury otoczenia odpowiadającej warunkom panującym podczas kalibracji. W związku z tym zastosowano kompensację temperaturową napięcia wyjściowego sondy anemometru CTA, opisaną równaniem [176]:

$$E_{cal} = \left(\frac{{T_{temp}}_{cal,w} - {T_{temp}}_{cal,0}}{{T_{temp}}_{cal,w} - {T_{temp}}_{cal,a}} \right)^{\alpha} E_{cal,a} \tag{6.6}$$

gdzie: ${T_{temp}}_{cal,w}$ – temperatura włókna sondy anemometru CTA, ${T_{temp}}_{cal,0}$ – temperatura kalibracji, ${T_{temp}}_{cal,a}$ – temperatura badanego medium podczas pomiaru, α – wykładnik potęgi, $E_{cal,a}$ – napięcie wyjściowe sondy anemometru CTA podczas pomiaru.

W literaturze oraz instrukcjach aparatury (np. [175]) często zaleca się przyjmowanie wartości α = 0,5, co zgodnie z [176] zapewnia poprawność kompensacji dla odchyleń temperaturowych rzędu ±5 K względem temperatury kalibracji sondy. Zakres ten może być jednak rozszerzony poprzez redukcję wykładnika potęgi do wartości α = 0,4 lub α = 0,3 [176]. W ramach niniejszej dysertacji podjęto decyzję o dokładnym wyznaczeniu wartości wykładnika α w pełnym zakresie temperatur możliwych do uzyskania w warunkach wykorzystywanego klimatyzowanego laboratorium. W tym celu przeprowadzono dodatkowy eksperyment z wykorzystaniem kalibratora sond, umożliwiający określenie rzeczywistych prędkości przepływu przy różnych temperaturach badanego medium, a następnie porównano je z wartościami obliczonymi na podstawie równań (6.5) i (6.6). Wartość wykładnika α była iteracyjnie modyfikowana do momentu, aż różnice między prędkościami zmierzonymi a obliczonymi zostały zminimalizowane. Dane uzyskane w ramach tego eksperymentu wykorzystano dodatkowo do kalibracji włókna sondy odpowiedzialnego za pomiar temperatury. Przebieg opisanych powyżej procedur uzupełniających proces kalibracji sond anemometru o kompensację temperaturową napięcia wyjściowego oraz identyfikację wykładnika potęgi α w równaniu tej kompensacji zobrazowano schematycznie na rys. 6.6.

Poszczególne podpunkty ilustrują kolejne etapy opracowania danych: od bazowej aproksymacji charakterystyki kalibracyjnej, przez analizę różnic danych z dodatkowego eksperymentu z danymi pochodzącymi z aproksymacji, aż do końcowej postaci zależności prędkości przepływu od napięcia wyjściowego sondy anemometru dla wszystkich zgromadzonych danych po zastosowaniu kompensacji temperaturowej dla zidentyfikowanego wykładnika $\alpha = 0{,}405$.

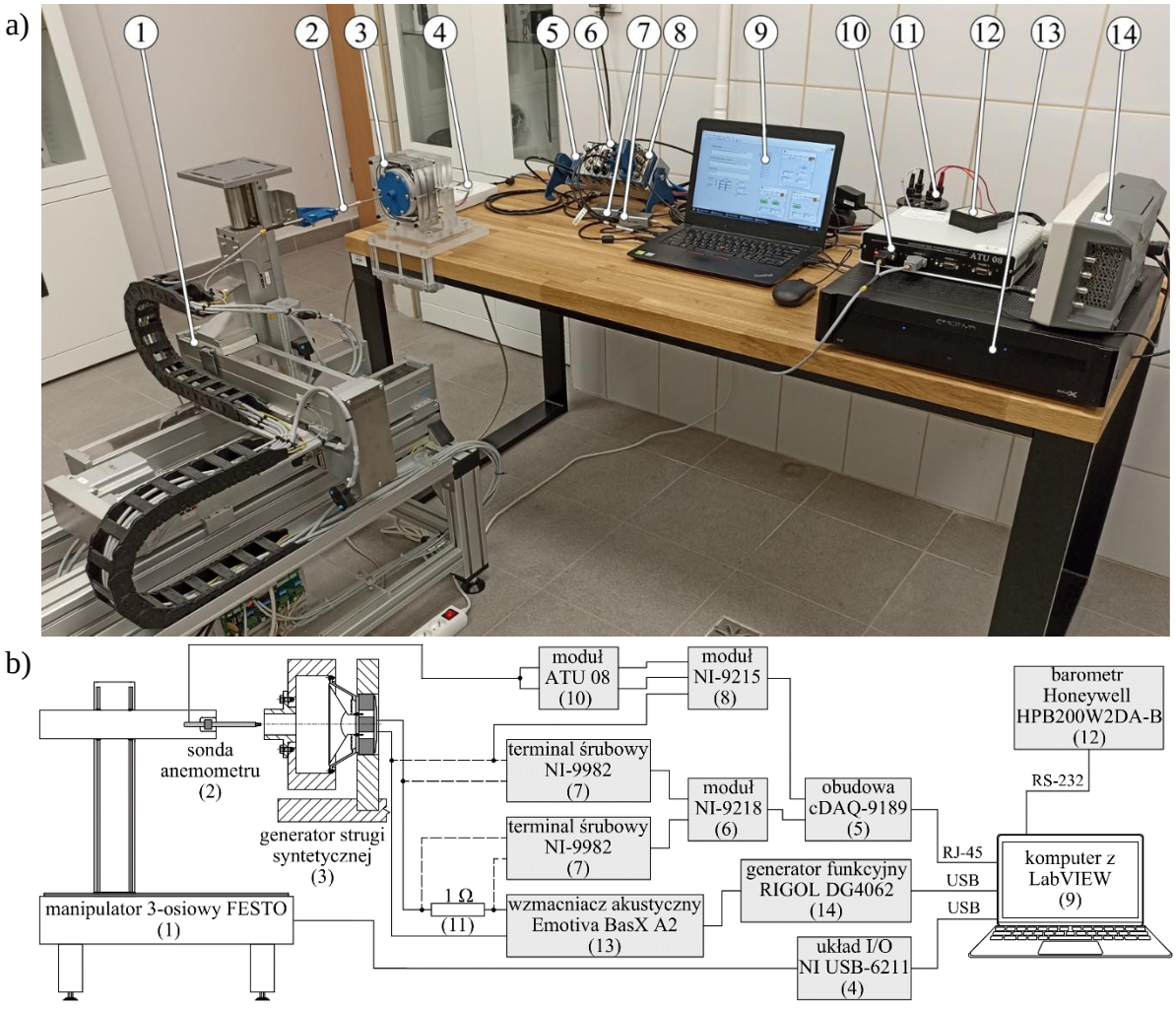


Rys. 6.6. Etapy procedury uzupełniającej kalibrację sond anemometru:
a) charakterystyka kalibracyjna z aproksymacją wielomianową oraz dodatkowe wyniki pomiarów,
b) porównanie dodatkowych wyników z wartościami wyznaczonymi z równania aproksymującego,
c) zastosowanie równania kompensacji temperaturowej napięcia wyjściowego oraz iteracyjna modyfikacja wykładnika α,
d) końcowa charakterystyka kalibracyjna po kompensacji temperaturowej i identyfikacji wykładnika α

Zastosowanie kompensacji temperaturowej napięcia wyjściowego sondy anemometru CTA z eksperymentalnie wyznaczonym wykładnikiem potęgi $\alpha = 0{,}405$ zapewniło najlepszą zgodność pomiędzy wartościami prędkości pochodzącymi z eksperymentu a wartościami wyznaczanymi z równania aproksymacyjnego w całym analizowanym zakresie temperatur. Maksymalne względne odchylenie wartości nie przekraczało ±1%. Tak przygotowana charakterystyka kalibracyjna była następnie wykorzystywana we wszystkich dalszych pomiarach prędkości strugi syntetycznej przedstawionych w niniejszej dysertacji. Informacje

te stanowią również kluczowy składnik analizy niepewności pomiarowej prędkości omówionej w rozdziale 6.6.

Podczas pomiaru prędkości strugi syntetycznej sygnały z sondy anemometru CTA przetwarzano przy użyciu modułu ATU 08 podłączonego do modułu wejść napięciowych NI-9215. Pozycjonowanie sondy anemometru realizowano za pomocą manipulatora 3-osiowego FESTO z dokładnością pozycjonowania ±0,02 mm, sterowanego poprzez układ I/O NI USB-6211. Część stanowiska odpowiedzialna za zasilanie generatora strugi syntetycznej oraz pomiar parametrów elektrycznych zasilania była analogiczna jak w stanowisku opisanym w rozdziale 6.2, z wyjątkiem zastosowanego wzmacniacza akustycznego – na niniejszym stanowisku wykorzystano wzmacniacz Emotiva BasX A2. Moduły NI-9215 oraz NI-9218 podłączono do obudowy cDAQ-9189. Wartość ciśnienia atmosferycznego rejestrowano przy pomocy barometru Honeywell HPB200W2DA-B. Schemat oraz zdjęcie stanowiska badawczego przedstawiono na rys. 6.7.



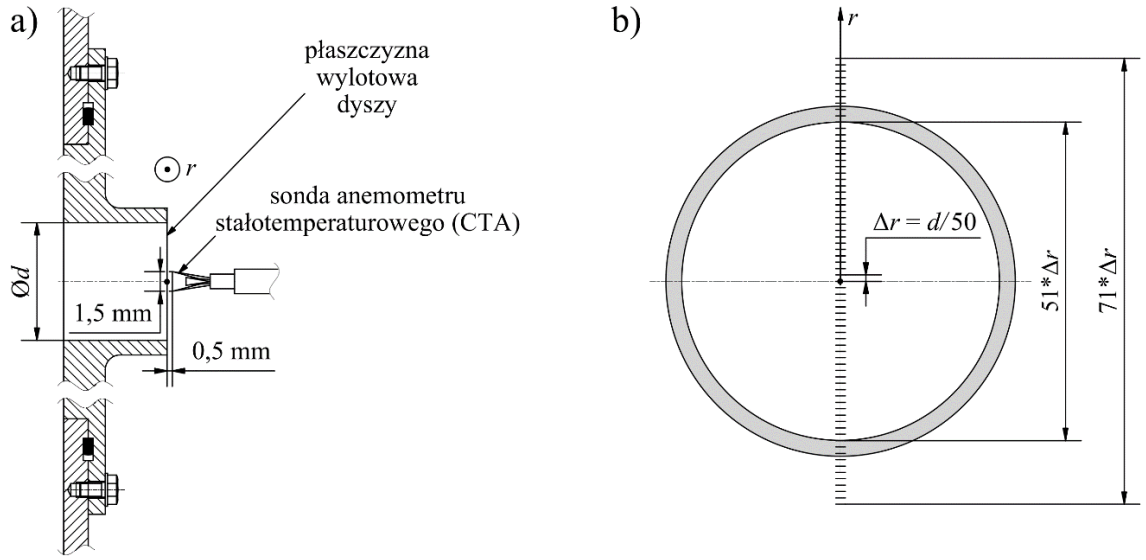
Rys. 6.7. Stanowisko do pomiaru prędkości strugi syntetycznej:
a) zdjęcie stanowiska, b) schemat stanowiska

Pomiary prowadzono w klimatyzowanym pomieszczeniu laboratoryjnym umożliwiając utrzymanie warunków temperaturowych w zakresie podobnym do tych, które utrzymywano w trakcie badań siły reakcji generatora. Czynnikiem roboczym było powietrze. Zakres temperatury otoczenia podczas wszystkich pomiarów prędkości strugi syntetycznej wynosił T_{temp} = (294,02÷295,57) K, natomiast ciśnienie barometryczne mieściło się w zakresie p_a = (98120÷99930) Pa.

Obsługa aparatury badawczej oraz akwizycja danych na stanowisku badawczym przedstawionym na rys. 6.7. realizowane były za pomocą dedykowanego programu stworzonego w środowisku LabVIEW. Stanowisko oraz odpowiadający mu program zostały przygotowane tak, aby umożliwić dalszą analizę wartości chwilowych prędkości strugi syntetycznej zgodnie z równaniem (5.10) oraz umożliwić porównywanie otrzymanych wyników pomiędzy różnymi konfiguracjami geometrycznymi generatora i odpowiadającymi im częstotliwościami rezonansowymi. W celu zapewnienia jednoznacznej identyfikacji cykli pracy generatora oraz zachowania stałej liczby próbek przypadających na jeden cykl, częstotliwość próbkowania została powiązana bezpośrednio z częstotliwością pracy generatora f i ustalona jako $200 * f$. Oznaczało to założenie, że każdy pełny cykl pracy generatora będzie reprezentowany przez dokładnie 200 próbek, z których 100 próbek przypadnie na fazę zasysania oraz 100 próbek na fazę wypychania. Liczbę rejestrowanych próbek ustalono z nadmiarem na 24000, umożliwiając późniejsze wyodrębnienie 100 pełnych kolejnych cykli pracy generatora. Ze względu na zastosowanie w module NI-9218 przetwornika typu delta-sigma oraz wynikające z jego konstrukcji ograniczenia dotyczące dostępnych częstotliwości próbkowania, rzeczywista częstotliwość próbkowania nie była w każdym przypadku zgodna z wartością wynikającą z przyjętego założenia. W konsekwencji nie było możliwe zachowanie stałej liczby 200 próbek przypadających na jeden cykl pracy generatora. Z tego względu sygnał napięciowy zasilający generator zarejestrowano również przy użyciu modułu NI-9215 (rys. 6.7), wyposażonego w przetwornik typu SAR, co umożliwiło zastosowanie częstotliwości próbkowania zapewniającej założoną liczbę próbek przypadających na jeden cykl pracy generatora.

Pomiary prędkości strugi syntetycznej przeprowadzono dla wszystkich konfiguracji geometrycznych generatora. Dla każdej konfiguracji pomiary realizowano wyłącznie dla wcześniej zidentyfikowanej częstotliwości rezonansowej generatora strugi syntetycznej f_{SJA} oraz dla trzech poziomów mocy czynnej P = (0,50; 3,00; 6,00) W. Po zamontowaniu dyszy odpowiadającej danemu przypadkowi geometrycznemu pozycję sondy anemometru ustawiano w osi dyszy w odległości z = 0,5 mm od płaszczyzny wylotowej dyszy (rys. 6.8.a) przy użyciu

manipulatora 3-osiowego. Odległość ta została dobrana jako kompromis pomiędzy koniecznością pomiaru prędkości w bezpośrednim sąsiedztwie wylotu [100] a ryzykiem uszkodzenia sondy anemometru. Dla analizowanych konfiguracji geometrycznych odpowiadało to odległościom $z = (0{,}0833 \div 0{,}0089)d$. Każdorazowo przed wykonaniem pomiarów prędkości przeprowadzano proces identyfikacji parametrów elektrycznych sygnału zasilającego generator strugi syntetycznej, zapewniających uzyskanie zadanej mocy czynnej oraz częstotliwości pracy generatora f, którą realizowano z wykorzystaniem tej samej aparatury pomiarowej, tej samej częstotliwości próbkowania oraz tej samej liczby rejestrowanych próbek, co w przypadku pomiarów opisanych w rozdziale 6.2. Dokładność względna nastawy mocy czynnej wynosiła ±0,3%. Profile prędkości strugi syntetycznej wyznaczano na podstawie pomiarów prędkości wykonanych wzdłuż średnicy dyszy. Podstawowy zakres pomiarowy obejmował 51 punktów rozmieszczonych równomiernie na średnicy dyszy z krokiem równym $\Delta r = d/50$. Dodatkowo, w celu zwiększenia dokładności identyfikacji osi symetrii strugi syntetycznej oraz ograniczenia wpływu ewentualnych błędów pozycjonowania sondy, zakres pomiarowy rozszerzono o 10 dodatkowych punktów po każdej stronie, znajdujących się poza krawędzią dyszy. Łącznie pomiar prędkości rejestrowano w 71 punktach (rys. 6.8.b). Pomiar rozpoczynano w osi dyszy, po czym manipulator przemieszczał sondę w kierunku ujemnym do punktów znajdujących się poniżej dolnej krawędzi dyszy, następnie wykonywano pomiary w kolejnych punktach wzdłuż całej średnicy dyszy, przechodząc przez oś symetrii strugi syntetycznej aż do punktów położonych powyżej górnej krawędzi dyszy. Po zakończeniu sekwencji pomiarowej sonda była przemieszczana z powrotem do położenia w osi dyszy.



Rys. 6.8. Pomiar prędkości strugi syntetycznej: a) pozycja sondy anemometru względem płaszczyzny wylotowej dyszy generatora, b) siatka punktów pomiarowych;
(rysunek schematyczny – nie zachowano skali)

W celu wyznaczenia charakterystycznych prędkości strugi syntetycznej zgodnie z równaniem (5.10) opracowano odrębny program w środowisku LabVIEW służący przetwarzaniu danych pomiarowych. Jednoznaczna identyfikacja początku fazy wypychania była realizowana na podstawie przebiegu prędkości chwilowej, dla którego faza wypychania charakteryzuje się wyraźnie wyższą wartością maksymalną w porównaniu do fazy zasysania [17,101,177]. Po określeniu chwili czasowej odpowiadającej początkowi fazy wypychania, informacja ta była odnoszona do równocześnie rejestrowanego przebiegu napięcia zasilającego głośnik. Pozwalało to jednoznacznie określić zarówno wartość napięcia, jak i fazę sygnału (zbocze narastające lub opadające), przy której rozpoczyna się faza wypychania. Wspomniana identyfikacja była wykonywana na podstawie pomiarów w osi dyszy. Ponieważ podczas pomiarów generator strugi syntetycznej pracował w sposób ciągły, a akwizycja danych nie była przerywana pomiędzy kolejnymi położeniami sondy anemometrycznej, można przyjąć, że dla wszystkich punktów radialnych początek fazy wypychania odpowiada tej samej wartości napięcia zasilającego. Po zidentyfikowaniu początku fazy wypychania wycinano 100 kolejnych pełnych cykli pracy generatora, które następnie uśredniano otrzymując jeden reprezentatywny cykl pracy. Następnie, zgodnie z równaniem (5.10), z uśrednionego cyklu wydzielano fragment odpowiadający wyłącznie fazie wypychania. Prędkość strugi syntetycznej obliczano na podstawie 51 głównych punktów pomiarowych rozmieszczonych wzdłuż średnicy dyszy przyjmując osiowosymetryczny charakter strugi syntetycznej (rys. 6.8b), a dodatkowe punkty pomiarowe poza krawędzią dyszy wykorzystywano wyłącznie do identyfikacji osi symetrii profilu prędkości. Całkowanie numeryczne realizowano wykorzystując metodę Simpsona zaimplementowaną w środowisku LabVIEW.

6.4. Stanowisko do pomiaru współczynników przejmowania ciepła w warunkach chłodzenia uderzeniowego

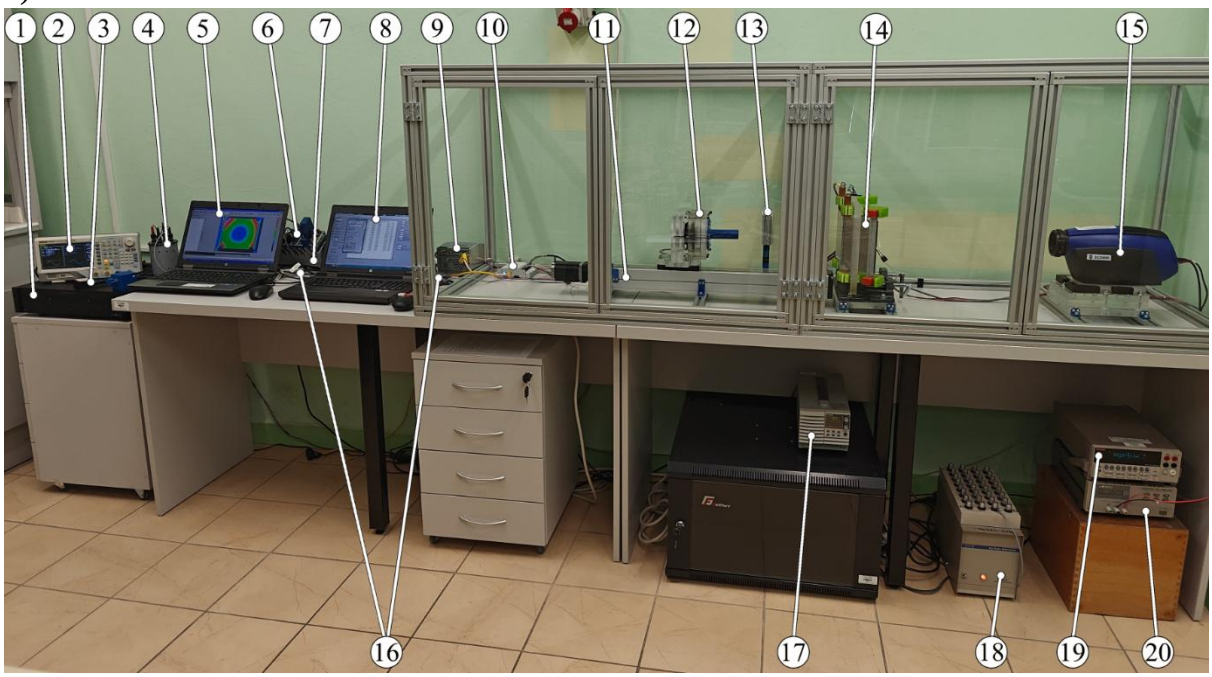
Stanowisko do pomiaru współczynników przejmowania ciepła przy chłodzeniu uderzeniowym strugą syntetyczną wykorzystane w niniejszej dysertacji bazuje na stanowisku badawczym będącym na wyposażeniu Zakładu Termodynamiki Politechniki Rzeszowskiej, opracowanym pierwotnie na potrzeby rozprawy doktorskiej [178], poświęconej badaniom strug elektrohydrodynamicznych. Zastosowana metodyka pomiarowa opiera się na metodzie ogrzewanej folii, w której lokalne wartości współczynnika przejmowania ciepła wyznaczane są na podstawie bilansu cieplnego cienkiej metalowej folii ogrzewanej oporowo i chłodzonej konwekcyjnie przez badany przepływ. Elementem pomiarowym stanowiska jest folia wykonana ze stali nierdzewnej pełniąca funkcję powierzchni chłodzonej uderzeniowo. Folia

jest rozpięta pomiędzy dwoma miedzianymi prętami podłączonymi do wysokoprądowego zasilacza prądu stałego, które zapewniają równomierne doprowadzenie prądu elektrycznego do części folii znajdującej się pomiędzy nimi oraz umożliwiają jednoznaczne geometryczne zdefiniowanie obszaru jej nagrzewania. Wymagane naprężenie folii, kompensujące jej odkształcenia termiczne w trakcie ogrzewania oporowego, realizowane jest za pomocą układu mechanicznego złożonego ze sprężyn i elementów regulacyjnych. Strona folii przeciwległa do chłodzonej powierzchni pokryta jest warstwą o wysokiej emisyjności i obserwowana za pomocą kamery termowizyjnej, co umożliwia rejestrację rozkładu powierzchniowej temperatury. Szczegółowy opis założeń projektowych, konstrukcji mechanicznej, układu zasilania oraz procedur pomiarowych stanowiska przedstawiono w [178]. Na potrzeby niniejszej dysertacji stanowisko zostało dostosowane do badań strug syntetycznych poprzez wprowadzenie modyfikacji aparatury badawczej oraz oprogramowania sterującego i akwizycji danych. Celem podejmowanych na stanowisku pomiarów było zbadanie parametrów wymiany ciepła oraz ich powiązanie z parametrami wyznaczonymi na stanowiskach opisanych w rozdziałach 6.2 i 6.3, z uwzględnieniem dodatkowych parametrów krytycznych, w szczególności bezwymiarowej odległości osiowej *z/d* pomiędzy płaszczyzną wylotową dyszy a powierzchnią chłodzoną. W celu realizacji pomiarów w szerokim zakresie wartości *z/d* stanowisko wyposażono dodatkowo w moduł liniowy umożliwiający precyzyjne pozycjonowanie generatora strugi syntetycznej względem powierzchni chłodzonej.

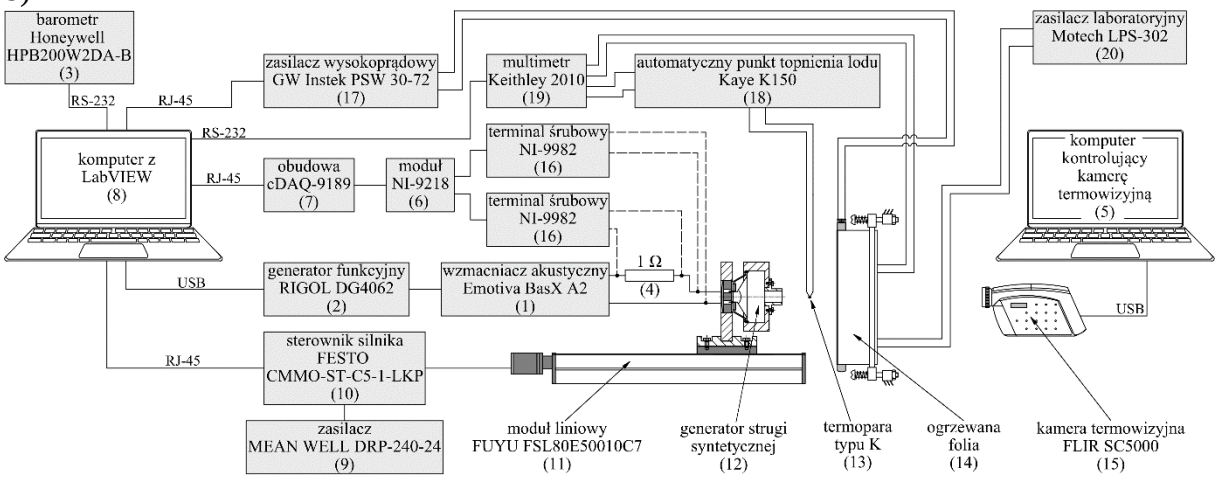
Pomiary współczynników przejmowania ciepła realizowano przy użyciu kamery termowizyjnej FLIR SC5000 o rozdzielczości 320 x 256 i czułości NETD (ang. *Noise Equivalent Temperature Difference*) do 20 mK, współpracującej z komputerem wyposażonym w dedykowane oprogramowanie do akwizycji i analizy danych. Kamera była ustawiona prostopadle do powierzchni folii pomiarowej, której strona obserwowana pokryta została cienką warstwą farby grafitowej o emisyjności $\varepsilon = 0{,}90$ [178]. Elementem pomiarowym była folia ze stali nierdzewnej AISI 304 o grubości 25 μm i wysokości 150 mm, ogrzewana oporowo przy użyciu wysokoprądowego zasilacza prądu stałego GW Instek PSW 30-72. Konstrukcja układu z rozpiętą folią obejmuje dodatkowo drut wolframowy uformowany w kształt prostokąta o znanej odległości pomiędzy bokami, umieszczony równolegle do folii po stronie kamery termowizyjnej. Element ten stanowi integralną część stanowiska służącą do wyznaczania rzeczywistej rozdzielczości termogramów. Drut zasilano z laboratoryjnego zasilacza Motech LPS-302 w celu zapewnienia jego jednoznacznej identyfikacji na obrazach termowizyjnych. Pomiar spadku napięcia na ogrzewanej folii oraz sygnału z termopary mierzącej temperaturę otoczenia realizowano przy użyciu multimetru Keithley 2010,

a stabilizację temperatury spoiny odniesienia termopary zapewniał automatyczny punkt topnienia lodu Kaye K150. Generator strugi syntetycznej zainstalowano na module liniowym FUYU FSL80E50010C7 o zakresie 500 mm i dokładności pozycjonowania ±0,02 mm, sterowanym za pomocą sterownika FESTO CMMO-ST-C5-1-LKP zasilanego z zasilacza MEAN WELL DRP-240-24. Aparatura wykorzystywana do zasilania generatora strugi syntetycznej oraz pomiaru parametrów elektrycznych zasilania była identyczna jak w stanowisku do pomiaru prędkości strugi syntetycznej. Ciśnienie atmosferyczne mierzono za pomocą barometru Honeywell HPB200W2DA-B. Do komunikacji z aparaturą badawczą oraz gromadzenia danych wykorzystano program opracowany w środowisku LabVIEW. Schemat oraz zdjęcie stanowiska przedstawiono na rys. 6.9.

a)



b)



Rys. 6.9. Stanowisko do pomiaru współczynników przejmowania ciepła w warunkach chłodzenia uderzeniowego: a) zdjęcie stanowiska, b) schemat stanowiska

Stanowisko do pomiaru współczynników przejmowania ciepła znajdowało się w klimatyzowanym pomieszczeniu umożliwiając utrzymanie warunków temperaturowych zgodnych z tymi, które obowiązywały w trakcie pomiarów opisanych w rozdziałach 6.2 i 6.3. Czynnikiem roboczym pozostawało powietrze. Dodatkowym rozbudowaniem względem [178] było umieszczenie całości układu pomiarowego w komorze ochronnej, której zadaniem jest ograniczenie wpływu warunków otoczenia na przebieg i powtarzalność pomiarów. Zakres temperatury otoczenia wynosił T_{temp} = (293,88÷296,41) K, a zakres ciśnienia barometrycznego p_a = (97700÷99900) Pa.

Pomiary na stanowisku do wyznaczania współczynników przejmowania ciepła realizowano według ściśle określonej procedury. Każdorazowo pomiary rozpoczynano po ustabilizowaniu się temperatury w pomieszczeniu laboratoryjnym, z uwzględnieniem wpływu pracy aparatury stanowiska na warunki otoczenia. Rejestrację danych rozpoczynano od akwizycji termogramów uzupełniających. Pierwszą grupę stanowiły termogramy rejestrowane przy wyłączonym zasilaniu folii oraz włączonym zasilaniu drutu wolframowego, celem umożliwienia wyznaczenia rzeczywistej skali geometrycznej obrazów termowizyjnych. Następnie rejestrowano drugą grupę termogramów odpowiadających warunkom konwekcji swobodnej, tj. przy włączonym zasilaniu folii i wyłączonym generatorze strugi syntetycznej. Etap ten był niezbędny do wyznaczenia wartości h_{nc}, która była następnie wykorzystywana w analizie bilansu energii do obliczenia strat ciepła przez konwekcję swobodną po stronie kamery. Po zakończeniu rejestracji termogramów uzupełniających przystępowano do pomiarów właściwych chłodzenia uderzeniowego strugą syntetyczną. Przeprowadzono pomiary dla wszystkich analizowanych konfiguracji geometrycznych generatora oraz wyłącznie dla częstotliwości f_{SJA} i trzech wartości mocy czynnej P = (0,50; 3,00; 6,00) W. Identyfikację parametrów zasilania przeprowadzano w sposób tożsamy z procedurą opisaną w rozdziałach 6.2 i 6.3. Dodatkowym parametrem zmiennym w trakcie pomiarów była odległość osiowa z/d, a zakres analizowanych jej wartości obejmował z/d = 1÷20, przy czym pomiary wykonywano kolejno dla z/d = (1; 2; 3; 4; 5; 6; 7; 8; 9; 10; 12; 14; 16; 20). Dla danej konfiguracji geometrycznej i zadanej mocy czynnej procedura pomiarowa polegała na sekwencyjnej zmianie odległości z/d, rozpoczynając od z/d = 1, po czym procedurę powtarzano dla kolejnej wartości mocy czynnej. Rejestracja termogramów przebiegała równolegle z pomiarem parametrów zasilania folii oraz temperatury otoczenia. Z uwagi na wykorzystanie odrębnych systemów akwizycji danych, rejestracja sygnałów elektrycznych rozpoczynała się wcześniej i kończyła później niż rejestracja termogramów, tak aby pełnym zakresem czasowym obejmować okres akwizycji obrazów termowizyjnych. Na etapie przetwarzania danych sygnały

elektryczne były synchronizowane czasowo i przycinane do przedziału odpowiadającego rejestrowanym termogramom. Wszystkie termogramy zapisywano z częstotliwością 50 Hz przez 120 s.

Lokalne wartości konwekcyjnego współczynnika przejmowania ciepła podczas chłodzenia uderzeniowego strugą syntetyczną wyznaczano na podstawie lokalnego bilansu energii folii. Przyjęto założenie jednorodnej temperatury na całej grubości folii, co jest uzasadnione małą wartością liczby Biota Bi << 1 dla zastosowanej folii, zgodnie z modelem skupionej pojemności cieplnej (ang. *lumped capacitance method*) [179]). Dla ustalonego stanu cieplnego lokalny bilans energii elementu powierzchni folii prowadzi do zależności:

$$h = \frac{\dot{q}_J - \dot{q}_{rad_{IR}} - \dot{q}_{rad_{SJA}} - \dot{q}_{nc} - \dot{q}_{cond_S} - \dot{q}_{cond_W}}{T_{temp_w} - T_{temp_{SJ}}} \tag{6.7}$$

gdzie: $\dot{q}_J$ – gęstość strumienia ciepła doprowadzanego do folii w wyniku ogrzewania oporowego, wyznaczana na podstawie pomiarów napięcia i natężenia prądu zasilającego folię. Pozostałe składniki bilansu opisują odpowiednio straty ciepła na drodze promieniowania po stronie kamery termowizyjnej i generatora strugi syntetycznej, konwekcję swobodną po stronie kamery oraz przewodzenie ciepła w płaszczyźnie folii. Gęstości strumieni ciepła oddawanych drogą promieniowania opisano równaniem Stefana–Boltzmanna:

$$\dot{q}_{rad} = \sigma\varepsilon\left({T_{temp_w}}^4 - {T_{temp_\infty}}^4\right) \tag{6.8}$$

gdzie: σ – stała Stefana-Boltzmanna, ε – emisyjność odpowiedniej strony folii. Straty ciepła na drodze konwekcji swobodnej po stronie kamery obliczano jako:

$$\dot{q}_{nc} = h_{nc}\left(T_{temp_w} - T_{temp_\infty}\right) \tag{6.9}$$

Wartości gęstości strumieni ciepła przewodzonych w kierunkach pionowym i poziomym przez materiał folii określono dla każdego piksela termogramu na podstawie temperatury sąsiednich pikseli i ich wzajemnych odległości oraz współczynnika przewodzenia ciepła [178].

W równaniach (6.7)-(6.9) wyróżniono trzy temperatury: T_{temp_w} , T_{temp_∞} , $T_{temp_{SJ}}$. Temperatura T_{temp_w} oznacza lokalną temperaturę powierzchni folii, wyznaczaną na podstawie analizy termogramów zarejestrowanych kamerą termowizyjną. Temperatura T_{temp_∞} odpowiada temperaturze płynu w ośrodku niezaburzonym, tj. w obszarze nieobjętym bezpośrednim oddziaływaniem strugi syntetycznej ani konwekcji swobodnej zachodzącej przy powierzchni folii. W odniesieniu do temperatury strugi syntetycznej $T_{temp_{SJ}}$ w literaturze przedmiotu stosowane są różne sposoby jej określania, m.in. na podstawie temperatury

otoczenia [180], temperatury ścianki adiabatycznej [124], temperatury na wylocie dyszy [134] lub temperatury wewnątrz komory generatora [181], przy czym w literaturze nie wypracowano jednoznacznych zaleceń dotyczących sposobu jej wyznaczania. Gil i in. [134] wykazali, że dla $z/d \geq 5$ różnice pomiędzy $T_{temp_{SJ}}$ i $T_{temp_{\infty}}$ są pomijalne. Jednocześnie w ramach odrębnego eksperymentu przeprowadzonego dla warunków analizowanych w niniejszej pracy nie stwierdzono mierzalnego wzrostu temperatury $T_{temp_{\infty}}$ podczas pracy generatora. W związku z tym, zgodnie z podejściem stosowanym również w części prac literaturowych, w niniejszej dysertacji przyjęto $T_{temp_{\infty}} = T_{temp_{SJ}}$, a ich wartości wyznaczano na podstawie pomiaru termoparą umieszczoną na wysokości osi dyszy oraz środka geometrycznego powierzchni pomiarowej folii, przy stałym odsunięciu w kierunku poprzecznym, poza obszarem bezpośredniego oddziaływania strugi syntetycznej na folię. Położenie termopary w kierunku osiowym dobierano w zależności od rzeczywistej odległości osiowej, lokalizując ją dla mniejszych średnic dyszy w obszarze pomiędzy dyszą a folią, natomiast dla większych średnic dyszy - bliżej płaszczyzny wylotowej dyszy generatora, aby oddalić termoparę od potencjalnego obszaru bezpośredniego oddziaływania strugi syntetycznej.

Na podstawie wyznaczonych lokalnych wartości współczynnika przejmowania ciepła możliwe jest określenie lokalnych oraz uśrednionych charakterystyk bezwymiarowych opisujących intensywność wymiany ciepła. Podstawowym parametrem stosowanym w tym celu jest liczba Nusselta, definiowana w ogólnej postaci:

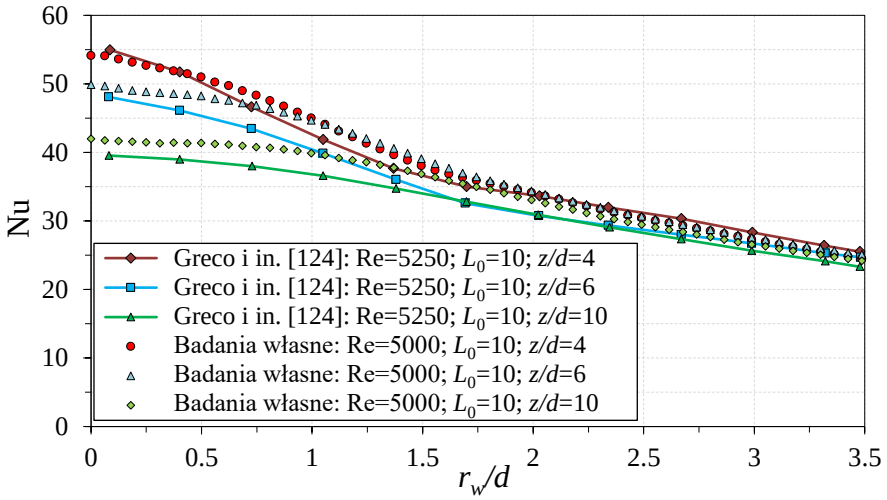
$$\mathrm{Nu} = \frac{hd}{k} \tag{6.10}$$

gdzie: k – współczynnik przewodzenia ciepła płynu roboczego wyznaczony dla temperatury równej średniej arytmetycznej temperatury strugi syntetycznej $T_{temp_{SJ}}$ oraz temperatury powierzchni folii T_{temp_w}.

Z uwagi na złożoną i silnie zależną od parametrów pracy topologię strugi syntetycznej w warunkach chłodzenia uderzeniowego, w szczególności na potencjalnie istotny wpływ bezwymiarowej długości walca płynu L_0 na strukturę przepływu (rozdział 5.4), analiza wymiany ciepła ograniczona wyłącznie do punktu stagnacji nie jest wystarczająca do pełnego opisu zjawiska. W konsekwencji, oprócz liczby Nusselta punktu stagnacji Nu_s, istotne znaczenie ma analiza charakterystyk uśrednionych w ujęciu powierzchniowym. Liczbę Nusselta punktu stagnacji Nu_s można wyznaczyć poprzez podstawienie do równania (6.10) lokalnej wartości współczynnika przejmowania ciepła h_s, odpowiadającej punktowi przecięcia osi generatora strugi syntetycznej z płaszczyzną powierzchni chłodzonej. Natomiast w celu

opisu wymiany ciepła na większym obszarze powierzchni wprowadzono średnią liczbę Nusselta Nu_{avg}, obliczaną jako wartość średnią lokalnej liczby Nusselta w obrębie analizowanego obszaru. Analogicznie wyznaczano średni współczynnik przejmowania ciepła h_{avg}. Osiowa symetria rozpatrywanych wariantów geometrycznych dyszy generatora strugi syntetycznej uzasadnia przyjęcie obszaru uśredniania w postaci koła, którego środek pokrywa się z punktem stagnacji. Uśrednianie przeprowadzano dla obszaru kołowego o promieniu wyrażonym w postaci bezwymiarowej jako r_w/d.

