

WOJSKOWA AKADEMIA TECHNICZNA
im. Jarosława Dąbrowskiego
WYDZIAŁ MECHATRONIKI, UZBROJENIA
I LOTNICTWA



ROZPRAWA DOKTORSKA

mgr inż. Maciej ADAMCZYK

**Analiza wpływu układu wlotowego na niestateczność pracy
sprężarki osiowej silnika turbinowego**

*Analysis of the impact of the intake system on the stall and surge of the
axial compressor of a turbine engine*

płk dr hab. inż. Adam KOZAKIEWICZ
Promotor

ppłk rez. dr inż. Michał FRANT
Promotor pomocniczny

Warszawa – 2025 r.

(strona celowo zostawiona pusta)

Spis treści

Spis treści.....	3
Spis symboli.....	5
Wprowadzenie	7
1. Niestateczna praca sprężarek w lotnictwie	9
1.1. Teoria niestatecznej pracy sprężarki i pompażu.....	15
1.2. Zdarzenia lotnicze z niestateczną pracą sprężarki.....	24
2. Obszary badań układów wlotowych w aspekcie wpływu na stateczność pracy sprężarek w lotniczych silnikach turbinowych	32
2.1. Badania układów wlotowych	34
2.1.1. Wloty poddźwiękowe.....	34
2.1.2. Wloty naddźwiękowe	37
2.2. Badania sprężarek.....	43
2.3. Badania układów wlot-sprężarka	47
3. Charakterystyka obiektu badawczego.....	51
3.1. Analiza układu wlotowego	51
3.2. Analiza układu silnika F100.....	55
3.3. Wyznaczenie punktu pracy silnika.....	58
4. Badanie układu wlotowego.....	63
4.1. Metody oceny pracy układów wlotowych.....	64
4.2. Model numeryczny	70
4.3. Analiza pracy układu wlotowego	74
5. Badanie wentylatora.....	97
5.1. Obliczenia analityczne wentylatora.....	98
5.2. Model numeryczny	119
5.3. Analiza pracy wentylatora	137
5.3.1. Analiza pracy stopni wentylatora	138
5.3.2. Analiza pracy wentylatora w stanie ustalonym	147
5.3.3. Analiza pracy wentylatora w stanie nieustalonym	155
Zakończenie	175

Wykaz literatury	182
Spis tabel i rysunków	193
Streszczenie	200

Spis symboli

A	pole przekroju	$[m^2]$
a	prędkość dźwięku	$[m/s]$
α	kąt natarcia / kąt wektora prędkości bezwzględnej	$[^\circ]$
b	ciężciwa profilu	$[mm]$
β	kąt ślizgu / kąt wektora prędkości względnej	$[^\circ]$
c	prędkość bezwzględna	$[m/s]$
c_s	sekundowe zużycie paliwa	$[kg/s]$
c_p	współczynnik przyrostu ciśnienia palisady	$[-]$
c_j	jednostkowe zużycie paliwa	$[kg/Ns]$
c_p	ciepło właściwe powietrza przy stałym ciśnieniu	$[J/kgK]$
c_v	ciepło właściwe powietrza przy stałej objętości	$[J/kgK]$
γ	kąt ustawienia profilu w palisadzie	$[^\circ]$
D	współczynnik dyfuzyjności / Średnica	$[-]/[m]$
δ	kąt odchylenia strumienia	$[^\circ]$
f	strzałka ugięcia profilu	$[-]$
g	grubość profilu	$[mm]$
η^*	sprawność spiętrzenia	$[-]$
H	wysokość lotu	$[m]$
h^*	entalpia właściwa spiętrzenia	$[J/kg]$
h	entalpia właściwa statyczna	$[J/kg]$
i	kąt napływu strumienia wlotowego	$[^\circ]$
θ	kąt wygięcia profilu	$[^\circ]$
l	praca jednostkowa	$[J/kg]$
l	wysokość łopatki / długość linii szkieletowej	$[mm]$
i	kąt napływu strumienia na łopatkę	$[^\circ]$
K	ciąg całkowity	$[N]$
k_j	ciąg jednostkowy	$[Ns/kg]$
K_s	zapas stateczności	$[-]$
k	wykładnik adiabaty dla powietrza	$[-]$
$\dot{m}$	masowe natężenie przepływu	$[kg/s]$

$\bar{m}$	podział strumienia masowego natężenia przepływu	[–]
Ma	liczba Macha	[–]
μ	współczynnik zawirowania strumienia	[–]
N	prędkość obrotowa	[obr./min]
n	względna prędkość obrotowa	[%]
P	moc	[W]
p^*	ciśnienie spiętrzenia	[Pa]
p	ciśnienie statyczne	[Pa]
π^*	spręż	[–]
R	stała gazowa	[J/kgK]
r	promień	[mm]
ρ	gęstość / reakcyjność stopnia	[kg/m ³]/[–]
σ^*	współczynnik strat ciśnienia spiętrzenia	[–]
T^*	temperatura spiętrzenia	[K]
T	temperatura statyczna	[K]
t	podziałka palisady	[–]
U	prędkość obwodowa	[m/s]
φ	współczynnik natężenia przepływu	[–]
V	prędkość lotu	[m/s]
w	prędkość względna	[m/s]
χ	kąt wygięcia profilu przedni/tylny	[°]
ψ	współczynnik zmiany ciśnienia	[–]
ω	współczynnik strat ciśnienia palisady/ prędkość kątowna	[–]/[rad/s]
z	liczba łopatek na wieńcu	[szt.]

Wprowadzenie

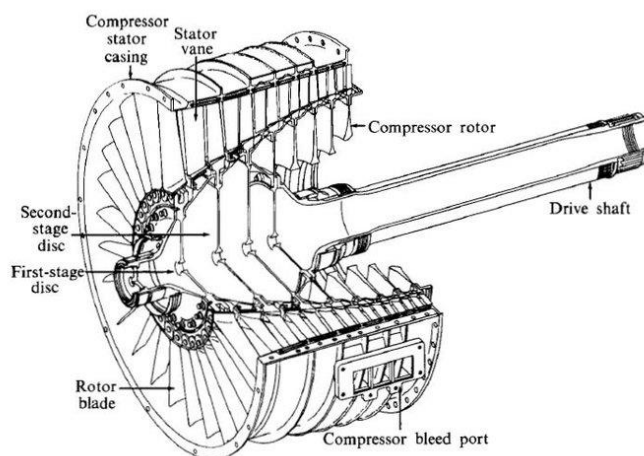
Problem niestatecznej pracy sprężarek w silnikach turbinowych pojawił się w lotnictwie od czasu ich wprowadzenia. Zjawisko to, z uwagi na swoją złożoność, nadal pozostaje przedmiotem intensywnych badań, zarówno w środowisku akademickim, jak i przemyśle lotniczym, gdyż stanowi istotne zagrożenie dla bezpieczeństwa wykonywania operacji lotniczych. Autor w swojej pracy zawodowej w branży lotniczej wielokrotnie obserwuje stosunkowo niską świadomość dotyczącą zjawiska niestatecznej pracy sprężarek, zarówno wśród personelu latającego, jak i naziemnego czy technicznego. Zagadnienie to często jest marginalizowane, zarówno w trakcie szkolenia załóg jak i w wykonywaniu rzeczywistych zadań. Dla pilotów zawodowych wiedza z zakresu występowania tego zjawiska i jego wpływu na pracę zespołu napędowego jest ujęta w zakresie szkolenia teoretycznego oraz symulatorowego, jednak z uwagi na złożoność fizyczną, często nie poświęca się jej wystarczającej uwagi. Ponieważ samo zjawisko występuje relatywnie rzadko, to w połączeniu z niewystarczającym szkoleniem, dochodzi do błędów w jego interpretacji oraz w zastosowaniu odpowiednich procedur operacyjnych. Ponadto, producenci sprzętu lotniczego zawierają w swoich procedurach sposób wykonywania konkretnych czynności przez załogę, które mają zapobiegać i zabezpieczać konstrukcję przed wystąpieniem niestatecznej pracy lub pompażu jednak kontekst i powód zastosowania poszczególnych kroków i czynności jest pomijany, co dodatkowo nie ułatwia członkom załóg zrozumienia i świadomości wykonywanych działań. Zdarza się również, że wśród personelu panuje błędne przekonanie, że dany zespół napędowy jest całkowicie odporny na zjawisko niestatecznej pracy lub pompażu, co wynika z niewystarczającego zrozumienia podstaw fizycznych tego zjawiska.