Ze względu na fakt, że zastosowane w niniejszej pracy stanowisko badawcze nie było wcześniej wykorzystywane do badań chłodzenia uderzeniowego strugą syntetyczną, zasadne jest sprawdzenie wiarygodności uzyskiwanych wyników poprzez ich porównanie z dostępnymi w literaturze danymi eksperymentalnymi. Tego rodzaju porównania są często stosowane w badaniach doświadczalnych dotyczących chłodzenia uderzeniowego strugą syntetyczną (np. [116,119,125]), co wynika między innymi z braku uniwersalnych, komercyjnych stanowisk przeznaczonych do tego typu badań. Aby porównanie takie było miarodajne konieczne jest uwzględnienie podobieństwa warunków przepływowych i cieplnych. W niniejszej dysertacji do porównania wykorzystano wyniki Greco i in. [124] uzyskane dla chłodzenia uderzeniowego strugą syntetyczną z dyszy okrągłej - w obu przypadkach współczynniki przejmowania ciepła wyznaczano na podstawie bilansu cieplnego ogrzewanej folii z wykorzystaniem kamery termowizyjnej. Z pracy [124] wykorzystano wyniki dla Re = 5250, L_0 = 10 oraz z/d = (4; 6; 10), natomiast do porównania wykorzystano wyniki badań własnych dla Re = 5000, przy zachowaniu L_0 = 10 oraz tych samych wartości z/d. Porównanie rozkładów radialnych liczby Nusselta przedstawiono na rys. 6.10.



Rys. 6.10. Porównanie rozkładów radialnych liczby Nusselta uzyskanych w badaniach własnych i przedstawionych przez Greco i in. [124]

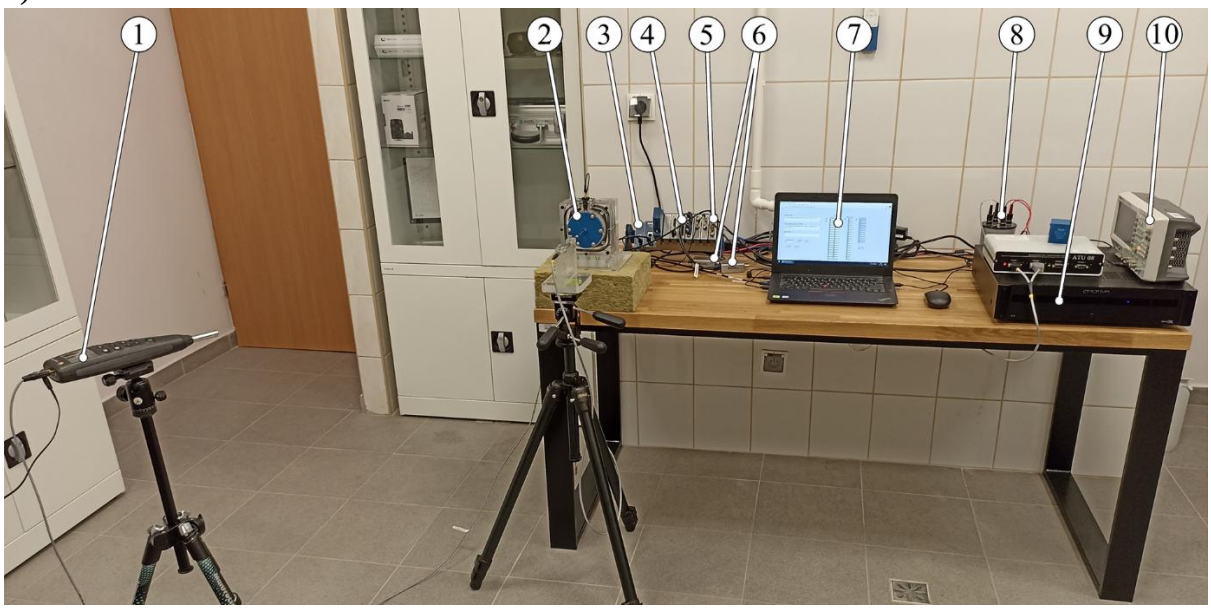
Uzyskane wyniki z rys. 6.10 wykazują dobrą zgodność zarówno pod względem wartości liczby Nusselta, jak również charakteru jej zmian w funkcji bezwymiarowego promienia r_w/d. We wszystkich analizowanych przypadkach obserwuje się spadek liczby Nusselta wraz ze wzrostem odległości od punktu stagnacji, przy czym dla rozpatrywanych warunków wzrost z/d wiąże się również ze zmniejszeniem wartości liczby Nusselta. Różnice pomiędzy wynikami badań własnych i danymi literaturowymi na ogół nie przekraczają 10%, a jedynie w przypadku kilku punktów dla $z/d = 6$ osiągają wartości około 10-14%. Należy jednak zauważyć, że porównywane przypadki nie są identyczne pod względem parametrów geometrycznych generatora, co może stanowić jedną z przyczyn wspomnianych rozbieżności: w badaniach Greco i in. [124] zastosowano dyszę o $d/D = 0{,}08$ oraz $l/d = 9$, podczas gdy w badaniach własnych wykorzystano dyszę o $d/D = 0{,}2$ oraz $l/d = 1$. Nieco różne są również wartości liczby Reynoldsa, choć zachowano jednakową wartość L_0 oraz odległości z/d. Jednocześnie, jak przedstawiono na rys. 6.1, dostępne dane literaturowe obejmują stosunkowo ograniczony i słabo pokrywający się zakres konfiguracji geometrycznych, przez co nie było możliwe znalezienie wyników pozwalających na przeprowadzenie porównania przy większym podobieństwie wszystkich parametrów mogących wpływać na charakterystyki wymiany ciepła. Pomimo tych ograniczeń uzyskana zgodność rozkładów radialnych liczby Nusselta potwierdza poprawność jakościową otrzymanych charakterystyk wymiany ciepła i wskazuje na wiarygodność wyników uzyskiwanych z zastosowanego stanowiska badawczego.

6.5. Stanowisko do pomiaru poziomu ciśnienia akustycznego

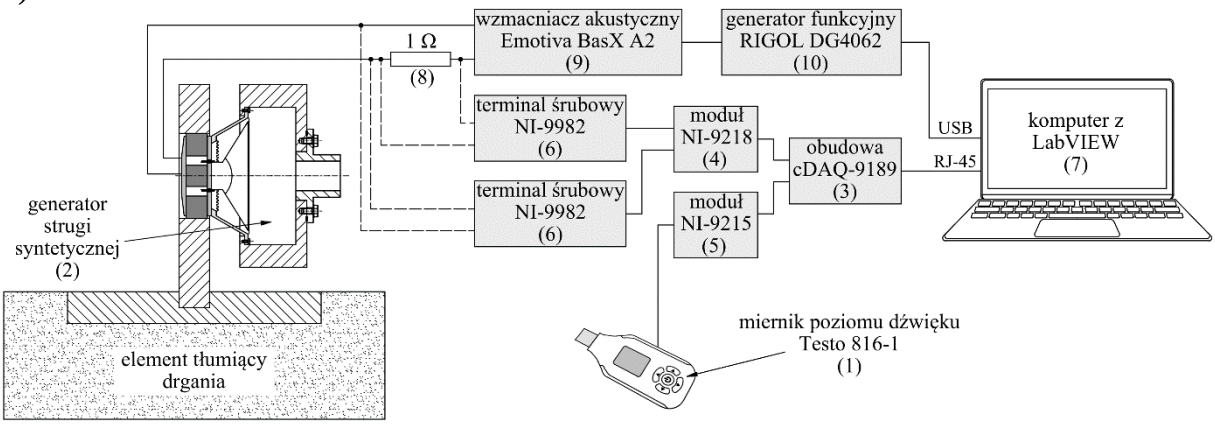
Pomiary poziomu ciśnienia akustycznego generowanego przez generator strugi syntetycznej przeprowadzono przy użyciu miernika poziomu dźwięku Testo 816-1, wyposażonego w mikrofon 1/2”, pracującego w zakresie pomiarowym 30÷130 dB oraz w paśmie częstotliwości 20÷8000 Hz, spełniającego wymagania normy IEC 61672-1 Klasa 2. Przed rozpoczęciem pomiarów przeprowadzono kalibrację urządzenia wykorzystując kalibrator Testo 0554 0452 (±0,5 dB). Zastosowano ważenie częstotliwościowe typu A oraz stałą czasową uśredniania równą 0,125 s. Do rejestracji sygnału wyjściowego miernika użyto czterokanałowego modułu wejść napięciowych NI-9215. Zasilanie generatora strugi syntetycznej oraz pomiar parametrów elektrycznych realizowano w układzie identycznym jak w stanowiskach opisanych w rozdziałach 6.3 i 6.4. Wszystkie moduły pomiarowe NI zostały podłączone do obudowy cDAQ-9189. Pomiary przeprowadzono w klimatyzowanym pomieszczeniu, co zapewniało stabilizację warunków otoczenia w zakresie temperatur podobnych z tymi, które obowiązywały podczas pomiarów na pozostałych stanowiskach

(rozdziały 6.2÷6.4.). Temperatura otoczenia podczas pomiarów mieściła się w zakresie T_{temp} = (293,80÷295,67) K. Czynnikiem roboczym było powietrze. Za komunikację ze stanowiskiem badawczym oraz akwizycję danych odpowiadał program napisany w środowisku LabVIEW. Zdjęcie oraz schemat stanowiska badawczego przedstawiono na rys. 6.11.

a)



b)



Rys. 6.11. Stanowisko do pomiaru poziomu ciśnienia akustycznego generowanego przez generator strugi syntetycznej: a) zdjęcie stanowiska, b) schemat stanowiska

Z uwagi na fakt, iż w ramach realizacji niniejszej dysertacji nie przewidziano budowy pomieszczenia o specjalnych właściwościach akustycznych przeznaczonego do pomiarów emisji akustycznej generatora strugi syntetycznej, jak również uwzględniając, że dostępna aparatura umożliwia bezpośredni (w przeciwieństwie do porównawczego) pomiar poziomu ciśnienia akustycznego, pomiary przeprowadzono zgodnie z normą PN-EN ISO 3746:2011 [182]. Dołożono wszelkiej staranności w zakresie spełnienia zaleceń normy dotyczących wyboru pomieszczenia o możliwie najbardziej anechoicznej charakterystyce oraz minimalizacji odbić fal akustycznych poprzez eliminację z pomieszczenia obiektów mogących

w tym aspekcie stanowić czynnik zakłócający. Miernik poziomu dźwięku znajdował się w odległości 1 m od płaszczyzny wylotowej dyszy generatora strugi syntetycznej, w pomieszczeniu o wymiarach znacząco przewyższających rozmiary samego generatora. Ze względu na brak jednoznacznie określonego sposobu docelowego montażu generatora zastosowano rozwiązanie konstrukcyjne minimalizujące przenoszenie drgań źródła hałasu na elementy strukturalne mocowania, poprzez umieszczenie generatora na elemencie tłumiącym drgania w postaci wełny mineralnej skalnej o grubości 10 cm. Dodatkowo obserwacje wskazań miernika Testo 816-1 podczas przemieszczania go po obwodzie koła, w którego centrum znajdował się generator, a także brak cyklicznych zmian wyników w trakcie zbliżania i oddalania miernika od źródła hałasu, pozwoliły na przyjęcie założenia o braku istotnego wpływu kierunkowości emisji akustycznej oraz obecności fal stojących na uzyskane wyniki pomiarów [182].

Pomiary realizowano zgodnie z opracowaną procedurą umożliwiającą automatyzację procesu pomiarowego, eliminując konieczność obecności badacza w pomieszczeniu, a tym samym potencjalne źródło zakłóceń w postaci emisji SPL, a napisany program w środowisku LabVIEW w pełni ją odwzorowywał. Na początku procedury przeprowadzano identyfikację parametrów elektrycznych sygnału zasilającego generator strugi syntetycznej, zapewniających uzyskanie zadanej mocy czynnej oraz częstotliwości pracy generatora f. Proces ten był realizowany w sposób tożsamy do pomiarów na pozostałych stanowiskach (rozdziały 6.2÷6.4), przy zastosowaniu tej samej częstotliwości próbkowania oraz rejestrowanej liczby próbek. Dokładność nastaw mocy czynnej wynosiła ±0,3%. Następnie generator był wyłączany, po czym odczekiwano kilka sekund i przystępowano do pomiaru tła akustycznego. Po kolejnym odczekaniu kilku sekund uruchamiano generator, zasilając go uprzednio zidentyfikowanymi parametrami, a następnie po ponownym okresie stabilizacji rejestrowano generowaną przez generator strugi syntetycznej emisję akustyczną. Po zakończeniu tej sekwencji cykl pomiarowy automatycznie powtarzał się dla kolejnych nastaw parametrów zasilania, natomiast zakończenie pracy programu następowało po przebadaniu wszystkich zadanych przypadków. Pomiary natężenia hałasu przeprowadzono dla wszystkich konfiguracji geometrycznych generatora oraz dla tych samych nastaw parametrów zasilania, które zastosowano w pomiarach siły reakcji (rozdział 6.2).

6.6. Analiza niepewności pomiarowej

W celu oceny wiarygodności uzyskanych wyników pomiarowych niezbędne jest ich uzupełnienie o ilościową informację dotyczącą jakości tych wyników. Taką rolę pełni niepewność pomiarowa, która stanowi narzędzie umożliwiające m.in. ocenę zgodności wyników z wartościami referencyjnymi (np. podanymi w dokumentacji technicznej) oraz porównanie ich z wynikami uzyskanymi przez innych autorów. W niniejszej dysertacji wyznaczanie niepewności pomiarowej przeprowadzono zgodnie z wytycznymi zawartymi w dokumencie „JCGM 100:2008 Evaluation of measurement data – Guide to the expression of uncertainty in measurement" [183], opublikowanym przez Międzynarodowe Biuro Miar i Wag (fr. *Bureau international des poids et mesures – BIPM*), dostępnym na oficjalnej stronie internetowej tej instytucji. Przyjęto konwencję oznaczeń zgodną z [183], z wyjątkiem drobnych modyfikacji notacyjnych wprowadzonych w celu zachowania jednoznaczności oznaczeń w całej dysertacji.

Zdecydowana większość kluczowych parametrów dotyczących strug syntetycznych analizowanych w niniejszej dysertacji, np. bezwymiarowa długość walca płynu L_0, liczba Reynoldsa, liczba Nusselta, sprawność energetyczna, nie podlega bezpośredniemu pomiarowi, natomiast jest wyznaczana z zależności funkcyjnej f_0 obejmującej inne wielkości X_j, zgodnie z wyrażeniem ogólnym:

$$Y = f_0(X_1, X_2, \dots, X_n) \tag{6.11}$$

W takim przypadku proces analizy niepewności pomiarowej wielkości wyjściowej Y musi być poprzedzony wyznaczeniem niepewności standardowych wielkości wejściowych X_j. Należy podkreślić, że również wielkości X_j mogą być same potraktowane jako menzurandy, a tym samym mogą zależeć od innych wielkości.

Dokument [183] klasyfikuje metody wyznaczania składowych niepewności na dwie kategorie: metodę typu A i metodę typu B. Zgodnie z tym podziałem, jeśli estymata x_j wielkości X_j została uzyskana na podstawie analizy statystycznej serii obserwacji stosuje się metodę typu A. Natomiast gdy estymata x_j pochodzi z innych źródeł, np. na podstawie specyfikacji producenta, danych uzyskanych z wzorcowania i certyfikacji, korzysta się z metody typu B. Zatem niepewność standardowa wyznaczona metodą typu A opiera się na rozkładach częstości uzyskanych z pomiarów, natomiast niepewność standardowa wyznaczona metodą typu B bazuje na rozkładach prawdopodobieństwa przyjętych a priori, odzwierciedlających istniejący stan wiedzy o danej wielkości. Należy przy tym zaznaczyć, że zgodnie z [183], obie metody

wyznaczania niepewności standardowej mogą być równie wiarygodne, szczególnie dla przypadków ograniczonej liczby obserwacji, na której oparta jest analiza statystyczna.

Niepewność standardowa $u(x_j)$ estymaty x_j wielkości X_j, wyznaczona metodą typu A, oparta na analizie statystycznej zbioru n obserwacji, jest równa odchyleniu standardowemu eksperymentalnemu średniej, co można zapisać:

$$u(x_j) = \sqrt{\frac{1}{n(n-1)}\sum_{j=1}^{n}(x_j - \bar{x})^2} \tag{6.12}$$

gdzie: n – liczba obserwacji, x_j – j-ta obserwowana wartość wielkości, $\bar{x}$ – średnia arytmetyczna z n obserwacji, obliczona jako:

$$\bar{x} = \frac{1}{n}\sum_{j=1}^{n} x_j \tag{6.13}$$

Uzupełniając informacje dotyczące metody typu B wyznaczania niepewności standardowej należy zaznaczyć, że estymata danej wielkości, oprócz wcześniej wymienionych źródeł informacji, może opierać się również na analizie naukowej opartej na posiadanej wiedzy oraz doświadczeniu praktycznym - tego rodzaju oszacowanie stanowi element kompetencji możliwej do nabycia wraz z praktyką [183]. W niniejszej dysertacji stosowanie metody typu B wyznaczania niepewności standardowej ogranicza się do analizy danych związanych z właściwościami i ograniczeniami aparatury pomiarowej, a dane te obejmują zarówno informacje zawarte w dokumentacji technicznej, kartach kalibracyjnych, deklaracjach dokładności, jak również dane wynikające z rozdzielczości urządzenia. Ponadto przyjęto założenie, że w obrębie granic określonych np. dokładnością urządzenia, wszystkie wartości są jednakowo prawdopodobne, co odpowiada prostokątnemu rozkładowi prawdopodobieństwa. W takim przypadku wariancja rozkładu wynosi $a^2/3$, gdzie $a = (a_+ - a_-) / 2$ oznacza szerokość połówkową rozkładu prostokątnego możliwych wartości. W rezultacie niepewność standardowa wyznaczona metodą typu B obliczana jest z równania:

$$u(x_j) = \frac{a}{\sqrt{3}} \tag{6.14}$$

Dysponując niepewnościami standardowymi $u(x_j)$ estymat x_j wielkości wejściowych X_j możliwe jest wyznaczenie niepewności standardowej złożonej $u_c(y)$ estymaty y menzurandu Y zgodnie z prawem propagacji niepewności (ang. *law of propagation of uncertainty*) [183].

Prawo propagacji niepewności w postaci uproszczonej wyraża się wzorem:

$$u_c(y) = \sqrt{\sum_{j=1}^{N} \left(\frac{\partial f_0}{\partial x_j}\right)^2 u^2(x_j)} \tag{6.15}$$

gdzie: N – liczba wielkości wejściowych; $\frac{\partial f_0}{\partial x_j}$ – pochodna cząstkowa funkcji f_0 określonej równaniem (6.11) względem estymaty x_j wielkości wejściowej X_j; $u(x_j)$ – niepewność standardowa estymaty x_j wielkości wejściowej X_j (niezależnie od typu metody ich wyznaczenia).

Równanie (6.15) jest słuszne, gdy wielkości wejściowe X_j są wzajemnie niezależne lub nieskorelowane. W sytuacjach, w których niektóre z tych wielkości są skorelowane w znaczącym stopniu niepewność standardowa złożona $u_c(y)$ powinna być wyznaczana z odpowiednich zależności uwzględniających współczynniki korelacji [183]. W niniejszej dysertacji przyjęto, że ewentualne korelacje pomiędzy wielkościami wejściowymi są pomijalne, a zastosowanie podejścia opisanego równaniem (6.15), właściwego dla przypadków nieskorelowanych wielkości, zapewnia wystarczającą dokładność w kontekście przeprowadzonych analiz, nie wpływając istotnie na końcowy wynik oszacowanej niepewności.

W celu spełnienia wymagań niektórych zastosowań przemysłowych, handlowych oraz obszarów związanych z ochroną zdrowia i bezpieczeństwem, poza niepewnością standardową złożoną $u_c(y)$ wprowadza się niepewność rozszerzoną U, definiowaną jako iloczyn niepewności standardowej złożonej oraz współczynnika rozszerzenia k_U (odpowiednik *„k”* w [183]):

$$U = k_U u_c(y) \tag{6.16}$$

Zastosowanie niepewności rozszerzonej U umożliwia określenie przedziału wokół wyniku pomiaru, który obejmuje znaczną część rozkładu wartości, jakie w sposób uzasadniony można przypisać menzurandowi Y. Zgodnie z zaleceniami zawartymi w [183] sytuacją idealną byłaby możliwość doboru wartości współczynnika rozszerzenia k_U w taki sposób, aby wyznaczony przedział $Y = y \pm U$ odpowiadał ściśle określonemu poziomowi ufności p, na przykład 95% lub 99%. Takie podejście wymaga szczegółowej znajomości rozkładu prawdopodobieństwa opisywanego przez wynik pomiaru y oraz jego niepewność standardową złożoną $u_c(y)$. Ponieważ w niniejszej dysertacji założenia centralnego twierdzenia granicznego (ang. *Central Limit Theorem*) są zasadniczo spełnione, w szczególności te uznane za krytyczne w aneksie G [183], tj. brak zdominowania niepewności standardowej złożonej $u_c(y)$ przez składowe

niepewności wyznaczane metodą typu B oraz przez składowe wyznaczane metodą typu A oparte na niewielkiej liczbie obserwacji, przyjęto, że rozkład menzurandu Y może być aproksymowany rozkładem normalnym. W związku z tym uzasadnione jest zastosowanie współczynnika rozszerzenia $k_U = 2$ i założenie, że $U = 2u_c(y)$ określa przedział o poziomie ufności w przybliżeniu 95% lub $k_U = 3$ odpowiadający poziomowi ufności w przybliżeniu 99%. Warto podkreślić, że bardziej precyzyjne wyznaczenie wartości współczynnika k_U, wymagające wyznaczenia liczby stopni swobody i zastosowania rozkładu t-Studenta, potwierdza słuszność powyższego podejścia w niniejszej dysertacji, co wynika z faktu, że zarówno wypadkowa liczba stopni swobody $u_c(y)$ rozważanych w dysertacji wielkości, jak również liczba stopni swobody poszczególnych składowych niepewności standardowej są na tyle duże, że uzasadniają przyjęcie wartości p równych 95,45% i 99,73% odpowiednio dla $k_U = 2$ i $k_U = 3$. Taki stan rzeczy wynika natomiast przede wszystkim z dużej liczby niezależnych powtórzonych obserwacji n, na podstawie których wyznaczono składowe niepewności metodą typu A (dla $n \to \infty$ rozkład t-Studenta zbliża się do rozkładu normalnego), oraz z przyjęcia prostokątnego rozkładu prawdopodobieństwa dla składowych uzyskanych metodą typu B, dla którego liczba stopni swobody dąży do nieskończoności. Należy ponadto zauważyć, że w przypadku pojedynczej niepewności standardowej wyznaczonej metodą typu B o prostokątnym rozkładzie prawdopodobieństwa zastosowanie współczynnika rozszerzenia $k_U \geq \sqrt{3}$ (≈1,73) prowadzi do przedziału niepewności obejmującego cały zakres możliwych wartości wynikających z przyjętego rozkładu prostokątnego.

Wyniki przeprowadzonej analizy niepewności pomiarowej wielkości mierzonych oraz wyznaczanych pośrednio zestawiono w tabeli 6.2. Przedstawiono w niej niepewności standardowe $u(x)$ dla wielkości mierzonych bezpośrednio, a także niepewności standardowe złożone $u_c(y)$ dla wielkości wyznaczanych pośrednio z zależności funkcyjnych. Względne niepewności standardowe złożone $u_c(y)/|y|$ dotyczą wielkości, których niepewności określono w oparciu o dodatkowe informacje, dla których naturalną postacią opisu jest forma względna (np. analizy kalibracyjne, wpływ akwizycji danych, model przetwarzania danych). Dodatkowo zestawiono niepewności rozszerzone U oraz względne niepewności rozszerzone $U/|y|$, które podano tylko w przypadku wielkości wyjściowych niniejszej dysertacji (menzurandów). Współczynnik rozszerzenia przyjęto jako $k_U = 2$, co odpowiada poziomowi ufności w przybliżeniu 95%. W większości analizowanych wielkości ocena niepewności była realizowana na podstawie licznych serii pomiarowych obejmujących wiele konfiguracji geometrycznych oraz wariantów parametrów pracy generatora. Przykładowo pomiary średnicy dyszy d obejmowały 32 konfiguracje geometryczne, natomiast pomiary pozornej masy m

odpowiadającej sile reakcji realizowano dla 113 przypadków parametrów zasilania generatora oraz wszystkich konfiguracji geometrycznych, co łącznie dało 3616 przypadków pomiarowych. Z tego względu podjęto decyzję przyjęcia w tabelarycznym zestawieniu wartości reprezentatywnych. W praktyce eksperymentalnej opisywanej w literaturze przedmiotu często stosuje się podejście polegające na podawaniu największych wyznaczonych niepewności spośród analizowanych przypadków (np. [17,102,142,143,161]), które to podejście ma na celu zapobieganie zaniżeniu końcowej oceny jakości wyników. Analogiczne założenie przyjęto w niniejszej dysertacji. Dodatkowo analizę niepewności parametrów zasilania generatora ograniczono do zakresu mocy czynnej $P = (0{,}50 \div 6{,}00)$ W, odpowiadającego zakresowi stosowanemu w zasadniczych badaniach parametrów przepływowych i cieplnych. Niższe wartości mocy czynnej były wykorzystywane na wybranych stanowiskach, m.in. podczas pomiarów poziomu ciśnienia akustycznego i siły reakcji, jednak nie stanowiły części zasadniczego zakresu badań a ich uwzględnienie mogłoby prowadzić do niemiarodajnej oceny globalnej niepewności.

Tab. 6.2. Niepewności pomiarowe

	$u(x)$	$u_c(y)$	$u_c(y)/\|y\|$	U	$U/\|y\|$
d, l, r, z	0,01 mm				
f	0.00014 Hz				
m	0,009 g				
p_a	23 Pa				
T_{temp}	0,23 K				
e	0,005 V				
$\cos(\varphi)$		0,03 [-]			
i		0,002 A			
Z		0,006 Ω			
P		0,01 W			
F		0,10 mN		0,20 mN	
η		0,90%		1,8%	
h			5,0%		10,0%
v			1,8%		3,6%
L_0			1,8%		3,6%
Nu			5,0%		10,0%
Re			1,8%		3,6%

Ocenę niepewności pomiaru prędkości strugi syntetycznej przeprowadzono w oparciu o zalecenia zawarte w opracowaniu [176], zgodnie z którym przeprowadzona została kalibracja sond anemometru (rozdział 6.3). Ocena miała charakter względny i obejmowała identyfikację głównych źródeł niepewności związanych z procesem kalibracji sondy, aproksymacją krzywej kalibracyjnej, akwizycją danych oraz wpływem warunków eksperymentalnych, takich jak

temperatura, ciśnienie i wilgotność powietrza. Poszczególne składowe niepewności wyrażono jako względne niepewności standardowe. Największy udział w niepewności pomiaru prędkości stanowiła niepewność kalibracji oraz niepewność aproksymacji krzywej kalibracyjnej (kalibracja i aproksymacja krzywej kalibracyjnej - rozdział 6.3). Na podstawie przeprowadzonej analizy względną niepewność standardową pomiaru prędkości oszacowano na poziomie około 1,8%, co po zastosowaniu współczynnika rozszerzenia $k_U = 2$ odpowiada względnej niepewności rozszerzonej 3,6%.

Ocena niepewności pomiarowej współczynnika przejmowania ciepła wyznaczanego na stanowisku wykorzystującym metodę ogrzewanej folii z rejestracją rozkładu temperatury za pomocą kamery termowizyjnej, z uwagi na ilość wielkości wejściowych oraz przetwarzanie przestrzennego pola temperatury, stanowi zagadnienie złożone. Szczegółową analizę niepewności pomiarowej dla tego stanowiska przedstawiono w rozprawie doktorskiej [178]. W niniejszej pracy przyjęto tę analizę jako referencyjną ocenę jakości pomiaru, ograniczając się do przedstawienia najważniejszych założeń metody oraz kluczowych wyników.

Model obliczeniowy współczynnika przejmowania ciepła oparty jest na lokalnym bilansie energii elementów powierzchni folii (równanie 6.7) i obejmuje szereg wielkości wejściowych wyznaczanych zarówno bezpośrednio, jak również przyjętych na podstawie danych literaturowych oraz danych producenta. Do parametrów wyznaczanych bezpośrednio zaliczyć można lokalną temperaturę powierzchni folii, napięcie i natężenie prądu zasilania, temperaturę otoczenia i temperaturę strugi syntetycznej oraz wielkości geometryczne. Przyjęte parametry obejmują natomiast emisyjność powierzchni, przewodność cieplną materiału folii oraz jej grubość. Istotną cechą modelu jest uwzględnienie przewodzenia ciepła w płaszczyźnie folii oraz filtracji przestrzennej termogramów, powodując zależność wartości współczynnika przejmowania ciepła pojedynczego piksela również od temperatury pikseli sąsiednich. Problem ten dotyczy zarówno chłodzenia uderzeniowego strugą syntetyczną, jak również konwekcji swobodnej, której wpływ jest ponadto oddzielnie uwzględniany. W efekcie liczba zmiennych wejściowych wpływających na wynik znacząco utrudnia zastosowanie prawa propagacji niepewności (równanie 6.15), wskutek czego w analizie niepewności zastosowano metodę Monte Carlo, zgodnie z zaleceniami przedstawionymi w [184]. Metoda ta polega na probabilistycznym opisie niepewności wielkości wejściowych za pomocą odpowiednich funkcji gęstości prawdopodobieństwa oraz wielokrotnym losowym próbkowaniu tych rozkładów, a następnie przetwarzaniu uzyskanych zestawów danych przez pełny model obliczeniowy współczynnika przejmowania ciepła i statystycznej analizie uzyskanych wyników.

W analizie przedstawionej w [178] przyjęto rozkłady normalne dla temperatur wyznaczanych z termogramów, określone na podstawie dwuminutowych serii pomiarowych z częstotliwością 50 Hz dla każdego piksela, natomiast dla wielkości elektrycznych i pozostałych temperatur – rozkład t-Studenta wynikający z ograniczonej liczby próbek w serii. Dla parametrów materiałowych i geometrycznych przyjęto rozkłady jednostajne o granicach określonych na podstawie danych literaturowych, producenta oraz oszacowań błędów odczytu geometrycznego. Liczba próbek w symulacji Monte Carlo była rzędu 10^6, co odpowiada poziomowi ufności 95% zgodnie z zaleceniami [184].

Z uwagi na bardzo dużą liczbę pikseli termogramu oraz znaczny koszt obliczeniowy pełnej symulacji, analizę Monte Carlo przeprowadzono dla ograniczonej liczby pikseli reprezentatywnych, wybranych tak, aby obejmowały pełny zakres obserwowanych wartości współczynnika przejmowania ciepła oraz wyniki pomiarów różnych konfiguracji eksperymentalnych. Wyniki tej analizy wykazały, że w obszarach zdominowanych przez chłodzenie uderzeniowe względna niepewność pomiarowa współczynnika przejmowania ciepła jest rzędu 4,0÷5,0%. W obszarach, w których udział konwekcji swobodnej jest znaczący, a wartości współczynnika przejmowania ciepła są niskie, niepewność względna istotnie wzrasta i może przekraczać kilkanaście, a lokalnie nawet kilkadziesiąt procent (dla h = 8,4 [W/(m^2·K)] względna niepewność pomiarowa wyniosła 28,8%) [178].

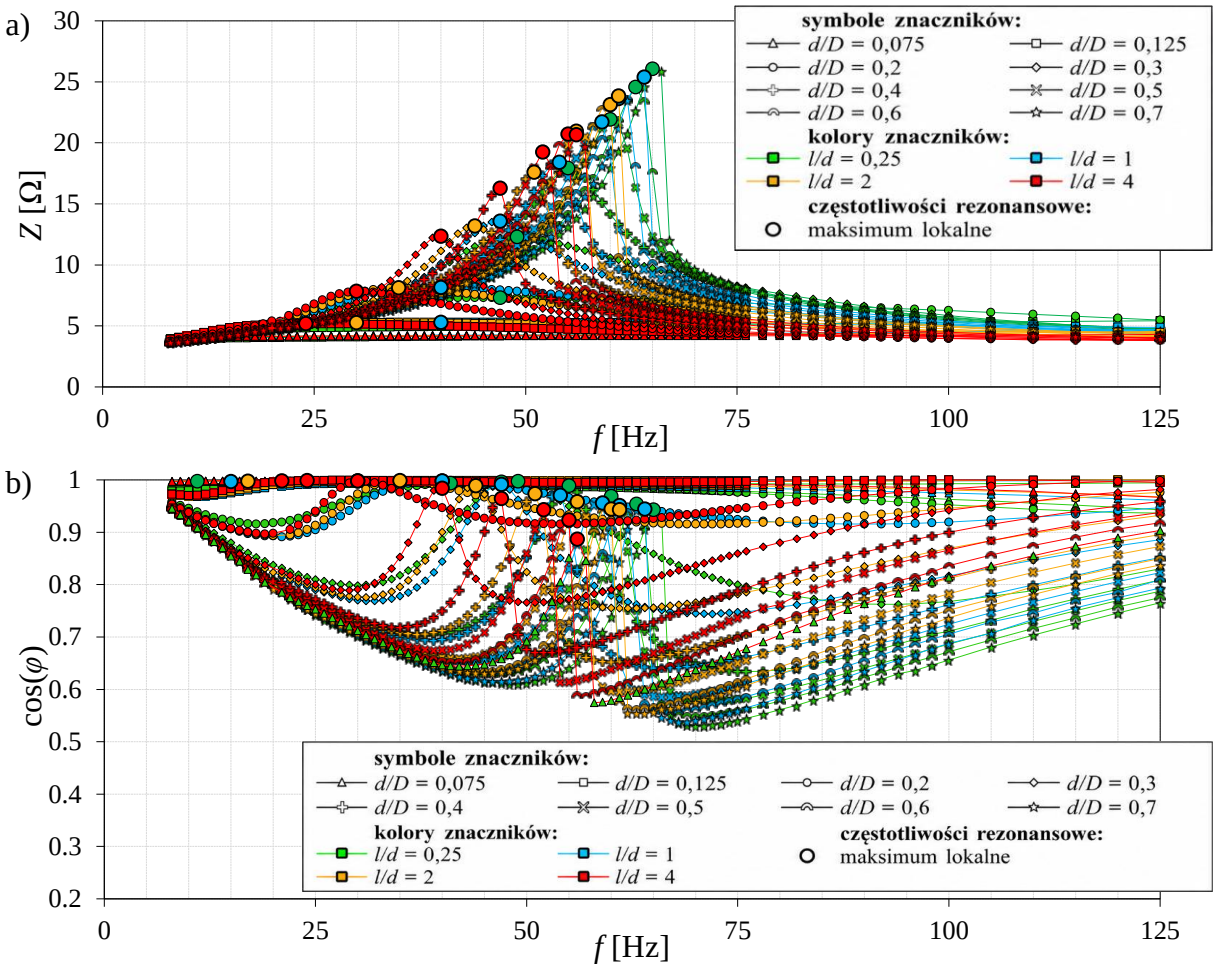
Wnioski z przedstawionej analizy niepewności pomiarowej [178] uznano za aktualne w niniejszej dysertacji, ponieważ zastosowano tę samą metodę pomiarową, analogiczny model bilansu energii i procedurę przetwarzania danych, natomiast zastosowane nieliczne zmiany w wykorzystywanej aparaturze pomiarowej nie dotyczyły bezpośrednio części stanowiska badawczego obejmującej ogrzewaną folię i kamerę termowizyjną. Wpływ na przyjęcie takiego założenia miało również zrealizowane porównanie otrzymanych na stanowisku wyników z wynikami dostępnymi w literaturze, przedstawione w rozdziale 6.4. Przyjęto zatem, że w zakresie wysokich wartości współczynnika przejmowania ciepła podczas chłodzenia uderzeniowego strugą syntetyczną, znacząco wyższych od wartości przedstawionych w [178], niepewność względna pomiaru pozostaje na poziomie 4,0÷5,0%, natomiast w obszarach o niskiej intensywności wymiany ciepła może być istotnie większa i powinna być uwzględniana przy interpretacji wyników.

7. Wyniki badań

W niniejszym rozdziale przedstawiono oraz poddano analizie wyniki badań eksperymentalnych generatora strugi syntetycznej. Wyniki zaprezentowano w układzie odpowiadającym sformułowanym zagadnieniom badawczym, co umożliwia ocenę wpływu parametrów geometrycznych dyszy na charakterystyki przepływowe oraz efektywność wymiany ciepła, uwzględniając ponadto aspekt akustyczny badanych konfiguracji.

7.1. Identyfikacja częstotliwości rezonansowej generatora strugi syntetycznej

W celu wyznaczenia częstotliwości rezonansowych f_{SJA} analizowanych konfiguracji geometrycznych generatora wyznaczono charakterystyki impedancji elektrycznej Z (rys. 7.1.a) oraz współczynnika mocy cos(φ) (rys. 7.1.b) w funkcji częstotliwości f dla mocy czynnej P = 3,00 W. Na rys. 7.1 przedstawiono schematycznie sposób identyfikacji częstotliwości rezonansowej f_{SJA} polegający na lokalizacji maksimum lokalnego analizowanych zależności.



Rys. 7.1. Charakterystyki badanych konfiguracji geometrycznych generatora (a) impedancji Z oraz (b) współczynnika mocy cos(φ) w funkcji częstotliwości f dla mocy czynnej P = 3,00 W wraz z zaznaczonymi maksimami lokalnymi odpowiadającymi częstotliwości rezonansowej f_{SJA}

Wielkości elektryczne niezbędne do sporządzenia charakterystyk zarejestrowano podczas pomiarów siły reakcji generatora opisanych w rozdziale 6.2. Zastosowanie dwóch niezależnych charakterystyk wynikało z obserwacji, że małe wartości względnej średnicy *d/D* wykazują spłaszczenie przebiegów analizowanych zależności co utrudnia jednoznaczną identyfikację maksimum lokalnego. W takich przypadkach dodatkowa analiza przebiegu innego parametru w funkcji *f* mogła umożliwić znalezienie maksimum, a ponadto zweryfikować wynik dla już zidentyfikowanych częstotliwości rezonansowych. Wspomniane spłaszczenie charakterystyk prowadzi do wzrostu niepewności wyznaczenia f_{SJA}, jednak dla tych przypadków geometrii analogiczny charakter zmian obserwuje się również w przebiegu charakterystyk parametrów wynikowych (więcej w rozdziale 7.3), co ogranicza wpływ ewentualnego błędu identyfikacji na dalszą analizę wyników. Należy ponadto zauważyć, że jedynie w nielicznych przypadkach współczynnik mocy cos(φ) osiągał wartość bliską jedności dla częstotliwości f_{SJA}, która to obserwacja pozostaje zgodna z rozważaniami przedstawionymi w rozdziale 5.3 i wskazuje na ograniczoną zasadność stosowania mocy pozornej w definicji sprawności energetycznej generatora na rzecz mocy czynnej. Zestawienie zidentyfikowanych wartości częstotliwości rezonansowych dla wszystkich analizowanych przypadków przedstawiono w tabeli 7.1.