W ramach niniejszej pracy przeanalizowano wpływ zaburzeń strumienia powietrza generowanych przez układ wlotowy na możliwość wywołania niestatecznej pracy wentylatora silnika, co umożliwiło pozyskanie nowej wiedzy na temat pracy zespołu napędowego oraz oceny stabilności jego układu wlot-wentylator. Ocena stabilności została dokonana w oparciu o wyznaczenie charakterystyk układu wlotowego i wentylatora oraz analizę wpływu zaburzeń strumienia wlotowego na pracę wentylatora. Do przeanalizowania tego zjawiska posłużono się metodami badawczymi z zakresu numerycznej mechaniki płynów w przepływach wewnętrznych. Praca została podzielona na trzy główne części. W pierwszej części, która składa się z trzech osobnych

rozdziałów, przedstawiono podstawy teoretyczne występowania zjawiska niestatecznej pracy i pompażu w lotniczych silnikach turbinowych oraz przeanalizowano rzeczywiste przypadki jej wystąpienia i wpływ na wykonywanie operacji lotniczych. W tej części również wykonano analizę literatury i obecnego stanu wiedzy z zakresu stabilności sprężarek i układów wlotowych, a także scharakteryzowano obiekt badawczy i zastosowane metody numeryczne. W części drugiej wykonano analizę układu wlotowego, której celem było określenie stopnia zaburzenia strumienia wlotowego i jego wartości dla wybranych warunków lotu. W tym rozdziale wyznaczono również charakterystykę układu wlotowego. Wyniki z tej części pracy posłużyły jako dane wejściowe do wykonania analizy pracy wentylatora w warunkach zaburzenia strumienia wlotowego. Trzecia część pracy skupia się na budowie modelu numerycznego wentylatora, jego walidacji, a także analizie pracy i wyznaczeniu charakterystyk w stanie ustalonym, aby następnie wykonać obliczenia numeryczne i przeanalizować charakter pracy wentylatora w warunkach zaburzenia wygenerowanego przez układ wlotowy. W pracy posłużono się źródłami literaturowymi w postaci 37 monografii, 80 publikacji w czasopiśmie naukowych, a także ogólnie dostępną dokumentacją techniczną i konstrukcyjną samolotu i silnika.

1 Niestateczna praca sprężarek w lotnictwie

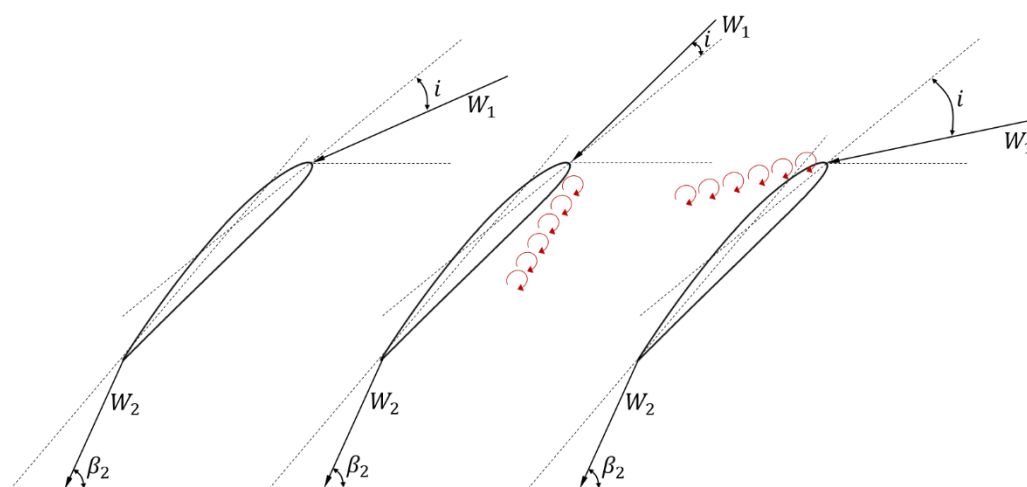
Podstawowym zadaniem sprężarki jest dostarczanie powietrza o odpowiednich parametrach w jednostce czasu do komory spalania silnika. Sprężarki stosowane w silnikach odrzutowych współczesnych samolotów w większości mają konstrukcję osiową (rys. 1.1). Sprężarka osiowa nadaje pęd strumieniowi gazu za pomocą palisady profili aerodynamicznych. Współczynniki aerodynamiczne (oporu i siły nośnej) zastosowanych profili w dużej mierze determinują charakterystykę jej pracy. Sprężarki osiowe uzyskują największe natężenia przepływu przy danej wielkości urządzenia, a ich konstrukcja jest kompaktowa i lekka. W odniesieniu do pozostałych typów sprężarek, sprężarki osiowe uzyskują również największe sprawności. Straty mechaniczne i aerodynamiczne są niskie, co pozwala osiągać sprawności całego urządzenia powyżej 90%. Spręż uzyskiwany z jednego stopnia w sprężarce osiowej jest niewielki (w porównaniu do sprężarek odśrodkowych) i wynosi w granicach $1,10 \div 1,40$ dla stopni poddźwiękowych, jednak jej konstrukcja z łatwością pozwala na zastosowanie wielu stopni [1].



Rys. 1.1. Sprężarka osiowa silnika lotniczego produkcji General Electric [1]

Niestateczna praca sprężarek jest obecnie jednym z najistotniejszych zjawisk w lotniczych silnikach turbinowych, powodujących zagrożenie dla bezpieczeństwa lotów oraz liczne problemy w eksploatacji statków powietrznych [38]. Niestateczna praca sprężarki oznacza sytuację zaburzenia ciągłości przepływu powietrza przez kanał przepływowy silnika. Wejście sprężarki w niestateczną pracę oznacza, iż częściowo traci

ona zdolność do wymuszenia przepływu powietrza wzdłuż kanału silnika. Niedoprowadzanie odpowiedniego strumienia powietrza z właściwym poziomem ciśnienia skutkuje destabilizacją jego pracy. Podstawową przyczyną zjawiska niestatecznej pracy jest odrywanie się strug powietrza na łopatkach wirnika (w sprężarkach osiowych) lub łopatkach zabieraka (w sprężarkach promieniowych). Zaburzenia mogą być spowodowane zaprzestaniem wytwarzania siły aerodynamicznej przez profile aerodynamiczne łopatek sprężarki lub stratami ciśnienia na palisadach kierownic. Oba te przypadki najczęściej spowodowane są powstającymi oderwaniami strumienia powietrza w wyniku zmiany kąta napływu powietrza na poszczególne elementy (rys. 1.2).



Rys. 1.2. Schemat powstawania oderwań na łopatkach sprężarki

Zmiana wypadkowego wektora strumienia napływającego na łopatkę W_1 , tworzonego przez prędkość bezwzględną przepływającego powietrza (względem kanału silnika) oraz obwodową (wynikającą z ruchu obrotowego łopatek) powoduje zmianę kąta napływu strumienia na łopatkę i . W zależności od kierunku zmiany wektora względem jego wartości projektowej/obliczeniowej, oderwania będą pojawiały się po wklęsłej lub wypukłej części profilu. Zjawisko to można rozumieć analogicznie do efektu przeciągnięcia profilu lotniczego w wyniku zbyt dużego kąta natarcia. Powstające zaburzenie wypełnia przestrzeń między łopatkową i może rozprzestrzenić się na inne elementy wirnika [2]. Powstawanie oderwań na łopatkach sprężarki może być spowodowane zaburzeniem strumienia powietrza napływającego przez kanał wlotowy, które jest następstwem zmiany parametrów strumienia napływającego do wlotu, oblodzeniem wlotu lub elementów silnika lub mechanicznym zużyciem czy

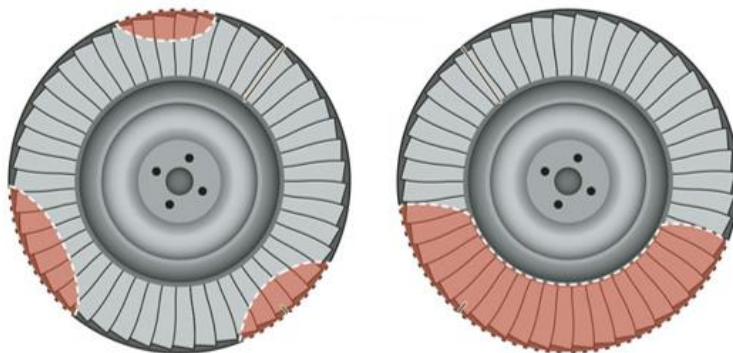
uszkodzeniem elementów konstrukcyjnych sprężarki. Powodem powstawania zaburzeń prowadzących do niestatecznej pracy może być każdy czynnik wpływający na zmianę aerodynamiki przepływu wewnętrznego w kanale silnika, jednak w ogólnym ujęciu można wyróżnić następujące kategorie takich czynników:

- zewnętrzne – tj. podmuchy wiatru, przelot przez turbulentne powietrze, strumień powietrza z odwracaczy ciągu, powstawanie wiru wlotowego przy pracy naziemnej, zassanie przez silnik obiektów z otoczenia, oblodzenie wlotu silnika czy łopat wentylatora,
- związane ze zmianą zakresu pracy silnika – tj. zmiana prędkości obrotowej silnika w trakcie akceleracji lub deceleracji,
- związane ze zmianami warunków lotu – tj. zmiana wysokości, czy prędkości lotu, manewrowanie, zmiana kąta natarcia i kąta ślizgu.

Należy nadmienić, że wejście w niestateczną pracę sprężarki ma większe prawdopodobieństwo w przypadku kombinacji powyższych przyczyn, tj. wykonywanie forsownych manewrów, start z bocznym wiatrem, zmiana kąta natarcia wraz ze zmianą obrotów silnika (np. natychmiastowe zmniejszenie obrotów silnika po wejściu na zadaną wysokość) [39].

Powstające oderwania mogą objąć część lub całość palisady danego stopnia sprężarki. Sprężarka jako cały system może pracować stabilnie mimo, że jej poszczególne stopnie mogą pracować całkowicie lub w części niestatecznie. Większość przypadków pokazuje, że nie wszystkie łopatki w palisadzie zostają objęte równomiernie oderwaniem. Najczęściej dane zaburzenie obejmuje kilka sąsiadujących łopatek formując strefę oderwania (rys. 1.3). Powstające strefy oderwań nie są stałe i mogą przemieszczać się po obwodzie wirnika z punktu widzenia zewnętrznego obserwatora. Prędkość obrotowa ich przemieszczania najczęściej jest niższa niż prędkość obrotowa wirnika i dla przypadku częściowego przeciągnięcia łopatek wynosi ok. 50% prędkości obrotowej wirnika, podczas gdy strefa oderwań całkowicie przeciągniętych łopatek porusza się znacznie wolniej, w zakresie $20 \div 40\%$ prędkości obrotowej wirnika. Obserwowany pozorny ruch obrotowy (ang. *rotating stall*) odbywa się zgodnie z kierunkiem obrotu wirnika dla łopatek wirnikowych i przeciwnie do ustawienia łopatek kierownic. Zachowanie przepływu wewnątrz strefy oderwań zostało eksperymentalnie zbadane przez Day'a i Cumpusty'ego [40], którzy opisali kluczowe spostrzeżenia dla niestatecznego stanu pracy sprężarki. W strefie oderwania prędkość osiowa przepływającego powietrza spada

niemal do zera, podczas gdy w pozostałej części sprężarki znacznie rośnie. Przepływ w strefie oderwania cechuje się wysoką energetycznością. Prędkość w kierunku obwodowym znacznie rośnie, co powoduje przemieszczanie się strefy oderwań wraz z ruchem łopatek wirnika. Wewnątrz strefy oderwań występują duże siły odśrodkowe, co sprawia że przepływ jest silnie trójwymiarowy i powoduje wzrost ciśnienia w obszarze końcówki łopatki. W wyniku tego zjawiska zmniejsza się masowe natężenie przepływu przez sprężarkę, jednak dalej możliwe jest utrzymanie stabilnej pracy całego podzespołu. Narastanie i rozwój zjawiska niestatecznej pracy, propagacja zaburzeń po obwodzie i w głąb silnika oraz rozrastanie się stref oderwań prowadzi ostatecznie do całkowitego zablokowania przepływu przez kanał silnika i powstania tzw. pompażu silnika (ang. *surge*) [3].

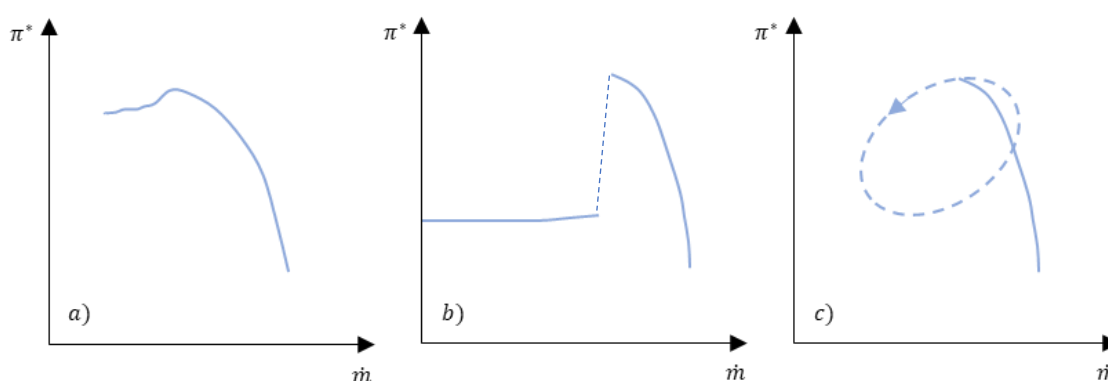


Rys. 1.3. Schemat rozprzestrzeniania się stref oderwań na obwodzie wieńca wirnikowego [41]

Pompaż silnika jest terminem przypisywanym do widocznych rezultatów niestabilnej pracy sprężarki, którymi są znaczne vibracje, głośne wystrzały oraz wyrzut płomienia przez wlot lub wylot silnika. Podstawową charakterystyką pompażu jest spadek masowego natężenia przepływu do wartości, które uniemożliwiają stabilną pracę całego systemu, co powoduje wspomniane i widoczne zjawiska w pracy silnika. Powstawanie pompażu zawsze poprzedzone jest niestateczną pracą jednego lub wielu elementów sprężarki. Rozróżnienie pomiędzy dwoma terminami można też zdefiniować poprzez kierunek zaburzenia przepływu. W przypadku niestatecznej pracy sprężarki, rozważa się zaburzenia w kierunku obwodowym, natomiast terminowi pompażu przypisuje się zaburzenia przepływu w kierunku osiowym. W trakcie niestatecznej pracy sprężarki uśrednione natężenie przepływu w kierunku osiowym jest względnie stałe, natomiast w trakcie pompażu następuje silna pulsacja przepływu, wraz z możliwością

występowania przepływów zwrotnych. Oba zjawiska mogą występować w tych samych warunkach pracy sprężarki, jednak długość ich trwania, rozległość, aspekty konstrukcyjne i inne czynniki będą determinowały, które z tych zjawisk będzie dominującym. W badaniach eksperymentalnych Day'a [42] potwierdzono kilka istotnych charakterystyk zjawiska pompażu, które są wspólne dla wszystkich sprężarek osiowych. Zauważoną prawidłowością jest to, że każdy cykl pompażu rozpoczyna się od wejścia sprężarki w niestateczną pracę. Nagły spadek ciśnienia, który występuje podczas niestatecznej pracy zmniejsza zdolność sprężarki do podtrzymania ciśnienia w dalszej części kanału, co wymusza spadek prędkości przepływu lub nawet jego odwrócenie. Dla każdego z badanych przypadków pompaż był nie tyle poprzedzony niestateczną pracą, ale był nią spowodowany.

Naturalnym zachowaniem sprężarki przy zmniejszeniu masowego natężenia przepływu przy stałej prędkości obrotowej jest wzrost ciśnienia. Wzrost ten jest możliwy do momentu, w którym dalsze zmniejszenie masowego natężenia przepływu prowadzi do nagłej zmiany charakteru przepływu, co stanowi granicę statecznej pracy sprężarki. Po przekroczeniu granicznych wartości sprężarka pracuje niestatecznie lub wchodzi w pompaż. W tym zakresie przebieg zmiany parametrów może być bardzo zróżnicowany, jednak wyróżnia się kilka charakterystycznych schematów przebiegu zjawiska niestatecznej pracy i pompażu (rys. 1.4).