Tab. 7.1. Eksperymentalnie wyznaczone częstotliwości rezonansowe f_{SJA} dla analizowanych konfiguracji geometrycznych generatora strugi syntetycznej

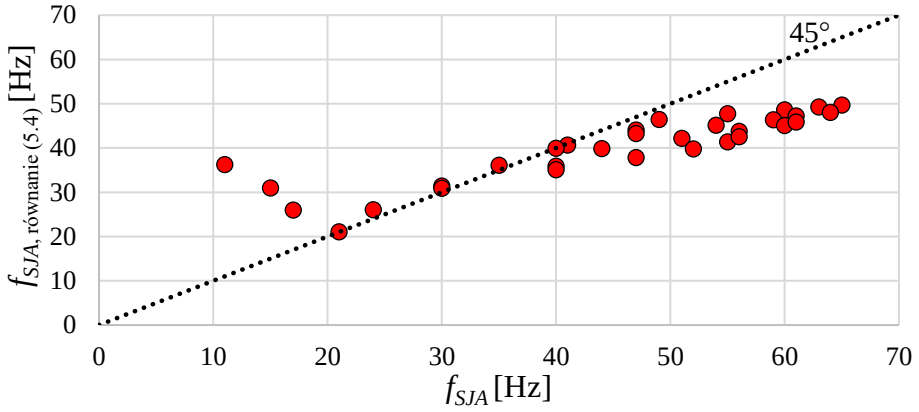
f_{SJA}		*d/D*							
		0,075	**0,125**	**0,2**	**0,3**	**0,4**	**0,5**	**0,6**	**0,7**
l/d	**0,25**	11 Hz	41 Hz	47 Hz	49 Hz	55 Hz	60 Hz	63 Hz	65 Hz
	1	15 Hz	40 Hz	40 Hz	47 Hz	54 Hz	59 Hz	61 Hz	64 Hz
	2	17 Hz	30 Hz	35 Hz	44 Hz	51 Hz	56 Hz	60 Hz	61 Hz
	4	21 Hz	24 Hz	30 Hz	40 Hz	47 Hz	52 Hz	55 Hz	56 Hz

Dysponując zbiorem eksperymentalnie wyznaczonych częstotliwości rezonansowych dla szerokiego zakresu konfiguracji geometrycznych generatora (tab. 7.1) podjęto próbę sformułowania postaci ogólnej równania opisującego częstotliwość rezonansową generatora strugi syntetycznej. Nawiązując do rozważań przedstawionych w rozdziale 5.1 przedstawione tam równanie (5.1) dotyczy niezabudowanego głośnika, a jego parametry zależą wyłącznie od modelu zastosowanego elementu wykonawczego. Podstawienie parametrów głośnika wykorzystanego w niniejszej pracy do równania (5.1) prowadzi do wartości $f_{SJA} \approx 52{,}6$ Hz, pozostającej w bardzo dobrej zgodności z częstotliwością rezonansową f_Θ deklarowaną przez producenta ($f_\Theta = 52{,}5$ Hz). Na potrzeby dalszej analizy wprowadzono pojęcia efektywnej

masy m_{eff} oraz efektywnej sztywności k_{eff}, pokazując ogólny charakter równań (5.1), (5.2) i (5.4) poprzez zapis do wspólnej postaci przypominającej klasyczny oscylator harmoniczny:

$$f_{SJA} = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{k_{eff}}{m_{eff}}} \tag{7.1}$$

Różnica pomiędzy równaniami (5.1) i (5.4) sprowadza się do uwzględnienia dodatkowej masy płynu przepływającej przez dyszę generatora, przy jednoczesnej kontynuacji założenia, że dominującym składnikiem sztywności układu pozostaje sztywność zawieszenia głośnika, a wpływ czynnika roboczego na sztywność efektywną jest pomijalny ($k_d = k_{eff}$). Porównanie częstotliwości rezonansowych wyznaczonych eksperymentalnie (tab. 7.1) z wartościami obliczonymi na podstawie równania (5.4) przedstawiono na rys. 7.2.



Rys. 7.2. Porównanie częstotliwości rezonansowych generatora strugi syntetycznej wyznaczonych eksperymentalnie z wartościami obliczonymi na podstawie równania (5.4)

Wyniki przedstawione na rys. 7.2 wskazują, że dla analizowanych konfiguracji geometrycznych równanie predykcyjne (5.4) niedoszacowuje wartości częstotliwości rezonansowych, szczególnie w zakresie wyższych częstotliwości, co przejawia się położeniem punktów poniżej prostej o nachyleniu 45°. W odniesieniu do ogólnej postaci zależności przedstawionej równaniem (7.1) oznacza to, że efektywna masa układu jest przeszacowana lub efektywna sztywność jest niedoszacowana, bądź też występują jednocześnie oba te efekty. Analiza składowych równania (5.4) wskazuje jednak, że zarówno masa m_{ms} jak i masa m_n zostały określone w oparciu o dobrze ugruntowane zależności fizyczne - odpowiednio dane producenta oraz teorię „*The theory of Sound*" Rayleigh'a z XIX wieku [185] rozwijaną w późniejszych opracowaniach (np. [186]), w konsekwencji uzasadnione wydaje się przyjęcie tych członów za poprawne. Źródła obserwowanych rozbieżności należy zatem dopatrywać się w sposobie opisu sprzężenia pomiędzy układem drgającym a przepływem w dyszy, które w równaniu (5.4) ujęto w postaci pojedynczego czynnika geometrycznego $(D/d)^4$ oraz poprzez

przyjęcie, że jedynym składnikiem sztywności układu jest sztywność zawieszenia głośnika k_d. Uzasadnia to wyprowadzenie uogólnionej postaci równania, w której oprócz efektywnej sztywności k_{eff} uwzględniono współczynnik udziału masy płynu β oraz wykładnik γ opisujący rzeczywisty wpływ geometrii dyszy:

$$f_{SJA} = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{k_{eff}}{m_{ms} + \beta\left(\frac{D}{d}\right)^{\gamma} m_n}} \tag{7.2}$$

częściowo zachowując strukturę modelu (5.4) oraz wpływ geometrii dyszy osiowosymetrycznej, jednocześnie umożliwiając uwzględnienie rzeczywistego stopnia uczestniczenia masy płynu w drganiach oraz czynnika roboczego w sztywności układu. Wyznaczone parametry k_{eff}, β oraz γ zestawiono w tabeli 7.2 wraz z parametrami wynikającymi z równania (5.4).

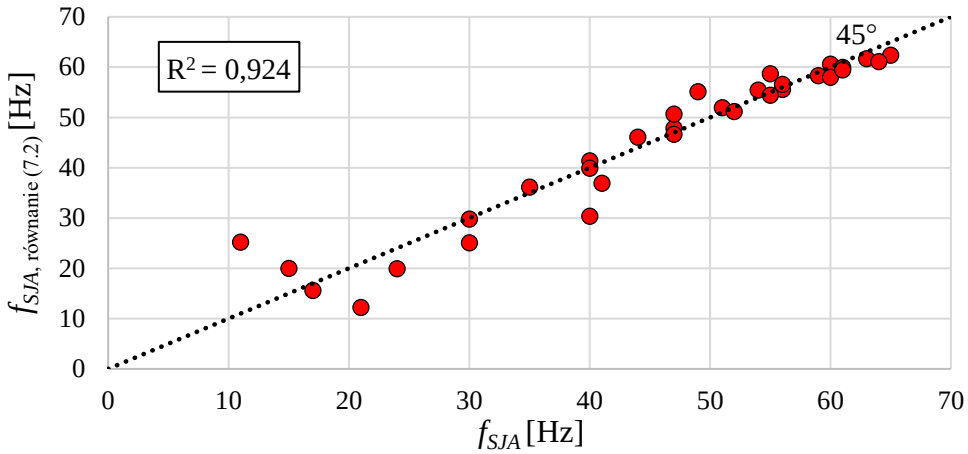
Tab. 7.2. Porównanie parametrów modelu częstotliwości rezonansowej z równania (5.4) oraz wartości zidentyfikowanych na podstawie danych eksperymentalnych dla równania (7.2)

parametr	**implementacja równania (5.4)**	**identyfikacja parametrów równania (7.2)**
sztywność układu	$k_d \approx 666{,}7$ N/m	$k_{eff} \approx 1002$ N/m
β	1	$\approx 0{,}398$
γ	4	$\approx 4{,}98$

W zakresie analizowanych geometrii uzyskano wartości parametrów modelu odmienne od wartości przyjętych w równaniu (5.4), co przedstawiono w tab. 7.2. Otrzymane wartości zapewniają dokładniejszy opis wyników eksperymentalnych w analizowanym zakresie obserwacji. Dokładniejsza interpretacja otrzymanych wyników wymagałaby znajomości przebiegów ciśnienia w komorze generatora, jednakże w kontekście otrzymanych rozbieżności warto ponadto zauważyć, że autorzy równania (5.4) w pracy [106] wykorzystali generator wyposażony w głośnik z podwieszoną cewką. Wykazano natomiast, że w przypadku głośników z nadwieszoną cewką wybrane parametry elektromechaniczne (m.in. indukcyjność cewki oraz współczynnik siły) wykazują zależność od innych parametrów, mimo że producenci podają ich wartości jako stałe, podczas gdy dla głośników z podwieszoną cewką zależności te są natomiast znacznie słabsze [187,188].

Efekt wprowadzenia parametrów zidentyfikowanych (przedstawionych w tab. 7.2) do równania (7.2) przedstawiono na rys. 7.3, gdzie porównano częstotliwości rezonansowe wyznaczone eksperymentalnie z wartościami obliczonymi przy użyciu zaproponowanego

równania. Uzyskano prawidłowe nachylenie zależności względem prostej o nachyleniu 45°, a współczynnik determinacji $R^2 = 0{,}924$ wskazuje na dobre dopasowanie modelu do danych pomiarowych. Wartość współczynnika R^2 obliczono bezpośrednio na podstawie reszt (residua) modelu, co pozwala ocenić jego rzeczywistą zdolność predykcyjną, a nie jedynie zgodność wtórnej regresji liniowej. Zwiększony rozrzut punktów dla niskich częstotliwości rezonansowych pozostaje zgodny z wcześniej omówioną trudnością jednoznacznej identyfikacji f_{SJA} w przypadku spłaszczonych charakterystyk (rys. 7.1), co oznacza, że obserwowane odchylenia mogą wynikać ze wzrostu niepewności pomiarowej, a nie z ograniczeń zaproponowanego modelu.



Rys. 7.3. Porównanie częstotliwości rezonansowych generatora strugi syntetycznej wyznaczonych eksperymentalnie z wartościami obliczonymi na podstawie równania (7.2)

Ponieważ równanie (7.2) zawiera parametry zależne od konkretnego modelu głośnika, jego bezpośrednie zastosowanie pozostaje ograniczone do badanego przetwornika. Zasadne jest zatem podjęcie próby jego ubezwymiarowienia, prowadzącego do postaci umożliwiającej odniesienie uzyskanej zależności do przetworników o innych wartościach parametrów konstrukcyjnych. W tym celu wykorzystano fakt, że częstotliwość rezonansową głośnika f_Θ można wyrazić za pomocą zależności przedstawionej równaniem (5.1). Dzielenie równania (7.2) przez równanie (5.1) prowadzi do bezwymiarowej postaci:

$$\frac{f_{SJA}}{f_\Theta} = \sqrt{\frac{k_{eff}}{k_d}\frac{m_{ms}}{m_{ms} + \beta\left(\frac{D}{d}\right)^{\gamma} m_n}} \tag{7.3}$$

która opisuje częstotliwość rezonansową generatora poprzez stosunek częstotliwości rezonansowych oraz bezwymiarowe stosunki sztywności, mas i wymiarów geometrycznych, ograniczając zależność od bezwzględnych wartości parametrów konstrukcyjnych.

Podstawiając zidentyfikowane parametry z tab. 7.2 do równania (7.3) otrzymuje się:

$$\frac{f_{SJA}}{f_{\Theta}} = \sqrt{\frac{1{,}50}{1 + 0{,}398\left(\frac{D}{d}\right)^{4{,}98}\frac{m_n}{m_{ms}}}} \tag{7.4}$$

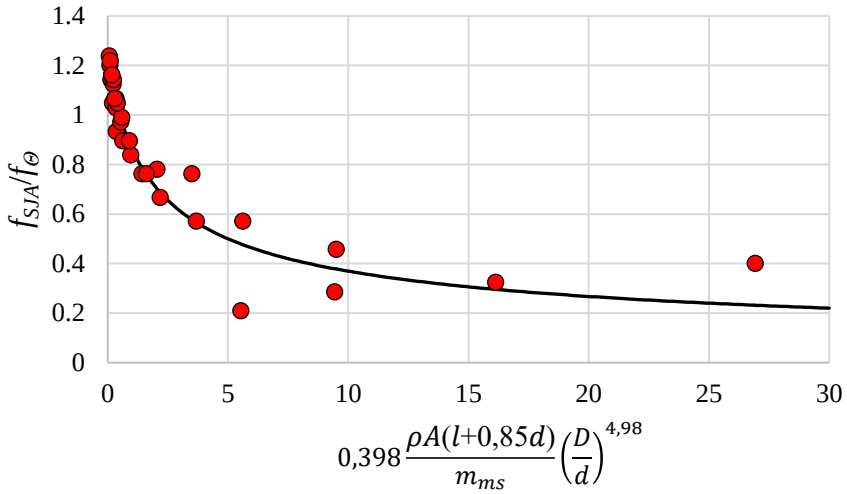
a ostatecznie, uwzględniając równanie (5.5) opisujące masę płynu w dyszy generatora m_n, częstotliwość f_{SJA} można zapisać jako:

$$f_{SJA} = f_{\Theta}\sqrt{\frac{1{,}50}{1 + 0{,}398\frac{\rho A(l + 0{,}85d)}{m_{ms}}\left(\frac{D}{d}\right)^{4{,}98}}} \tag{7.5}$$

Otrzymana postać równania (7.5) wskazuje, że częstotliwość rezonansowa generatora jest determinowana nie przez bezwzględną wartość masy płynu, ale przez jej relację do masy układu drgającego oraz geometrię układu, wyrażone poprzez bezwymiarowe obciążenie masowe układu. W ramach zaproponowanego modelu rezonans generatora strugi syntetycznej można zatem interpretować jako zmodyfikowany rezonans układu drgającego, którego efektywne parametry dynamiczne ulegają zmianie wskutek przepływającego płynu przez dyszę.

Zależność stosunku częstotliwości rezonansowej generatora do częstotliwości rezonansowej głośnika f_{SJA}/f_{Θ} od bezwymiarowego obciążenia masowego przedstawiono na rys. 7.4. Otrzymane wyniki wskazują na występowanie zależności opisującej skalowanie częstotliwości rezonansowej generatora w funkcji bezwymiarowego obciążenia masowego układu. Przedstawiona zależność wskazuje, że wraz ze wzrostem bezwymiarowego obciążenia masowego częstotliwość rezonansowa generatora systematycznie maleje. Dla małych jego wartości, odpowiadających konfiguracjom o dużych wartościach *d/D* oraz stosunkowo niewielkich *l/d,* wpływ czynnika roboczego na dynamikę układu pozostaje ograniczony, a częstotliwość rezonansowa generatora przyjmuje wartości zbliżone do częstotliwości rezonansowej głośnika. W części przypadków obserwuje się wartości $f_{SJA} > f_{\Theta}$, co może wynikać z faktu, że częstotliwość f_{Θ} deklarowana przez producenta odpowiada rezonansowi głośnika pracującego w warunkach swobodnych – bez zabudowy w komorze. W generatorze strugi syntetycznej obecność zamkniętego czynnika roboczego w komorze może wprowadzać dodatkową sprężystość objętościową, co prowadzi do wzrostu efektywnej sztywności układu. Przy niewielkim obciążeniu masowym efekt ten może przewyższać wpływ dodatkowej bezwładności płynu, powodując przesunięcie częstotliwości rezonansowej ku wyższym wartościom. Wraz ze wzrostem bezwymiarowego obciążenia masowego układu obserwuje się systematyczne obniżanie częstotliwości rezonansowej. Stan ten wynika ze wzrostu wpływu

bezwładności oscylującego płynu w dyszy na dynamikę generatora i następuje wraz ze zmniejszaniem stosunku *d/D* i wzrostem *l/d*, gdzie wpływ *d/D* jest znacznie silniejszy (rys. 7.1. oraz tab. 7.1). Dominujący wpływ średnicy dyszy wynika z jednoczesnego działania dwóch mechanizmów. Z zależności definiującej masę płynu m_n wynika, że masa oscylującego płynu rośnie proporcjonalnie do pola przekroju dyszy ($A \sim d^2$), jednocześnie w modelu występuje czynnik geometryczny $(D/d)^{\gamma}$, którego zidentyfikowana wartość wykładnika $\gamma \approx 4{,}98$ prowadzi do zależności odwrotnej względem średnicy dyszy. Złożenie obu efektów daje w przybliżeniu zależność efektywnego obciążenia masowego układu odwrotnie proporcjonalną do trzeciej potęgi średnicy dyszy *d*, co tłumaczy silną wrażliwość częstotliwości rezonansowej na zmianę tego parametru. Natomiast długość dyszy *l* wpływa na obciążenie masowe układu przede wszystkim poprzez składnik (*l* + 0,85*d*), a zatem jej wpływ na częstotliwość rezonansową jest znacznie słabszy niż wpływ średnicy dyszy *d*. Otrzymany wynik wskazuje zatem, że średnica dyszy *d* stanowi parametr dominujący w kształtowaniu charakterystyk rezonansowych generatora strugi syntetycznej.



Rys. 7.4. Zależność stosunku częstotliwości rezonansowej generatora do częstotliwości rezonansowej głośnika f_{SJA}/f_Θ od bezwymiarowego obciążenia masowego układu; linia ciągła przedstawia zależność wynikającą z równania (7.5)

Otrzymane równanie (7.5) oraz jego zgodność z wynikami przedstawiona na rys. 7.4. wskazuje, że rezonans generatora strugi syntetycznej może być interpretowany jako rezonans układu drgającego obciążonego dodatkowym obciążeniem masowym związanym z oscylującym płynem w dyszy, a jego częstotliwość podlega przy tym skalowaniu zależnemu od stosunku tego obciążenia masowego do masy układu drgającego. Pojedyncze punkty odstające od zależności odpowiadają konfiguracjom o małych wartościach *d/D*, dla których identyfikacja częstotliwości rezonansowej była obarczona zwiększoną niepewnością wynikającą ze spłaszczenia charakterystyk częstotliwościowych.

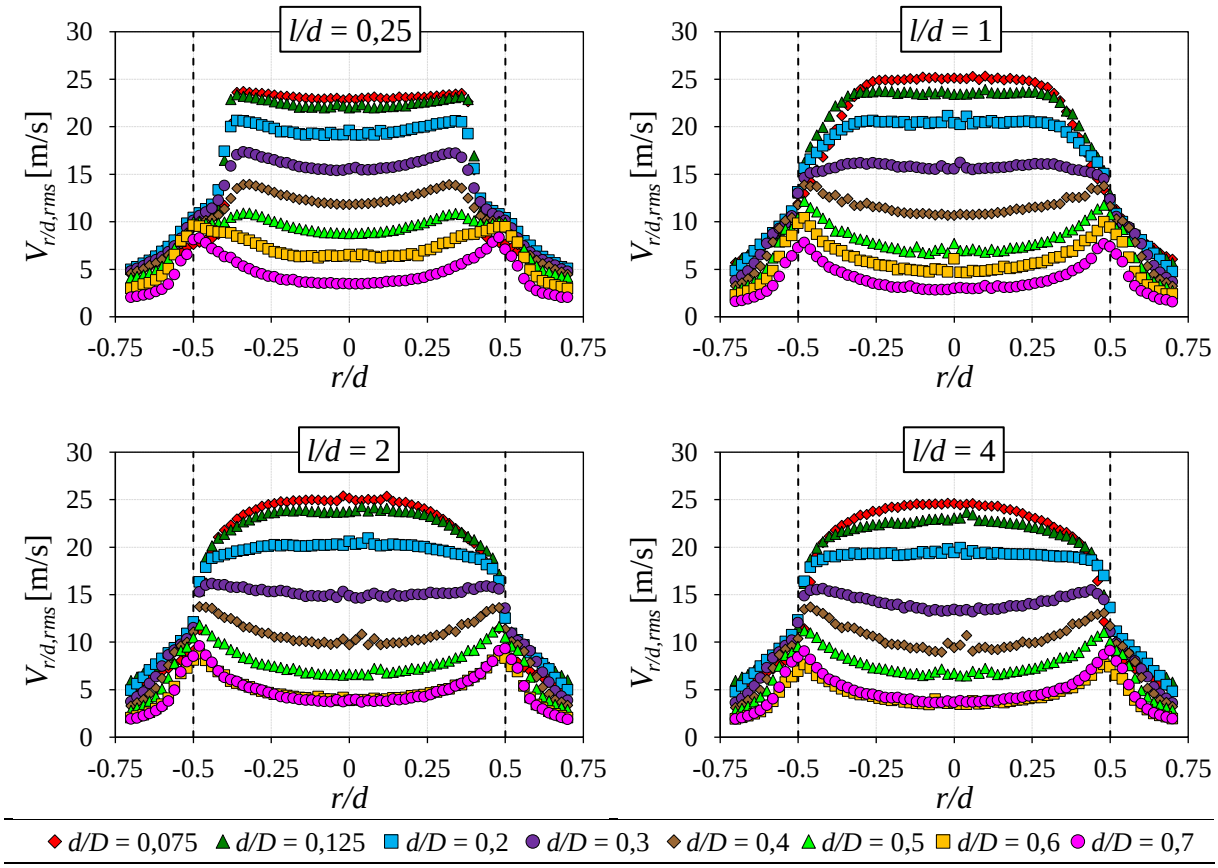
Należy podkreślić, że zaproponowane równanie zostało sformułowane na podstawie badań przeprowadzonych dla jednego modelu głośnika. Pomimo uzyskania postaci bezwymiarowej, zwiększającej możliwość uogólnienia zależności, zidentyfikowane parametry modelu mogą zależeć od właściwości mechanicznych zastosowanego przetwornika, w szczególności jego sztywności zawieszenia, która wpływa na względny udział czynnika roboczego w efektywnej sztywności układu. Weryfikacja zaproponowanego skalowania dla przetworników o odmiennych parametrach mechanicznych wymagałaby dodatkowych badań eksperymentalnych i stanowi naturalny kierunek dalszych prac badawczych. Występujące w powyższych rozważaniach oznaczenia m_{eff}, k_{eff}, β, γ oraz f_{Θ} zostały wprowadzone wyłącznie na potrzeby analizy częstotliwości rezonansowej generatora i występują tylko w niniejszym rozdziale, z tego względu nie zostały one ujęte w ogólnym wykazie oznaczeń pracy.

7.2. Charakterystyki przepływowe strugi syntetycznej

Promieniowe profile prędkości stanowią podstawową charakterystykę pola przepływu generowanego przez generator strugi syntetycznej. Analiza rozkładu prędkości w przekroju wylotowym dyszy umożliwia identyfikację struktury przepływu oraz ocenę wpływu parametrów geometrycznych generatora na koncentrację pędu w centralnej części przepływu. W literaturze przedmiotu profile takie przedstawiane są najczęściej w funkcji bezwymiarowej współrzędnej promieniowej *r/d*, przy czym analizowane są zwykle chwilowe rozkłady prędkości dla wybranych położeń fazowych w cyklu pracy generatora. W takim podejściu poszczególne krzywe odpowiadają różnym kątom fazowym sygnału wymuszającego ruch membrany, co pozwala zobrazować zmienność struktury przepływu w trakcie fazy zasysania i wypychania (np. [100,106,108,134]). W niniejszej dysertacji przyjęto odmienne podejście polegające na analizie promieniowych profili prędkości skutecznej $V_{r/d,rms}$ (równanie 5.9 dla dowolnego *r/d*), który to wybór był podyktowany dużą liczbą analizowanych konfiguracji geometrycznych generatora strugi syntetycznej. Zastosowanie prędkości skutecznej pozwala bowiem na reprezentację każdego przypadku geometrycznego pojedynczą krzywą na wykresie, podczas gdy w przypadku analizy rozkładów prędkości dla wielu położeń fazowych liczba krzywych przypadających na jeden przypadek geometryczny byłaby znacząco większa, co utrudniałoby porównanie poszczególnych konfiguracji.

W klasycznych turbulentnych strugach ciągłych promieniowe profile prędkości przyjmują zazwyczaj kształt zbliżony do rozkładu dzwonowego (ang. *bell-shaped*), w którym maksimum prędkości występuje w osi strugi, a następnie maleje monotonicznie w kierunku jej krawędzi. W przypadku strug syntetycznych struktura profilu prędkości w pobliżu wylotu dyszy może

być jednak znacznie bardziej złożona. W wielu pracach wskazuje się, że profile prędkości w trakcie fazy wypychania mogą przyjmować kształt zbliżony do profilu typu „kapelusz cylindryczny" (ang. *top-hat*), charakteryzującego się stosunkowo jednorodnym rozkładem prędkości w centralnej części przepływu oraz silnym gradientem prędkości w pobliżu krawędzi dyszy. Taki charakter przepływu stanowi również założenie wielu prac eksperymentalnych, w których pomiar prędkości realizowany jest wyłącznie w osi dyszy generatora. Na rys. 7.5 przedstawiono promieniowe profile prędkości skutecznej dla badanych konfiguracji geometrycznych generatora strugi syntetycznej wyznaczone dla zidentyfikowanych eksperymentalnie częstotliwości rezonansowych oraz dla mocy czynnej P = 3,00 W. Współrzędna promieniowa została przedstawiona w postaci bezwymiarowej r/d, co umożliwia porównanie wyników uzyskanych dla różnych średnic dysz.

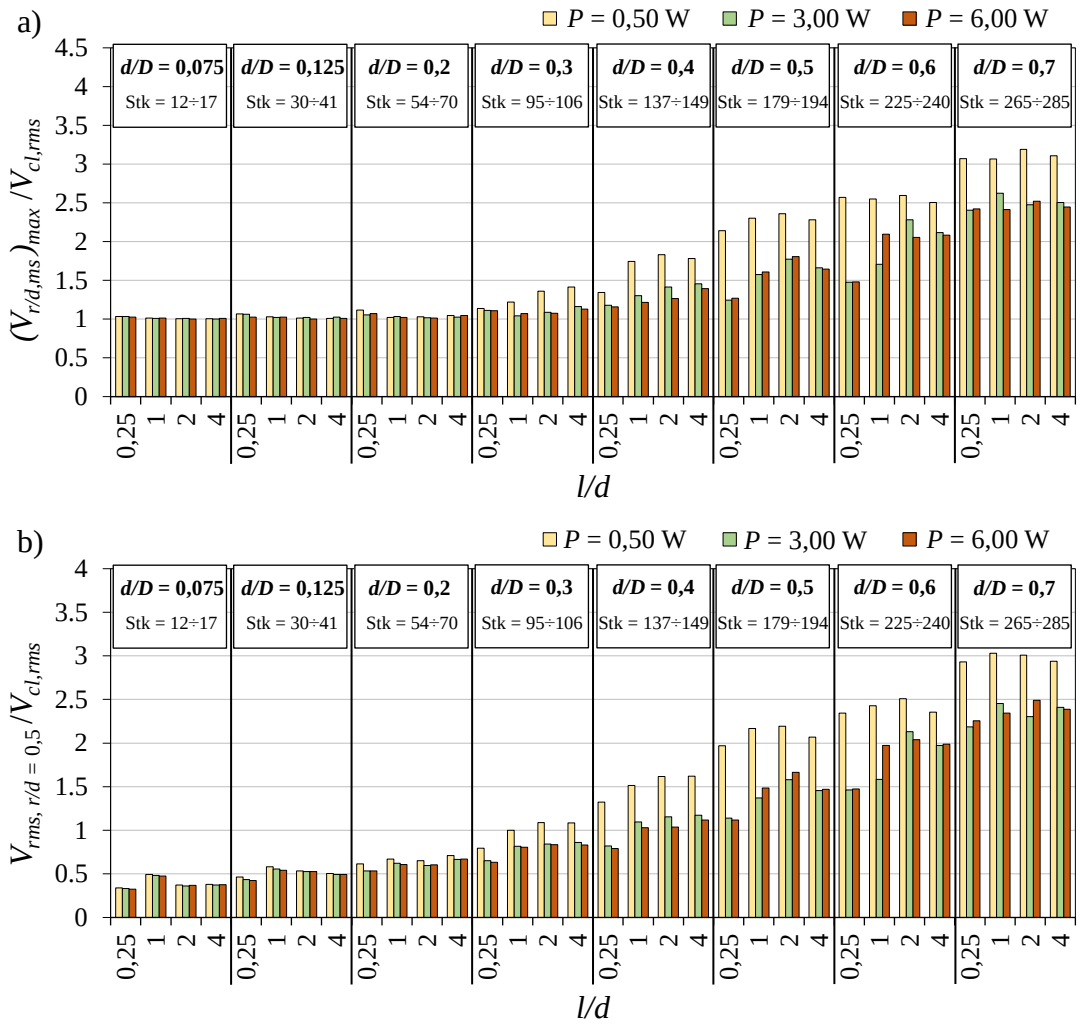


Rys. 7.5. Promieniowe profile prędkości skutecznej strugi syntetycznej $V_{r/d,rms}$ w funkcji bezwymiarowej współrzędnej promieniowej r/d dla zidentyfikowanych częstotliwości rezonansowych i mocy czynnej P = 3,00 W

Analiza rys. 7.5. wskazuje, że kształt promieniowych profili prędkości może istotnie różnić się w zależności od konfiguracji geometrycznej generatora. Różnice te dotyczą zarówno szerokości centralnej części przepływu, jak również charakteru przejścia pomiędzy rdzeniem strugi syntetycznej a otaczającym płynem. W szczególności obserwowane są istotne zmiany

grubości warstwy ścinającej rozwijającej się w pobliżu krawędzi dyszy. W niektórych przypadkach warstwa ta ma charakter stosunkowo szeroki, co objawia się stopniowym spadkiem prędkości w kierunku krawędzi dyszy, natomiast w innych konfiguracjach przejście pomiędzy obszarem rdzenia strugi syntetycznej a płynem otaczającym jest znacznie bardziej strome, co wskazuje na silniejszą koncentrację pędu w centralnej części przepływu.

W celu ilościowej oceny obserwowanych zjawisk na rys. 7.6 przedstawiono histogramy obrazujące stosunek maksymalnej prędkości skutecznej występującej w danym profilu do prędkości skutecznej w osi dyszy $(V_{r/d,rms})_{max} / V_{cl,rms}$ (rys. 7.6.a) oraz stosunek prędkości skutecznej w pobliżu krawędzi dyszy ($r/d = 0{,}5$) do prędkości skutecznej w osi dyszy $V_{rms,r/d=0,5} / V_{cl,rms}$ (rys. 7.6.b). Zastosowanie histogramów zamiast bezpośredniego porównania profili prędkości podyktowane było większą przejrzystością analizy ilościowej. Jednocześnie profile przedstawione na rys. 7.5 pozwalają na jakościową ocenę kształtu rozkładów prędkości, który, w analizowanym zakresie, pozostaje w dużym stopniu podobny dla różnych poziomów mocy czynnej z uwagi na skalowalność prędkości wraz z mocą czynną doprowadzaną do generatora (więcej informacji w dalszej części rozdziału). Kompleksowa analiza rys. 7.5 i 7.6 pozwala wskazać istotny wpływ względnej średnicy dyszy *d/D* na kształt promieniowych profili prędkości. Dla najmniejszych wartości *d/D* dysza generatora ma stosunkowo niewielką średnicę, co prowadzi do znacznej koncentracji przepływu wypychanego z komory generatora. W takich warunkach ta sama objętość płynu przemieszczana przez drgającą membranę przepływa przez stosunkowo niewielki przekrój wylotowy, co sprzyja zwiększeniu prędkości wylotowej. Warto zauważyć, że dla $d/D \leq 0{,}2$ wartości $(V_{r/d,rms})_{max} / V_{cl,rms}$ pozostają bliskie jedności, a profile prędkości mają wówczas charakter zbliżony do rozkładu typu „kapelusz cylindryczny" z wyraźnie zaznaczonym obszarem o stosunkowo jednorodnym rozkładzie prędkości. Obszar ten można interpretować jako rdzeń potencjalny, wspomniany w niniejszej dysertacji w rozdziale 5.4, w którym wpływ rozwijającej się przy krawędzi dyszy warstwy ścinającej na rozkład prędkości w osi przepływu jest jeszcze niewielki. Wraz ze wzrostem wartości stosunku *d/D* obserwowane jest stopniowe zanikanie tego rdzenia oraz przekształcanie profilu prędkości w rozkład o charakterze pierścieniowym (ang. *annular velocity profiles*), co objawia się obniżeniem prędkości w osi strugi syntetycznej oraz pojawieniem się lokalnych maksimów prędkości w obszarze położonym bliżej krawędzi dyszy. Taki charakter profilu można wiązać ze wzrostem wpływu struktur wirowych generowanych w warstwie ścinającej przy wylocie dyszy. Zmiana charakteru profilu obserwowana jest od wartości $d/D = 0{,}3$, powyżej której stosunek $(V_{r/d,rms})_{max} / V_{cl,rms}$ zaczyna systematycznie przekraczać wartość jedności, wskazując na przesunięcie maksimum prędkości poza oś strugi syntetycznej.

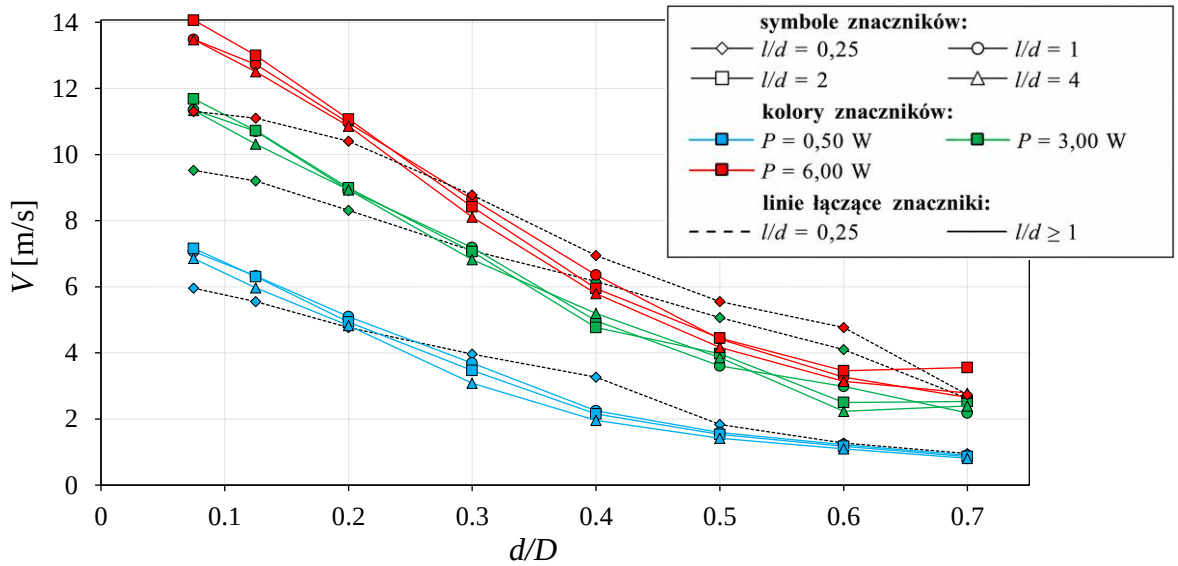


Rys. 7.6. (a) Stosunek maksymalnej prędkości skutecznej w profilu promieniowym do prędkości skutecznej w osi dyszy $(V_{r/d,rms})_{max}$ / $V_{cl,rms}$ oraz (b) stosunek prędkości skutecznej w pobliżu krawędzi dyszy r/d = 0,5 do prędkości skutecznej w osi dyszy $V_{rms,r/d=0,5}$ / $V_{cl,rms}$ dla badanych konfiguracji geometrycznych generatora

Na szczególną uwagę zasługują profile prędkości uzyskane dla najmniejszej względnej długości dyszy (l/d = 0,25), dla których obserwowane jest bardzo strome przejście pomiędzy obszarem rdzenia strugi syntetycznej a otaczającym płynem, co można wiązać ze stosunkowo wąskim obszarem warstwy ścinającej w pobliżu krawędzi dyszy. Oznacza to, że gradient prędkości w tej strefie jest znacznie większy niż dla pozostałych analizowanych konfiguracji (najmniejsze wartości $V_{rms,r/d\,=\,0,5}$ / $V_{cl,rms}$ – rys. 7.6.b). Jednakże profile te wykazują tendencję do obniżenia wartości prędkości w osi strugi dyszy, nawet dla małych wartości d/D. Zjawisko to nie występuje dla większych wartości l/d, co sugeruje, że przepływ potrzebuje odpowiedniej długości dyszy do ustabilizowania się i rozwinięcia struktury prędkości. Szczególnie jednorodny rozkład prędkości w centralnej części strugi syntetycznej obserwowany jest dla konfiguracji o stosunku l/d = 1, gdzie wartości $V_{rms,r/d\,=\,0,5}$ / $V_{cl,rms}$ osiągają lokalne maksimum

dla przypadków $d/D \leq 0{,}2$ (rys. 7.6 b), co prowadzi do podsumowania, że rzeczywiste profile prędkości generowane przez strugę syntetyczną mogą znacząco odbiegać od uproszczonego opisu jednorodnego rozkładu prędkości i w wielu przypadkach mogą wykazywać znacznie bardziej złożoną strukturę związaną z dynamiką powstawania i transportu pierścieni wirowych.

Na rys. 7.7 przedstawiono wartości prędkości charakterystycznej strugi syntetycznej dla badanych konfiguracji geometrycznych generatora. Analiza wykresu wskazuje, że prędkość charakterystyczna w sposób jednoznaczny skaluje się z mocą czynną doprowadzaną do generatora. Dla wszystkich analizowanych konfiguracji geometrycznych przebieg zależności V (d/D) zachowuje bardzo podobny kształt dla różnych poziomów mocy, a różnice pomiędzy krzywymi sprowadzają się przede wszystkim do przesunięcia ich poziomu odpowiadającego wyższym wartościom prędkości dla większej mocy czynnej doprowadzonej do generatora. Oznacza to, że zmiana mocy wpływa przede wszystkim na amplitudę prędkości generowanego przepływu, natomiast w ograniczonym stopniu zmienia jego strukturę przestrzenną. Podobnie jak w przypadku analizowanych wcześniej promieniowych profili prędkości, najwyższe wartości prędkości charakterystycznej obserwowane są dla najmniejszych wartości stosunku średnic d/D. Ponieważ prędkość charakterystyczna definiowana jest jako wielkość uśredniona przestrzennie w całym przekroju dyszy (równanie 5.10), wspomniany rozkład typu „kapelusz cylindryczny" z rozległym obszarem niemal jednorodnej prędkości w centralnej części przekroju prowadzi do zwiększenia wartości prędkości charakterystycznej.



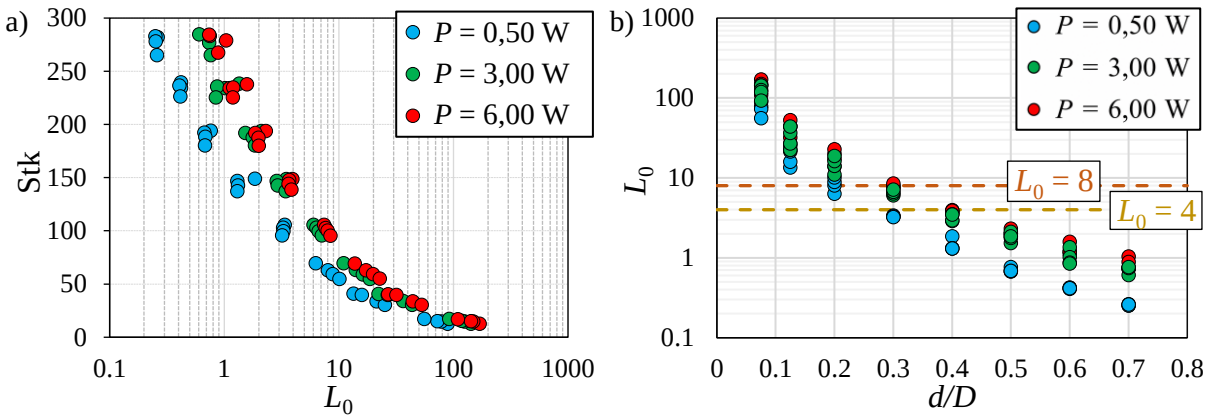
Rys. 7.7. Zależność prędkości charakterystycznej strugi syntetycznej od względnej średnicy dyszy d/D dla analizowanych konfiguracji geometrycznych generatora oraz trzech poziomów mocy czynnej P

Istotnym wnioskiem wynikającym z analizy rys. 7.7 jest niewielki wpływ względnej długości dyszy l/d na wartość prędkości charakterystycznej dla konfiguracji spełniających

warunek $l/d \geq 1$, w zakresie którym przebiegi charakterystyk są do siebie zbliżone. W szczególności konfiguracje $l/d = 1$ oraz $l/d = 2$ wykazują znaczące podobieństwo wartości prędkości charakterystycznej dla większości analizowanych względnych średnic dyszy d/D, podczas gdy dla $l/d = 4$ obserwowane są jedynie nieznacznie niższe wartości prędkości. Wynik ten wskazuje, że po osiągnięciu pewnej minimalnej długości dyszy przepływ wewnątrz kanału ulega stabilizacji i dalsze zwiększanie długości dyszy nie prowadzi do istotnych zmian prędkości wylotowej. Wniosek ten pozostaje w zgodzie z wcześniejszą analizą promieniowych profili prędkości, w której dla konfiguracji $l/d = 1$ obserwowano najbardziej jednorodny rozkład prędkości w centralnej części przepływu. Odmienne zachowanie obserwowane jest dla konfiguracji o najmniejszej względnej długości dyszy ($l/d = 0{,}25$), dla której charakterystyki prędkości charakterystycznej przyjmują wyraźnie inny przebieg niż dla pozostałych analizowanych długości dyszy. Chociaż nadal obserwowana jest skalowalność względem mocy czynnej oraz najwyższe wartości prędkości osiągane są dla najmniejszych d/D, to jednak wartości prędkości charakterystycznej są w zakresie $d/D < 0{,}3$ niższe niż dla konfiguracji o większej względnej długości dyszy l/d. Zjawisko to można powiązać z obserwowanymi wcześniej profilami prędkości, które dla $l/d = 0{,}25$ wykazywały niewielkie obniżenie prędkości w osi strugi syntetycznej we wspomnianym zakresie d/D podczas gdy dla pozostałych l/d nie odnotowano tego zjawiska. Obserwowane różnice wskazują na odmienny charakter przepływu w dyszy i warunki formowania strugi syntetycznej na jej wylocie dla bardzo małej wartości l/d, co potwierdzają również wcześniejsze obserwacje charakteru warstwy ścinającej.

Zaobserwowane zjawiska można dodatkowo interpretować w kontekście bezwymiarowych parametrów opisujących charakter przepływu strugi syntetycznej. Jednym z parametrów stosowanych w tym celu jest liczba Stokesa, wykorzystywana m.in. do opisu charakteru oscylacyjnego przepływu w dyszy generatora (np. [23,100,116,144,153]). Jak przedstawiono na rys. 7.6 w obrębie poszczególnych wartości d/D liczba Stokesa przyjmuje zbliżone wartości dla różnych konfiguracji l/d i poziomów mocy czynnej P. Zmienność tego parametru jest zatem nieznaczna i wynika przede wszystkim z różnic częstotliwości rezonansowych poszczególnych konfiguracji, co oznacza, że parametr ten nie odzwierciedla w pełni zmian obserwowanych w promieniowych profilach prędkości. Jednocześnie liczba Stokesa nie uwzględnia amplitudy prędkości generowanej przez generator, przez co nie odzwierciedla zmian obserwowanych przy różnych poziomach mocy czynnej. W tym kontekście bardziej użytecznym parametrem do interpretacji obserwowanych zmian charakteru przepływu jest bezwymiarowa długość walca płynu L_0, która zależy bezpośrednio od prędkości charakterystycznej strugi syntetycznej (równanie 2.5). Parametr ten związany jest z procesem formowania i odrywania pierścieni

wirowych [14], a jego znaczenie w opisie ewolucji strugi syntetycznej zostało szerzej omówione w rozdziale 2. Na rys. 7.8.a) przedstawiono zależność pomiędzy liczbą Stokesa a bezwymiarową długością walca płynu L_0 dla analizowanych w dysertacji przypadków z podziałem na moc czynną doprowadzaną do generatora. Zaobserwować można, że przypadki odpowiadające najmniejszej mocy czynnej (P = 0,50 W) osiągają zbliżone wartości liczby Stokesa jak przypadki o większej mocy czynnej P, jednak odpowiadają im znacznie mniejsze wartości parametru L_0. Wynika to z uwzględnienia w definicji L_0 prędkości charakterystycznej strugi syntetycznej, która wzrasta wraz ze wzrostem mocy czynnej doprowadzanej do generatora. W konsekwencji parametr L_0 w sposób bardziej bezpośredni odzwierciedla zmiany charakteru przepływu obserwowane w profilach prędkości przedstawionych na rys. 7.5 i 7.6.



Rys. 7.8. Zależność: a) liczby Stokesa od bezwymiarowej długości walca płynu L_0, b) wartości L_0 w funkcji względnej średnicy dyszy d/D; dla badanych konfiguracji geometrycznych i poziomów mocy czynnej

Szczególnie interesujące w kontekście analizowanych wyników są wartości L_0 dla wartości względnych średnic dyszy d/D przedstawione na rys. 7.8.b). Wraz ze wzrostem d/D obserwuje się systematyczne zmniejszanie wartości L_0, przy czym zależność ta jest zachowana dla wszystkich analizowanych poziomów mocy czynnej P. Taki sposób uporządkowania wyników pozwala odnieść obserwowane wcześniej zmiany kształtu promieniowych profili prędkości do zakresów L_0 związanych z opisami ewolucji strugi syntetycznej dostępnymi w literaturze przedmiotu. W tym kontekście szczególnie istotne są wyniki McGuinn i in. [22], którzy wyróżnili na podstawie wartości L_0 cztery odmienne reżimy rozwoju strugi syntetycznej. Dla $L_0 < 4$ autorzy wskazują na silne ograniczenie rozwoju pierścienia wirowego związane m.in. z ponownym zasysaniem wcześniej wypchniętego płynu do komory generatora, natomiast dla $4 \leq L_0 < 8$ pojawia się wyraźnie rozwijający się strumień wleczony za pierścieniem wirowym, który jeszcze w tym zakresie L_0 sprzyja rozwojowi pierścieni wirowych. Dalszy wzrost L_0 prowadzi do dominującej roli strumienia wleczonego, a finalnie do rozpadu

pierścienia wirowego przez silnie turbulentny przepływ. Wartości graniczne $L_0 = 4$ i $L_0 = 8$ wyszczególnione w pracy [22] zaznaczono na rys. 7.8.b) w nawiązaniu do przedstawionego podziału reżimów przepływu. Należy przy tym podkreślić, że bezpośrednie przeniesienie klasyfikacji McGuinn i in. [22] na wyniki niniejszej pracy nie jest możliwe w sensie ścisłym. Autorzy [22] analizowali ewolucję struktur przepływowych z wykorzystaniem pomiarów PIV dla pojedynczej konfiguracji geometrycznej generatora ($d/D = 0{,}08$; $l/d = 2$), podczas gdy w niniejszej pracy analizowane są promieniowe profile prędkości uzyskane na podstawie pomiarów z wykorzystaniem anemometrii stałotemperaturowej (CTA) dla szerokiego zakresu geometrii. Pomimo wskazanych różnic obserwowane w niniejszej dysertacji zmiany profili prędkości wykazują interesującą zgodność z podziałem zakresów L_0 przedstawionym przez McGuinn i in. [22]. Dla $P = 3{,}00$ W konfiguracja o $d/D = 0{,}3$ znajduje się w zakresie $4 \leq L_0 < 8$, natomiast dla większych wartości d/D wartości L_0 przechodzą poniżej 4 (rys. 7.8.b) - jest to jednocześnie zakres, dla którego na rys. 7.5. i 7.6. zaobserwowano wyraźną zmianę charakteru profili prędkości. Dla $d/D \leq 0{,}2$ odnotowano $L_0 > 8$, a profile mają charakter zbliżony do rozkładu typu „kapelusz cylindryczny" ze stosunkowo jednorodnym rozkładem prędkości w centralnej części przepływu. Dla $d/D = 0{,}3$ ($4 \leq L_0 < 8$) profil pozostaje jeszcze stosunkowo wyrównany, jednakże zachodzi to w całej szerokości dyszy ($r/d = -0{,}5 \div 0{,}5$), szczególnie dla $l/d = 1$ i $l/d = 2$. Natomiast dla $d/D > 0{,}3$, dla których przy $P = 3{,}00$ W występują wartości $L_0 < 4$, obserwuje się wyraźne obniżenie prędkości w osi oraz przesunięcie lokalnego maksimum w kierunku krawędzi dyszy, w konsekwencji stosunek $(V_{r/d,rms})_{max} / V_{cl,rms}$ (rys. 7.6.a) przyjmuje wartości większe od jedności, a profil uzyskuje charakter pierścieniowy. Obserwowane przejście jest szczególnie widoczne w przypadku stosunku $V_{rms,r/d=0,5} / V_{cl,rms}$ (rys. 7.6.b) - dla $d/D \geq 0{,}4$, a więc dla konfiguracji, dla których wszystkie wartości L_0 są mniejsze od 4, stosunek ten w zdecydowanej większości przypadków przekracza wartość jedności. Jednocześnie wraz ze wzrostem d/D obserwuje się dalsze zmniejszanie L_0 oraz wzrost obu analizowanych stosunków prędkości z rys. 7.6. Szczególnie interesujące jest występowanie przejścia w pobliżu L_0 odpowiadającego konfiguracji $d/D = 0{,}3$, która jako jedyna dla $P = 3{,}00$ W znajduje się w zakresie $4 \leq L_0 < 8$. Ponadto podobną zależność można dostrzec również przy porównywaniu przypadków o różnych poziomach mocy czynnej. Dla $d/D \geq 0{,}3$ wartości L_0 uzyskiwane przy niższej mocy czynnej mogą być zbliżone do wartości występujących dla większego d/D przy wyższej mocy czynnej. Przykładowo przypadki o $P = 0{,}50$ W dla określonego d/D mogą charakteryzować się wartościami L_0 zbliżonymi do przypadków o $P = 3{,}00$ W dla większego d/D. Dla takich przypadków obserwowane na rys. 7.6 wartości $(V_{r/d,rms})_{max} / V_{cl,rms}$ oraz $V_{rms,r/d=0,5} / V_{cl,rms}$ również wykazują zbliżone

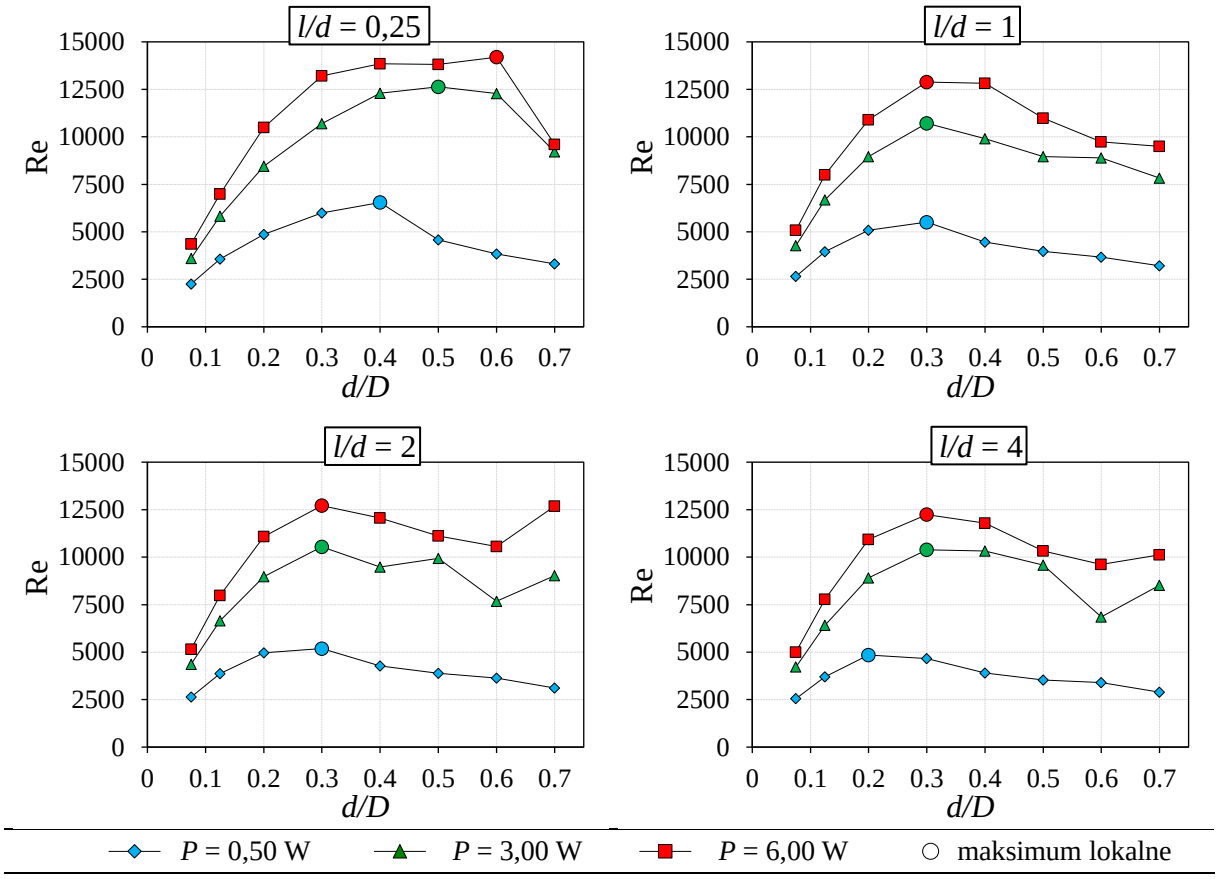
tendencje. Wskazuje to, że wartość L_0 może stanowić użyteczny parametr porządkujący obserwowane zmiany kształtu profilu prędkości, niezależnie od tego czy odpowiadająca jej wartość została uzyskana w wyniku zmiany względnej średnicy dyszy *d/D* czy mocy czynnej *P*.

Uzyskane wyniki są również jakościowo zgodne z opisem struktur przepływowych przedstawionym przez Greco i in. [124], szerzej omówionym w rozdziale 5.4. Autorzy wyróżnili dwie topologie przepływu: dla małych wartości L_0 dominują niezależnie przemieszczające się pierścienie wirowe, natomiast dla dużych wartości L_0 pojawia się pierścień wirowy wraz ze strumieniem wleczonym i związanym z nim rdzeniem potencjalnym (rys. 5.2). Chociaż w pracy [124] nie przypisano konkretnych wartości granicznych L_0 opis ten pozostaje jakościowo zgodny z obserwowanymi w niniejszej pracy profilami prędkości. Dla większych wartości L_0, występujących przede wszystkim przy mniejszych względnych średnicach dyszy *d/D*, obserwuje się szeroki, względnie jednorodny rdzeń strugi syntetycznej, natomiast dla mniejszych wartości L_0, charakterystycznych dla większych *d/D*, pojawia się obniżenie prędkości w osi i wzrost prędkości w pobliżu krawędzi dyszy, prowadzący do profilu o charakterze pierścieniowym.

Przedstawione wyniki wskazują zatem, że bezwymiarowa długość walca płynu L_0 stanowi użyteczny parametr do interpretacji zmian kształtu promieniowych profili prędkości obserwowanych w niniejszej pracy. Szczególnie istotne jest, że charakterystyczne przejście od profili o względnie jednorodnym rozkładzie prędkości do profili o charakterze pierścieniowym występuje w zakresie wartości L_0 zbliżonym do zakresów odpowiadających różnym mechanizmom ewolucji strugi syntetycznej zidentyfikowanym przez McGuinn i in. [22]. Zgodność ta jest tym bardziej interesująca, że uzyskano ją dla odmiennego zakresu geometrii oraz przy zastosowaniu innej metody pomiarowej. Jednakże nie oznacza to, że wartość L_0 samodzielnie determinuje kształt profilu prędkości, ponieważ obserwowane zależności pozostają związane również z geometrią generatora, czego przykładem jest wpływ *l/d* widoczny na rys. 7.5 i 7.6. Wartość L_0 można zatem traktować jako parametr porządkujący charakter ewolucji strugi syntetycznej, pozwalający na bardziej fizyczną interpretację zmian profili prędkości obserwowanych wraz ze zmianą geometrii i warunków zasilania generatora.

Na rys. 7.9 przedstawiono wartości liczby Reynoldsa wyznaczone na podstawie prędkości charakterystycznej dla analizowanych konfiguracji geometrycznych. Podobnie jak w przypadku prędkości charakterystycznej (rys. 7.7), przebieg zależności Re (*d/D*) wskazuje na odmienne zachowanie konfiguracji o najmniejszej względnej długości dyszy $l/d = 0{,}25$ w porównaniu z pozostałymi przypadkami, dla których $l/d \geq 1$. Dla $l/d = 0{,}25$ maksymalne wartości liczby Reynoldsa są wyraźnie wyższe niż dla pozostałych konfiguracji i występują

przy większych wartościach względnej średnicy dyszy *d/D*. Różnice pomiędzy maksymalnymi wartościami liczby Reynoldsa dla $l/d = 0{,}25$ i $l/d \geq 1$ wynoszą odpowiednio około 18,7%, 17,9% oraz 10,2% dla mocy czynnej $P = 0{,}50$ W, $P = 3{,}00$ W oraz $P = 6{,}00$ W. Jest to konsekwencja odmiennego przebiegu prędkości charakterystycznej dla najmniejszej względnej długości dyszy *l/d* (rys. 7.7), w szczególności dla $l/d = 0{,}25$ obserwowane są większe wartości prędkości charakterystycznej przy większych wartościach *d/D*, co bezpośrednio przekłada się na zwiększenie wartości liczby Reynoldsa dla tych konfiguracji geometrycznych.



Rys. 7.9. Zależność liczby Reynoldsa od względnej średnicy dyszy *d/D* dla analizowanych konfiguracji geometrycznych generatora oraz trzech poziomów mocy czynnej *P*

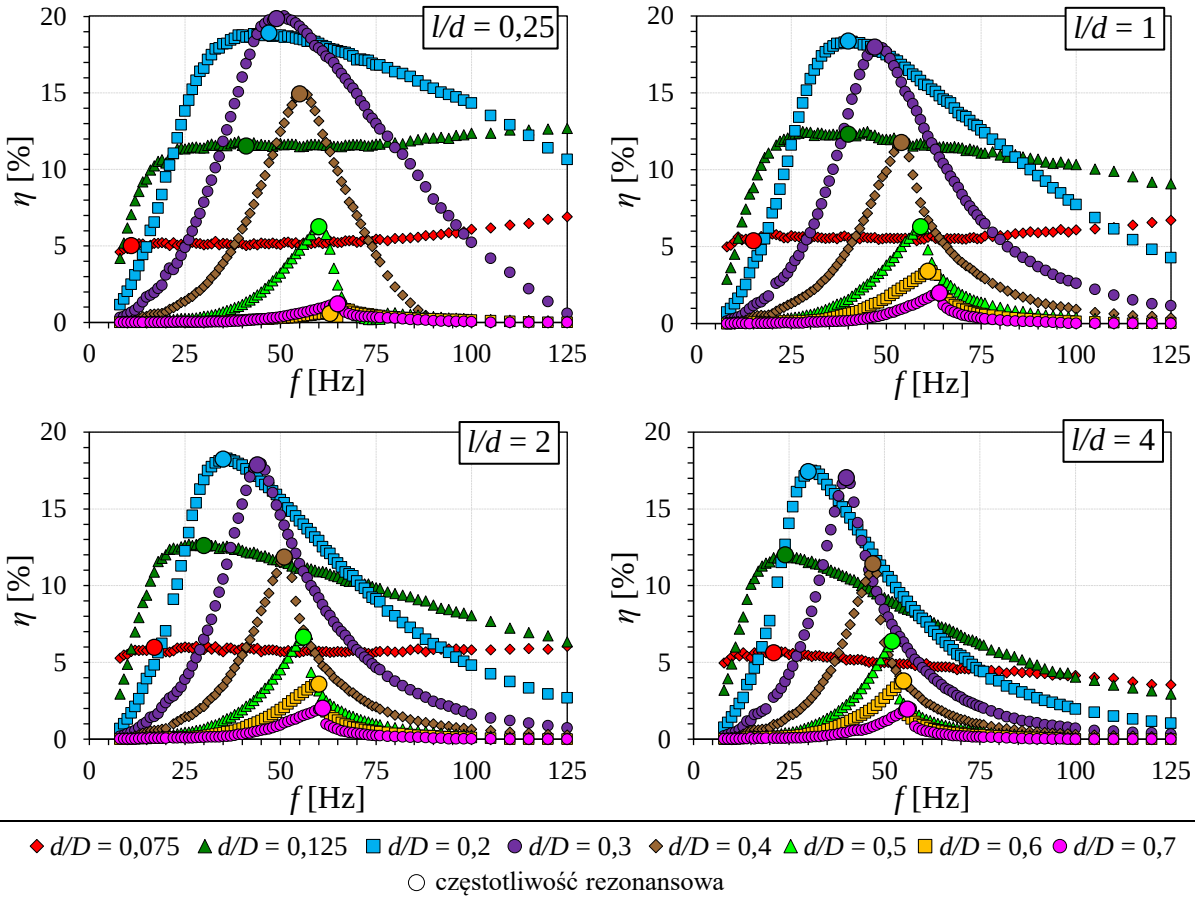
Dla konfiguracji o $l/d \geq 1$ charakterystyczną cechą przebiegów przedstawionych na rys. 7.9 jest występowanie maksimum liczby Reynoldsa przy $d/D = 0{,}3$, co obserwowane jest praktycznie dla wszystkich trzech analizowanych poziomów mocy czynnej oraz dla wszystkich rozpatrywanych wartości $l/d \geq 1$. Wpływ na lokalizację tego maksimum może mieć m.in. przeciwstawny wpływ dwóch czynników związanych ze zmianą średnicy dyszy. Z jednej strony wzrost względnej średnicy dyszy *d/D* oznacza zwiększenie średnicy dyszy *d*, która bezpośrednio występuje w definicji liczby Reynoldsa, natomiast z drugiej strony zwiększanie przekroju wylotowego dyszy wiąże się ze zmniejszaniem prędkości charakterystycznej strugi

syntetycznej. W rezultacie wzrost liczby Reynoldsa związany ze zwiększaniem średnicy dyszy jest kompensowany przez zmniejszenie prędkości charakterystycznej, prowadząc do wystąpienia maksimum dla pośredniej wartości *d/D*. Warto zauważyć, że maksimum liczby Reynoldsa przy *d/D* = 0,3 pokrywa się z wartością względnej średnicy dyszy *d/D*, przy której w analizie promieniowych profili prędkości zaobserwowano przejście od profili o charakterze zbliżonym do jednorodnego do profili o charakterze pierścieniowym (rys. 7.5 i 7.6), jednakże zależność tę należy rozpatrywać jako współwystępowanie dwóch obserwowanych zmian, a nie jako bezpośredni związek przyczynowy pomiędzy liczbą Reynoldsa a kształtem profilu prędkości. Wartym podkreślenia jest odniesienie wartości liczby Reynoldsa do wcześniej analizowanej bezwymiarowej długości walca płynu L_0. Oba parametry wykorzystują prędkość charakterystyczną strugi syntetycznej, jednak opisują inne aspekty przepływu: liczba Reynoldsa charakteryzuje stosunek sił bezwładności do sił lepkości, podczas gdy L_0 odnosi długość charakterystyczną związana z prędkością strugi syntetycznej do średnicy dyszy i częstotliwości jej generowania, w tym przypadku indywidualnie wyznaczonej dla każdej geometrii częstotliwości rezonansowej, stanowiąc parametr związany z charakterem formowania i ewolucji strugi syntetycznej. Z tego względu liczba Reynoldsa nie zastępuje L_0 w opisie charakteru przepływu, lecz stanowi jego uzupełnienie.

Analiza rys. 7.9 wskazuje ponadto, że obserwowane wcześniej różnice w wartościach liczby Reynoldsa pomiędzy konfiguracjami geometrycznymi nie powinny być rozpatrywane wyłącznie w kontekście samej wartości Re. W szczególności zmiany Re są w znacznym stopniu związane ze zmianami prędkości charakterystycznej, która jednocześnie determinuje wartość L_0. Analiza przedstawionych wyników pokazuje zatem, że opis charakteru przepływu generowanego przez badany generator wymaga uwzględnienia zarówno parametrów geometrycznych, jak i wynikających z nich zmian parametrów przepływowych. W szczególności zmiana geometrii generatora prowadzi jednocześnie do zmian prędkości charakterystycznej, bezwymiarowej długości walca płynu L_0 oraz liczby Reynoldsa, przy czym parametry te opisują różne aspekty generowanego przepływu. Tym samym przedstawione wyniki potwierdzają, że zmiana geometrii generatora prowadzi jednocześnie do zmian kilku wzajemnie powiązanych parametrów charakteryzujących przepływ strugi syntetycznej.

7.3. Analiza sprawności energetycznej generatora strugi syntetycznej

Sprawność energetyczna generatora strugi syntetycznej została wyznaczona na podstawie równania (6.4), które wiąże strumień energii kinetycznej strugi syntetycznej z mocą czynną doprowadzoną do generatora. Na rys. 7.10 przedstawiono charakterystyki sprawności energetycznej w funkcji częstotliwości f dla mocy czynnej P = 3,00 W wraz z zaznaczonymi punktami odpowiadającymi częstotliwościom rezonansowym dla analizowanych konfiguracji geometrycznych generatora.



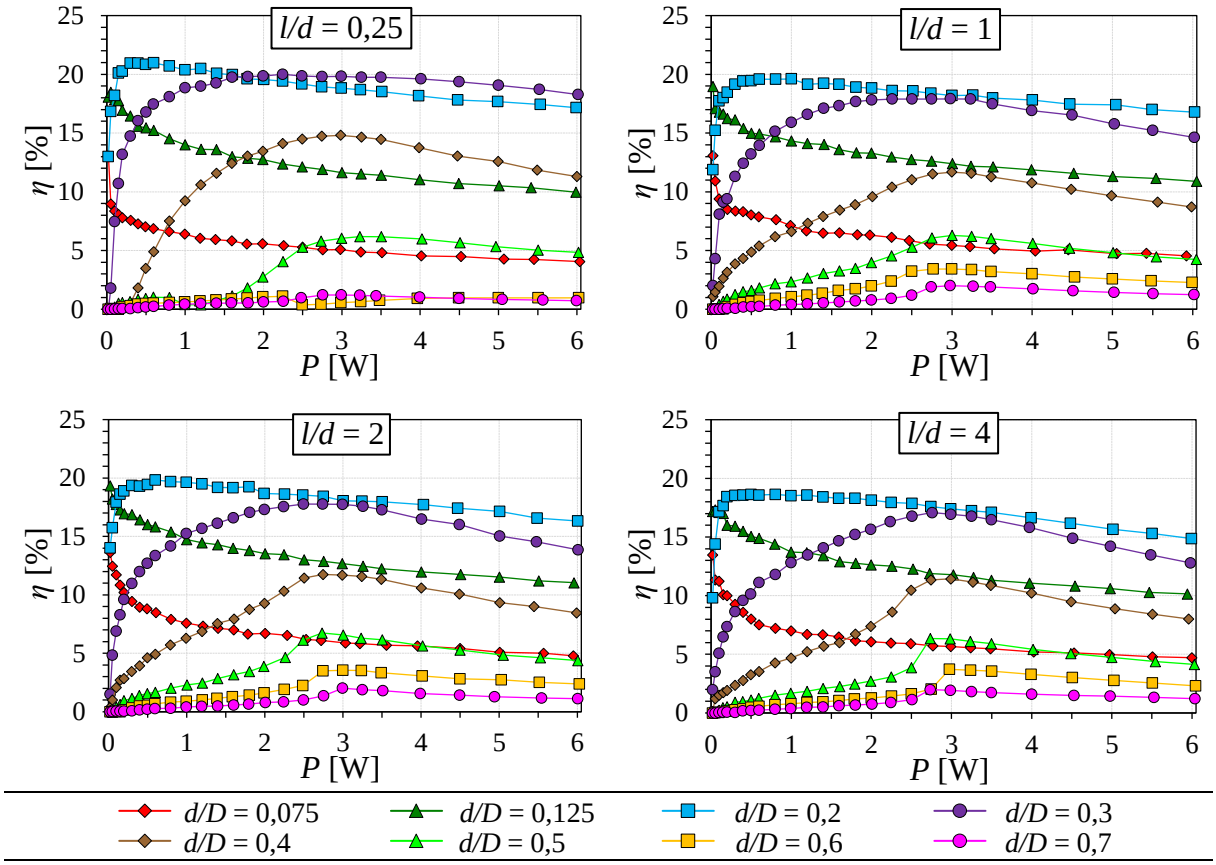
Rys. 7.10. Charakterystyki sprawności energetycznej generatora strugi syntetycznej w funkcji częstotliwości f dla mocy czynnej P = 3,00 W dla analizowanych konfiguracji geometrycznych

Analiza charakterystyk sprawności energetycznej z rys. 7.10 wskazuje, że maksymalne wartości sprawności energetycznej generatora osiągane są w pobliżu częstotliwości rezonansowej, co potwierdza poprawność identyfikacji częstotliwości f_{SJA} (rozdział 7.1) oraz wskazuje na zbieżność charakterystycznych zmian odpowiedzi elektrycznej, energetycznej i przepływowej generatora w zakresie tej częstotliwości. Odstępstwem od tej reguły jest wąski zakres $d/D \leq 0{,}125$, dla którego charakterystyki sprawnościowe mają szeroki i stosunkowo płaski przebieg, a maksimum sprawności jest słabo zaznaczone albo w ogóle nie występuje.

Oznacza to, że w tym zakresie geometrii generator wykazuje niewielką czułość na zmianę częstotliwości pracy *f*, co przekłada się na zwiększoną niepewność identyfikacji częstotliwości rezonansowej, jednak jednocześnie ogranicza wpływ ewentualnego błędu jej identyfikacji na parametry przepływowe, co potwierdza założenia przyjęte w rozdziale 7.1. Wraz ze wzrostem stosunku *d/D* do wartości pośrednich (*d/D* = 0,2÷0,3) charakterystyki sprawnościowe ulegają wyraźnej zmianie, dla których maksimum sprawności energetycznej staje się bardziej wyraźne, a jego położenie można jednoznacznie zidentyfikować. Jednocześnie szerokość charakterystyki pozostaje stosunkowo duża, co oznacza, że układ zachowuje pewną tolerancję na „odstrojenie" od częstotliwości rezonansowej. Zakres ten obejmuje konfiguracje, dla których w analizie prędkości obserwowano przejście pomiędzy profilem o jednorodnym rozkładzie prędkości a profilem pierścieniowym oraz maksymalne wartości liczby Reynoldsa dla większości geometrii. Dla największych wartości *d/D* (*d/D* ≥ 0,4) charakterystyki sprawnościowe wykazują odmienne zachowanie. Maksymalna sprawność energetyczna gwałtownie maleje wraz ze wzrostem względnej średnicy dyszy *d/D*, np. dla *l/d* = 0,25 wartość maksymalna zmniejsza się z 14,96% dla *d/D* = 0,4 do 6,26% dla *d/D* = 0,5, a następnie do 0,59% dla *d/D* = 0,6. Dodatkowo charakterystyki te stają się bardziej wąskie oraz charakteryzują się nagłym spadkiem sprawności energetycznej po przekroczeniu częstotliwości rezonansowej. Oznacza to, że układ staje się bardziej selektywny względem częstotliwości pracy *f*, a efektywność konwersji energii szybko maleje poza wąskim zakresem wokół f_{SJA}.

Wpływ względnej długości dyszy *l/d* na przebieg charakterystyk sprawnościowych w funkcji częstotliwości *f* jest wyraźnie słabszy niż wpływ stosunku *d/D*, szczególnie w kontekście wartości maksymalnej sprawności energetycznej dla konfiguracji *l/d* ≥ 1. Jedyne istotne różnice obserwuje się dla *l/d* ≤ 1 i stosunków *d/D* = 0,3 oraz *d/D* = 0,4 dla których mniejsza względna długość dyszy *l/d* skutkuje wzrostem sprawności energetycznej o 10,54% i 17,62% odpowiednio. Niemniej jednak można zaobserwować tendencję do stopniowego zawężania charakterystyk wraz ze wzrostem *l/d*, co wskazuje na bardziej rezonansowy charakter pracy układu dla dłuższych dysz.

Na rys. 7.11 przedstawiono charakterystyki sprawności energetycznej generatora w funkcji mocy czynnej doprowadzanej do generatora. W odróżnieniu od wyników z rys. 7.10 zależności sprawności energetycznej od mocy czynnej nie wykazują tak jednorodnego charakteru dla analizowanych konfiguracji geometrycznych. Wynika to bezpośrednio z definicji sprawności energetycznej, w której moc czynna *P* występuje w mianowniku, podczas gdy licznik opisujący strumień energii kinetycznej strugi syntetycznej jest proporcjonalny do trzeciej potęgi prędkości charakterystycznej, której zależność od mocy zasilania nie ma charakteru liniowego.



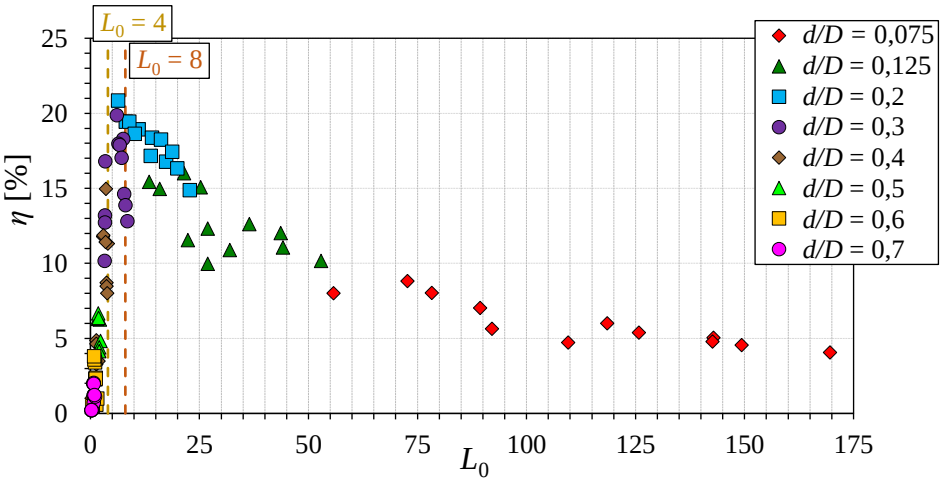
Rys. 7.11. Charakterystyki sprawności energetycznej generatora strugi syntetycznej w funkcji mocy czynnej P dla analizowanych konfiguracji geometrycznych wyznaczone dla częstotliwości rezonansowych generatora

Podobnie jak w przypadku charakterystyk częstotliwościowych również na rys. 7.11 można wyróżnić trzy wyraźne zakresy zachowania układu. Dla najmniejszych wartości d/D ($d/D \leq 0{,}125$) przebiegi wykazują osobliwy charakter przejawiający się monotonicznością funkcji o charakterze funkcji nierosnącej. Charakter ten wynika ze stosunkowo płaskich przebiegów parametrów wynikowych, w tym strumienia energii kinetycznej strugi syntetycznej, dla tej grupy konfiguracji geometrycznych, podczas gdy wzrost mocy czynnej P powoduje wzrost wartości mianownika definicji sprawności energetycznej (równanie 6.4). W konsekwencji sprawność energetyczna przyjmuje najwyższe wartości dla najmniejszych mocy czynnych P i systematycznie maleje wraz ze wzrostem ich wartości. Dla wartości pośrednich d/D ($d/D = 0{,}2 \div 0{,}4$) charakterystyki sprawnościowe ulegają uporządkowaniu: obserwowane jest wyraźne maksimum sprawności energetycznej dla określonej wartości mocy czynnej, po którym następuje stopniowy spadek. W tym zakresie konfiguracji geometrycznych uzyskiwane są najbardziej powtarzalne i przewidywalne zależności. W przypadku większych wartości d/D sprawność energetyczna przyjmuje niskie wartości w całym analizowanym zakresie mocy czynnej P, a charakterystyki mają stosunkowo płaski przebieg, co oznacza,

że zwiększanie mocy czynnej doprowadzanej do generatora nie prowadzi do istotnego wzrostu strumienia energii kinetycznej strugi syntetycznej, potwierdzając wcześniejsze obserwacje dotyczące spadku prędkości charakterystycznej dla tej grupy *d/D*. Konfiguracją geometryczną zapewniającą najwyższe sprawności energetyczne generatora w przeważającym zakresie analizowanej mocy czynnej $P = (0{,}30 \div 6{,}00)$ W okazała się dysza o stosunku $d/D = 0{,}2$, która jedynie dla $l/d = 0{,}25$ i wartości $P \geq 1{,}80$ W osiągnęła niższe wartości sprawności energetycznej niż konfiguracja $d/D = 0{,}3$. Analiza charakterystyk sprawnościowych w funkcji mocy czynnej P pozwala również wyjaśnić obserwowany wcześniej ograniczony przyrost prędkości charakterystycznej i liczby Reynoldsa przy przejściu z $P = 3{,}00$ W do $P = 6{,}00$ W. W zakresie tym sprawność energetyczna dla większości konfiguracji ulega zmniejszeniu, co oznacza, że wraz ze wzrostem mocy czynnej maleje udział dodatkowej mocy czynnej przekształcanej w strumień energii kinetycznej przepływu.

W celu uzupełnienia przeprowadzonej analizy na rys. 7.12. przedstawiono sprawność energetyczną generatora strugi syntetycznej w funkcji bezwymiarowej długości walca płynu L_0. Wyniki obejmują wszystkie wartości L_0 wyznaczone w niniejszej pracy, odpowiadające trzem poziomom mocy czynnej $P = (0{,}50;\ 3{,}00;\ 6{,}00)$ W, przy częstotliwościach rezonansowych wyznaczonych indywidualnie dla każdej konfiguracji geometrycznej. Pomimo przedstawienia wyników z rozróżnieniem jedynie względnej średnicy dyszy *d/D* zaobserwować można wyraźne uporządkowanie danych: poszczególne konfiguracje geometryczne grupują się w charakterystycznych zakresach wartości L_0, przy czym niezależnie od *l/d* można zaobserwować wspólną tendencję zmian sprawności energetycznej. Dla najmniejszych wartości L_0 sprawność energetyczna przyjmuje niskie wartości, następnie bardzo gwałtownie wzrasta osiągając maksimum, po czym stopniowo maleje wraz z dalszym wzrostem L_0 w szerokim jego zakresie. Zaobserwowany przebieg pozostaje jakościowo zgodny z opisem ewolucji strugi syntetycznej przedstawionym przez McGuinn i in. [22], do którego odniesiono również wyniki analizy promieniowych profili prędkości (rozdział 7.2). W szczególności zakres największych wartości sprawności energetycznej generatora przypada w przybliżeniu na wartości L_0 odpowiadające zakresowi $4 \leq L_0 < 8$, dla którego autorzy wskazują na występowanie w pełni rozwiniętych, najbardziej koherentnych pierścieni wirowych, utrzymujących swoją strukturę na największej odległości od dyszy. W niniejszej pracy nie prowadzono bezpośredniej analizy przestrzennej struktur wirowych. Zgodność zakresów L_0, w których obserwowane są charakterystyczne zmiany sprawności energetycznej generatora, z przedziałami wskazanymi w literaturze jako kolejne etapy rozwoju strugi syntetycznej należy zatem traktować jako zgodność jakościową i przesłankę do interpretacji, a nie jako

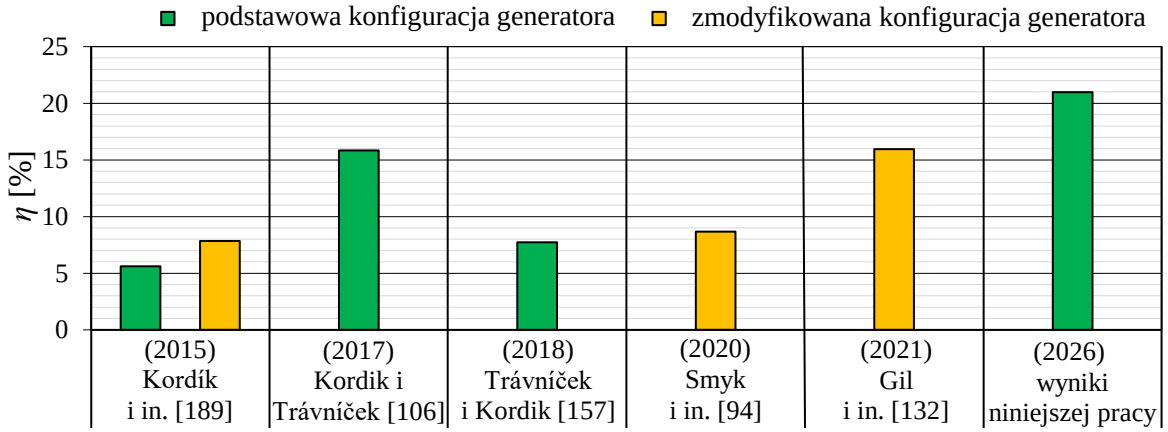
bezpośrednią weryfikację mechanizmu. Uzyskana zgodność może jednak stanowić podstawę do dalszych badań, w których bezpośrednia analiza struktur przepływowych pozwoliłaby zweryfikować związek pomiędzy charakterem generowanej strugi syntetycznej, wartością L_0 oraz sprawnością energetyczną generatora.