Rys. 1.4. Charakterystyczny przebieg parametrów sprężu i masowego natężenia przepływu dla: a) postępującej niestatecznej pracy b) nagłej niestatecznej pracy c) pompażu [4]

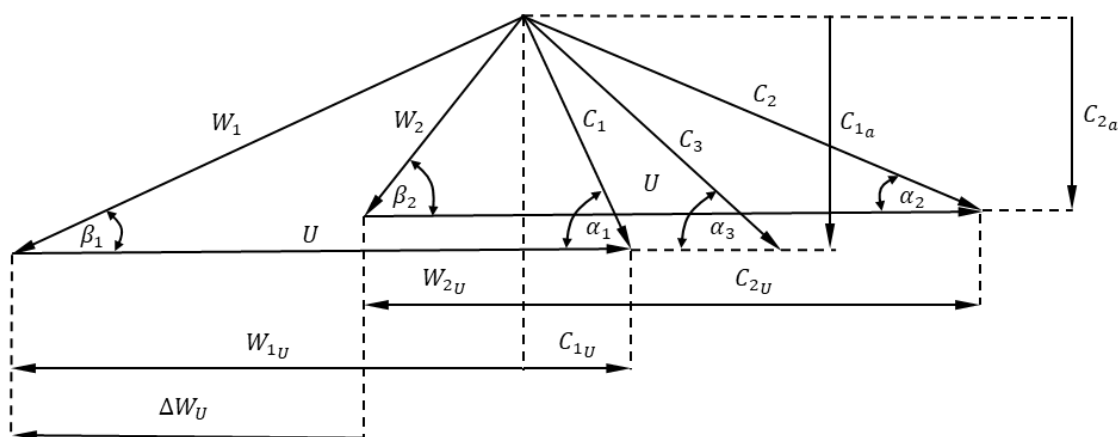
W przypadku niestatecznej pracy sprężarki, zjawiskami związanymi z powstawaniem stref oderwań (ang. *rotating stall*) wyróżnia się zachowanie postępującej niestatecznej

pracy (ang. *progressive stall*) i nagłej niestatecznej pracy (ang. *abrupt stall*). W pierwszym przypadku (rys. 1.4a) spadek sprawności sprężarki jest relatywnie niewielki, a wyjście parametrów poza granicę statecznej pracy postępuje stosunkowo powoli. Przy takim zachowaniu układu efekty niestatecznej pracy nie są spektakularne i często ograniczają się do zwiększonego poziomu hałasu czy wibracji. W drugim przypadku (rys. 1.4b), po dojściu do granicy statecznej pracy następuje nagły spadek sprężu i masowego natężenia przepływu o znacznej wartości. Przebieg parametrów postępuje szybko i przebiega podobnie jak linia współpracy osiągając nowy punkt, w którym spręż i masowe natężenie przepływu są znacznie niższe niż przed wystąpieniem zjawiska. W obu przypadkach przepływ przez sprężarkę staje się niesymetryczny i występuje w nim strefa oderwań. Trzeci schemat przebiegu zjawiska (rys. 1.4c) dotyczy pompażu i jego charakter zgoła inny. Masowe natężenie przepływu ulega powtarzalnym i istotnym zmianom w czasie. Proces jest na tyle intensywny, że może dochodzić do przepływów zwrotnych w kanale sprężarki. Na wykresie charakterystyki sprężarki objawia się to cyrkulacją punktu pracy w obrębie większego obszaru [4].

Większość sprężarek wymaga znacznie większego przepływu powietrza aby zatrzymać ich niestateczną pracę. Zjawisko to zwane jest histerezą i może stanowić poważny problem w sprężarkach, które mają tendencje do wchodzenia w niestateczną pracę. Stopień histerezy jest zależny od wielu aspektów konstrukcyjnych sprężarki, oraz od charakterystyki współczynnika natężenia przepływu φ . Co do zasady, wysokie wartości współczynnika natężenia przepływu, dla których występuje największa histereza, będą miały palisady o małych kątach ustawienia łopatek. Występowanie histerezy w maszynach wirnikowych rodzi wiele problemów, w szczególności w wielostopniowych sprężarkach, ponieważ oznacza to, że charakterystyka sprężarki nie jest symetryczna. Zatem, jeśli niestateczna praca wystąpi na pierwszych stopniach sprężarki na niskiej prędkości obrotowej wirnika, to przy stosunkowo powolnej akceleracji może ona utrzymać się, nawet aż do osiągnięcia punktu pracy. Powoduje to również, że przy wyjściu z niestatecznej pracy, punkt pracy może ustalić się w innym miejscu niż przed wystąpieniem zaburzenia [4].

1.1 Teoria niestatecznej pracy sprężarki i pompazu

Przepływ powietrza przez sprężarkę opisuje się za pomocą trójkątów prędkości (rys. 1.5). Zgodnie z rachunkiem wektorowym, wszystkie wektory można sprowadzić do wspólnego punktu, uzyskując pełen obraz trójkątów prędkości dla danego stopnia wentylatora lub sprężarki. W opisie wprowadza się dodatkowo oznaczenia kluczowych kątów padania wektorów prędkości względnej β_1 i β_2 , oraz bezwzględnej α_1 i α_2 . Istotną jest również wartość parametru ΔW_U . Prędkość bezwzględna wyjścia z wieńca wirnikowego C_2 jest równocześnie wektorem wejściowym dla wieńca kierownic. Ponieważ wieniec kierownic jest elementem nieruchomym, to nie występują na nim wektory W i U . Stąd rozważa się jedynie wektor prędkości bezwzględnej wyjścia C_3 , opatrzony kątem α_3 . Na rysunku 1.5 pokazano pełny schemat trójkątów prędkości. Należy zwrócić uwagę na umiejscowienie kątów β oraz α . Zgodnie z rysunkiem, kąt 0° znajduje się prostopadle do kanału przepływowego. Niekiedy w literaturze zachodniej można spotkać się z umiejscowieniem kątów u wierzchołka trójkąta prędkości. W wyniku tego w zastosowanych wzorach pojawiają się inne funkcje trygonometryczne i należy z uwagą podchodzić do otrzymanych wyników, chociażby przy wyznaczaniu kąta ustawienia łopatki w palisadzie, aby uniknąć błędów związanych z różnymi układami odniesienia.



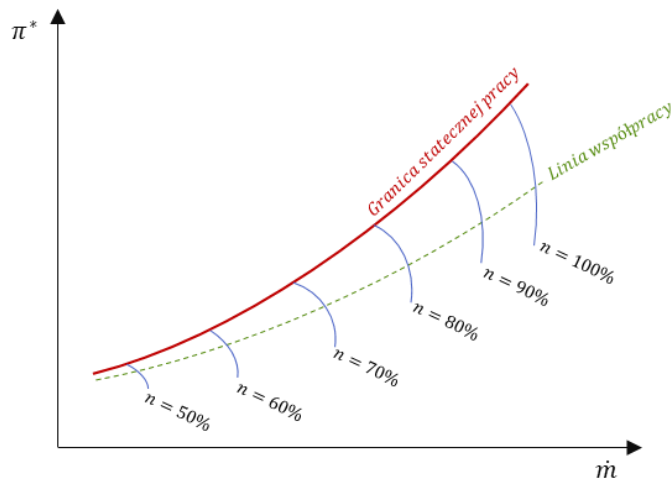
Rys. 1.5. Schemat przedstawienia trójkąta prędkości dla jednego stopnia sprężarki z jego składowymi

Pracę sprężarki w danej chwili czasu opisują takie parametry jak spręż, sprawność i masowe natężenie przepływu. Wartości tych parametrów dla różnych prędkości

obrotowych wirnika tworzą charakterystykę sprężarki. W stanie ustalonym sprężarka współpracująca z turbiną tworzy na charakterystyce linię współpracy. Przykładową charakterystykę sprężarki osiowej z zaznaczoną granicą pracy statecznej oraz linią współpracy sprężarki z turbiną pokazano na rysunku 1.6. Parametry sprężarki przyporządkowane są do danej prędkości obrotowej wirnika, która definiowana jest przez pracę turbiny. Linia współpracy analitycznie opisywana jest przez warunek równości mocy sprężarki i turbiny, którą można zapisać następująco:

$$\frac{\pi_s^*}{q(\lambda_1)} \approx b \sqrt{\frac{e_s^* - 1}{\eta_s^*}} \quad (1.1)$$

gdzie: π_s^* - spręż sprężarki, η_s^* - sprawność sprężarki, $q(\lambda)$ – funkcja względnej gęstości strumienia, $e_s^* = f(\pi_s^*, k)$, $b = f(A_i, \sigma^*, \eta_i)$