Rys. 7.12. Sprawność energetyczna generatora strugi syntetycznej przedstawiona w funkcji bezwymiarowej długości walca płynu L_0

Na rys. 7.13 przedstawiono maksymalne wartości sprawności energetycznej generatorów strugi syntetycznej uzyskane w wybranych pracach literaturowych, w których zastosowano definicję sprawności energetycznej zgodną z równaniem (5.21) oraz maksymalną wartość uzyskaną w niniejszej dysertacji. Wyniki zestawiono chronologicznie wyróżniając podstawową konfigurację generatora, obejmującą pojedynczy element drgający, komorę i dyszę, oraz konfiguracje zmodyfikowane, wykorzystujące dodatkowe elementy lub odmienne rozwiązania konstrukcyjne (więcej w rozdziale 2). Wśród zestawionych wyników najwyższą wartość sprawności energetycznej uzyskano w niniejszej pracy. Jest to szczególnie istotne w kontekście szerokiego zakresu przeprowadzonych badań geometrycznych, ponieważ sprawność energetyczna generatora nie stanowiła w niniejszej pracy jedynego ani nadrzędnego kryterium oceny generatora. Wartość uzyskana przez Kordik i Trávníček [106] wynosząca około 16% pozostaje najwyższą spośród wcześniejszych wyników uzyskanych dla podstawowej konfiguracji generatora, przy czym w pracy [106] sprawność energetyczna stanowiła bezpośredni przedmiot optymalizacji. Wartość uzyskana w niniejszej pracy wynosząca około 21% jest zatem wyższa o około 5 punktów procentowych od tego wyniku. Na uwagę zasługuje także fakt, że zastosowanie zmodyfikowanych konfiguracji generatorów również nie prowadziło do uzyskania wartości sprawności energetycznych wyższych od uzyskanej w niniejszej pracy. Warto podkreślić, że najwyższą wartość sprawności energetycznej w niniejszej pracy uzyskano dla konfiguracji o $d/D = 0{,}2$ i $l/d = 0{,}25$, znajdującej się poza

obszarem wskazanym na rys. 3.1.a, co wskazuje, że rozszerzenie zakresu badań było zasadne również z punktu widzenia sprawności energetycznej generatora. Porównanie to wskazuje, że istotną poprawę sprawności energetycznej można uzyskać poprzez odpowiedni dobór geometrii dyszy bez konieczności modyfikowania pozostałych elementów konstrukcji generatora.



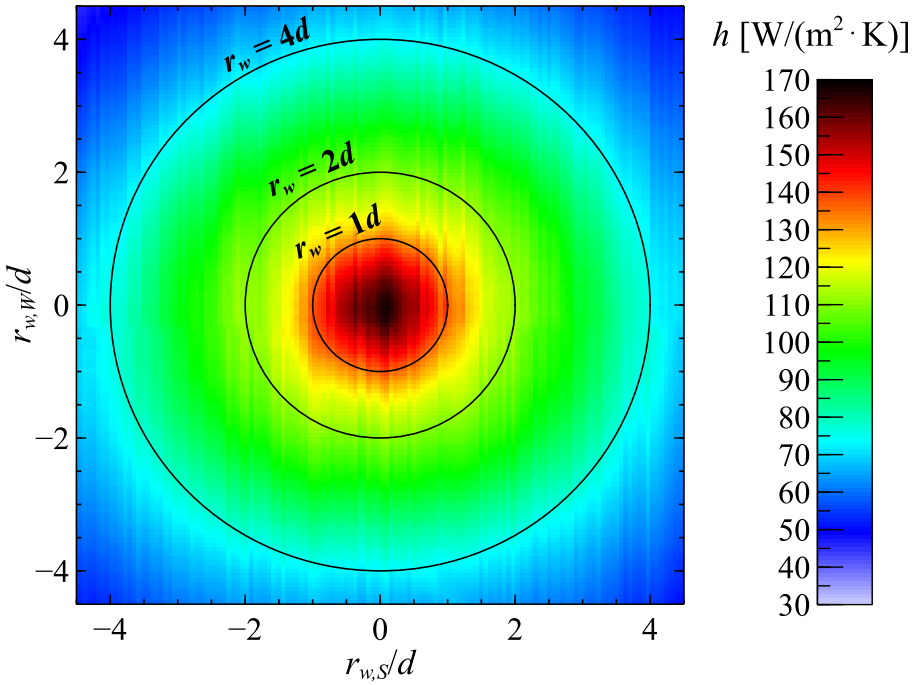
Rys. 7.13. Maksymalne wartości sprawności energetycznej generatora strugi syntetycznej wyznaczone według definicji (5.21) w wybranych pracach literaturowych oraz w niniejszej pracy

Przeprowadzona analiza wskazuje, że sprawność energetyczna generatora strugi syntetycznej jest silnie zależna od geometrii dyszy oraz warunków zasilania, przy czym wpływ poszczególnych parametrów nie ma charakteru jednoznacznego. W szczególności nie obserwuje się jednoznacznej zgodności pomiędzy konfiguracjami zapewniającymi maksymalne wartości liczby Reynoldsa a konfiguracjami charakteryzującymi się najwyższą sprawnością energetyczną generatora. Na podstawie uzyskanych wyników można wskazać, że najbardziej korzystny zakres d/D mieści się w przedziale $d/D = 0{,}2 \div 0{,}3$, dla którego uzyskiwane są jednocześnie wysokie wartości sprawności energetycznej oraz uporządkowany przebieg ich charakterystyk. Ponadto wartości bezwymiarowej długości walca płynu L_0 odpowiadające tym konfiguracjom przypadają w zakresie, który w literaturze związany jest z określonym etapem rozwoju i organizacji struktur wirowych strugi syntetycznej. Konfiguracje o większych wartościach d/D charakteryzują się wyraźnym spadkiem zarówno sprawności energetycznej, jak i prędkości charakterystycznej, natomiast dla bardzo małych wartości d/D obserwowane są nietypowe i trudniejsze do jednoznacznej interpretacji charakterystyki sprawnościowe. Uzyskane wyniki sugerują zatem, że sprawność energetyczna pozostaje związana nie tylko z parametrami geometrycznymi i warunkami zasilania, lecz może być również powiązana z charakterem generowanego pola przepływu i ewolucją jego struktur wirowych.

7.4. Chłodzenie uderzeniowe strugą syntetyczną

Zgodnie z planem badań przedstawionym w rozdziale 6.4. analizę wymiany ciepła przeprowadzono dla wszystkich 32 konfiguracji geometrycznych generatora strugi syntetycznej, trzech nastaw mocy czynnej oraz możliwie szerokiego zakresu bezwymiarowej odległości osiowej *z/d*. Pierwotnie zakładano realizację pomiarów do wartości *z/d* = 20 dla wszystkich analizowanych geometrii, jednakże w praktyce zakres ten okazał się niemożliwy do zachowania dla największych wartości *d/D* ze względu na ograniczony zakres wykorzystanego modułu liniowego (500 mm), którego przemieszczanie wymagałoby przebudowy stanowiska pomiarowego oraz mogłoby negatywnie wpływać na powtarzalność pomiarów. Decyzję o pozostawieniu różnego zakresu *z/d* poprzedzono analizą wyników wstępnych badań oraz danymi literaturowymi. Jak wykazano w licznych pracach [115-118,125,134,161] charakterystyki współczynnika przejmowania ciepła oraz liczby Nusselta w funkcji odległości osiowej *z/d* wykazują podobny przebieg - po początkowym wzroście osiągają maksimum, po osiągnięciu którego przebieg charakterystyk staje się znacznie bardziej przewidywalny, a dalsze zwiększanie odległości osiowej *z/d* prowadzi do systematycznego zmniejszania intensywności wymiany ciepła. Przeprowadzone badania wstępne wykazały, że dla wszystkich analizowanych konfiguracji maksimum wymiany ciepła występowało w zakresie możliwym do zrealizowania na zbudowanym stanowisku badawczym, obejmując jednocześnie fragment opadającej części charakterystyki, w związku z czym odstąpiono od rozbudowy stanowiska wyłącznie w celu uzyskania pełnego zakresu *z/d* = 20 dla największych wartości *d/D*.

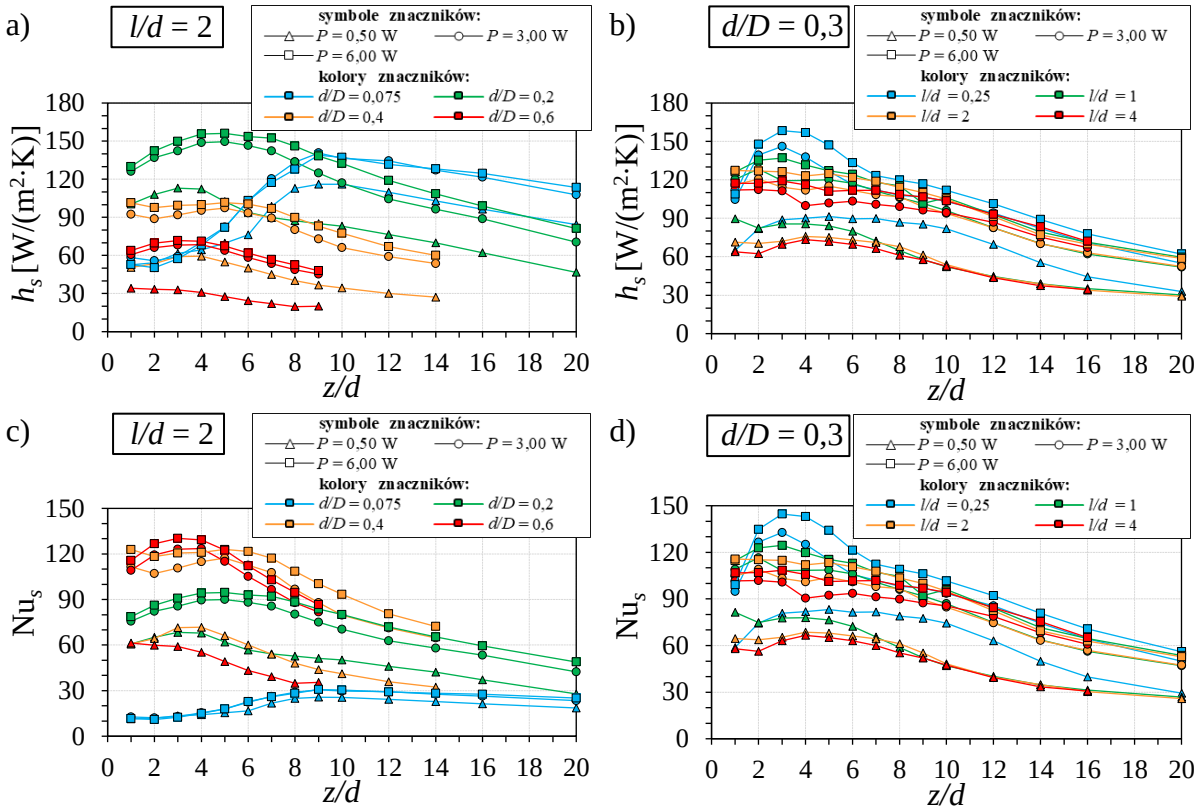
Na rys. 7.14 przedstawiono przykładową mapę rozkładu współczynnika przejmowania ciepła *h* na chłodzonej powierzchni w warunkach chłodzenia uderzeniowego strugą syntetyczną, uzyskaną dla geometrii *d/D* = 0,125, *l/d* = 0,25, odległości osiowej *z/d* = 3 oraz mocy czynnej *P* = 3,00 W. Przedstawiony rozkład obrazuje przestrzenny charakter wyników uzyskiwanych w pomiarach cieplnych, na podstawie których w dalszej części pracy wyznaczano rozkłady radialne oraz wartości parametrów uśrednionych powierzchniowo, a zaznaczone na mapie okręgi przedstawiają przykładowe wartości bezwymiarowego promienia r_w/d, uwzględnianego przy wyznaczaniu tych parametrów. Przedstawiona mapa pozwala również zobrazować skalę wartości współczynnika przejmowania ciepła uzyskiwanych w niniejszych badaniach: dla porównania, w warunkach konwekcji swobodnej, tj. przy takim samym zasilaniu folii grzejnej i przy wyłączonym generatorze strugi syntetycznej wartości współczynnika przejmowania ciepła, wyznaczone dla całego analizowanego zbioru przypadków, mieściły się w zakresie około h = (4,2÷10,5) W/(m^2·K).



Rys. 7.14. Przykładowa mapa rozkładu współczynnika przejmowania ciepła h na powierzchni chłodzonej strugą syntetyczna dla d/D = 0,125, l/d = 0,25, z/d = 3, P = 3,00 W

Z uwagi na bardzo dużą liczbę uzyskanych wyników w pierwszej kolejności oceniono wpływ mocy czynnej P na przebieg charakterystyk wymiany ciepła (rys. 7.15) celem uzasadnienia dalszego ograniczenia analiz do jednej wartości mocy czynnej P. Niezależnie od analizowanej geometrii wzrost mocy czynnej P prowadzi na ogół do zwiększenia wartości współczynnika przejmowania ciepła oraz liczby Nusselta, przy czym dla większości analizowanych przypadków nie powoduje istotnych zmian ogólnego przebiegu charakterystyk ani położenia ich maksimum, co oznacza, że w badanym zakresie zmiana mocy czynnej P wpływa przede wszystkim na poziom intensywności chłodzenia zachowując charakter jego rozkładu. Szczególnie interesującą obserwacją wynikającą z rys. 7.15. jest różnica pomiędzy geometriami, dla których osiągane są najwyższe wartości współczynnika przejmowania ciepła, a geometriami o najwyższych wartościach liczby Nusselta: dla stałej wartości l/d zmiana parametru opisującego intensywność wymiany ciepła prowadzi do wyraźnej zmiany kolejności analizowanych geometrii, podczas gdy dla stałego d/D i zmiennego l/d efekt ten praktycznie nie występuje. Uzyskane wyniki wskazują, że współczynnik przejmowania ciepła oraz liczba Nusselta nie powinny być traktowane jako równoważne parametry. Współczynnik przejmowania ciepła opisuje bezpośrednio intensywność procesu chłodzenia, natomiast liczba Nusselta uwzględnia dodatkowo wpływ wymiaru charakterystycznego oraz właściwości termofizycznych czynnika, w konsekwencji oba parametry prowadzą do częściowo odmiennej

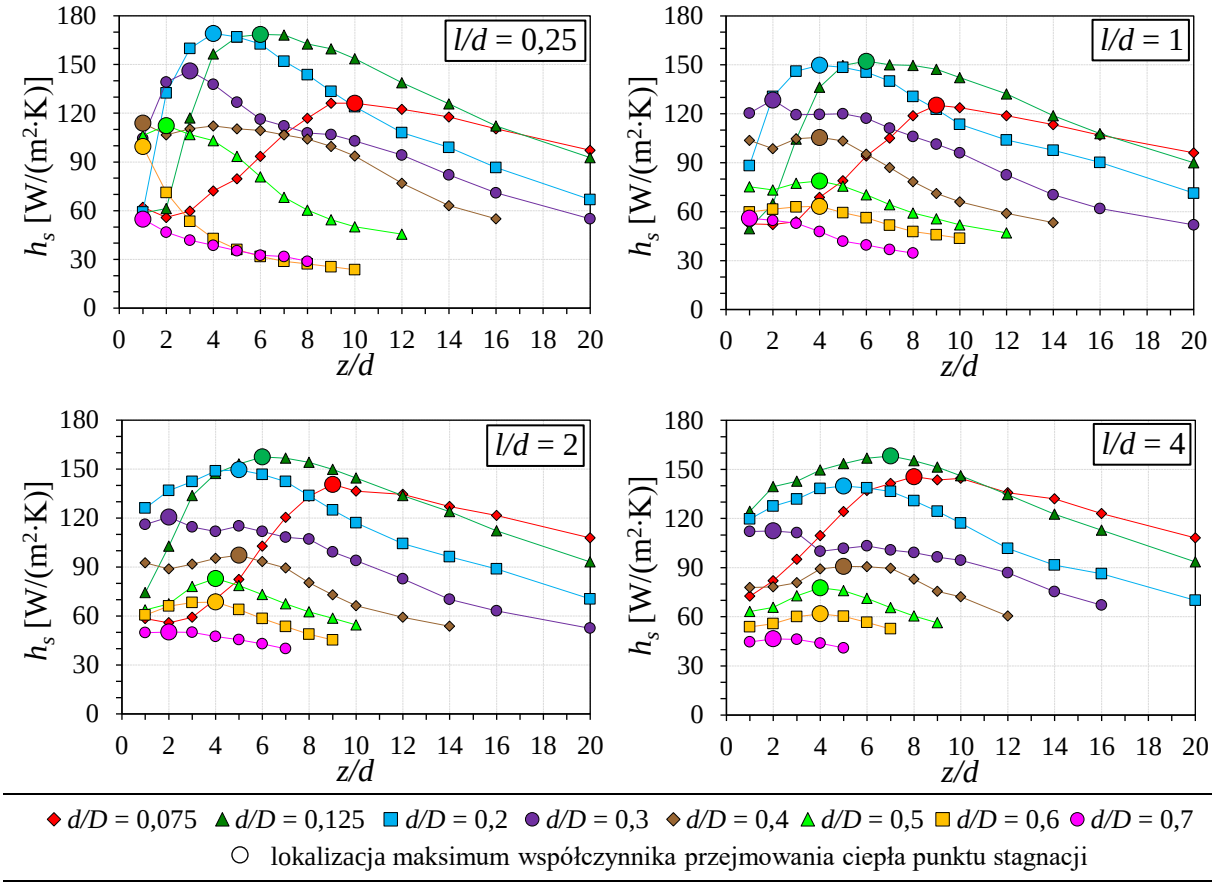
oceny wpływu geometrii generatora na intensyfikację wymiany ciepła, dlatego ich dalsza analiza będzie prowadzona równolegle.



Rys. 7.15. Wpływ mocy czynnej P na współczynnik przejmowania ciepła punktu stagnacji h_s oraz liczbę Nusselta punktu stagnacji Nu_s w funkcji bezwymiarowej odległości osiowej z/d dla: a), c) stałej względnej długości dyszy l/d; b), d) stałej względnej średnicy dyszy d/D

Etapem poprzedzającym ilościowe porównanie wpływu geometrii generatora strugi syntetycznej na parametry wymiany ciepła jest określenie konfiguracji układu chłodzenia zapewniającej maksymalną intensywność wymiany ciepła. W kontekście chłodzenia uderzeniowego strugą syntetyczną dodatkowym parametrem wymagającym indywidualnej identyfikacji jest bezwymiarowa odległość osiowa pomiędzy płaszczyzną wylotową dyszy a chłodzoną powierzchnią zapewniająca maksymalizację wymiany ciepła, której oznaczenie w niniejszej dysertacji przyjęto jako $(z/d)_{max}$. Przegląd literatury przedstawiony w rozdziale 5.4. wskazuje, że nie istnieje jedna uniwersalna wartość parametru $(z/d)_{max}$, a poszczególni autorzy podają zarówno różne wartości z/d, jak i różne zakresy z/d odpowiadające największej intensywności wymiany ciepła, co sugeruje że parametr ten może zależeć nie tylko od warunków pracy generatora, lecz również od jego konfiguracji geometrycznej oraz charakteru rozwijającej się strugi syntetycznej. W celu wyznaczenia parametru $(z/d)_{max}$ wykorzystano charakterystyki współczynnika przejmowania ciepła punktu stagnacji h_s dla przyjętej reprezentatywnej mocy czynnej P = 3,00 W przedstawione na rys. 7.16. Wybór tego parametru

podyktowany był przede wszystkim większą czytelnością przebiegów: dla małych wartości względnej średnicy dyszy *d/D* charakterystyki liczby Nusselta punktu stagnacji Nu_s ulegają wyraźnemu spłaszczeniu (rys. 7.15.c), co utrudnia jednoznaczną identyfikację położenia maksimum. Jednocześnie wybór parametru wykorzystywanego do identyfikacji $(z/d)_{max}$ nie wpływa na jego położenie - z definicji liczby Nusselta (równanie 6.10) wynika bowiem, że dla danej geometrii oraz odległości osiowej *z/d* współczynnik przejmowania ciepła i liczba Nusselta różnią się jedynie stałym współczynnikiem zależnym od średnicy dyszy *d* oraz współczynnika przewodzenia ciepła płynu *k*, których wartości w prowadzonych badaniach nie zmieniają się wraz z odległością osiową *z/d*, bądź zmieniają się w pomijalny dla przebiegu rozpatrywanych charakterystyk sposób, w szczególności w kontekście lokalizacji lokalnego maksimum.

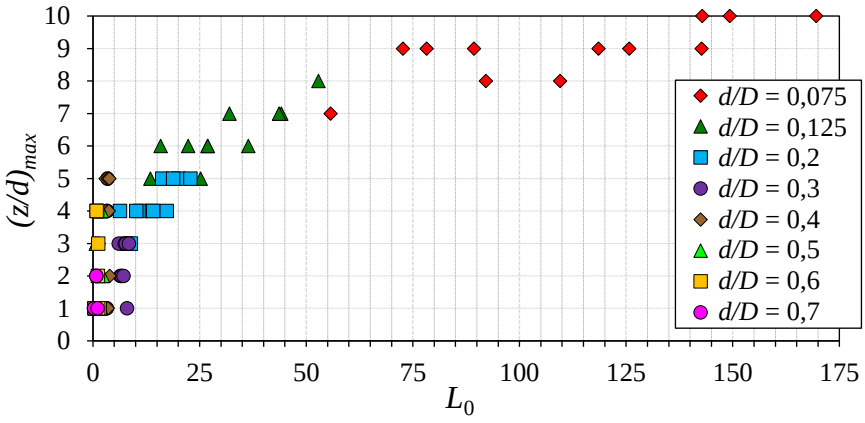


Rys. 7.16. Charakterystyki współczynnika przejmowania ciepła punktu stagnacji h_s w funkcji bezwymiarowej odległości osiowej *z/d* dla mocy czynnej *P* = 3,00 W

Analiza charakterystyk przedstawionych na rys. 7.16. wskazuje, że wpływ bezwymiarowej odległości osiowej *z/d* na współczynnik przejmowania ciepła punktu stagnacji h_s jest silnie zależny od geometrii dyszy. W zależności od analizowanej konfiguracji największe wartości h_s występują zarówno w bezpośrednim sąsiedztwie dyszy, jak i dla znacznie większych

wartości z/d. Wraz ze wzrostem względnej średnicy dyszy d/D obserwuje się tendencję do zmniejszania wartości $(z/d)_{max}$, natomiast wpływ względnej długości dyszy l/d na położenie największej wartości h_s pozostaje niewielki i niewykazujący jednoznacznej tendencji.

W kontekście wcześniejszych analiz i odwoływań do rozwoju strugi syntetycznej interesująca jest również zależność wartości $(z/d)_{max}$ od bezwymiarowej długości walca płynu L_0 przedstawiona na rys. 7.17. W całym analizowanym zakresie parametrów można zauważyć, że większym wartościom L_0 na ogół odpowiadają większe wartości $(z/d)_{max}$. Zależność ta jest widoczna pomimo występowania rozrzutu wyników oraz zmian geometrii generatora, jednakże jednocześnie jej interpretacja powinna pozostać ostrożna. Bezwymiarowa długość walca płynu L_0 opisuje warunki formowania i rozwoju strugi syntetycznej, a zatem może być związana z położeniem, w którym rozwijające się struktury przepływowe oddziałują z powierzchnią chłodzoną. Otrzymane wyniki wskazują więc, że L_0 może stanowić użyteczny parametr porządkujący obserwowane wartości $(z/d)_{max}$ w badanym zakresie, jednak nie pozwalają na traktowanie go jako samodzielnego parametru determinującego położenie największych wartości h_s czy Nu_s, zatem przedstawione wyniki należy traktować przede wszystkim jako wskazanie potencjalnego związku pomiędzy rozwojem strugi syntetycznej a lokalizacją maksimum wymiany ciepła. Szczegółowa weryfikacja tego związku, obejmująca bezpośrednią analizę struktur wirowych oraz rozdzielenie wpływu L_0 od wpływu parametrów geometrycznych, wykracza poza zakres niniejszej pracy.



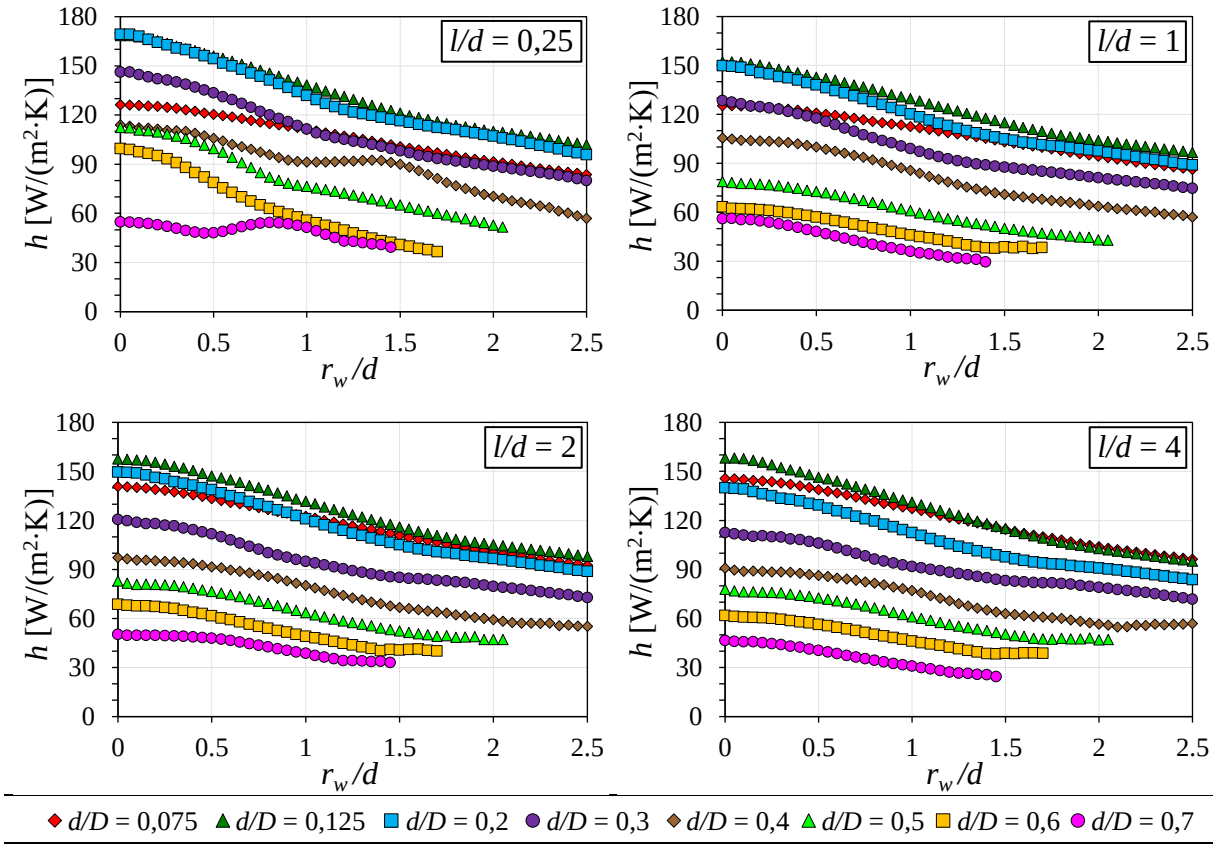
Rys. 7.17. Zależność odległości osiowej zapewniającej maksymalizację wymiany ciepła $(z/d)_{max}$ od bezwymiarowej długości walca płynu L_0 dla wszystkich analizowanych konfiguracji geometrycznych oraz poziomów mocy czynnej P

Wyznaczenie indywidualnych odległości osiowych odpowiadających maksymalnej intensywności wymiany ciepła $(z/d)_{max}$ pozwala określić warunki pracy zapewniające najbardziej efektywne chłodzenie każdej z analizowanych geometrii. Przedstawiane dotychczas wyniki (rys. 7.15 i 7.16) dotyczyły wyłącznie punktu stagnacji, opisując intensywność

wymiany ciepła w jednym punkcie. Parametry te mogę mieć istotne znaczenie w zastosowaniach wymagających punktowego chłodzenia, jednakże z praktycznego punktu widzenia ważna jest odpowiedź na pytanie w jakim stopniu uzyskana intensyfikacja wymiany ciepła obejmuje większy obszar powierzchni oraz czy geometria zapewniająca najlepsze chłodzenie w punkcie stagnacji zapewnia również najkorzystniejsze warunki chłodzenia całej powierzchni. Pełnego obrazu chłodzenia, uwzględniając punkt stagnacji oraz obszar wokół niego, dostarczają rozkłady radialne współczynnika przejmowania ciepła oraz liczby Nusselta, a także charakterystyki wyznaczone na podstawie wartości uśrednionych w obszarach o promieniu r_w/d. W niniejszej dysertacji rozkłady radialne wyznaczano poprzez uśrednianie wartości parametrów wymiany ciepła po obwodzie dla kolejnych wartości r_w/d. Dla każdej analizowanej wartości r_w/d obliczano średnią z wartości dostępnych na okręgu o zadanym promieniu. Ze względu na prostokątny obszar analizy termogramów (236 x 212 pikseli o rozdzielczości 0,67 mm/piksel) maksymalna dostępna wartość r_w/d zależała przede wszystkim od średnicy dyszy d. Wraz ze wzrostem r_w/d część obwodu wykraczała poza dostępny obszar pomiarowy, w związku z czym liczba dostępnych wartości wykorzystywanych do wyznaczenia średniej ulegała zmniejszeniu. Analizę kontynuowano do momentu, gdy liczba dostępnych kierunków promieniowych, wyznaczonych z krokiem 5°, spadała poniżej dziesięciu, a kryterium to przyjęto jako kompromis pomiędzy możliwie pełnym wykorzystaniem informacji zawartych w termogramach a zachowaniem reprezentatywności statystycznej wyznaczanych wartości średnich.

Rozkłady radialne współczynnika przejmowania ciepła h wyznaczone dla indywidualnych wartości $(z/d)_{max}$ oraz częstotliwości rezonansowych przy stałej mocy czynnej doprowadzanej dla generatora P = 3,00 W przedstawiono na rys. 7.18. Analiza przedstawionych w ten sposób wyników umożliwia nie tylko porównanie maksymalnych wartości h, ale również ocenę szybkości zaniku efektu chłodzenia wraz ze wzrostem bezwymiarowego promienia r_w/d. Dla większości analizowanych przypadków najwyższe wartości współczynnika przejmowania ciepła obserwowane są dla geometrii o względnej średnicy dyszy d/D = 0,125÷0,2. Jest to interesująca obserwacja, ponieważ zakres ten nie pokrywa się w pełni z geometriami charakteryzującymi się najwyższą sprawnością energetyczną generatora ani z największymi wartościami liczby Reynoldsa, co oznacza, że maksymalizacja parametrów przepływowych nie przekłada się w bezpośredni sposób na maksymalizację współczynnika przejmowania ciepła, potwierdzając złożony charakter chłodzenia strugą syntetyczną. Dodatkowo w przypadku zależności przedstawionych na rys. 7.18 wyraźniej zaznacza się również wpływ względnej długości dyszy l/d. Dla geometrii d/D = 0,2 wzrost wartości l/d prowadzi do stopniowego

zmniejszania wartości h względem geometrii $d/D = 0{,}125$, która z kolei utrzymuje najwyższe wartości h praktycznie w całym analizowanym zakresie l/d. Jednocześnie odwrotną tendencję obserwuje się dla najmniejszej względnej średnicy dyszy ($d/D = 0{,}075$). Wraz ze wzrostem l/d geometria ta systematycznie poprawia swoje właściwości chłodzące, osiągając dla $l/d = 4$ wartości współczynnika przejmowania ciepła porównywalne, a miejscami nawet wyższe od geometrii $d/D = 0{,}125$, stanowiąc jednocześnie jedyny analizowany przypadek, dla którego wartość h_s wzrasta wraz ze zwiększaniem l/d. Równocześnie geometria $d/D = 0{,}125$ utrzymuje niemal niezmienny poziom h_s dla geometrii $l/d \geq 1$, podczas gdy dla większości pozostałych konfiguracji obserwowany jest stopniowy jego spadek wraz ze wzrostem l/d.

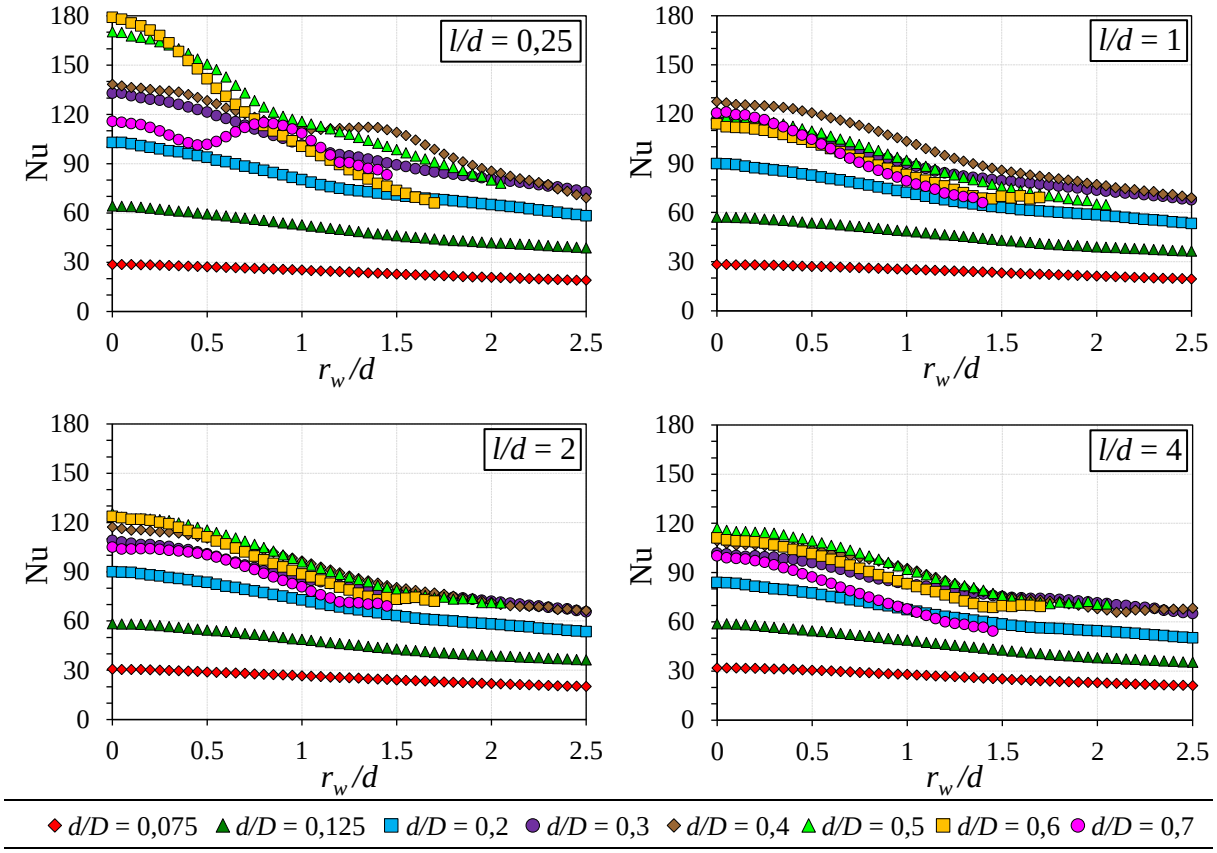


Rys. 7.18. Rozkłady radialne współczynnika przejmowania ciepła dla mocy czynnej $P = 3{,}00$ W

Analizując przebieg radialnych rozkładów z rys. 7.18 można ponadto zauważyć, że dla $d/D \geq 0{,}3$ kolejność charakterystyk pozostaje praktycznie niezmienna dla wszystkich wartości l/d. Wraz ze wzrostem d/D obserwowany jest systematyczny spadek współczynnika przejmowania ciepła, natomiast same rozkłady zachowują bardzo zbliżony przebieg, różniąc się głównie poziomem osiąganych wartości. Największe odstępstwa od tej tendencji występują dla $l/d = 0{,}25$, gdzie dla niektórych geometrii ($d/D = 0{,}4$ oraz $d/D = 0{,}7$) widoczne jest występowanie lokalnego wzrostu wartości h w większej odległości od punktu stagnacji. Zjawisko to wskazuje na odmienny charakter rozkładu intensywności wymiany ciepła

w obszarze oddalonym od punktu stagnacji, którego przyczyna wymaga dalszej analizy. Na szczególną uwagę w analizie rys. 7.18 zasługuje geometria $d/D = 0{,}075$, której profile promieniowe charakteryzują się również najmniejszym spadkiem wartości h wraz ze wzrostem r_w/d. Oznacza to, że mimo umiarkowanych wartości osiąganych w punkcie stagnacji geometria ta utrzymuje wysoką intensywność chłodzenia na stosunkowo dużym obszarze powierzchni. Wynik ten potwierdza, że ocena geometrii wyłącznie na podstawie parametrów punktu stagnacji może prowadzić do odmiennych wniosków niż analiza obejmująca rozkład powierzchniowy wymiany ciepła.

Analogicznie do rys. 7.18. na rys. 7.19 przedstawiono rozkłady radialne liczby Nusselta wyznaczone dla mocy czynnej $P = 3{,}00$ W oraz indywidualnych częstotliwości rezonansowych i wartości $(z/d)_{max}$. Przedstawienie wyników w postaci liczby Nusselta stanowi również rozszerzenie obserwacji poczynionych podczas analizy rys. 7.15 i prowadzi do istotnie odmiennej oceny wpływu geometrii dyszy niż w przypadku współczynnika przejmowania ciepła. W przeciwieństwie do współczynnika przejmowania ciepła, którego wartość pozostaje zależna od skali geometrycznej analizowanego układu, liczba Nusselta stanowi bezwymiarową miarę intensywności wymiany ciepła, uwzględniającą wpływ charakterystycznego wymiaru geometrycznego. Najbardziej widoczną zmianą jest odmienne uporządkowanie charakterystyk odpowiadających poszczególnym geometriom - geometrie charakteryzujące się najwyższymi wartościami współczynnika przejmowania ciepła należą do grupy osiągającej jedne z najniższych wartości liczby Nusselta. Dla wszystkich analizowanych wartości względnej długości dyszy l/d można zaobserwować systematyczny wzrost liczby Nusselta wraz ze zwiększaniem względnej średnicy dyszy w zakresie $d/D = 0{,}075 \div 0{,}4$. Charakterystykom tym towarzyszy jednocześnie stopniowe zwiększanie spadku wartości liczby Nusselta wraz ze wzrostem r_w/d - rozkłady radialne odpowiadające najmniejszym d/D pozostają stosunkowo płaskie, natomiast wraz ze wzrostem d/D obserwuje się coraz wyraźniejszy gradient radialny. Dla każdej wartości l/d można wskazać zakres geometrii odpowiadający największym wartościom liczby Nusselta, przy czym jego położenie zależy od wartości l/d. Dla $l/d = 0{,}25$ najwyższe wartości Nu osiąga geometria $d/D = 0{,}6$, dla $l/d = 1$ - geometria $d/D = 0{,}4$, natomiast dla $l/d = 2$ oraz $l/d = 4$ maksimum przypada odpowiednio na $d/D = 0{,}5 \div 0{,}6$ oraz $d/D = 0{,}5$. Dalsze zwiększanie d/D nie prowadzi do dalszego wzrostu liczby Nusselta. Uwzględniając te różnice można ogólnie stwierdzić, że najbardziej korzystne właściwości w ujęciu liczby Nusselta wykazują geometrie $d/D = 0{,}4 \div 0{,}6$, dla których uzyskiwane są najwyższe wartości analizowanego parametru przy jednocześnie zbliżonym przebiegu rozkładów radialnych.