Rys. 1.6. Przykładowa charakterystyka sprężarki

Obszar stabilnej pracy sprężarki ograniczony jest od góry przez granicę pracy statecznej. Wyjście punktu pracy ponad tę linię oznacza wejście sprężarki w niestateczną pracę. Granicę pracy statecznej opisuje następująca zależność matematyczna:

$$\frac{p_2^*}{p_1^*} = 1 + \frac{1}{2} \frac{\psi \dot{m}^2}{\varphi^2 A^2 \rho p_1^*} \quad (1.2)$$

gdzie: $\frac{p_2^*}{p_1^*}$ - spręż, $\dot{m}$ - masowe natężenie przepływu, A – pole przekroju wlotu, ρ – gęstość powietrza, ψ - współczynnik zmiany ciśnienia całkowitego:

$$\psi = \frac{\Delta p^*}{\frac{1}{2} \rho U^2} \quad (1.3)$$

oraz współczynnik natężenia przepływu:

$$\varphi = \frac{C_{1a}}{U} \quad (1.4)$$

gdzie: Δp^* - zmiana ciśnienia w sprężarce, U – prędkość obwodowa wirnika, C_{1a} - prędkość osiowa przepływu

We wzorze (1.1) zmienne poza masowym natężeniem przepływu są względnie stałe, a $\dot{m}$ jest funkcją prędkości obrotowej sprężarki. Stąd granica pracy statecznej jest funkcją kwadratową prędkości obrotowej, dla której przy sprężu równym 1, masowe natężenie przepływu wynosi 0 [3].

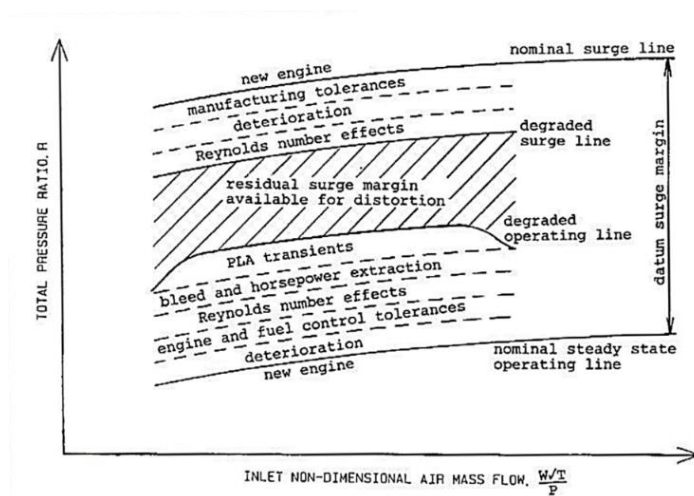
Odległość między linią współpracy a granicą statecznej pracy sprężarki nazywamy zapasem stateczności, który można zdefiniować jako:

$$K_s = 1 - \frac{\dot{m}_{ws} \pi_{s_{gr}}^*}{\dot{m}_{gr} \pi_{s_{ws}}^*} \quad (1.5)$$

parametry: ws – wartości w punkcie współpracy, gr – wartości na granicy statecznej pracy

Zapas statecznej pracy sprężarki interpretujemy jako odległość punktu współpracy od granicy pracy statecznej. Określa on możliwą maksymalną zmianę warunków pracy sprężarki, przy stałej prędkości obrotowej, w których zostanie utrzymana jej stateczna praca. Dla konstrukcji sprężarek osiowych zapas stateczności zwykle utrzymywany jest w granicach 8 ÷ 25%. Zmniejszenie zapasu stateczności może być spowodowane czynnikami związanymi z aktualnymi warunkami pracy sprężarki, tj. wysokość lotu, zaburzenia przepływu powietrza na wlocie do silnika, opóźnienia w otwarciu zaworów upustu itp. ale również ulega zmniejszeniu wraz z upływającym czasem i zużyciem silnika. Dzieje się tak w wyniku zużycia poszczególnych elementów konstrukcyjnych, deformacji lub uszkodzeń profili łopatek, zmianą geometrii kanału przepływowego, zużyciem turbiny i wzrostem jej temperatury pracy, osadami pyłów, nagaru itp., a także

z odchyłek produkcyjnych i poremontowych elementów silnika [5]. Poszczególne czynniki wpływające na zmniejszenie zapasu stateczności przedstawiono na rysunku 1.7.

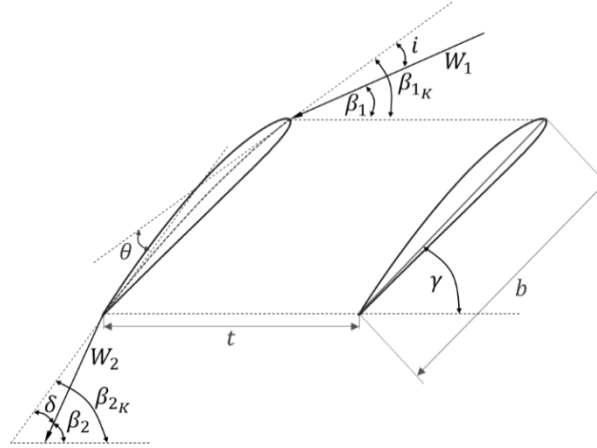


Rys. 1.7. Czynniki wpływające na granicę statecznej pracy [6]

Dla danej sprężarki zapas stateczności może zostać zwiększony poprzez obniżenie jej linii współpracy dla pracy w warunkach niezaburzonych, jednak powoduje to zmniejszenie sprężu maszyny przepływowej, co stoi w oczywistej sprzeczności z jej przeznaczeniem. W wyniku rozwoju technologii sprężarek osiowych, dzięki np. zaawansowanej aerodynamice łopatek, udaje się zwiększyć zapas stateczności poprzez podniesienie granicy statecznej pracy. [4]

Istnieje wiele podejść teoretycznych do problemu powstawania niestatecznej pracy sprężarki. Pierwsze opisy teoretyczne tego zjawiska w kontekście sprężarek lotniczych pochodzą z lat 50 XX wieku. W wyniku intensywnego rozwoju technologii w tym okresie zjawisko, jak nazywano ówczesznie „pulsacji przepływu i innych form niestabilności”, stało się istotne w konstruowaniu i eksploatacji lotniczych zespołów napędowych. Podstawy teoretyczne opracowane przez różnych autorów oparte są o prosty model przepływu powietrza przez płaską palisadę sprężarki i skupiają się głównie na opisanu i wyznaczeniu prędkości propagacji strefy oderwań. Pierwszymi teoriami w tym obszarze były teorie Emmonsa, Pearsona, Granta [43], Stenninga, Kriebela [44], Searsa [45] i Marble’a [46]. Prawdopodobnie ogólna koncepcja Emmonsa była już w obiegu środowiska akademickiego, co wyjaśniałoby wysokie podobieństwo wszystkich tych prac. W każdym przypadku podejście polega na analitycznym opisie niewielkiego zaburzenia przepływu w dwuwymiarowej palisadzie profili. Emmons,

Pearson i Grant [47] przyjęli podejście, że dla przepływu nieściśliwego, w strumieniu niezaburzonym wektor prędkości W_1 ma składowe W_{1u} i C_{1a} (rys. 1.8). W warunkach ustalonych kąt napływu strumienia na palisadę wynosi β_1 , kąt wyjścia wynosi β_2 , a współczynnik natężenia przepływu przyjmuje wartość ψ_1 .



Rys. 1.8. Model przepływu powietrza przez palisadę płaską

Przyjęto, że dla stabilnych warunków przepływu, w punkcie równowagi parametry te wynoszą odpowiednio ψ_{10} dla kąta β_{10} . W momencie wystąpienia zaburzenia, kąt napływu zmienia się, co wpływa na zmianę współczynnika natężenia przepływu. Teoria ta zakłada, że istnieje liniowa zależność zmiany kąta β_1 , a współczynnika ψ :

$$\frac{\partial \psi}{\partial t} = \gamma(\psi_{10} - \psi) \quad (1.6)$$

$$\gamma = \text{const.}$$

Przy dalszym założeniu, że istnieje również liniowa zależność między ψ_1 , ψ_{10} w zależności od tangensa kąta napływu:

$$\psi_{10} = \psi_1 + \frac{d\psi_{10}}{d(\text{tg}\beta_{10})}(\text{tg}\beta_{10} - \text{tg}\beta_1) \quad (1.7)$$

stąd:

$$\frac{\partial \psi}{\partial t} = \gamma \left[\psi_1 + \frac{\psi'}{C_{1a}} \left(\phi_u - \frac{W_{1u}}{C_{1a}} \phi_a \right) - \psi \right] \quad (1.8)$$

gdzie,

$$\psi' = \frac{d\psi}{d(tg\beta_{10})} \quad (1.9)$$

Wprowadzając równanie ciągłości, równanie to przybiera formę:

$$\frac{\partial \phi_U}{\partial t} = B\phi_U - C\phi_a \quad (1.10)$$

gdzie,

$$B = \gamma \left(\frac{\omega\psi'}{C_{1a}} - 1 \right) \quad (1.11)$$

$$C = \frac{\psi'\gamma\omega W_{1U}}{C_{1a}^2} \quad (1.12)$$

Zakładając, że funkcje zaburzenia można wyrazić szeregiem Fouriera, to rozwiązując układ równań, prędkość propagacji zaburzenia będzie wyrażona jako:

$$C = \sqrt{\frac{\psi'\gamma\omega W_{1U}}{C_{1a}^2}} \quad (1.13)$$

Kryterium oscylacji gdy $B > 0$ (1.11), zaburzenia będą narastać, gdy $B < 0$, będą tłumione, natomiast dla $B = 0$ będą stałe w czasie.

Podobne podejście w swoim modelu zastosował Stenning i Kriebel [44], które polegało na założeniu, że powstawanie strefy oderwań jest funkcją kąta napływu strumienia wlotowego. Jednak zamiast wyznaczenia zmiany współczynnika natężenia przepływu do wyprowadzenia równania ruchu, wykorzystał on równanie momentu w kanale międzyłopatkowym. Teoria Sears'a [45] bazuje na podobnej koncepcji, jednak wykorzystuje cyrkulację pod względem wzrostu ciśnienia całkowitego i współczynnika siły nośnej profilu łopatk. Teoria Marble'a [46] również bazuje na równaniach ruchu opisujących zaburzenia prędkości w funkcji ciśnienia wlotowego i kąta napływu strumienia i również polega na założeniu okresowej zmienności wzrostu ciśnienia wzdłuż

palisady profili sprężarki. Na podstawie powyższych modeli powstały następnie bardziej złożone modele nieliniowe Stenning'a i Kriebel'a [44] oraz Fabri'ego i Siestrunk'a [48].

Przewidzenie, zakresu i parametrów pracy dla jakich sprężarka przechodzi w niestateczną pracę jest kluczowym zadaniem w aspekcie projektowania tego typu maszyn przepływowych. Trudność i złożoność tego zagadnienia polega na tym, że punkt pracy, w którym sprężarka przechodzi w pracę niestateczną zależy nie tylko od samej konstrukcji sprężarki, ale od całego układu wlot-sprężarka. Co więcej, w wielu przypadkach sprężarka może dostarczać zadowalające parametry pracy mimo powstających w niej oderwań i zaburzeń przepływu, nie wykazując przy tym istotnie widocznych symptomów niestatecznej pracy. Jeden z kluczowych modeli opisujących zagadnienie pompażu został przedstawiony przez Greitzer'a [49], [50], który wykorzystał do jego opisu dynamicznego zachowania systemu cztery równania ruchu. W modelu zaproponowano parametr B , zdefiniowany jako:

$$B = \frac{U}{2a} \sqrt{\frac{C_{1a}}{AL}} \quad (1.14)$$

gdzie, A – objętość obszaru przepływu, L – efektywna długość kanały przepływowej, a – prędkość dźwięku

Parametr B można rozumieć jako stosunek sił ciśnienia oraz sił bezwładności. Kiedy w przepływie przez sprężarkę dominujące są siły pochodzące od ciśnienia, to będzie ona miała skłonności do wchodzenia w pompaż, wynikający z oscylacji prędkości przepływu. Natomiast gdy dominującymi są siły bezwładności, to sprężarka będzie doświadczała jedynie niestatecznej pracy. Greitzer udowodnił w pracach eksperymentalnych [50] słuszność swojej koncepcji, oraz wykazał, iż dla każdej sprężarki istnieje wartość krytyczna parametru B_{crit} , której przekroczenie będzie doprowadzało do pompażu. Należy jednak zauważyć, że nie istnieje uniwersalna, stała wartość parametru B . Każda maszyna przepływowa będzie mogła mieć inną wartość tego współczynnika, gdyż zależy on w dużej mierze od jej konstrukcji.

Teorię stabilności sprężarek osiowych opiera się o dwuwymiarowy model przepływu, zakładający kilka uproszczeń. Pierwsze z nich stanowi, że ciśnienie statyczne na wyjściu ze sprężarki jest jednorodne. W rzeczywistych konstrukcjach nie jest to prawdą, gdyż wartość ciśnienia na wyjściu podlega naturalnie pewnej pulsacji wraz z ruchem obrotowym palisady wirnika. Kolejnym założeniem jest, że przepływ

strumienia powietrza przez sprężarkę nie jest pod wpływem żadnego zewnętrznego zaburzenia oraz nie występują w niej przepływy krzyżowe, co oznacza, że rozkład obwodowy masowego natężenia przepływu jest jednakowy na wejściu i wyjściu ze sprężarki. Koncepcja została uformowana przez szereg prac Cumpusty'ego, Greitzer'a i Moore'a [51], [52], [53], [54]. Bazuje ona na analizie wykorzystującej relację dwóch współczynników, współczynnika natężania przepływu φ (1.4), oraz:

- współczynnika wzrostu ciśnienia całkowitego do statycznego (ang. *total-to-static pressure coefficient*):

$$\psi_{TS} = \frac{(p_3^* - p_2)}{\rho U^2} \quad (1.15)$$

- lub współczynnika wzrostu ciśnienia statycznego (ang. *static pressure coefficient*):

$$\psi_S = \frac{(p_3 - p_2)}{\rho U^2} \quad (1.16)$$

Przy powyższych założeniach współczynnik wzrostu ciśnienia zależy jedynie od współczynnika natężenia przepływu, a zatem przy niewielkich zaburzeniach przepływ staje się niestabilny jeśli spełniony jest warunek:

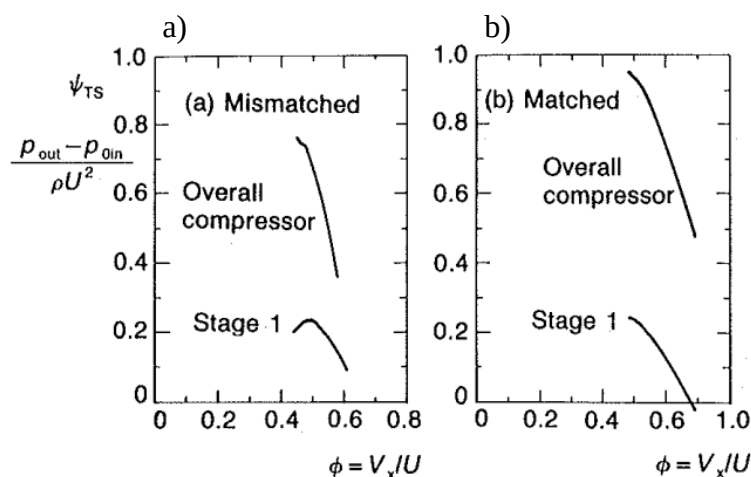
$$\frac{d\psi_{TS}}{d\varphi} = \frac{1}{\rho U} \frac{d}{dC_{1a}} (p_3^* - p_2) > 0 \quad (1.17)$$