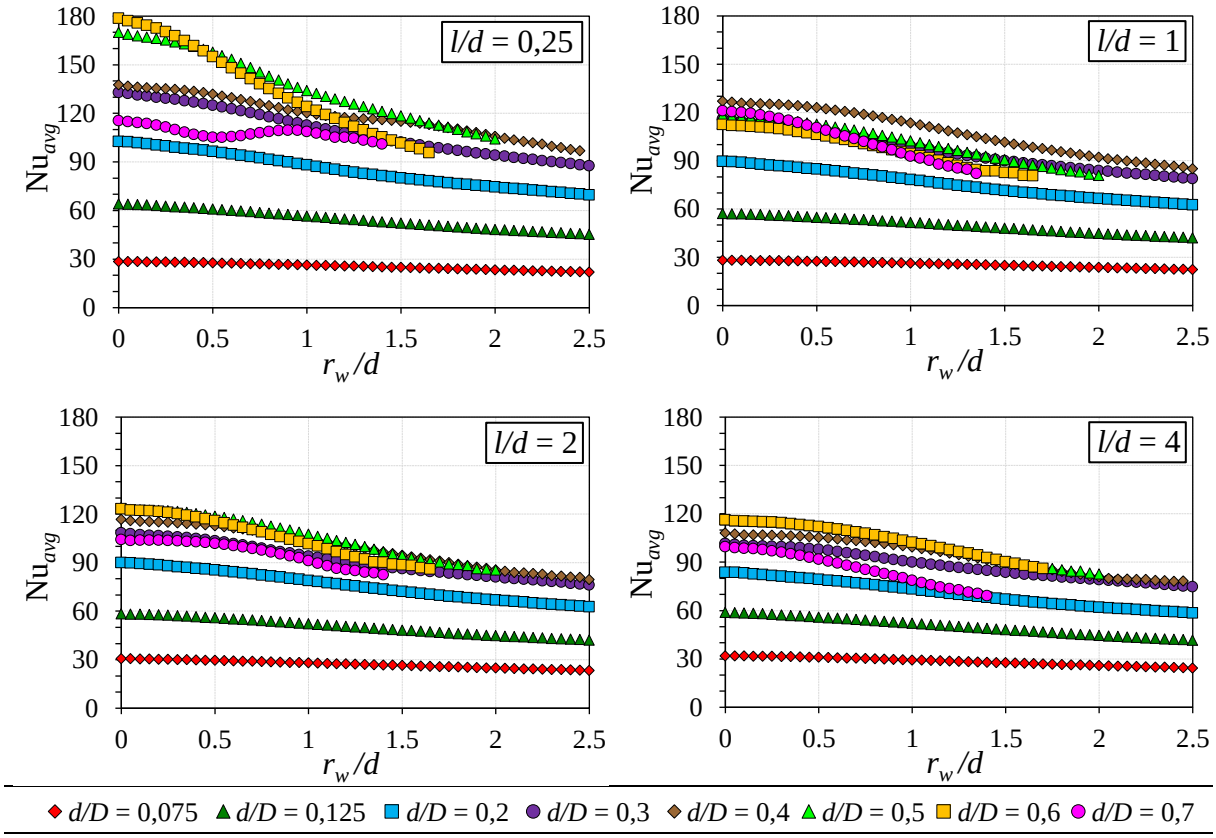


Rys. 7.19. Rozkłady radialne liczby Nusselta dla mocy czynnej P = 3,00 W

Podobnie jak podczas analizy h (r_w/d), również w przypadku liczby Nusselta największe odstępstwa od występujących tendencji dotyczą geometrii o l/d = 0,25, dla których na rys. 7.19 obserwowany jest wyraźny wzrost liczby Nusselta dla geometrii d/D = 0,5÷0,6. Warto zauważyć, że nie jest to odosobniona obserwacja ograniczona jedynie do analizy wymiany ciepła - również podczas analizy parametrów przepływowych geometrie o l/d = 0,25 wielokrotnie wykazywały odmienny charakter zmian w porównaniu z pozostałymi l/d. W przypadku liczby Nusselta dodatkowo obserwuje się lokalny wzrost wartości dla większych odległości r_w/d, odpowiadający analogicznemu zjawisku zaobserwowanemu wcześniej dla współczynnika przejmowania ciepła. Powtarzalne występowanie odstępstw wyłącznie dla najkrótszej względnej długości dyszy sugeruje, że ich przyczyną mogą być specyficzne warunki rozwoju przepływu w jej wnętrzu oraz formowania strugi syntetycznej.

Uzupełnieniem przedstawionej analizy rozkładów radialnych jest ocena wymiany ciepła w ujęciu uśrednionym powierzchniowo. Taki sposób prezentacji wyników został zastosowany jedynie w kilku publikacjach dotyczących chłodzenia uderzeniowego strugą syntetyczną [119,124,125,135,136], pomimo że pozwala on ocenić skuteczność chłodzenia danego obszaru powierzchni, a nie jedynie lokalne wartości parametrów wymiany ciepła. Na rys. 7.20

przedstawiono średnią liczbę Nusselta Nu_{avg} w funkcji bezwymiarowego promienia uśredniania r_w/d. Zasadniczą konsekwencją zastosowania powierzchniowego uśredniania jest wyraźne spłaszczenie charakterystyk względem odpowiadających im rozkładów radialnych przedstawionych na rys. 7.19. Wynika to bezpośrednio z przyjętej metody uśredniania, ponieważ wartość Nu_{avg} dla danego promienia uśredniania r_w/d obejmuje wszystkie punkty znajdujące się wewnątrz analizowanego obszaru kołowego, a więc również obszary położone bliżej punktu stagnacji, dla których liczba Nusselta osiąga większe wartości. W rezultacie spadek charakterystyk wraz ze wzrostem r_w/d jest łagodniejszy niż w przypadku lokalnych wartości liczby Nusselta. Jednocześnie zachowana zostaje kolejność przebiegów odpowiadających poszczególnym geometriom, co wskazuje, że uśrednianie powierzchniowe nie zmienia jakościowych wniosków wynikających z analizy lokalnej. Z tego względu zrezygnowano z analogicznego przedstawienia współczynnika przejmowania ciepła, gdyż prowadziłoby ono do podobnych jakościowych obserwacji.



Rys. 7.20. Charakterystyki średniej liczby Nusselta Nu_{avg} w funkcji bezwymiarowego promienia uśredniania r_w/d dla mocy czynnej P = 3,00 W

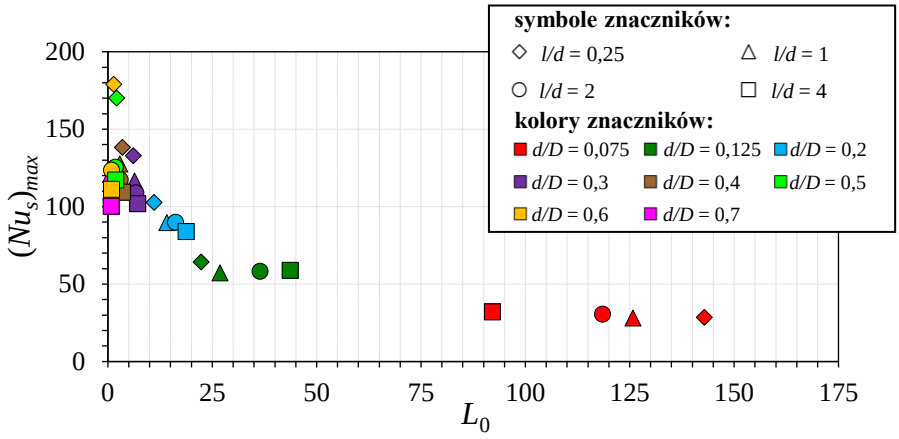
Analiza rys. 7.20 wskazuje, że najbardziej korzystny zakres geometrii pozostaje zgodny z wnioskami wynikającymi z analizy lokalnej liczby Nusselta. Najwyższe wartości Nu_{avg} uzyskiwane są przede wszystkim dla zakresu d/D = 0,4÷0,6. Jednocześnie wartości Nu_{avg}

umożliwiają dostrzeżenie różnic, które nie były równie dobrze widoczne podczas analizy rys. 7.19. Geometrie $d/D = 0{,}5$ oraz $d/D = 0{,}6$ pomimo bardzo wysokich wartości liczby Nusselta w pobliżu punktu stagnacji charakteryzują się stosunkowo szybkim spadkiem wartości Nu_{avg} wraz ze wzrostem promienia uśredniania r_w/d, w efekcie dla większych wartości r_w/d ich charakterystyki przecinają przebiegi odpowiadające innym geometriom. W kontekście tym szczególnie interesująca okazuje się geometria $d/D = 0{,}4$. Pomimo, że tylko dla $l/d = 1$ odnotowano dla niej najwyższe wartości Nu_s, zachowuje ona stosunkowo niewielki spadek wartości Nu_{avg} wraz ze wzrostem promienia uśredniania. W rezultacie geometria ta utrzymuje wysokie wartości analizowanego parametru w całym rozpatrywanym zakresie r_w/d niezależnie od l/d, co oznacza, że z praktycznego punktu widzenia geometria ta stanowi najbardziej uniwersalne rozwiązanie spośród analizowanych przypadków. O ile geometrie $d/D = 0{,}5$ oraz $d/D = 0{,}6$ pozostają atrakcyjne w zastosowaniach wymagających maksymalizacji wymiany ciepła w bezpośrednim sąsiedztwie punktu stagnacji, o tyle geometria $d/D = 0{,}4$ wykazuje największy potencjał w przypadku chłodzenia większych powierzchni lub zastosowań, dla których docelowy obszar intensywnego chłodzenia nie jest z góry określony.

W literaturze bezwymiarowa długość walca płynu L_0 jest często wykorzystywana jako parametr pozwalający na uporządkowanie charakteru ewolucji strugi syntetycznej, a zależności te znajdują odzwierciedlenie w charakterystykach przepływowych strugi syntetycznej. W niniejszej pracy zaobserwowano ponadto uporządkowanie wartości sprawności energetycznej generatora w funkcji L_0, a także zależność położenia $(z/d)_{max}$ od L_0 w badanym zakresie geometrii. Wyniki te wskazują, że L_0 może stanowić użyteczny parametr w analizie wybranych charakterystyk strugi syntetycznej. W odniesieniu do wymiany ciepła sytuacja jest jednak bardziej złożona. W literaturze wskazywano na zależność intensywności wymiany ciepła od L_0, jednakże wyniki te uzyskiwano zazwyczaj dla określonych, pojedynczych konfiguracji geometrycznych generatora (rozdział 5.4). W niniejszej pracy zgromadzono natomiast wyniki obejmujące szeroki zakres geometrii dyszy, odległości osiowej z/d, częstotliwości rezonansowych f_{SJA} oraz trzech wartości mocy czynnej P, z tego względu podjęto próbę oceny czy L_0 pozwala na jednoznaczne uporządkowanie wyników wymiany ciepła również w przypadku jednoczesnego zróżnicowania geometrii generatora. W pierwszej kolejności należy uwzględnić sposób wyznaczania L_0 w przeprowadzonych badaniach. Dla każdej geometrii badania wymiany ciepła prowadzono przy stałej, uprzednio zidentyfikowanej częstotliwości rezonansowej f_{SJA}, natomiast zmianę wartości L_0 uzyskiwano jedynie poprzez zmianę mocy czynnej P, a tym samym zmianę wartości prędkości charakterystycznej. Z tego względu dalszą analizę ograniczono do jednej wartości mocy czynnej $P = 3{,}00$ W. Należy przy

tym podkreślić, że przyjęcie jednakowej mocy czynnej P nie oznacza ujednolicenia wartości liczby Reynoldsa pomiędzy poszczególnymi konfiguracjami geometrycznymi. Zależność pomiędzy L_0 i Re obejmuje poza prędkością charakterystyczną również inne wielkości (równania 2.5-2.8). W konsekwencji zmiana geometrii generatora może prowadzić do jednoczesnej zmiany wartości L_0 i Re, a analiza przedstawiona w dalszej części nie ma na celu wyodrębnienia niezależnego wpływu L_0 przy stałej liczbie Reynoldsa, ale ocenę czy parametr ten pozwala na uporządkowanie charakterystyk wymiany ciepła dla zróżnicowanych konfiguracji geometrycznych. Należy przy tym zaznaczyć, że wpływ liczby Reynoldsa nie jest przedmiotem odrębnej analizy w niniejszej części pracy, ponieważ jego znaczenie dla intensywności wymiany ciepła jest szeroko opisane w literaturze (np. [89,115-117,119,123,143,161]), a charakterystyki przepływowe, w tym wartości Re, zostały przedstawione w rozdziale 7.2. Ponadto porównanie wyników dla różnych geometrii wymaga uwzględnienia faktu, że w ujęciu przestrzennym położenie maksimum wymiany ciepła nie jest jednakowe dla wszystkich konfiguracji. Jak wykazano na rys. 7.16 poszczególne geometrie charakteryzują się różnymi przebiegami zależności współczynnika przejmowania ciepła w punkcie stagnacji (a zatem i liczby Nusselta) od odległości osiowej z/d, a wartość $(z/d)_{max}$ zmienia się wraz z geometrią generatora. Przyjęcie jednej wspólnej wartości z/d dla wszystkich konfiguracji prowadziłoby zatem do porównywania wyników odpowiadających różnym położeniom na indywidualnych charakterystykach wymiany ciepła - w jednym przypadku w pobliżu maksimum, w innym poza nim. Aby ograniczyć ten efekt i zapewnić porównywalny punkt odniesienia dla poszczególnych konfiguracji, do dalszej analizy przyjęto maksymalną wartość liczby Nusselta w punkcie stagnacji $(Nu_s)_{max}$, odpowiadającą indywidualnie wyznaczonej dla każdej geometrii wartości $(z/d)_{max}$. Tak zdefiniowane wartości pozwalają porównywać intensywność wymiany ciepła w warunkach odpowiadających maksimum uzyskiwanemu dla każdej z analizowanych konfiguracji geometrycznych, a wyniki te przedstawiono na rys. 7.21. Analizę otrzymanych wyników można podzielić na dwie grupy względem stosunku d/D. Pierwszą stanowią geometrie $d/D \leq 0{,}125$, dla których obserwowany jest stosunkowo szeroki zakres wartości L_0 przy jednocześnie niewielkich zmianach $(Nu_s)_{max}$, natomiast drugą grupę stanowią geometrie $d/D = 0{,}2 \div 0{,}7$, dla których większość punktów skupiona jest przy mniejszych wartościach L_0 przy czym obserwowane wartości $(Nu_s)_{max}$ obejmują znacznie szerszy zakres. Szczególnie wyraźnie widoczne jest to dla $L_0 < 5$, obejmującego cztery stosunki d/D, dla których $(Nu_s)_{max}$ przyjmuje wartości od około 100 do około 180. Na uwagę zasługuje również zróżnicowanie wyników dla konfiguracji o podobnych

wartościach L_0 - w obrębie poszczególnych d/D obserwuje się wpływ stosunku l/d, którego zmiana może prowadzić do wyraźnego zróżnicowania $(\mathrm{Nu_s})_{max}$ mimo zbliżonych wartości L_0.



Rys. 7.21. Maksymalna wartość liczby Nusselta w punkcie stagnacji $(\mathrm{Nu_s})_{max}$ w funkcji bezwymiarowej długości walca płynu L_0 dla badanych konfiguracji geometrycznych

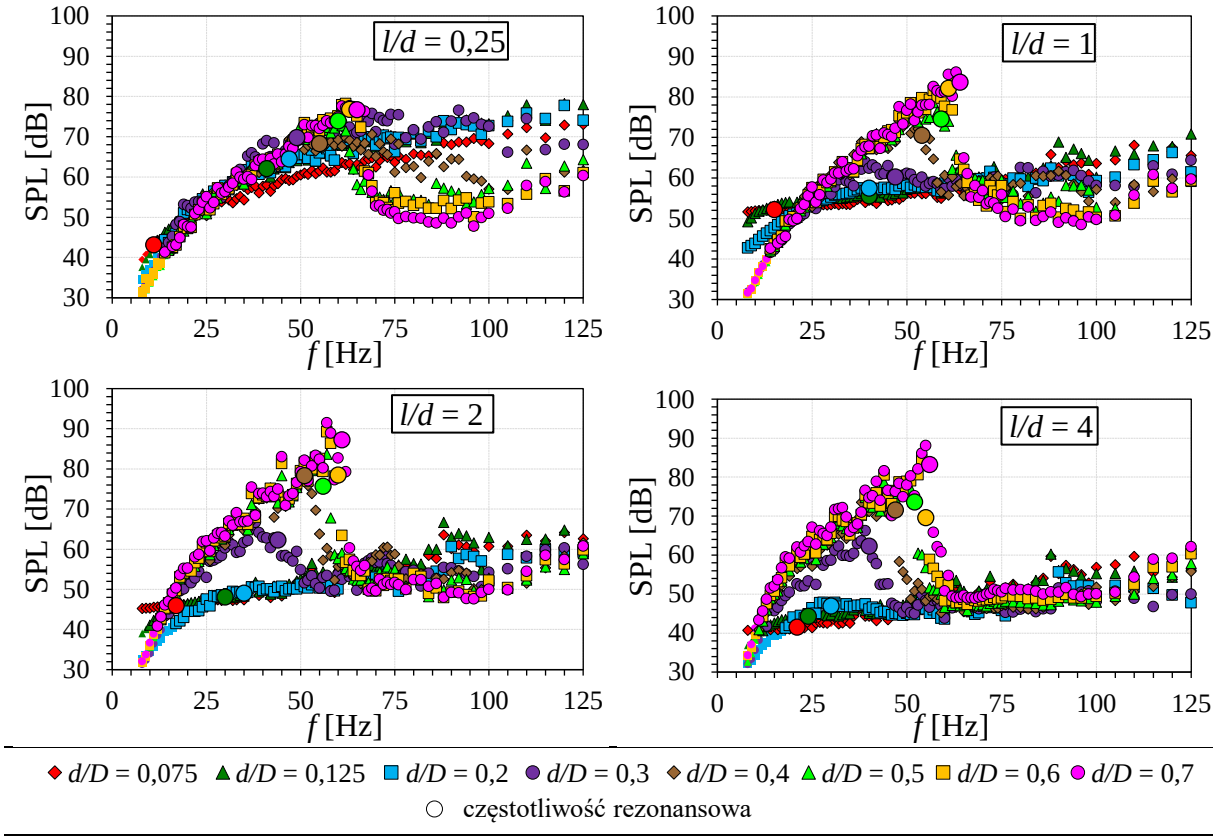
Również rozpatrywanie wyników z rys. 7.21 poprzez wydzielenie określonych zakresów L_0 nie prowadziłoby do jednoznacznego rozdzielenia badanych konfiguracji ani nie pozwalałoby na bezpośrednie odniesienie uzyskanych zakresów do przedziałów wartości L_0 związanych z ewolucją struktur wirowych opisywaną w literaturze. Z tego względu nie podejmowano dalszej klasyfikacji wyników wyłącznie na podstawie L_0. Wyniki przedstawione na rys. 7.21 wskazują zatem, że w przypadku jednoczesnego zróżnicowania geometrii generatora bezwymiarowa długość walca płynu L_0 nie stanowi samodzielnego parametru pozwalającego na jednoznaczne opisanie intensywności wymiany ciepła. Wpływ L_0 należy rozpatrywać łącznie z geometrią dyszy oraz pozostałymi parametrami charakteryzującymi warunki przepływu i chłodzenia. Jednocześnie nie należy utożsamiać braku jednoznacznej zależności pomiędzy $(\mathrm{Nu_s})_{max}$ a L_0 z brakiem znaczenia L_0 dla procesu wymiany ciepła. Parametr ten opisuje istotne aspekty ewolucji strugi syntetycznej, w tym rozwój i organizację struktur wirowych, które mogą wpływać na sposób oddziaływania strugi syntetycznej z chłodzoną powierzchnią. Określenie mechanizmu odpowiedzialnego za tę zależność wymagałoby jednak bezpośredniej analizy struktur przepływowych, w szczególności dla szerokiego zakresu konfiguracji geometrycznych, a zatem nie może zostać jednoznacznie rozstrzygnięte na podstawie przeprowadzonych w niniejszej pracy badań wymiany ciepła.

7.5. Charakterystyki akustyczne

Przed przystąpieniem do analizy wyników należy uwzględnić ograniczenia związane z warunkami prowadzenia pomiarów akustycznych. Poziom ciśnienia akustycznego (SPL) rejestrowany podczas pracy generatora strugi syntetycznej stanowi kombinację oddziaływania badanego źródła oraz tła akustycznego, którego wpływ jest szczególnie istotny dla przypadków charakteryzujących się niewielką emisją akustyczną. Zgodnie z PN-EN ISO 3746:2011 [182] wpływ tła może być pominięty, gdy różnica pomiędzy SPL źródła a SPL tła wynosi co najmniej 10 dB. Dla mniejszych różnic norma przewiduje zastosowanie korekcji uwzględniającej wpływ tła, przy czym wraz ze wzrostem różnicy pomiędzy poziomem źródła i tła wartość korekcji szybko maleje. W niniejszej pracy, w celu zachowania pełnej informacji o uzyskanych wynikach oraz możliwości bezpośredniego śledzenia przebiegu charakterystyk, na wykresach pozostawiono także punkty, dla których różnica pomiędzy poziomem ciśnienia akustycznego podczas pracy generatora a poziomem tła była mniejsza niż 10 dB. Punkty te wyróżniono poprzez zmniejszenie ich rozmiaru oraz usunięcie obramowania. Pozwala to odróżnić przypadki, w których wpływ tła nie może zostać uznany za pomijalny, od pozostałych wyników, bez przerywania ciągłości prezentowanych charakterystyk. Jednocześnie punkty te należy traktować z odpowiednią ostrożnością ilościową, szczególnie w przypadku niewielkich różnic względem poziomu tła.

Charakterystyki częstotliwościowe poziomu ciśnienia akustycznego (SPL) badanych geometrii dla stałej mocy czynnej $P = 3{,}00$ W przedstawiono na rys. 7.22. Przebieg charakterystyk wskazuje na wyraźne zróżnicowanie odpowiedzi akustycznej w zależności od względnej średnicy dyszy d/D. Dla najmniejszych wartości d/D ($d/D \leq 0{,}2$) charakterystyki są stosunkowo płaskie i dla całego analizowanego zakresu częstotliwości f obserwowany jest jedynie stopniowy wzrost SPL. Nie występuje przy tym wyraźne maksimum odpowiadające częstotliwości rezonansowej generatora f_{SJA}. Wraz ze zwiększaniem d/D charakter przebiegu ulega zasadniczej zmianie. Dla $d/D \geq 0{,}3$ pojawia się wyraźna odpowiedź rezonansowa, przejawiająca się szybkim wzrostem SPL, osiągnięciem maksimum w pobliżu f_{SJA}, a następnie gwałtownym spadkiem SPL. Zjawisko to wskazuje, że w przypadku większych względnych średnic dyszy emisja akustyczna jest silnie związana z odpowiedzią rezonansową układu. Warto zauważyć, że po tym spadku dalszy wzrost częstotliwości f ponownie prowadzi do stopniowego zwiększania poziomu ciśnienia akustycznego. Zatem obserwowany przebieg odzwierciedla charakterystyczną odpowiedź dynamiczną generatora, którą dodatkowo można powiązać z charakterystykami impedancji elektrycznej Z oraz współczynnika mocy $\cos(\varphi)$

(rys. 7.1) - w zakresie częstotliwości f odpowiadającym gwałtownemu wzrostowi SPL obserwowana jest także wyraźna zmiana charakterystyk parametrów elektrycznych generatora, potwierdzająca występowanie silnej odpowiedzi rezonansowej układu. Maksimum SPL nie musi przy tym dokładnie pokrywać się z częstotliwością rezonansową wyznaczoną na podstawie innych kryteriów, jednak jego występowanie w jej bezpośrednim sąsiedztwie wskazuje na związek pomiędzy stanem rezonansowym generatora a emisją akustyczną. Dodatkowo należy podkreślić, że zastosowane ważenie częstotliwościowe typu A nie wyjaśnia gwałtownego spadku SPL, ponieważ charakterystyka tego ważenia zmienia się w sposób ciągły wraz z częstotliwością f, zatem obserwowany kształt charakterystyk należy wiązać przede wszystkim z odpowiedzią badanego układu. Pomimo opisanej zmiany charakteru przebiegów, w obrębie obu wyróżnionych grup można zauważyć ogólną tendencję do wzrostu SPL wraz ze wzrostem d/D, szczególnie w zakresie częstotliwości f poprzedzającym gwałtowny spadek oraz w bezpośrednim sąsiedztwie częstotliwości rezonansowej. Zależność ta nie ma jednak charakteru ściśle monotonicznego i występują od niej pojedyncze odstępstwa.



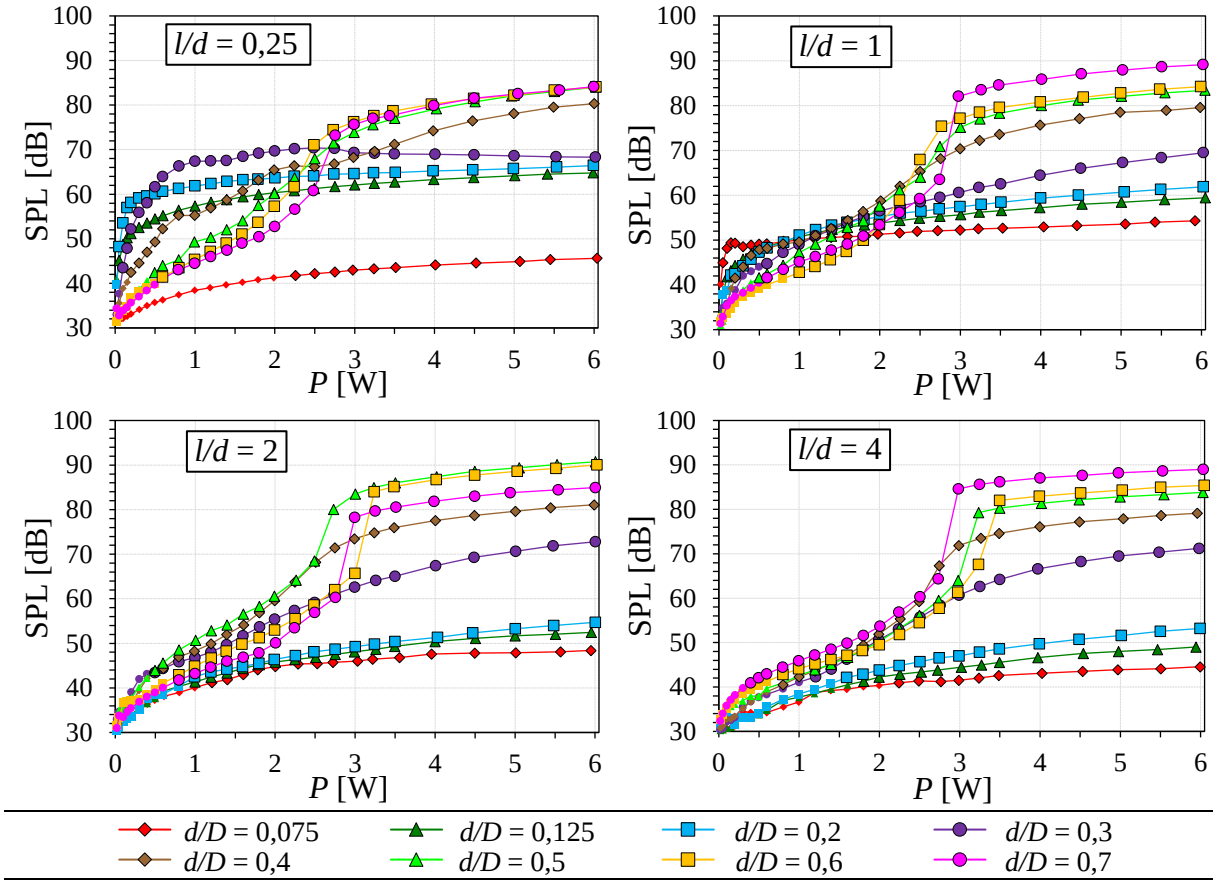
Rys. 7.22. Poziom ciśnienia akustycznego w funkcji częstotliwości f dla mocy czynnej P = 3,00 W

Na przebieg charakterystyk akustycznych przedstawionych na rys. 7.22 wpływa także względna długość dyszy l/d. Podobnie jak w przypadku analizowanych wcześniej parametrów przepływowych konfiguracja l/d = 0,25 wyróżnia się na tle pozostałych analizowanych

wartości *l/d*. Dla tej konfiguracji różnice pomiędzy charakterystykami poszczególnych wartości *d/D* są mniej wyraźne, a gwałtowny spadek SPL po osiągnięciu maksimum jest szczególnie dobrze widoczny dopiero dla $d/D \geq 0{,}4$. Dla większych względnych długości dyszy, w szczególności dla $l/d \geq 2$, podział charakterystyk względem *d/D* staje się natomiast znacznie bardziej wyraźny. W tym przypadku również dla $d/D = 0{,}3$ obserwowany jest już charakterystyczny wzrost SPL w pobliżu częstotliwości rezonansowej oraz następujący po nim gwałtowny spadek. Można zatem przyjąć, że przejście pomiędzy stosunkowo płaskimi charakterystykami a wyraźną odpowiedzią rezonansową zachodzi w zakresie $d/D = 0{,}3 \div 0{,}4$, przy czym dokładne położenie granicy zależy od względnej długości dyszy *l/d*. Mniej wyraźne różnice pomiędzy charakterystykami poszczególnych wartości *d/D* dla $l/d = 0{,}25$ są dodatkowo związanie z nakładaniem się dwóch odmiennych tendencji: w porównaniu z pozostałymi względnymi długościami dyszy dla $d/D \leq 0{,}2$ obserwowane są znacznie wyższe wartości SPL, natomiast dla większych wartości *d/D* - wartości niższe. W rezultacie dla $l/d = 0{,}25$ charakterystyki poszczególnych geometrii osiągają bardziej zbliżone poziomy, a żadna z nich w analizowanym zakresie częstotliwości *f* nie przekracza 80 dB. Wraz ze wzrostem *l/d* wzrastają natomiast wartości SPL osiągane w pobliżu częstotliwości rezonansowej, przy czym dla części konfiguracji przekraczają one 80 dB. Jednocześnie gwałtowny spadek SPL występujący po osiągnięciu maksimum prowadzi do stopniowego zbliżania się poziomów emisji akustycznej poszczególnych konfiguracji. Dla $l/d = 4$ po przejściu przez częstotliwości rezonansowe charakterystyki dla większości analizowanych *d/D* osiągają już bardzo zbliżony poziom i wykazują znaczące podobieństwo dalszego przebiegu. Analogiczny gwałtowny spadek wartości po przekroczeniu częstotliwości rezonansowej obserwowano również w przypadku sprawności energetycznej generatora (rozdział 7.3).

Na rys. 7.23 przedstawiono wpływ mocy czynnej *P* na emisję akustyczną generatora strugi syntetycznej dla wszystkich analizowanych konfiguracji geometrycznych przy częstotliwościach rezonansowych f_{SJA} indywidualnie wyznaczonych dla poszczególnych geometrii. Podobnie jak w przypadku charakterystyk częstotliwościowych (rys. 7.22) wyróżniono punkty odpowiadające przypadkom, dla których różnica pomiędzy SPL generatora a SPL tła była mniejsza niż 10 dB. Punktów tych jest wyraźnie więcej niż na rys. 7.22, co wynika z niższych wartości SPL uzyskiwanych przy małych mocach czynnych *P*. Ich położenie pozostaje jednak zgodne z ogólnym przebiegiem poszczególnych charakterystyk, dzięki czemu mogą one zostać wykorzystane do oceny ich jakościowego przebiegu. Należy jednak podkreślić, że wartości te są bardziej podatne na wpływ tła i nie powinny być interpretowane z taką samą dokładnością ilościową jak wyniki spełniające kryterium różnicy 10 dB. Oczywistą

konsekwencją zwiększania mocy czynnej jest wzrost SPL, jednak szczegółowa analiza przebiegu charakterystyk przedstawionych na rys. 7.23 wskazuje na wyraźne różnice pomiędzy poszczególnymi konfiguracjami geometrycznymi. Podobnie jak w przypadku charakterystyk częstotliwościowych wyniki można podzielić na dwie grupy względem względnej średnicy dyszy *d/D*. Dla małych wartości *d/D* (*d/D* ≤ 0,2) charakterystyki wykazują stopniowy wzrost SPL wraz ze wzrostem mocy czynnej *P*, a ponadto w całym analizowanym zakresie *P* nie obserwuje się wyraźnej zmiany nachylenia charakterystyk. Odmienny charakter mają przebiegi dla większych wartości *d/D*. Dla *d/D* > 0,3 w większości przypadków obserwowany jest początkowo łagodny wzrost SPL, po którym, dla pośrednich wartości mocy czynnej, następuje gwałtowne zwiększenie emisji akustycznej. Po osiągnięciu tego zakresu charakterystyki ulegają następnie wyraźnemu spłaszczeniu, a dalsze zwiększanie mocy powoduje już znacznie mniejszy wzrost SPL. Oznacza to, że w przypadku tych geometrii wzrost mocy czynnej nie przekłada się w całym analizowanym zakresie na proporcjonalny wzrost emisji akustycznej, lecz prowadzi do wyraźnej zmiany charakteru odpowiedzi generatora.



Rys. 7.23. Poziom ciśnienia akustycznego w funkcji mocy czynnej doprowadzonej do generatora strugi syntetycznej dla indywidualnie wyznaczonych częstotliwości rezonansowych f_{SJA}

Położenie i intensywność opisanego wzrostu SPL na rys. 7.23 zależą ponadto od względnej długości dyszy *l/d*. Dla *l/d* ≤ 1 geometrie *d/D* > 0,3 przy małych wartościach mocy

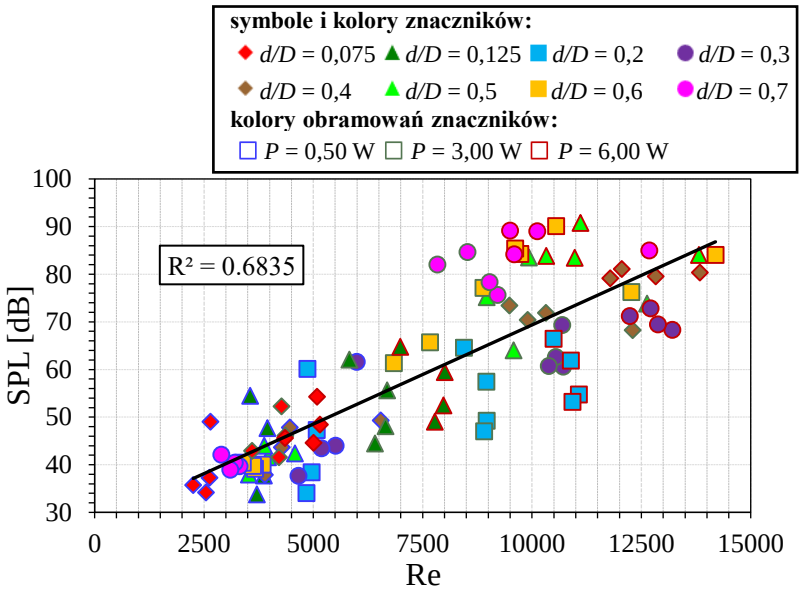
czynnej P osiągają niższe wartości SPL niż konfiguracje o $d/D \leq 0{,}2$, po czym w zakresie pośrednich wartości P następuje gwałtowny wzrost SPL i przecięcie z charakterystykami odpowiadającymi mniejszym wartościom d/D. Ponownie na szczególną uwagę zasługuje $l/d = 0{,}25$, dla której geometrie $d/D \leq 0{,}2$ uzyskują wyższe wartości SPL niż dla pozostałych l/d, natomiast geometrie o większym d/D - wartości niższe. Wyjątek stanowi konfiguracja $d/D = 0{,}075$ dla $l/d = 0{,}25$, której wartości SPL są zbliżone do uzyskiwanych dla pozostałych l/d. Dla większych względnych długości dyszy ($l/d \geq 2$) charakterystyki dla $d/D > 0{,}3$ również wykazują gwałtowny wzrost SPL w zakresie pośrednich wartości mocy, jednak w przeciwieństwie do konfiguracji o mniejszym l/d już przy małych wartościach P osiągają wyższe wartości SPL niż geometrie o $d/D \leq 0{,}2$. Wśród analizowanych konfiguracji stosunek $d/D = 0{,}3$ można uznać za wartość przejściową pomiędzy opisanymi sposobami zachowania. Dla $l/d \leq 1$ charakterystyki tej geometrii są pod względem wartości SPL bardziej zbliżone do grupy małych wartości d/D, natomiast dla $l/d > 1$ osiągają wartości bliższe konfiguracjom o większym d/D. Jednocześnie dla $d/D = 0{,}3$, niezależnie od l/d, nie obserwuje się tak wyraźnego gwałtownego wzrostu SPL jak dla większych wartości d/D. Wskazuje to, że zmiana charakteru zależności SPL od mocy czynnej zachodzi w pobliżu $d/D = 0{,}3$, co mieści się w podobnym zakresie wskazanym w przypadku charakterystyk przedstawionych na rys. 7.22. Pomimo opisanych różnic w przebiegu charakterystyk, dla ustalonej wartości l/d można zauważyć ogólną tendencję do zwiększania SPL wraz ze wzrostem d/D, szczególnie w zakresie większych wartości mocy czynnej po wystąpieniu gwałtownego wzrostu emisji akustycznej. Zależność ta nie ma jednak charakteru ściśle monotonicznego i dla największych wartości d/D występują pojedyncze odstępstwa zależne od l/d. Przedstawione wyniki wskazują zatem, że zmiana mocy czynnej przy częstotliwości rezonansowej nie prowadzi do jednakowych zmian emisji akustycznej dla wszystkich konfiguracji geometrycznych. Wpływ mocy czynnej doprowadzonej do generatora na SPL jest silnie zależny zarówno od względnej średnicy dyszy d/D jak i od względnej długości dyszy l/d.

Interesującą obserwacją wynikającą z analizy wyników emisji akustycznej jest występowanie podobnej wartości granicznej względnej średnicy dyszy d/D jak w przypadku charakterystyk przepływowych z rozdziału 7.2. W analizie promieniowych profili prędkości zaobserwowano zmianę charakteru rozkładu prędkości przy $d/D = 0{,}3$ przejawiającą się przejściem od profili o jednorodnym rozkładzie prędkości do profili pierścieniowych. W przypadku emisji akustycznej zmiana charakteru odpowiedzi występuje w zbliżonym zakresie ($d/D = 0{,}3 \div 0{,}4$), powyżej którego charakterystyki częstotliwościowe wykazują wyraźniejszą odpowiedź rezonansową. Nie oznacza to jednak, że występowanie profilu

pierścieniowego jest bezpośrednią przyczyną zwiększenia emisji akustycznej. Zbieżność obu obserwacji wskazuje natomiast, że zmiana stosunku *d/D* może prowadzić jednocześnie do zmian obserwowanych zarówno w strukturze pola prędkości, jak również w charakterystykach akustycznych. Warto również zauważyć, że zmiana geometrii wpływa na położenie częstotliwości rezonansowej f_{SJA} (rozdział 7.1), wpływając również na zmianę odpowiedzi układu w jej otoczeniu. Zasadnym wydaje się zatem stwierdzenie, że zmiana parametrów geometrycznych modyfikuje nie tylko położenie charakterystycznego punktu odpowiedzi układu, ale również sposób w jaki generator na nią reaguje. Na podstawie posiadanych wyników nie można jednoznacznie wskazać mechanizmu odpowiedzialnego za tą zmianę. W kontekście tym szczególnie wartościowe byłyby dalsze badania obejmujące pomiar zmian ciśnienia w komorze generatora, umożliwiające pełniejsze powiązanie odpowiedzi akustycznej z procesami zachodzącymi wewnątrz układu. Dodatkowo obserwacje emisji akustycznej w funkcji mocy czynnej *P* pozostają zgodne z wcześniej przedstawionymi wynikami dotyczącymi parametrów przepływowych. Wzrost mocy z $P = 0{,}50$ W do $P = 3{,}00$ W prowadził do znacznego zwiększenia prędkości charakterystycznej i liczby Reynoldsa, natomiast dalsze zwiększanie mocy do $P = 6{,}00$ W powodowało już znacznie mniejszy przyrost tych parametrów. Jednocześnie analiza sprawności energetycznej generatora wykazała, że w tym zakresie maleje udział dodatkowej mocy czynnej przekształcanej w strumień energii kinetycznej przepływu. Przedstawione obserwacje wskazują tym samym, że wpływ geometrii generatora nie ma charakteru izolowanego względem poszczególnych parametrów. Zmiana parametrów dyszy prowadzi do modyfikacji ogólnej odpowiedzi układu, która następnie przejawia się w zmianach charakterystyk przepływowych, energetycznych i akustycznych. Emisję akustyczną należy zatem traktować jako kolejny przejaw wpływu geometrii na sposób funkcjonowania generatora, a nie jako niezależny od pozostałych parametrów aspekt jego pracy.

W celu identyfikacji parametru przepływowego, który umożliwiałby wspólną analizę zmian poziomu ciśnienia akustycznego dla różnych konfiguracji geometrycznych i poziomów mocy czynnej zestawiono wartości SPL z odpowiadającymi im wartościami liczby Reynoldsa (rys. 7.24). W całym analizowanym zbiorze danych obserwuje się ogólną tendencję wzrostową poziomu ciśnienia akustycznego wraz ze wzrostem liczby Reynoldsa, przy czym zależność ta nie jest jednoznaczna i charakteryzuje się znacznym rozrzutem wyników ($R^2 = 0{,}6835$). Na rys. 7.24 dodatkowo wyróżniono wartości względnej średnicy dyszy *d/D* oraz mocy czynnej doprowadzanej do generatora. Zestawienie wyników wskazuje, że poziom SPL oraz sposób jego zmiany wraz z liczbą Reynoldsa zależą od konfiguracji geometrycznej generatora.

Poszczególne grupy punktów odpowiadające różnym wartościom *d/D* nie wykazują jednej uniwersalnej tendencji przebiegu charakterystyk, a ich położenie względem wspólnej zależności jest zróżnicowane. Otrzymane wyniki wskazują zatem, że liczba Reynoldsa może stanowić użyteczny parametr do opisu ogólnej zmienności poziomu ciśnienia akustycznego w badanym zakresie, jednak nie jest parametrem wystarczającym do jednoznacznego określenia jego wartości. Na szczególną uwagę zasługuje konfiguracja *d/D* = 0,3 wielokrotnie wyróżniana we wcześniejszych analizach, dla której w całym zakresie mocy czynnej uzyskano Re ≈ 4600÷13200, przy czym SPL osiągał maksymalnie około 73 dB, wskazując na możliwość uzyskiwania wysokich wartości liczb Reynoldsa bez jednoczesnego wzrostu emisji akustycznej do najwyższych obserwowanych poziomów.



Rys. 7.24. Zależność poziomu ciśnienia akustycznego (SPL) od liczby Reynoldsa dla badanych w dysertacji przypadków

Uzyskany wynik z rys. 7.24 jest ponadto interesujący w kontekście analogii akustycznej Lighthilla [190], w której prędkość przepływu stanowi jeden z podstawowych parametrów związanych z generowaniem dźwięku przez przepływ, a dla określonych warunków teoretyczne skalowanie mocy akustycznej wykazuje silną zależność od prędkości przepływu. W niniejszej pracy nie stwierdzono jednak analogicznej wspólnej zależności SPL od prędkości charakterystycznej dla wszystkich badanych konfiguracji. Zależność taka ujawniła się natomiast po zastosowaniu liczby Reynoldsa, która poza prędkością charakterystyczną uwzględnia również wymiar geometryczny dyszy, podkreślając znaczenie geometrii dyszy w kształtowaniu emisji akustycznej. Dodatkowo warto zauważyć, że zgodnie z wynikami licznych badań literaturowych liczba Reynoldsa stanowi jeden z podstawowych parametrów

uwzględnianych w opisie intensywności wymiany ciepła, a jej wzrost jest związany ze wzrostem liczby Nusselta (np. [89,115,117,119,123,143,161]), w efekcie zwiększanie liczby Reynoldsa jest korzystne z punktu widzenia intensyfikacji wymiany ciepła. Z drugiej strony wyniki przedstawione w niniejszej pracy wskazują na ogólną tendencję wzrostu SPL wraz ze wzrostem liczby Reynoldsa przy czym zróżnicowanie wartości SPL pomiędzy poszczególnymi konfiguracjami geometrycznymi wskazuje, że sama wartość Re nie opisuje w pełni odpowiedzi akustycznej generatora. Zatem kompleksowe uwzględnienie liczby Reynoldsa oraz parametrów geometrycznych dyszy może stwarzać możliwość uzyskania korzystnych warunków wymiany ciepła przy jednoczesnym uwzględnieniu emisji akustycznej.

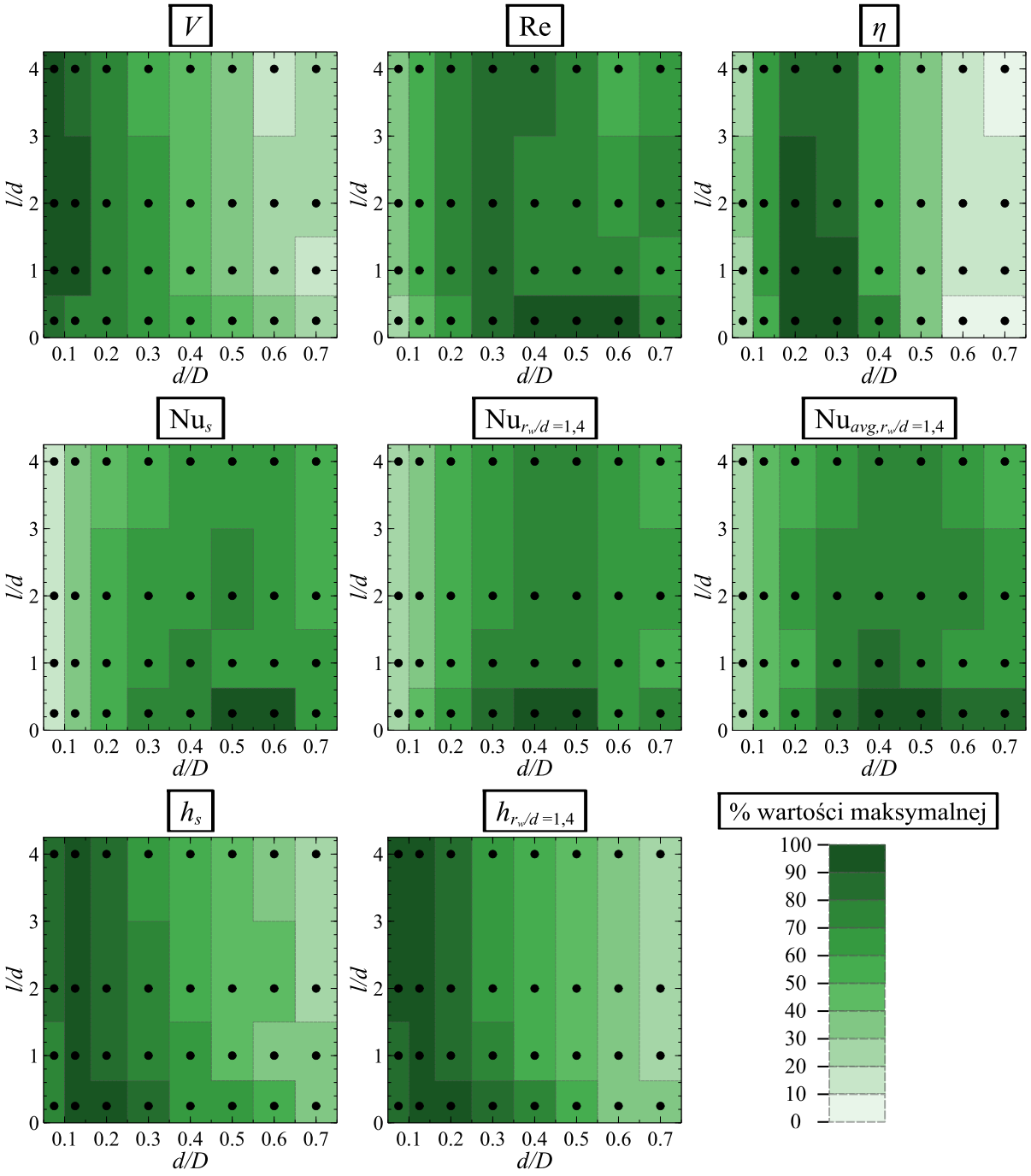
Jednym z aspektów oceny możliwości praktycznego zastosowania generatora strugi syntetycznej jest poziom emitowanego przez niego hałasu. Jednoznaczna ocena tego parametru w odniesieniu do potencjalnych zastosowań urządzenia jest jednak utrudniona, ponieważ wymagania dotyczące poziomu hałasu zależą zarówno od rodzaju środowiska, jak i czasu ekspozycji oraz sposobu użytkowania urządzenia. Według danych przedstawionych przez Światową Organizację Zdrowia (WHO) [191] poziom około 60 dB odpowiada normalnej rozmowie, około 70 dB - pracy pralki, około 85 dB - intensywnemu ruchowi ulicznemu mierzonemu wewnątrz samochodu, natomiast około 100 dB - pracy suszarki do włosów. Uzyskane w niniejszej pracy wartości SPL rozpatrywane w takim ujęciu mieszczą się więc w zakresie poziomów spotykanych w typowych sytuacjach i urządzeniach życia codziennego. Jednak kluczowy w tej kwestii jest także czas i charakter ekspozycji, ponieważ WHO [191] podkreśla bezpośredni związek pomiędzy poziomem dźwięku, czasem ekspozycji i ryzykiem uszkodzenia słuchu. W kontekście potencjalnego zastosowania generatora w środowisku pracy zgodnie z obowiązującymi w Polsce przepisami [192], wartość 85 dB odnosi się do poziomu ekspozycji na hałas odniesionego do 8-godzinnego dobowego wymiaru czasu pracy, natomiast odrębnie określone są wartości dotyczące maksymalnego oraz szczytowego poziomu dźwięku. Bezpośrednie odniesienie otrzymanych w dysertacji wyników do przedstawionych wartości wymagałoby uwzględnienia czasu pracy generatora, odległości od pracownika, warunków akustycznych pomieszczenia oraz innych występujących źródeł hałasu. Jednakże warto zauważyć, że dla konfiguracji o względnej długości dyszy l/d = 0,25 w całym analizowanym zakresie mocy czynnej nie odnotowano poziomu ciśnienia akustycznego przekraczającego 85 dB. Dla pozostałych wartości l/d pojedyncze przypadki przekroczenia tego poziomu występowały przede wszystkim dla większych wartości d/D oraz wyższych wartości mocy czynnej. Obserwacja ta wskazuje, że odpowiedni dobór geometrii dyszy może pozwolić na ograniczenie emisji akustycznej bez konieczności rezygnacji z pracy generatora

w analizowanym zakresie parametrów. Należy jednak podkreślić, że powyższe porównanie ma charakter orientacyjny i nie stanowi oceny zgodności generatora z wymaganiami dotyczącymi narażenia pracownika na hałas. W rzeczywistym zastosowaniu, np. podczas chłodzenia elektroniki lub urządzeń przemysłowych, położenie generatora strugi syntetycznej względem pracownika, sposób jego zabudowy oraz właściwości akustyczne otoczenia mogą istotnie zmienić poziom dźwięku występujący w miejscu przebywania człowieka. Również rzeczywisty sposób sterowania generatorem może prowadzić do okresowej pracy przy różnych poziomach mocy czynnej P, przez co rzeczywista ekspozycja akustyczna może być różna od odpowiadającej pracy ciągłej przy maksymalnej analizowanej nastawie parametrów zasilania. Na podstawie przeprowadzonych pomiarów można zatem stwierdzić, że emisja akustyczna nie stanowi jednoznacznej bariery dla potencjalnego zastosowania generatora strugi syntetycznej w rozpatrywanym zakresie parametrów geometrycznych i zasilania. Uzyskane wyniki wskazują, że poprzez odpowiedni dobór geometrii generatora możliwe jest kształtowanie nie tylko parametrów analizowanych we wcześniejszych rozdziałach, lecz również poziomu emitowanego hałasu, co stanowi istotny aspekt z punktu widzenia praktycznej implementacji generatorów strugi syntetycznej.

7.6. Zbiorcze zestawienie wyników

W rozdziałach 7.2-7.5 wyniki badań analizowano oddzielnie dla poszczególnych grup parametrów przepływowych, energetycznych, cieplnych i akustycznych. Analizy te były ukierunkowane przede wszystkim na określenie wpływu parametrów geometrycznych dyszy na wartości analizowanych parametrów, przebieg uzyskiwanych charakterystyk oraz występujące pomiędzy nimi zależności. Takie ujęcie pozwoliło na szczegółową ocenę wpływu geometrii, zgodnie z głównym celem pracy, nie było natomiast ukierunkowane na bezpośrednie wskazanie konfiguracji geometrycznych zapewniających najwyższe wartości poszczególnych parametrów. Z punktu widzenia praktycznego wykorzystania uzyskanych wyników istotne jest jednak również określenie, w jakich obszarach analizowanej przestrzeni parametrów geometrycznych uzyskiwane są wysokie wartości poszczególnych parametrów, dlatego w niniejszym podrozdziale przedstawiono zbiorcze zestawienie 32 analizowanych konfiguracji geometrycznych z uwzględnieniem wartości kluczowych parametrów analizowanych w pracy. W tym celu wartości poszczególnych parametrów dla każdej konfiguracji geometrycznej odniesiono do maksymalnej wartości danego parametru uzyskanej spośród wszystkich analizowanych konfiguracji, a następnie przedstawiono je w ujęciu procentowym. Analizę ograniczono do wyników uzyskanych dla mocy czynnej P = 3,00 W. Wartość 100% odpowiada

zatem maksymalnej wartości danego parametru w analizowanym zbiorze, natomiast pozostałe wartości określają jej udział względem tego maksimum. Przedstawione na rys. 7.25 zestawienie umożliwia bezpośrednie porównanie poziomu wartości poszczególnych parametrów w przestrzeni analizowanych konfiguracji geometrycznych. Należy przy tym podkreślić, że przedstawione wartości odnoszą się wyłącznie do poziomu danego parametru względem jego maksimum i nie opisują charakteru odpowiadającej mu charakterystyki, zatem zestawienie to należy traktować jako uzupełnienie analiz przedstawionych we wcześniejszych rozdziałach.



Rys. 7.25. Rozkład względnych wartości analizowanych parametrów w przestrzeni parametrów geometrycznych dyszy dla mocy czynnej P = 3,00 W

W przypadku parametrów charakteryzujących wymianę ciepła, dla których w ramach wcześniejszych analiz rozpatrywano różne wartości r_w/d, do zbiorczego zestawienia przyjęto wartość $r_w/d = 1{,}4$ stanowiącą największą wartość, dla której dostępne są wyniki dla wszystkich 32 analizowanych konfiguracji geometrycznych. Przy większych wartościach r_w/d liczba dostępnych konfiguracji stopniowo się zmniejszała ze względu na ograniczenie analizowanego obszaru chłodzonej powierzchni względem średnicy dyszy d. Przyjęcie $r_w/d = 1{,}4$ pozwala zatem na zachowanie pełnego zakresu porównania pomiędzy analizowanymi konfiguracjami. Ponadto w przedstawionym na rys. 7.25 zestawieniu nie uwzględniono poziomu ciśnienia akustycznego (SPL). W przeciwieństwie do analizowanych parametrów przepływowych, energetycznych i cieplnych, dla których większe wartości mogą stanowić pożądany kierunek zmian, w przypadku SPL nie można zastosować analogicznego kryterium. Z punktu widzenia emisji akustycznej pożądane są bowiem niższe wartości SPL, co wymagałoby zastosowania odmiennego sposobu prezentacji wyników i ich interpretacji. Dodatkowo, jak wskazano w rozdziale 7.5, uzyskane wartości SPL nie stanowią podstawy do jednoznacznego wartościowania poszczególnych konfiguracji geometrycznych. Z tego względu wyniki akustyczne pozostawiono poza przedstawionym zestawieniem, a ich szczegółową analizę przeprowadzono odrębnie w rozdziale 7.5.

Analiza wyników rys. 7.25 wskazuje, że w przypadku większości analizowanych parametrów zmiany ich wartości są przede wszystkim związane ze zmianą względnej średnicy dyszy d/D, podczas gdy wpływ względnej długości dyszy l/d jest na ogół mniejszy. Jest to zgodne z obserwacjami przedstawionymi w rozdziałach 7.2-7.4, w których zmiana d/D prowadziła do wyraźnych zmian charakterystyk przepływowych, energetycznych i cieplnych, podczas gdy wpływ l/d był zazwyczaj ograniczony i ujawniał się przede wszystkim dla określonych wartości tego parametru. Zbiorcze zestawienie pokazuje jednocześnie, że konfiguracje geometryczne odpowiadające najwyższym wartościom poszczególnych parametrów nie są tożsame, a ich położenie w przestrzeni d/D - l/d zależy od rodzaju analizowanego parametru. W przypadku prędkości charakterystycznej V najwyższe wartości skupiają się przede wszystkim przy najmniejszych wartościach d/D, podczas gdy dla liczby Reynoldsa obszar wysokich wartości przesuwa się w kierunku pośrednich wartości względnej średnicy dyszy, z wyraźnym obszarem wysokich wartości dla $d/D = 0{,}3$ w całym zakresie analizowanych l/d. Odmienny obraz obserwowany jest dla $l/d = 0{,}25$, dla którego wysokie wartości Re obejmują szerszy zakres d/D. Sprawność energetyczna wykazuje z kolei najwyższe wartości przede wszystkim w zakresie $d/D = 0{,}2 \div 0{,}3$ co pozostaje zgodne z wcześniejszą analizą charakterystyk sprawnościowych. W przypadku parametrów cieplnych widoczna jest

natomiast wyraźna różnica pomiędzy współczynnikiem przejmowania ciepła a liczbą Nusselta. Wysokie wartości h_s oraz $h_{rw/d=1,4}$ występują przede wszystkim dla mniejszych wartości *d/D*, podczas gdy najwyższe wartości odpowiadających im parametrów wyrażonych za pomocą liczby Nusselta przesuwają się w kierunku większych wartości *d/D*. Jest to zgodne z obserwacjami przedstawionymi w rozdziale 7.5 wskazującymi, że współczynnik przejmowania ciepła i liczba Nusselta prowadzą do odmiennego uporządkowania analizowanych konfiguracji geometrycznych. W przypadku liczby Nusselta w punkcie stagnacji szczególnie wysokie wartości uzyskiwane są dla $l/d = 0{,}25$ i $d/D = 0{,}5 \div 0{,}6$, natomiast wraz ze wzrostem obszaru powierzchni uwzględnianego w analizie najwyższe wartości przesuwają się w kierunku mniejszych wartości *d/D*: dla $r_w/d = 1{,}4$ wysokie wartości parametrów związanych z liczbą Nusselta występują przede wszystkim w zakresie $d/D = 0{,}4 \div 0{,}5$ przy czym dla $l/d = 0{,}25$ obszar ten jest szerszy.

Warto podkreślić, że na tle przedstawionych tendencji ponownie wyróżniają się konfiguracje o $l/d = 0{,}25$. W ich przypadku rozmieszczenie wysokich wartości nie zawsze odpowiada zależnościom obserwowanym dla $l/d \geq 1$, co jest zgodne z wcześniejszymi analizami parametrów przepływowych, energetycznych i cieplnych. Jednocześnie dla $l/d \geq 1$, pomimo zmiany *l/d* w stosunkowo szerokim zakresie, rozmieszczenie wartości analizowanych parametrów pozostaje na ogół zbliżone. Można zatem wskazać na niewielką wrażliwość analizowanych charakterystyk na zmianę *l/d* w zakresie $1 \leq l/d \leq 4$, przy jednoczesnym odmiennym zachowaniu najmniejszej badanej wartości $l/d = 0{,}25$. Ze względu na uwzględnienie w badaniach tylko jednej wartości $l/d < 1$ nie jest jednak możliwe określenie czy obserwowane odstępstwa są charakterystyczne dla całego zakresu mniejszych względnych długości dyszy.

Na szczególną uwagę zasługuje porównanie obszarów parametrów geometrycznych odpowiadających wysokim wartościom analizowanych parametrów z zakresem konfiguracji objętych dotychczasowymi badaniami eksperymentalnymi przedstawionymi na rys. 3.1. Znaczna część obszarów odpowiadających wysokim wartościom liczby Reynoldsa, sprawności energetycznej generatora oraz parametrów cieplnych znajduje się poza zakresem wskazanym na rys. 3.1. W przypadku liczby Reynoldsa dotyczy to w szczególności konfiguracji $l/d = 0{,}25$, dla których wysokie wartości obejmują szerszy zakres *d/D*, a także obszaru $d/D = 0{,}3$, dla którego jedynie konfiguracja o $l/d = 1$ mieści się w zakresie dotychczasowych badań. Również w kontekście sprawności energetycznej generatora wysokie wartości występują w zakresie geometrii w znacznym stopniu wykraczającym poza obszar dotychczasowych badań, jednakże najbardziej wyraźna różnica jest w przypadku parametrów cieplnych. Obszary wysokich

wartości liczby Nusselta, zarówno w punkcie stagnacji, jak i dla większego obszaru analizowanej powierzchni (r_w/d = 1,4) wykraczają poza obszar konfiguracji przedstawionych na rys. 3.1.b. Zestawienie to wskazuje, że rozszerzenie zakresu badań eksperymentalnych poza obszary dotychczas rozpoznane w literaturze pozwoliło ujawnić konfiguracje geometryczne charakteryzujące się korzystnymi wartościami analizowanych parametrów, co podkreśla poznawcze znaczenie przeprowadzonych badań.

Przedstawione zestawienie wskazuje tym samym, że najwyższe wartości poszczególnych parametrów nie skupiają się w jednym obszarze przestrzeni parametrów geometrycznych. Zależnie od przyjętego parametru wysokie wartości uzyskiwane są dla różnych zakresów *d/D*, a w niektórych przypadkach również dla odmiennych wartości *l/d*. Z tego względu wskazanie jednej konfiguracji geometrycznej na podstawie maksymalnej wartości pojedynczego parametru jest zasadne w przypadku, gdy nadrzędnym kryterium oceny jest maksymalizacja tego parametru. W sytuacji gdy wymagane jest jednoczesne uzyskanie wysokich wartości kilku parametrów zasadne może być natomiast uwzględnienie również konfiguracji, dla których wartości poszczególnych parametrów są niższe od maksimum, lecz pozostają wysokie w ujęciu względnym. Takie podejście zwiększa możliwość znalezienia konfiguracji geometrycznych, dla których wysokie wartości różnych parametrów częściowo się pokrywają. Wybór pomiędzy tymi podejściami zależy od przyjętego kryterium oceny i wymagań stawianych generatorowi. Zbiorcze zestawienie należy zatem traktować jako wskazanie obszarów geometrii sprzyjających uzyskiwaniu wysokich wartości poszczególnych parametrów, a nie jako wyznaczenie jednej uniwersalnej konfiguracji geometrycznej. Należy przy tym zachować rozróżnienie pomiędzy poziomem uzyskiwanej wartości a charakterem odpowiadającej jej charakterystyki. Konfiguracja osiągająca najwyższą wartość danego parametru nie musi bowiem charakteryzować się jednocześnie najbardziej uporządkowanym przebiegiem zależności ani wysokimi wartościami innych analizowanych parametrów. Jest to szczególnie istotne w przypadku konfiguracji o *l/d* = 0,25, które w wielu przypadkach osiągają wysokie, a niekiedy maksymalne wartości wybranych parametrów, lecz jednocześnie wielokrotnie wykazują odmienne przebiegi charakterystyk względem pozostałych analizowanych wartości *l/d*. Kompleksowa ocena wpływu geometrii powinna zatem uwzględniać zarówno poziom osiąganych wartości, jak i charakter zmian analizowanych parametrów określony w wyniku przeprowadzonej w niniejszej dysertacji analizy wyników badań.

8. Podsumowanie i wnioski

W niniejszej rozprawie doktorskiej przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych ukierunkowanych na określenie wpływu parametrów geometrycznych dyszy generatora strugi syntetycznej na parametry przepływowe generowanej strugi syntetycznej, intensywność wymiany ciepła w warunkach chłodzenia uderzeniowego oraz sprawność energetyczną generatora. Dodatkowym uzupełnieniem zakresu badań była analiza emisji akustycznej generatora, pozwalająca ocenić jej charakter w warunkach pracy odpowiadających analizowanym charakterystykom przepływowym i cieplnym.

Podjęcie przedstawionej problematyki wynikało z zidentyfikowanych w literaturze ograniczeń dotyczących możliwości jednoznacznego określenia wpływu parametrów geometrycznych dyszy na charakterystyki generatora i generowanej przez niego strugi syntetycznej. Pomimo wielokrotnie wykazywanego znaczenia geometrii dyszy dostępne wyniki badań odnoszą się najczęściej do bardzo ograniczonego zakresu konfiguracji geometrycznych, wykorzystują odmienne definicje parametrów charakteryzujących przepływ strugi syntetycznej oraz koncentrują się głównie na wybranych jego aspektach. Szczególnie ograniczona pozostaje liczba opracowań dotyczących intensyfikacji wymiany ciepła oraz emisji akustycznej generatora. Naturalną konsekwencją jest brak spójnego zbioru danych umożliwiającego jednoczesną ocenę wpływu geometrii na różne aspekty pracy generatora strugi syntetycznej.

Zidentyfikowany problem badawczy stanowił podstawę do sformułowania tezy rozprawy: *Parametry geometryczne dyszy generatora strugi syntetycznej stanowią istotny czynnik wpływający na parametry przepływowe generowanej strugi syntetycznej oraz intensywność wymiany ciepła w warunkach chłodzenia uderzeniowego, determinując charakter uzyskiwanych charakterystyk przepływowych i cieplnych przy określonych warunkach zasilania generatora.* Weryfikacja zasadności tej tezy wymagała przeprowadzenia badań obejmujących szeroki zakres konfiguracji geometrycznych dyszy generatora oraz zastosowania kilku uzupełniających się metod pomiarowych, pozwalając tym samym na analizę generatora nie tylko z punktu widzenia pojedynczego parametru wyjściowego, ale również wzajemnych zależności pomiędzy jego charakterystykami przepływowymi, energetycznymi, cieplnymi i akustycznymi.

Przeprowadzone badania wykazały, że wpływ parametrów geometrycznych dyszy ujawnia się już na poziomie podstawowych charakterystyk elektrycznych generatora i nie ogranicza się do modyfikacji pojedynczego parametru. Zmiana geometrii dyszy wpływa zarówno na warunki

pracy generatora, jak również na charakter generowanej strugi syntetycznej, co następnie znajduje odzwierciedlenie w wartościach prędkości charakterystycznej, liczby Reynoldsa, sprawności energetycznej oraz parametrów charakteryzujących intensywność wymiany ciepła. Jednocześnie w pracy wykazano, że zależności te nie mają charakteru uniwersalnego: konfiguracja geometryczna zapewniająca korzystne parametry przepływowe nie musi odpowiadać konfiguracji zapewniającej największą intensywność wymiany ciepła lub najwyższą sprawność energetyczną. Szczególne znaczenie ma również fakt, że geometria dyszy wpływa na przestrzenny charakter generowanej strugi syntetycznej oraz położenie warunków, w których uzyskiwana jest największa intensywność wymiany ciepła.

Analiza parametrów bezwymiarowych pozwoliła dodatkowo powiązać obserwowane zmiany charakteru profili prędkości z bezwymiarową długością walca płynu L_0 oraz opisanymi w literaturze reżimami rozwoju strugi syntetycznej. Uzyskane wyniki wskazują również na możliwość powiązania zmian charakteru przepływu ze zmianami sprawności energetycznej generatora. Zależności te nie pozwalają jednak na traktowanie bezwymiarowej długości walca płynu L_0 jako samodzielnego parametru jednoznacznie opisującego wszystkie analizowane charakterystyki, co szczególnie wyraźnie ujawniło się w przypadku intensywności wymiany ciepła.

Istotnym uzupełnieniem badań okazała się analiza emisji akustycznej, która również wykazała wyraźne zróżnicowanie charakterystyk w zależności od parametrów geometrycznych dyszy generatora. Zaobserwowane podobieństwa pomiędzy zmianami charakterystyk akustycznych i przepływowych wskazują, że zmiana geometrii dyszy może modyfikować nie tylko położenie charakterystycznych punktów odpowiedzi generatora, lecz również sposób jego odpowiedzi na zmianę warunków zasilania. Zależności te należy jednak traktować przede wszystkim jako przesłankę wskazującą na wzajemne powiązanie różnych aspektów pracy generatora, a nie jako jednoznacznie rozpoznany mechanizm fizyczny.

Przeprowadzone badania pozwoliły zatem na wieloaspektową ocenę wpływu parametrów geometrycznych dyszy generatora strugi syntetycznej oraz wykazały, że wpływ ten nie oddziałuje na poszczególne parametry w sposób izolowany, ale wpływa na ogólny charakter funkcjonowania układu, którego konsekwencją są zmiany obserwowanych charakterystyk przepływowych, energetycznych, cieplnych i akustycznych. W ten sposób uzyskane wyniki pozwalają uznać sformułowaną tezę za zasadną oraz stanowią podstawę do sformułowania szczegółowych wniosków o charakterze poznawczym i utylitarnym, jednocześnie złożoność analizowanego zjawiska oraz wieloaspektowy charakter wpływu geometrii dyszy wskazują na potrzebę dalszych badań, które pozwolą uzupełnić uzyskany obraz zależności.

8.1. Wnioski poznawcze

Realizacja celu rozprawy doktorskiej oraz przeprowadzone badania eksperymentalne pozwoliły na sformułowanie następujących wniosków o charakterze poznawczym:

1. Częstotliwość rezonansowa generatora strugi syntetycznej podlega skalowaniu zależnemu od bezwymiarowego obciążenia masowego układu. Uzyskana zależność wskazuje, że obciążenie masowe związane z oscylującym płynem w dyszy generatora może być uwzględniane jako dodatkowy składnik obciążenia układu drgającego, którego udział w całkowitym obciążeniu zależy od parametrów geometrycznych dyszy. Wykazano przy tym dominujący wpływ średnicy dyszy d na częstotliwość rezonansową w porównaniu z wpływem jej długości l.
2. Zmiana parametrów geometrycznych dyszy prowadzi do zmiany charakteru promieniowych profili prędkości generowanej strugi syntetycznej. Wraz ze wzrostem względnej średnicy dyszy d/D obserwowane jest przejście od profili o względnie jednorodnym rozkładzie prędkości do profili o charakterze pierścieniowym, przy czym zmiana ta występuje od wartości $d/D \approx 0{,}3$. Wartość ta odpowiada również zakresowi, w którym dla większości analizowanych konfiguracji uzyskano najwyższe wartości liczby Reynoldsa.
3. Wpływ względnej średnicy dyszy d/D na charakterystyki generowanej strugi syntetycznej jest dominujący względem wpływu względnej długości dyszy l/d. Wpływ d/D obserwowany jest we wszystkich analizowanych obszarach charakterystyk, podczas gdy wpływ l/d jest na ogół znacząco słabszy i w największym stopniu ujawnia się dla $l/d < 1$, dla którego w wielu analizowanych przypadkach obserwuje się odmienny przebieg charakterystyk względem konfiguracji o $l/d \geq 1$.
4. Najwyższe wartości analizowanych parametrów nie są uzyskiwane dla jednej wspólnej konfiguracji geometrycznej generatora. Wartości maksymalne prędkości charakterystycznej strugi syntetycznej, liczby Reynoldsa i sprawności energetycznej generatora występują dla różnych konfiguracji d/D, a dalsze uwzględnienie parametrów wymiany ciepła prowadzi do kolejnego zróżnicowania konfiguracji odpowiadających najwyższym wartościom współczynnika przejmowania ciepła i liczby Nusselta. Wskazuje to, że wpływ geometrii dyszy należy rozpatrywać w odniesieniu do konkretnego parametru stanowiącego kryterium oceny lub celu zastosowania generatora.

5. Intensyfikacja wymiany ciepła przez strugę syntetyczną zależy od wzajemnej konfiguracji parametrów geometrycznych dyszy oraz warunków chłodzenia. Zmiana geometrii dyszy wpływa zarówno na wartości parametrów charakteryzujących intensywność wymiany ciepła, jak i na położenie obszaru ich największych wartości. Jednocześnie bezwymiarowa długość walca płynu L_0, mimo swojej użyteczności w interpretacji zmian charakteru strugi syntetycznej, nie stanowi samodzielnego parametru pozwalającego na jednoznaczne opisanie intensywności wymiany ciepła w warunkach zróżnicowanej geometrii generatora.
6. Zmiana parametrów geometrycznych dyszy modyfikuje sposób odpowiedzi generatora strugi syntetycznej na warunki jego pracy. Zmiany te przejawiają się jednocześnie w częstotliwości rezonansowej, charakterze promieniowych profili prędkości, przebiegu charakterystyk sprawności energetycznej generatora, rozkładzie intensywności wymiany ciepła oraz charakterze odpowiedzi akustycznej. Wskazuje to, że wpływ geometrii dyszy nie ma charakteru izolowanego względem poszczególnych analizowanych parametrów, lecz przejawia się jednocześnie w zmianach charakterystyk przepływowych, energetycznych, cieplnych i akustycznych.

8.2. Wnioski utylitarne

Uzyskane w dysertacji wyniki badań, poza znaczeniem poznawczym, mogą znaleźć zastosowanie w procesie projektowania i doboru parametrów generatorów strugi syntetycznej. Na tej podstawie sformułowano następujące wnioski o charakterze utylitarnym:

1. Opracowany model częstotliwości rezonansowej może stanowić narzędzie wspomagające projektowanie generatorów strugi syntetycznej i dobór parametrów jego pracy na etapie projektowania. Uwzględnienie bezwymiarowego obciążenia masowego pozwala na oszacowanie częstotliwości rezonansowej dla zadanej konfiguracji geometrycznej bez konieczności jej każdorazowego wyznaczania na drodze eksperymentalnej.
2. Uzyskane wyniki mogą stanowić podstawę do wstępnego doboru parametrów geometrycznych dyszy generatora w zależności od przyjętego kryterium projektowego. Wykazanie, że najwyższe wartości parametrów przepływowych, energetycznych i cieplnych nie występują dla jednej wspólnej konfiguracji geometrycznej wskazuje na możliwość świadomego kształtowania właściwości generowanej strugi syntetycznej poprzez dobór geometrii dyszy do wymagań konkretnego zastosowania.

3. Uwzględnienie emisji akustycznej jako dodatkowego kryterium oceny generatora strugi syntetycznej umożliwia uwzględnienie ograniczeń akustycznych już na etapie doboru jego konfiguracji geometrycznej. Uzyskane wyniki wskazują, że zmiana parametrów geometrycznych dyszy może prowadzić do istotnych zmian poziomu ciśnienia akustycznego (SPL), dzięki czemu parametr ten może być uwzględniany łącznie z wymaganiami dotyczącymi parametrów przepływowych i cieplnych przy projektowaniu generatora.

8.3. Potencjalne kierunki dalszych badań

Wyniki przedstawione w dysertacji pozwoliły na sformułowanie wniosków dotyczących wpływu parametrów geometrycznych dyszy generatora strugi syntetycznej na charakterystyki przepływowe, energetyczne, cieplne i akustyczne, wskazując jednocześnie na obszary wymagające dalszej weryfikacji oraz badań uzupełniających. W związku z tym za szczególnie istotne kierunki dalszych prac uznano:

1. Weryfikację opracowanego modelu częstotliwości rezonansowej dla generatorów wyposażonych w przetworniki o odmiennych właściwościach mechanicznych, w szczególności o różnej sztywności zawieszenia.
2. Pomiar ciśnienia w komorze generatora strugi syntetycznej. Uzyskane wyniki pozwoliłby na pogłębienie interpretacji parametrów modelu częstotliwości rezonansowej oraz zmian odpowiedzi układu obserwowanych w pobliżu częstotliwości rezonansowej, w tym zmian emisji akustycznej.
3. Bezpośrednią analizę struktur przepływowych w celu weryfikacji związku pomiędzy charakterem generowanej strugi syntetycznej, wartością bezwymiarowej długości walca płynu L_0 oraz sprawnością energetyczną generatora. Badania takie pozwoliłyby również zweryfikować potencjalny związek pomiędzy rozwojem struktur przepływowych a położeniem obszaru maksymalnej intensywności wymiany ciepła oraz wyjaśnić obserwowane różnice w charakterystykach dla poszczególnych wartości względnej długości dyszy l/d.

Bibliografia

[1] Ingård, U., & Labate, S. (1950). Acoustic circulation effects and the nonlinear impedance of orifices. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 22(2), 211-218.

[2] Mednikov, E. P., & Novitskii, B. G. (1975). Experimental study of intense acoustic streaming. *Soviet Physics Acoustics*, *21*(2), 152-154.

[3] Lebedeva, I. V. (1980). Experimental study of acoustic streaming in the vicinity of orifices. *Soviet Physics Acoustics*, *26*, 331-333.

[4] James, R. D., Jacobs, J. W., & Glezer, A. (1996). A round turbulent jet produced by an oscillating diaphragm. *Physics of Fluids*, 8(9), 2484-2495.

[5] Smith, B., Glezer, A., (1997, August). Vectoring and small-scale motions effected in free shear flows using synthetic jet actuators. In *35th aerospace sciences meeting and exhibit* (p. 213).

[6] Smith, B. L., & Glezer, A. (1998). The formation and evolution of synthetic jets. *Physics of fluids*, 10(9), 2281-2297.

[7] Arshad, A., Jabbal, M., & Yan, Y. (2020). Synthetic jet actuators for heat transfer enhancement–A critical review. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 146, 118815.

[8] Ikhlaq, M., Yasir, M., Demiroğlu, M., & Arik, M. (2021). Synthetic jet cooling technology for electronics thermal management—a critical review. *IEEE Transactions on Components, Packaging and Manufacturing Technology*, 11(8), 1156-1170.

[9] Glezer, A. (1988). The formation of vortex rings. *The Physics of fluids*, 31(12), 3532-3542.

[10] Glezer, A., & Amitay, M. (2002). Synthetic jets. *Annual review of fluid mechanics*, 34(1), 503-529.

[11] Utturkar, Y., Holman, R., Mittal, R., Carroll, B., Sheplak, M., & Cattafesta, L. (2003, January). A jet formation criterion for synthetic jet actuators. In *41st aerospace sciences meeting and exhibit* (p. 636).

[12] Travnicek, Z., Broucková, Z., & Kordik, J. (2012). Formation criterion for axisymmetric synthetic jets at high Stokes numbers. *AIAA jou*rnal, 50(9), 2012-2017.

[13] Smith, B., & Swift, G. (2001, June). Synthetic jets at large Reynolds number and comparison to continuous jets. In *15th AIAA computational fluid dynamics conference* (p. 3030).

[14] Holman, R., Utturkar, Y., Mittal, R., Smith, B. L., & Cattafesta, L. (2005). Formation criterion for synthetic jets. *AIAA journal*, 43(10), 2110-2116.

[15] Timchenko, V., Reizes, J., Leonardi, E., & de Vahl Davis, G. (2004, January). A criterion for the formation of micro synthetic jets. In *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition* (Vol. 47098, pp. 197-203).

[16] Milanovic, I. M., & Zaman, K. B. M. Q. (2005). Synthetic jets in cross-flow. *AIAA journal*, 43(5), 929-940.

[17] Gil, P. (2018). Synthetic jet Reynolds number based on reaction force measurement. *Journal of Fluids and Structures*, 81, 466-478.

[18] Holman R.: An experimental investigation of flow from zero-net mass-flux actuator. *Rozprawa doktorska*. The University of Florida, 2006.

[19] Shuster, J. M., & Smith, D. R. (2007). Experimental study of the formation and scaling of a round synthetic jet. *Physics of fluids*, 19(4).

[20] Greco, C. S., Ianiro, A., Astarita, T., & Cardone, G. (2013). On the near field of single and twin circular synthetic air jets. *International journal of heat and fluid flow*, 44, 41-52.

[21] Cater, J. E., & Soria, J. (2002). The evolution of round zero-net-mass-flux jets. *Journal of Fluid Mechanics*, 472, 167-200.

[22] McGuinn, A., Farrelly, R., Persoons, T., & Murray, D. B. (2013). Flow regime characterisation of an impinging axisymmetric synthetic jet. *Experimental thermal and fluid science*, 47, 241-251.

[23] Gil P.: Wpływ parametrów geometrycznych generatora strugi syntetycznej na efektywność chłodzenia w aspekcie zastosowań w urządzeniach technicznych. *Rozprawa doktorska*. Politechnika Rzeszowska, 2016.

[24] Kumar, R., Mirikar, D., Rehman, M. Z. U., Bhatnagar, A., Kumar, N., & Yadav, H. (2026). Optimization of multi-orifice synthetic jet configuration using flow and heat transfer characteristics coupled with machine learning. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 172, 110160.

[25] Gariya, V., Kumar, R., Laxmi, V., & Yadav, H. (2026). An experimental study on heat transfer and fluid flow of a synthetic jet impinging on a surface roughened with pin fins. *Applied Thermal Engineering*, 130790.

[26] Machado, A., Shirinzad, A., Xu, K., & Sullivan, P. (2026). Role of duty cycle in burst-modulated synthetic jet flow control. *AIAA Journal*, 1-15.