Zatem z powyższego wynika, że punkt niestabilności sprężarki znajduje się w maksymalnym punkcie współczynnika wzrostu ciśnienia statycznego. Daje to dość dobre przybliżenie warunków w jakich może pojawiać się zjawisko niestatecznej pracy. Niestety tak wyznaczone wartości współczynników są uśrednione w czasie oraz po obwodzie wirnika. Przy występującej w sprężarce pulsacji ciśnienia, stosowanie wartości uśrednionych ma pewien oczywisty mankament. W danej chwili czasu w niektórych obszarach wirnika wartość ψ będzie mniejsza niż średnia, a zatem i wartość $\frac{d\psi}{d\varphi}$. Z tego powodu, niektóre konstrukcje sprężarek mogą wykazywać niestateczność przy warunku gdy $\frac{d\psi}{d\varphi} < 0$. Uwzględnienie powyższych przesłanek zostało zawarte w rozwinięciu niniejszej teorii przez Moore'a i Greitzer'a [55], [56], w której ujęto efekt rozkładu

zaburzenia po obwodzie wirnika. Zakłada ona, że w przypadku wystąpienia zaburzenia symetrycznego i ustalonego przepływu powietrza przez sprężarkę, współczynnik natężenia przepływu ϕ będzie funkcją rozpiętości obwodowej θ obszaru, który został objęty tym zaburzeniem. A zatem dla zaburzonego przepływu, punkt niestabilności sprężarki wystąpi gdy:

$$\int_0^{2\pi} \frac{d\psi}{d\phi} d\theta = 0 \quad (1.18)$$

Oceny stabilności pracy sprężarki można również dokonać poprzez porównanie zgodności charakterystyk jej poszczególnych stopni. Wiele konstrukcji sprężarek i wentylatorów projektuje się tak, aby zachować pewną niezgodność charakterystyk ich poszczególnych stopni. Łączenie stopni o różnych charakterystykach powoduje korzystne zwiększenie stabilności pracy całej maszyny przepływowej. W przypadku pracy w warunkach zaburzenia poszczególne ze stopni mogłyby nie być w stanie utrzymać stabilnej pracy, jednak w połączeniu ze stopniami o innej charakterystyce, cała sprężarka może zachować stabilność przy danym zakresie odchyleń.



Rys. 1.9. Przykładowa charakterystyka dwóch sprężarek i ich stopni [7]

Na rysunku 1.9 przedstawiono charakterystykę dwóch trójstopniowych sprężarek, z których w przypadku a) dla stopni 2 i 3 zwiększono kąt ustawienia łopatek w palisadzie o 10° , przez co przystosowano je do mniejszych natężeń przepływu niż stopień 1. Oznacza to, że w przypadku zaburzeń przepływu, które skutkują zmniejszeniem sprawności pracy stopnia 1, pozostałe stopnie będą nadal pracowały z zadowalającymi

parametrami. Rezultat takiej zmiany widać również na charakterystyce stopnia 1, który w przypadku niezgodności charakterystyk a) ma możliwość stabilnej pracy po lewej stronie od szczytowej wartości współczynnika wzrostu ciśnienia, co nie byłoby możliwe gdyby rozpatrywać go indywidualnie. W przypadku b) wszystkie stopnie posiadają jednakowe kąty ustawienia w palisadzie, co w rezultacie powoduje, że charakterystyka stopnia 1 urywa się na wartości szczytowej współczynnika wzrostu ciśnienia, co oznacza, że nie ma on możliwości utrzymania stabilnej pracy poza tym zakresem. Wzajemne oddziaływanie poszczególnych stopni sprężarki jest intensywne, szczególnie w przypadku sprężarek osiowych, których poszczególne elementy systemu są umiejscowione blisko siebie. Podobne efekty uzyskuje się z łączenia kilku osobnych sprężarek w całym układzie, np. sprężarek średniego i wysokiego ciśnienia w silniku lotniczym.

1.2 Zdarzenia lotnicze z niestateczną pracą sprężarki

Niestateczna praca sprężarek jest poważnym problemem w funkcjonowaniu współczesnych lotniczych silników turbinowych i może stanowić istotne zagrożenie dla wykonywania operacji lotniczych. Długotrwałe i pogłębiające się zjawisko niestatecznej pracy sprężarki może doprowadzić do pompażu silnika. Pompaż silnika jest terminem przypisywanym do widocznych rezultatów niestabilnej pracy sprężarki. W trakcie pompażu pojawia się pulsacja ciśnienia o niewielkiej częstotliwości, lecz dużej amplitudzie oraz szybkie zmiany natężenia przepływu. W wyniku powstawania cyklicznych pulsacji ciśnienia i strumienia masy polegających na okresowym nagromadzeniu i cofaniu odpowiednich mas powietrza, występują powtarzające się wstrząsy konstrukcji (siła wstrząsów zależy od „głębokości” pompażu i rozległości stref oderwań strumienia), podwyższony poziom hałasu oraz wyrzucanie płomienia przez wlot i układ wylotowy silnika (rys. 1.10). Szybki i skokowy spadek ciśnienia za sprężarką oraz wydatku powietrza prowadzi również do przebogacenia się mieszanki palnej (gdy mieszanka paliwowo-powietrzna będzie zbyt bogata) w komorze spalania, co prowadzi do nagłego wzrostu temperatury i grozi pożarem silnika lub jego uszkodzeniem, a w skrajnych przypadkach może doprowadzić nawet do zgaśnięcia płomienia w komorze spalania i samoistnego wyłączenia silnika w locie. W trakcie pompażu może dojść również do zawisu obrotów wirnika wytwornicy spalin związanego z brakiem

możliwości zwiększenia prędkości obrotowej w wyniku wzrostu temperatury. Z punktu widzenia załogi pierwszym znakiem wejścia sprężarki w niestateczną pracę jest nagły spadek prędkości obrotowych wirników oraz ich wejście w oscylacje. Najbardziej widoczna zmiana zachodzi na wskaźniku prędkości obrotowej wirnika niskiego ciśnienia N_1 , wskaźniku temperatury gazów wylotowych EGT (ang. *exhaust gas temperature*) oraz wskaźniku ustawienia mocy silnika, które różnią się w zależności od typu silnika (może to być np. EPR – ang. *Engine Pressure Ratio*, TPR – ang. *Turbofan Power Ratio* etc.).



Rys. 1.10. Przykład wystąpienia pompażu silnika w trakcie wznoszenia samolotu [122]

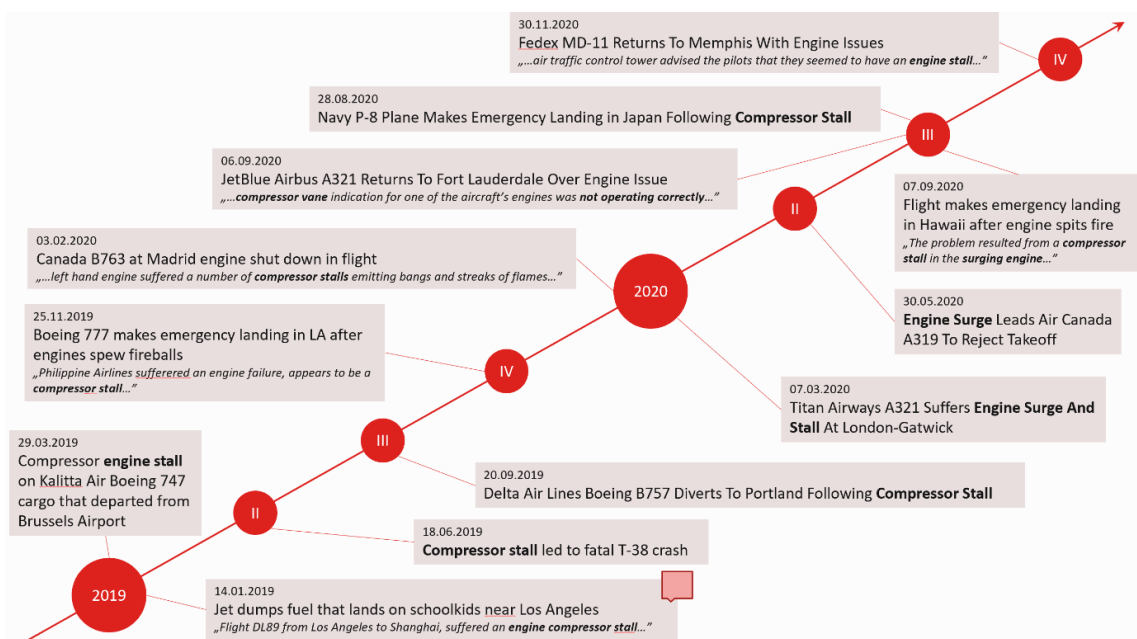
W przypadku gdy zjawisko pogłębia się załoga może odczuwać wibracje całej konstrukcji samolotu oraz głośny wystrzał powstający w wyniku nagłego wyrównania ciśnień w kanale silnika i wyrzutu płomienia, który często w pierwszym momencie bywa przez pilotów jako zderzenie z dużym ptakiem. Wystąpienie niestatecznej pracy sprężarki może zatem prowadzić do konieczności wykonania natychmiastowego lądowania. W lotnictwie komercyjnym największe prawdopodobieństwo wystąpienia niestatecznej pracy sprężarki występuje w trakcie startu i wznoszenia, stąd w większości przypadków wiąże się ono z koniecznością zawrócenia na lotnisko startu. Po wystąpieniu takiego zdarzenia wykonuje się inspekcje silnika, co wymaga czasowego wyłączenia samolotu z operacji. W przypadku konieczności wykonania dodatkowych usług lub napraw czas ten ulega wydłużeniu. Zamiana silnika na zapasowy trwa około 8-10 godzin. Konieczność wykonania poważniejszych napraw, np. elementów gondoli silnika, układu wlotowego (rys. 1.11), czy łopatek sprężarki jest najczęściej bardzo kosztowne.