[27] Smith, B. L., & Swift, G. W. (2003). A comparison between synthetic jets and continuous jets. *Experiments in fluids*, 34(4), 467-472.

[28] Xia, X., & Mohseni, K. (2015). Axisymmetric synthetic jets: Modeling of the far-field momentum flux. In *53rd AIAA Aerospace Sciences Meeting* (p. 0807).

[29] Krishan, G., Aw, K. C., & Sharma, R. N. (2019). Synthetic jet impingement heat transfer enhancement–a review. *Applied Thermal Engineering*, 149, 1305-1323.

[30] Benali, Y. (2025). *Acoustic Thrust Optimization of a Piezoelectric Synthetic Jet Actuator*. COMSOL Conference, Montreal, QC, Canada.

[31] Kumar, A., Gupta, M., Saha, A. K., & Panigrahi, P. K. (2017). Flow characteristics of synthetic jet on torpedo shape model in cross flow. In *Fluid Mechanics and Fluid Power–Contemporary Research: Proceedings of the 5th International and 41st National Conference on FMFP 2014* (pp. 239-247). Springer India.

[32] Gallas Q.: On the modeling and design of zero-net mass flux actuator. *Rozprawa doktorska*. The University of Florida, 2005.

[33] Amitay, M., & Cannelle, F. (2006). Evolution of finite span synthetic jets. *Physics of Fluids*, 18(5).

[34] Sawant, S. G., George, B., Ukeiley, L. S., & Arnold, D. P. (2017). Microfabricated electrodynamic synthetic jet actuators. *Journal of Microelectromechanical Systems*, 27(1), 95-105.

[35] Li, A., Zhu, R., & Simon, T. (2023). Local heat transfer measurements for an impinging synthetic jet. *ASME Journal of Heat and Mass Transfer*, 145(1), 012301.

[36] Zhang, Q., Tamanoi, Y., & Sato, K. (2022, April). Influence of secondary flow with a Coanda surface on the direction of jets. In *Journal of Physics: Conference Series* (Vol. 2252, No. 1, p. 012003). IOP Publishing.

[37] Tezuka, H., Zhang, Q., Nishibe, K., & Sato, K. (2023). Flow-direction control of primary jets near a wall boundary using secondary flow with a coanda surface. *Journal of Research and Applications in Mechanical Engineering*, 11(2).

[38] Amitay, M., & Glezer, A. (2002). Controlled transients of flow reattachment over stalled airfoils. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 23(5), 690-699.

[39] Donovan, J., Kral, L., & Cary, A. (1998, January). Active flow control applied to an airfoil. In *36th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit* (p. 210).

[40] Amitay, M., & Glezer, A. (2006). Aerodynamic flow control using synthetic jet actuators. In *Control of fluid flow* (pp. 45-73). Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg.

[41] Montazer, E., Mirzaei, M., Salami, E., Ward, T. A., Romli, F. I., & Kazi, S. N. (2016, October). Optimization of a synthetic jet actuator for flow control around an airfoil. In *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering* (Vol. 152, No. 1, p. 012023). IOP Publishing.

[42] Rice, T. T., Taylor, K., & Amitay, M. (2018). Quantification of the S817 airfoil aerodynamic properties and their control using synthetic jet actuators. *Wind Energy*, 21(10), 823-836.

[43] Tousi, N. M., Coma, M., Bergadà, J. M., Pons-Prats, J., Mellibovsky, F., & Bugeda, G. (2021). Active flow control optimisation on SD7003 airfoil at pre and post-stall angles of attack using synthetic jets. *Applied Mathematical Modelling*, 98, 435-464.

[44] Guo F.: Experimental study of the behaviour of the synthetic jets for effective flow separation control. *Rozprawa doktorska*. University of Manchester, 2010.

[45] Velasco, D., Mejia, O. L., & Laín, S. (2017). Numerical simulations of active flow control with synthetic jets in a Darrieus turbine. *Renewable Energy*, 113, 129-140.

[46] Zhu, H., Hao, W., Li, C., & Ding, Q. (2018). Simulation on flow control strategy of synthetic jet in an vertical axis wind turbine. *Aerospace Science and Technology*, 77, 439-448.

[47] Wang, G., Wu, Q., Liao, Y., & Chu, W. (2024). Influence of active flow control of synthetic jet at suction surface on the performance of a subsonic axial compressor rotor. *Applied Sciences*, 14(5), 2039.

[48] Greenblatt, D., & Williams, D. R. (2022). Flow control for unmanned air vehicles. *Annual Review of Fluid Mechanics*, 54(1), 383-412.

[49] Bharghava, D. S. N., Jana, T., & Kaushik, M. (2024). A survey on synthetic jets as active flow control. *Aerospace Systems*, 7(3), 435-451.

[50] Chen, Y., Liang, S., Aung, K., Glezer, A., & Jagoda, J. (1999, August). Enhanced mixing in a simulated combustor using synthetic jet actuators. In *37th aerospace sciences meeting and exhibit* (p. 449).

[51] Davis, S., & Glezer, A. (2000). The manipulation of large-and small-scales in coaxial jets using synthetic jet actuators. In *38th Aerospace Sciences Meeting and Exhibit* (p. 403).

[52] Ritchie, B., Mujumdar, D., & Seitzman, J. (2000). Mixing in coaxial jets using synthetic jet actuators. In *38th Aerospace Sciences Meeting and Exhibit* (p. 404).

[53] Mohseni, K., & Mittal, R. (Eds.). (2014). *Synthetic jets: fundamentals and applications*. CRC Press.

[54] Smyk E.: Sterowanie strumieniem osiowosymetrycznym za pomocą strumienia syntetyzowanego. *Rozprawa doktorska*. Politechnika Bydgoska, 2018.

[55] Zhang, B., Liu, H., Li, Y., Liu, H., & Dong, J. (2021). Experimental study of coaxial jets mixing enhancement using synthetic jets. *Applied Sciences*, 11(2), 803.

[56] Wang, H., & Menon, S. (2001). Fuel-air mixing enhancement by synthetic microjets. *AIAA journal*, 39(12), 2308-2319.

[57] Al-Atabi, M. (2011). Experimental investigation of the use of synthetic jets for mixing in vessels. *Transactions of the ASME*, vol. 133, no. 9, 2011.

[58] Scala, A., Paolillo, G., Greco, C. S., Astarita, T., & Cardone, G. (2025). Genetically-based active flow control of a circular cylinder wake via synthetic jets. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 162, 111362.

[59] Zhang, X., Dong, H., Cao, X., Zhou, Y., Xie, W., Song, W., & Wang, Y. (2024). Investigation into Shock Control and Drag Reduction Characteristics of Opposing Plasma Synthetic Jet in Mach 8 Flow. *Aerospace*, 12(1), 17.

[60] Feng, L. H., & Wang, J. J. (2012). Synthetic jet control of separation in the flow over a circular cylinder. *Experiments in fluids*, 53(2), 467-480.

[61] Wei, X. I. E., Zhenbing, L. U. O., Yan, Z. H. O. U., Wenqiang, P. E. N. G., Qiang, L. I. U., & Dengpan, W. A. N. G. (2022). Experimental and numerical investigation on opposing plasma synthetic jet for drag reduction. *Chinese Journal of Aeronautics*, 35(8), 75-91.

[62] Wang, J., & Wu, J. (2020). Aerodynamic performance improvement of a pitching airfoil via a synthetic jet. *European Journal of Mechanics-B/Fluids*, 83, 73-85.

[63] Rehman, A., & Kontis, K. (2006). Synthetic jet control effectiveness on stationary and pitching airfoils. *Journal of aircraft*, 43(6), 1782-1789.

[64] Yeshala, N., Min, B. Y., & Sankar, L. (2008). Drag reduction studies using active flow control. In *4th Flow Control Conference* (p. 3870).

[65] Renault, Renault Altica: 44MPG Diesel Concept with Active Airflow Management, 2006, *http://www.greencarcongress.com/2006/02/renault altica.html*.

[66] Tang, C., Ma, W., Li, B., Jin, M., & Chen, H. (2020). Cephalopod-inspired swimming robot using dielectric elastomer synthetic jet actuator. *Advanced Engineering Materials*, 22(4), 1901130.

[67] Krieg, M., & Mohseni, K. (2010). Dynamic modeling and control of biologically inspired vortex ring thrusters for underwater robot locomotion. *IEEE Transactions on robotics*, 26(3), 542-554.

[68] Thomas A.P: Exploration into the feasibility of underwater synthetic jet propulsion. *Rozprawa doktorska*. California Institute of Technology Pasadena, 2007.

[69] Mohseni, K. (2006). Pulsatile vortex generators for low-speed maneuvering of small underwater vehicles. *Ocean Engineering*, 33(16), 2209-2223.

[70] Wang, D., Zhang, F., Zhang, S., Liu, D., Li, J., Chen, W., ... & Liu, Y. (2024). Miniature modular reconfigurable underwater robot based on synthetic jet. *Advanced Science*, 11(39), 2406956.

[71] Campbell, S. J., Black, W. Z., Glezer, A., & Hartley, J. G. (1998, May). Thermal management of a laptop computer with synthetic air microjets. In *ITherm'98. Sixth Intersociety Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems* (*Cat. No. 98CH36208*) (pp. 43-50). IEEE.

[72] Garg, J., Arik, M., Weaver, S., Wetzel, T., & Saddoughi, S. (2005). Meso scale pulsating jets for electronics cooling. Journal of Electronic Packaging 127 (2005), 503-511.

[73] Pavlova, A., & Amitay, M. (2006). Electronic cooling using synthetic jet impingement. *Journal of heat transfer*, 128(9), 897-907.

[74] Mahalingam, R., & Glezer, A. (2002, May). Air cooled heat sinks integrated with synthetic jets. In *ITherm 2002. Eighth Intersociety Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems* (*Cat. No. 02CH37258*) (pp. 285-291). IEEE.

[75] He, X., Lustbader, J. A., Arik, M., & Sharma, R. (2015). Heat transfer characteristics of impinging steady and synthetic jets over vertical flat surface. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 80, 825-834.

[76] Arik, M., Sharma, R., Lustbader, J., & He, X. (2013). Steady and unsteady air impingement heat transfer for electronics cooling applications. *Journal of heat transfer*, 135(11), 111009.

[77] Jagannatha, D., Narayanaswamy, R., & Chandratilleke, T. T. (2009). Analysis of a synthetic jet-based electronic cooling module. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 56(3), 211-229.

[78] Azarifar, M., & Arik, M. (2025). Liquid synthetic jets for high flux electronics cooling. *Applied Thermal Engineering*, 261, 125007.

[79] Gil, P., Wilk, J., Smolen, S., Gałek, R., Markowicz, M., & Kucharski, P. (2022). Experimental Investigations of the LED Lamp with Heat Sink Inside the Synthetic Jet Actuator. *Energies*, 15(24), 9402.

[80] Schwickert, M.M. “SynJet ® Thermal Management Technology Increases LED Lighting System Reliability”, *IEEE Trans. Reliab*. 29 (2009), 449–482.

[81] Timchenko, V., Reizes, J., & Leonardi, E. (2004, December). A numerical study of enhanced micro-channel cooling using a synthetic jet actuator. In *Proceedings of the 15th Australasian Fluid Mechanics Conference*.

[82] Chandratilleke, T. T., Jagannatha, D., & Narayanaswamy, R. (2010). Heat transfer enhancement in microchannels with cross-flow synthetic jets. *International journal of thermal sciences*, 49(3), 504-513.

[83] Lee, A., Yeoh, G. H., Timchenko, V., & Reizes, J. A. (2012). Heat transfer enhancement in micro-channel with multiple synthetic jets. *Applied Thermal Engineering*, 48, 275-288.

[84] Trávníček, Z., Dančová, P., Kordík, J., Vít, T., & Pavelka, M. (2010). Heat and mass transfer caused by a laminar channel flow equipped with a synthetic jet array. *J. Therm. Sci. Eng. Appl.*, vol. 2, no. 4, Dec. 2010.

[85] Sharma, P., Singh, P. K., Sahu, S. K., & Yadav, H. (2022). A critical review on flow and heat transfer characteristics of synthetic jet. *Transactions of the Indian National Academy of Engineering*, 7(1), 61-92.

[86] Barewar, S. D., Joshi, M., Sharma, P. O., Kalos, P. S., Bakthavatchalam, B., Chougule, S. S., ... & Saha, S. K. (2023). Optimization of jet impingement heat transfer: A review on advanced techniques and parameters. *Thermal Science and Engineering Progress*, 39, 101697.

[87] Greco, C. S., Ianiro, A., & Cardone, G. (2014). Time and phase average heat transfer in single and twin circular synthetic impinging air jets. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 73, 776-788.

[88] Yadav, H., Joshi, A., Chaudhari, M., & Agrawal, A. (2019). An experimental study of a multi-orifice synthetic jet with application to cooling of compact devices. *AIP Advances*, 9(12).

[89] Mangate, L., Yadav, H., Agrawal, A., & Chaudhari, M. (2019). Experimental investigation on thermal and flow characteristics of synthetic jet with multiple-orifice of different shapes. *International Journal of Thermal Sciences*, 140, 344-357.

[90] Gil, P. (2023). Flow and heat transfer characteristics of single and multiple synthetic jets impingement cooling. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 201, 123590.

[91] Luo, Z., Zhao, Z., Deng, X., Wang, L., & Xia, Z. (2022, July). Dual synthetic jets actuator and its applications—Part I: PIV measurements and comparison to synthetic jet actuator. In *Actuators* (Vol. 11, No. 8, p. 205). MDPI.

[92] Shiqing, L. I., Zhenbing, L. U. O., Xiong, D. E. N. G., Zhiyong, L. I. U., Tianxiang, G. A. O., & Zhijie, Z. H. A. O. (2022). Lift enhancement based on virtual aerodynamic shape using a dual synthetic jet actuator. *Chinese Journal of Aeronautics*, 35(12), 117-129.

[93] Zhenbing, L. U. O., Zhijie, Z. H. A. O., Jiefu, L. I. U., Xiong, D. E. N. G., Hang, Y. A. N. G., Qingyang, C. H. E. N., & Shiqing, L. I. (2022). Novel roll effector based on zero-mass-flux dual synthetic jets and its flight test. *Chinese Journal of Aeronautics*, 35(8), 1-6.

[94] Smyk, E., Wawrzyniak, S., & Peszyński, K. (2020). Synthetic jet actuator with two opposite diaphragms. *Mechanics and Mechanical Engineering*, 24(1), 17-25.

[95] Trávníček, Z., Vít, T., & Tesař, V. (2006). Hybrid synthetic jets as the nonzero-net-mass-flux synthetic jets. *Physics of Fluids*, 18(8).

[96] Trávníček, Z., & Vít, T. (2015). Impingement heat/mass transfer to hybrid synthetic jets and other reversible pulsating jets. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 85, 473-487.

[97] Utturkar, Y., Mittal, R., Rampunggoon, P., & Cattafesta, L. (2002, January). Sensitivity of synthetic jets to the design of the jet cavity. In *40th AIAA Aerospace Sciences Meeting & Exhibit* (p. 124).

[98] Jain, M., Puranik, B., & Agrawal, A. (2011). A numerical investigation of effects of cavity and orifice parameters on the characteristics of a synthetic jet flow. *Sensors and actuators A: Physical*, 165(2), 351-366.

[99] Mane, P., Mossi, K., Rostami, A., Bryant, R., & Castro, N. (2007). Piezoelectric actuators as synthetic jets: Cavity dimension effects. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 18(11), 1175-1190.

[100] Feero, M. A., Lavoie, P., & Sullivan, P. E. (2015). Influence of cavity shape on synthetic jet performance. *Sensors and Actuators A: Physical*, 223, 1-10.

[101] Chaudhari, M., Verma, G., Puranik, B., & Agrawal, A. (2009). Frequency response of a synthetic jet cavity. *Experimental thermal and fluid science*, 33(3), 439-448.

[102] Gil, P., & Strzelczyk, P. (2016). Performance and efficiency of loudspeaker driven synthetic jet actuator. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 76, 163-174.

[103] Gil, P., Wilk, J., & Korzeniowski, M. (2021). Helmholtz resonance frequency of the synthetic jet actuator. *Applied Sciences*, 11(12), 5666.

[104] Oren, L., Gutmark, E., Muragappan, S., & Khosla, S. (2009, January). Flow characteristics of non circular synthetic jets. In *47th AIAA Aerospace Sciences Meeting including The New Horizons Forum and Aerospace Exposition* (p. 1309).

[105] Smyk, E., Wilk, J., & Markowicz, M. (2021). Synthetic jet actuators with the same cross-sectional area orifices-flow and acoustic aspects. *Applied Sciences*, 11(10), 4600.

[106] Kordík, J., & Trávníček, Z. (2017). Optimal diameter of nozzles of synthetic jet actuators based on electrodynamic transducers. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 86, 281-294.

[107] Nani, D. J., & Smith, B. L. (2012). Effect of orifice inner lip radius on synthetic jet efficiency. *Physics of Fluids*, 24(11).

[108] Kordík, J., & Trávníček, Z. (2018, August). Novel nozzle shapes for synthetic jet actuators intended to enhance jet momentum flux. In *Actuators* (Vol. 7, No. 3, p. 53). MDPI.

[109] Gil, P., & Smyk, E. (2019). Synthetic jet actuator efficiency based on the reaction force measurement. *Sensors and Actuators A: Physical*, 295, 405-413.

[110] Smyk, E., & Smusz, R. (2021, August). Impact of the confinement plate on the velocity of synthetic jet. In *Actuators* (Vol. 10, No. 9, p. 208). MDPI.

[111] Shuster, J., & Smith, D. (2004). A Study of the Formation and Scaling of a Synthetic Jet. In *42nd AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit* (p. 90).

[112] Violato, D., & Scarano, F. (2011). Three-dimensional evolution of flow structures in transitional circular and chevron jets. *Physics of Fluids*, 23(12).

[113] Wang, L., Feng, L. H., Wang, J. J., & Li, T. (2018). Parameter influence on the evolution of low-aspect-ratio rectangular synthetic jets. *Journal of Visualization*, 21(1), 105-115.

[114] Smyk, E., Gil, P., Dančová, P., & Jopek, M. (2022). The PIV measurements of time-averaged parameters of the synthetic jet for different orifice shapes. *Applied Sciences*, 13(1), 328.

[115] Chaudhari, M., Puranik, B., & Agrawal, A. (2010). Heat transfer characteristics of synthetic jet impingement cooling. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53(5-6), 1057-1069.

[116] Gil, P., & Wilk, J. (2020). Heat transfer coefficients during the impingement cooling with the use of synthetic jet. *International Journal of Thermal Sciences*, 147, 106132.

[117] Chaudhari, M., Puranik, B., & Agrawal, A. (2010). Effect of orifice shape in synthetic jet based impingement cooling. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 34(2), 246-256.

[118] Mangate, L. D., & Chaudhari, M. B. (2015). Heat transfer and acoustic study of impinging synthetic jet using diamond and oval shape orifice. *International Journal of Thermal Sciences*, 89, 100-109.

[119] Singh, P. K., Sahu, S. K., Upadhyay, P. K., & Jain, A. K. (2020). Experimental investigation on thermal characteristics of hot surface by synthetic jet impingement. *Applied Thermal Engineering*, 165, 114596.

[120] Krishnan, G., & Mohseni, K. (2009). An experimental and analytical investigation of rectangular synthetic jets. *Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME*, vol. 131, no. 12, pp. 1211011–12110111, Dec. 2009.

[121] Miró, A., Soria, M., Cajas, J. C., Rodríguez, I., & Moulinec, C. (2021). Flow topology and heat transfer analysis of slotted and axisymmetric synthetic impinging jets. *International Journal of Thermal Sciences*, 164, 106847.

[122] Valiorgue, P., Persoons, T., McGuinn, A., & Murray, D. B. (2009). Heat transfer mechanisms in an impinging synthetic jet for a small jet-to-surface spacing. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 33(4), 597-603.

[123] Persoons, T., McGuinn, A., & Murray, D. B. (2011). A general correlation for the stagnation point Nusselt number of an axisymmetric impinging synthetic jet. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54(17-18), 3900-3908.

[124] Greco, C. S., Paolillo, G., Ianiro, A., Cardone, G., & De Luca, L. (2018). Effects of the stroke length and nozzle-to-plate distance on synthetic jet impingement heat transfer. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 117, 1019-1031.

[125] Bhapkar, U. S., Mishra, A., Kumar, R., Yadav, H., & Agrawal, A. (2026). Experimental study of the aspect ratio effect of a rectangular impinging synthetic jet on flow and heat transfer characteristics. *International Journal of Thermal Sciences*, 222, 110570.

[126] Bhapkar, U. S., Srivastava, A., & Agrawal, A. (2014). Acoustic and heat transfer characteristics of an impinging elliptical synthetic jet generated by acoustic actuator. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 79, 12-23.

[127] Kanase, M. M., Mangate, L. D., & Chaudhari, M. B. (2018). Acoustic aspects of synthetic jet generated by acoustic actuator. *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*, 37(1), 31-47.

[128] Smyk, E., & Markowicz, M. (2021). Acoustic and flow aspects of synthetic jet actuators with chevron orifices. *Applied Sciences*, 11(2), 652.

[129] Casalino, D., Diozzi, F., Sannino, R., & Paonessa, A. (2008). Aircraft noise reduction technologies: A bibliographic review. *Aerospace Science and Technology*, 12(1), 1-17.

[130] Jabbal, M., & Jeyalingam, J. (2017). Towards the noise reduction of piezoelectrical-driven synthetic jet actuators. *Sensors and Actuators A: Physical*, 266, 273-284.

[131] Mushtaq, S., Ahmad, M., Parveez, B., & Qayoum, A. (2025). Experimental Investigation of Acoustic and Flow Performance of Novel Quatrefoil and 4-Lobe Star Orifices in Piezo-Driven Synthetic Jet Actuators. *Arabian Journal for Science and Engineering*, 1-24.

[132] Gil, P., Smyk, E., Gałek, R., & Przeszłowski, Ł. (2021). Thermal, flow and acoustic characteristics of the heat sink integrated inside the synthetic jet actuator cavity. *International Journal of Thermal Sciences*, 170, 107171.

[133] Di Cicca, G. M., & Iuso, G. (2007). On the near field of an axisymmetric synthetic jet. *Fluid dynamics research*, 39(9-10), 673.

[134] Gil, P., Wilk, J., Smusz, R., & Gałek, R. (2020). Centerline heat transfer coefficient distributions of synthetic jets impingement cooling. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 160, 120147.

[135] Longobardo, G., Paolillo, G., Cardone, G., Astarita, T., & Greco, C. S. (2026). Effects of the nozzle-to-plate distance and nozzle exit section shape on the heat transfer behaviour of impinging synthetic jets. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 254, 127661.

[136] Tan, X. M., Zhang, J. Z., Yong, S., & Xie, G. N. (2015). An experimental investigation on comparison of synthetic and continuous jets impingement heat transfer. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 90, 227-238.

[137] Tesar, V., & Zhong, S. (2003). Efficiency of synthetic jets generation. In: *Transactions of the Aeronautical and Astronautical Society of the Republic of China*, Zhongguo Hangkong Taikong Xuehui Huikan 35 (2003) 45–53.

[138] Persoons, T. (2012). General reduced-order model to design and operate synthetic jet actuators. *AIAA journal*, 50(4), 916-927.

[139] Crowther, W. J., & Gomes, L. T. (2008). An evaluation of the mass and power scaling of synthetic jet actuator flow control technology for civil transport aircraft applications. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering*, 222(5), 357-372.

[140] Gallas, Q., Holman, R., Nishida, T., Carroll, B., Sheplak, M., & Cattafesta, L. (2003). Lumped element modeling of piezoelectric-driven synthetic jet actuators. *AIAA journal*, 41(2), 240-247.

[141] de Luca, L., Girfoglio, M., & Coppola, G. (2014). Modeling and experimental validation of the frequency response of synthetic jet actuators. *AIAA journal*, 52(8), 1733-1748.

[142] Bhapkar, U. S., Srivastava, A., & Agrawal, A. (2013). Acoustic and heat transfer aspects of an inclined impinging synthetic jet. *International journal of thermal sciences*, 74, 145-155.

[143] Arik, M., & Icoz, T. (2012). Predicting heat transfer from unsteady synthetic jets. *J. Heat Transfer*, vol. 134, no. 8.

[144] Gil, P. (2021). Experimental investigation on heat transfer enhancement of air-cooled heat sink using multiple synthetic jets. *Int. J. Therm. Sci*, 166(106949), 10-1016.

[145] Travnicek, Z., & Antosova, Z. (2020). Impingement heat transfer to the synthetic jet issuing from a nozzle with an oscillating cross section. *International Journal of Thermal Sciences*, 153, 106349.

[146] Kordík, J., & Trávníček, Z. (2018). Non-harmonic excitation of synthetic jet actuators based on electrodynamic transducers. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 73, 154-162.

[147] Gil, P., & Wilk, J. (2021, September). Experimental investigations of different loudspeakers applied as synthetic jet actuators. In *Actuators* (Vol. 10, No. 9, p. 224). MDPI.

[148] Smyk, E., Gil, P., Gałek, R., & Przeszłowski, Ł. (2020, October). Acoustic and flow aspects of novel synthetic jet actuator. In *Actuators* (Vol. 9, No. 4, p. 100). MDPI.

[149] Kordík, J., Broučková, Z., Vít, T., Pavelka, M., & Trávníček, Z. (2014). Novel methods for evaluation of the Reynolds number of synthetic jets. *Experiments in fluids*, 55(6), 1757.

[150] Smyk, E. (2021). Sharp and Rounded Cutouts in a Chevron Orifice and Them Impact on the Acoustic and Flow Parameters of Synthetic Jet. *Applied Sciences*, 11(20), 9624.

[151] Smyk, E., Przeszłowski, Ł., & Strzelczyk, P. M. (2020). Impact of the confinement plate on the synthetic jet. *AIP Advances*, 10(10).

[152] Girfoglio, M., Greco, C. S., Chiatto, M., & De Luca, L. (2015). Modelling of efficiency of synthetic jet actuators. *Sensors and Actuators A: Physical*, 233, 512-521.

[153] Broučková, Z., & Trávníček, Z. (2015). Visualization study of hybrid synthetic jets. *Journal of Visualization*, 18(4), 581-593.

[154] Kordík, J., Trávníček, Z., Timchenko, V., & Ismail, N. A. (2017). The predominant effect of stroke length on velocity profiles at the exit of axisymmetric synthetic jet actuators. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 66, 197-208.

[155] Pudlik, W. (2021). *Termodynamika*. Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej.

[156] Van Buren, T., Whalen, E., & Amitay, M. (2016). Achieving a high-speed and momentum synthetic jet actuator. *Journal of Aerospace Engineering*, 29(2), 04015040.

[157] Trávníček, Z., & Kordík, J. (2018). Energetic efficiencies of synthetic jet actuators: Commentary on the article by Gil and Strzelczyk. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 98, 121-123.

[158] Smyk, E., Markowicz, M., & Szyca, M. (2022). Volume analysis of cooling systems with synthetic jet actuator, In C. Fischer & J. Náprstek (Eds.), ENGINEERING MECHANICS 2022; 27/28th INTERNATIONAL CONFERENCE; May 9–12, 2022, Milovy, Czech Republic (pp. 373–376). Institute of Theoretical and Applied Mechanics of the Czech Academy of Sciences, Prague.

[159] Gillespie, M. B., Black, W. Z., Rinehart, C., & Glezer, A. (2006). Local convective heat transfer from a constant heat flux flat plate cooled by synthetic air jets. *Journal of Heat Transfer*, 128(10), 990-1000.

[160] McGuinn, A., Persoons, T., Valiorgue, P., O'Donovan, T. S., & Murray, D. B. (2008, May). Heat transfer measurements of an impinging synthetic air jet with constant stroke length. In *Proceedings of the 5th European thermal-sciences conference* (pp. 18-22).

[161] Singh, P. K., Sahu, S. K., & Upadhyay, P. K. (2022). Experimental investigation of the thermal behavior a single-cavity and multiple-orifice synthetic jet impingement driven by electromagnetic actuator for electronics cooling. *Experimental Heat Transfer*, 35(2), 132-158.

[162] Greco, C. S., Cardone, G., & Soria, J. (2017). On the behaviour of impinging zero-net-mass-flux jets. *Journal of fluid mechanics*, 810, 25-59.

[163] Silva-Llanca, L., & Ortega, A. (2017). Vortex dynamics and mechanisms of heat transfer enhancement in synthetic jet impingement. *International Journal of Thermal Sciences*, 112, 153-164.

[164] Colenberg, S., Jylhä, T., & Arkesteijn, M. (2021). The relationship between interior office space and employee health and well-being–a literature review. *Building Research & Information*, 49(3), 352-366.

[165] Bourikas, L., Gauthier, S., Khor Song En, N., & Xiong, P. (2021). Effect of thermal, acoustic and air quality perception interactions on the comfort and satisfaction of people in office buildings. *Energies*, 14(2), 333.

[166] Zaman, M., Muslim, M., & Jehangir, A. (2022). Environmental noise-induced cardiovascular, metabolic and mental health disorders: a brief review. *Environmental Science and Pollution Research*, 29(51), 76485-76500.

[167] Smyk, E., & Markowicz, M. (2022). Impact of the Soundproofing in the Cavity of the Synthetic Jet Actuator on the Generated Noise. *Fluids*, 7(10), 323.

[168] Lasance, C. J., Aarts, R. M., & Ouweltjes, O. (2008, March). Synthetic jet cooling part II: experimental results of an acoustic dipole cooler. In 2008 *Twenty-fourth Annual IEEE Semiconductor Thermal Measurement and Management Symposium* (pp. 26-31). IEEE.

[169] Dickason, V. (2005). *Loudspeaker Design Cookbook, 7th*. Audio Amateur Pubns.

[170] Barlow, J. B., Rae, W. H., & Pope, A. (1999). *Low-speed wind tunnel testing*. John Wiley & Sons.

[171] Hufnagel, K. (2022). *Wind Tunnel Balances*. Springer International Publishing.

[172] Bell, I. H., Quoilin, S., Wronski, J., & Lemort, V. (2013). Coolprop: An open-source reference-quality thermophysical property library. In *ASME ORC 2nd International Seminar on ORC Power Systems*.

[173] Tan, X. M., & Zhang, J. Z. (2013). Flow and heat transfer characteristics under synthetic jets impingement driven by piezoelectric actuator. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 48, 134-146.

[174] Kordík, J., & Trávníček, Z. (2019). Integral quantities of axisymmetric synthetic jets evaluated from a direct jet thrust measurement. *Flow, Turbulence and Combustion*, 103(3), 827-844.

[175] Ligęza, P. (2009). *ATU 08 Ośmiotorowy moduł stałotemperaturowo-stałoprądowy do pomiarów anemometryczno-termometrycznych*. Instytut Mechaniki Górotworu PAN.

[176] Jørgensen, F. E. (2001). *How to measure turbulence with hot-wire anemometers: a practical guide*. Dantec dynamics.

[177] Chaudhari, M., Puranik, B., & Agrawal, A. (2011). Multiple orifice synthetic jet for improvement in impingement heat transfer. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54(9-10), 2056-2065.

[178] Gałek R.: Analiza zjawisk cieplnych i przepływowych przy wyładowaniu koronowym. *Rozprawa doktorska*. Politechnika Rzeszowska, 2021.

[179] Incropera, F. P., DeWitt, D. P., Bergman, T. L., & Lavine, A. S. (1996). Fundamentals of heat and mass transfer (Vol. 6, p. 116). New York: Wiley.

[180] Hatami, M., Bazdidi-Tehrani, F., Abouata, A., & Mohammadi-Ahmar, A. (2018). Investigation of geometry and dimensionless parameters effects on the flow field and heat transfer of impingement synthetic jets. *International Journal of Thermal Sciences*, 127, 41-52.

[181] Fanning, E., Persoons, T., & Murray, D. B. (2013). Heat transfer and flow characteristics of a pair of adjacent synthetic jets. In *8th World Conference on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics, and Thermodynamics*. Lisbon, Portugal.

[182] PN-EN ISO 3746:2011. *Akustyka. Wyznaczanie poziomów mocy akustycznej i poziomów energii akustycznej źródeł hałasu na podstawie pomiarów ciśnienia akustycznego. Metoda orientacyjna z zastosowaniem otaczającej powierzchni pomiarowej nad płaszczyzną odbijającą dźwięk*.

[183] Jcgm, J. C. G. M. (2008). Evaluation of measurement data—Guide to the expression of uncertainty in measurement. Int. Organ. Stand. Geneva ISBN, 50, 134.

[184] Joint Committee for Guides in Metrology, JCGM 101:2008 - Evaluation of measurement data - Supplement 1 to the "Guide to the expression of uncertainty in measurement" – Propagation of distributions using a Monte Carlo method, 2008.

[185] Rayleigh, J. W. S. B. *The theory of sound (Vol. 2)*. Macmillan, 1896.

[186] L.L. Beranek, *Acoustics*, Acoustical Society of America, New York, 1993.

[187] Klippel, W. (2000, September). Diagnosis and remedy of nonlinearities in electrodynamical transducers. In *Audio Engineering Society Convention 109*. Audio Engineering Society.

[188] Dodd, M., Klippel, W., & Oclee-Brown, J. (2004, October). Voice coil impedance as a function of frequency and displacement. In *Audio Engineering Society Convention 117*. Audio Engineering Society.

[189] Kordik, J., Trávníček, Z., & Pavelka, M. (2015). Energetic efficiencies of synthetic and hybrid synthetic jet actuators driven by electrodynamic transducers. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 69, 119-126.

[190] Lighthill, M. J. (1952). On sound generated aerodynamically. I. General theory. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences*, 564-587.

[191] World Health Organization. (2015). *Hearing loss due to recreational exposure to loud sounds: A review*. World Health Organization. https://iris.who.int/handle/10665/154589.

[192] Minister Rodziny, Pracy i Polityki Społecznej. (2018). *Rozporządzenie Ministra Rodziny, Pracy i Polityki Społecznej z dnia 12 czerwca 2018 r. w sprawie ogłoszenia jednolitego tekstu rozporządzenia Ministra Pracy i Polityki Społecznej w sprawie najwyższych dopuszczalnych stężeń i natężeń czynników szkodliwych dla zdrowia w środowisku pracy*. Dziennik Ustaw, 2018, poz. 1286. https://eli.gov.pl/eli/DU/2018/1286/ogl.

STRESZCZENIE PRACY DOKTORSKIEJ

WPŁYW PARAMETRÓW GEOMETRYCZNYCH DYSZY GENERATORA STRUGI SYNTETYCZNEJ NA PARAMETRY PRZEPŁYWOWE I INTENSYFIKACJĘ WYMIANY CIEPŁA

autor: mgr inż. Marek Markowicz
promotor: dr hab. inż. Paweł Gil, prof. PRz
promotor pomocniczy: dr inż. Rafał Gałek
słowa kluczowe: struga syntetyczna, generator strugi syntetycznej, parametry geometryczne dyszy, chłodzenie uderzeniowe

W pracy przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych ukierunkowanych na określenie wpływu parametrów geometrycznych dyszy generatora strugi syntetycznej na parametry przepływowe generowanej strugi syntetycznej, intensywność wymiany ciepła w warunkach chłodzenia uderzeniowego oraz sprawność energetyczną generatora. Zakres badań uzupełniono o analizę emisji akustycznej generatora w warunkach pracy odpowiadających analizowanym charakterystykom przepływowym i cieplnym. Na podstawie przeglądu aktualnego stanu wiedzy zidentyfikowano problem badawczy, określono cel i zakres pracy oraz sformułowano tezę dotyczącą wpływu parametrów geometrycznych dyszy na charakterystyki przepływowe i cieplne generatora strugi syntetycznej.

Realizacja celu pracy wymagała przeprowadzenia badań obejmujących szeroki zakres konfiguracji geometrycznych oraz zastosowania uzupełniających się metod pomiarowych. Badania przeprowadzono z wykorzystaniem czterech stanowisk pomiarowych dla 32 konfiguracji geometrycznych generatora obejmujących 8 wartości względnej średnicy dyszy oraz 4 wartości względnej długości dyszy. Wyznaczono częstotliwości rezonansowe generatora, promieniowe profile prędkości strugi syntetycznej oraz odpowiadające im prędkości charakterystyczne i liczby Reynoldsa. Przeprowadzono również ocenę sprawności energetycznej generatora oraz intensywności wymiany ciepła w warunkach chłodzenia uderzeniowego, uwzględniając jej rozkład na chłodzonej powierzchni oraz wartości w punkcie stagnacji. Uzupełnieniem badań były pomiary poziomu ciśnienia akustycznego.

Przeprowadzone badania wykazały, że zmiana parametrów geometrycznych dyszy wpływa zarówno na wartości analizowanych parametrów, jak również na charakter uzyskiwanych charakterystyk. W szczególności wykazano dominujący wpływ względnej średnicy dyszy, podczas gdy wpływ względnej długości dyszy obserwowano przede wszystkim w określonych zakresach jej wartości i przy analizie określonych parametrów. Wykazano również, że najwyższe wartości poszczególnych parametrów przepływowych, energetycznych i cieplnych nie występują dla jednej wspólnej konfiguracji geometrycznej, a ocena wpływu geometrii zależy od przyjętego kryterium oceny. Jednocześnie zmiana geometrii dyszy modyfikuje nie tylko wartości poszczególnych parametrów, ale również charakter uzyskiwanych charakterystyk przepływowych, energetycznych, cieplnych i akustycznych. Uzyskane wyniki pozwoliły na wykazanie zasadności tezy rozprawy oraz sformułowanie wniosków dotyczących wpływu geometrii dyszy na funkcjonowanie generatora strugi syntetycznej. Opracowany model częstotliwości rezonansowej oraz uzyskane zależności pomiędzy parametrami geometrycznymi dyszy a charakterystykami generatora i generowanej strugi syntetycznej mogą stanowić podstawę do wstępnego doboru geometrii dyszy w zależności od wymagań stawianych generatorowi w konkretnym zastosowaniu.

DOCTORAL THESIS ABSTRACT

THE EFFECT OF THE GEOMETRIC PARAMETERS OF THE SYNTHETIC JET ACTUATOR ORIFICE ON FLOW PARAMETERS AND HEAT TRANSFER ENHANCEMENT

author: mgr inż. Marek Markowicz
supervisor: dr hab. inż. Paweł Gil, prof. PRz
co-supervisor: dr inż. Rafał Gałek
keywords: synthetic jet, synthetic jet actuator, orifice geometric parameters, impingement cooling

The thesis presents the results of experimental studies evaluating the effect of the geometric parameters of a synthetic jet actuator (SJA) orifice on the flow parameters of the generated synthetic jet, heat transfer enhancement under impingement cooling conditions and the energy efficiency of the SJA. The research was supplemented by an analysis of the acoustic emission of the SJA under operating conditions corresponding to the investigated flow and thermal characteristics. The research problem was identified on the basis of a review of the current state of knowledge, the aim and scope of the research were defined and a thesis statement addressing the impact of the orifice geometric parameters on the flow and thermal characteristics of the synthetic jet actuator was formulated.

The research involved experimental investigations across a wide range of geometric configurations using complementary measurement techniques. Measurements were carried out with four separate laboratory setups for 32 geometric configurations of the SJA, comprising eight values of the relative diameter of the orifice and four values of the relative length of the orifice. The resonant frequencies of the SJA, the radial velocity profiles and the corresponding characteristic velocities as well as Reynolds numbers were determined. The energy efficiency of the SJA and heat transfer enhancement under impingement cooling conditions were also evaluated; the latter considering both the spatial distribution over the cooled surface and the values at the stagnation point. The study was complemented by measurements of the sound pressure level.

The results demonstrated that variation of the geometry of the orifice affects both the values of the investigated operational parameters and the form of the resulting characteristics. In particular, the relative diameter of the orifice was found to have a dominant impact, while the effect of the relative length of the orifice was observed primarily within specific ranges of its values and for specific parameters. It was also demonstrated that the highest values of individual flow, energy and thermal parameters do not coincide at a single common geometric configuration, indicating that the assessment of the impact of orifice geometry depends on the adopted evaluation criterion. At the same time, changes in orifice geometry alter not only the values of individual operational parameters but also the nature of the resulting flow, energy, thermal and acoustic characteristics. The obtained results support the research thesis statement and provide a basis for the conclusions summarizing the effect of orifice geometry on the response of the SJA. The developed resonant frequency model as well as the identified relationships between the geometric parameters of the orifice and the characteristics of both SJA and the jet itself may provide a basis for the preliminary selection of the orifice geometry best suited to the requirements of a particular application.