Rys. 1.11. Uszkodzenie układu wlotowego w wyniku pompażu po starcie - Boeing 767
Air Canada lot AC837 MAD-YYZ 03.02.2022 [123]

Zdarzenia i incydenty lotnicze mające swoją przyczynę w niestatecznej pracy sprężarki nie należą do rzadkości. Prawdopodobieństwo wystąpienia w dużej mierze zależy od danego typu silnika, jednak można ogólnie powiedzieć, że dla operatorów posiadających flotę kilkunastu samolotów zdarzenia tego typu mogą występować od kilku do kilkunastu razy w ciągu roku. Choć niestateczna praca sprężarek może pojawiać się relatywnie często w trakcie rutynowej eksploatacji lotniczych silników turbinowych, to nie każde jej wystąpienie prowadzi do przymusowego lądowania czy uziemienia samolotu. Dzięki zastosowaniu zaawansowanych technicznie systemów sterownia pracą silnika i ustateczniania pracy sprężarek, udaje się w dużym stopniu przeciwdziałać jego skutkom. Tym niemniej, nadal w ciągu każdego roku występują zdarzenia lotnicze w postaci nieplanowanego lądowania lub powrotu na lotnisko zaraz po starcie, a które wynikają z wystąpienia niestatecznej pracy sprężarki i stwarzają zagrożenie dla bezpieczeństwa operacji lotniczych. Na rysunku 1.12 pokazano wybrane zdarzenia lotnicze w wyniku wystąpienia niestatecznej pracy sprężarek w latach 2019-2020. Można zauważyć, że dla globalnego ruchu lotniczego regularnie występują niebezpieczne incydenty związane z pompażem silników. Przykładowo, 14 stycznia 2019 roku samolot linii Delta Airlines (lot numer DL89) po starcie z lotniska w Los Angeles w wyniku wystąpienia niestatecznej pracy sprężarki został zmuszony do zawrócenia. W trakcie

przygotowania do awaryjnego lądowania zaistniała konieczność zrzucenia nadmiarowego paliwa, które niefortunnie spadło na obiekt użyteczności publicznej [125].



Rys. 1.12. Zdarzenia lotnicze w wyniku niestatecznej pracy sprężarek na świecie w latach 2019-2020.

Innym przykładem może być lot Boeinga 777-300 linii Philippine Airlines (numer lotu PR113), który po starcie z Los Angeles doznał pompażu silnika. W trakcie wznoszenia obserwowano cykliczne wyrzuty płomienia z układu wylotowego silnika, którym towarzyszyły znaczne wibracje i dźwięki „wystrzału” (rys. 1.13) [125].



Rys. 1.13. Pompaż silnika na samolocie Boeing 777-300 Philippine Airlines lot PR113 LAX-MNL 21.11.2020 [125]

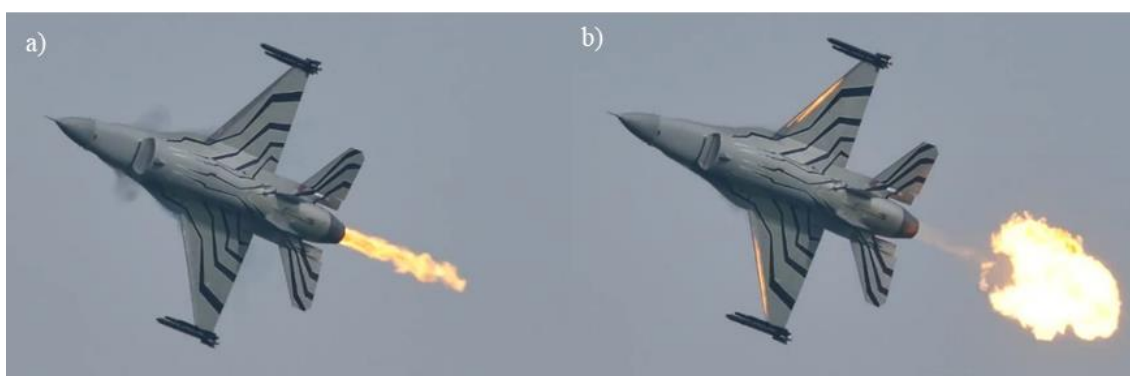
Należy nadmienić również, że lądowanie na rzece Hudson samolotu Airbus A320 linii US Airways (numer lotu 1549) pilotowanego przez Chesley'a Sullenberger'a i Jeffrey'a Skiles'a (rys. 1.14) było ściśle związane ze zjawiskiem niestatecznej pracy sprężarek w silnikach lotniczych. Samolot po starcie z lotniska LaGuardia zderzył się ze stadem gęsi kanadyjskich, co doprowadziło do pompazu obu silników, a w następstwie do nagłej, niemal całkowitej utraty ciągu i ostatecznie do ich samoistnego wyłączenia. Oszacowano, że do wewnętrznego kanału każdego silnika dostały się co najmniej po dwa ptaki, co znacznie przewyższa standardy testów certyfikacyjnych silników w tym zakresie. W oficjalnym raporcie NTSB [119] napisano „... uszkodzenie kierownic sprężarki wysokiego ciśnienia na lewym silniku zablokowało w znacznym stopniu przepływ powietrza przez sprężarkę. Niewystarczająca ilość powietrza dostarczana do komory spalania oraz przez turbinę niskiego ciśnienia w celu napędu wentylatora spowodowała utratę mocy lewego silnika. Choć przepływ powietrza na prawym silniku nie został zdławiony tak jak na lewym, to uszkodzenia kierownic sprężarki wysokiego ciśnienia oraz złamanie kilku łopatek sprężarki doprowadziło do zaburzenia kierunku przepływu powietrza przez sprężarkę i spowodowało jej ciągłą niestateczną pracę, bez możliwości przywrócenia normalnego stanu przepływu, co w efekcie doprowadziło do całkowitej utraty mocy silnika.”



Rys. 1.14. Lądowanie na rzece Hudson w Nowym Jorku [8], [126]

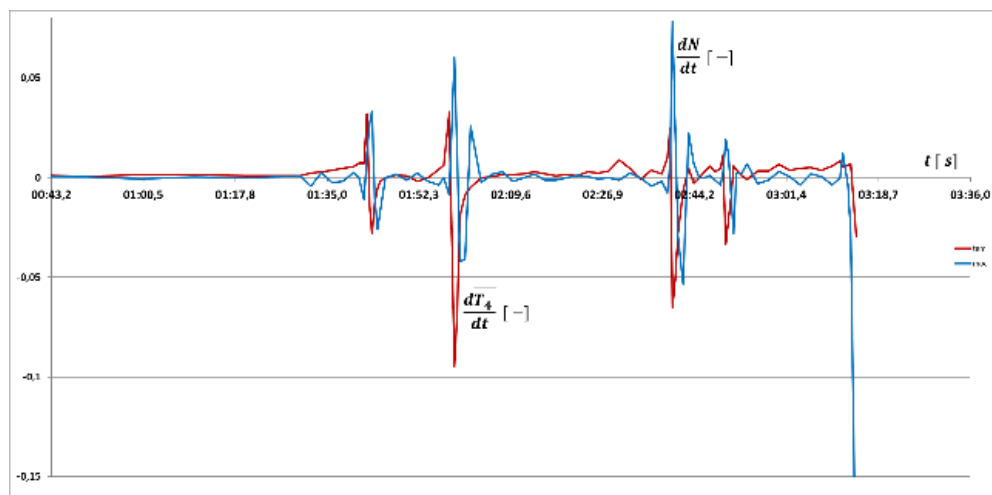
Problem ze zdarzeniami w wyniku pompazu silnika nie jest obcy również w lotnictwie wojskowym. Przykładem tego może być katastrofa z 18 czerwca 2019 r. samolotu szkolnego Northrop T-38 Talon, który rozbił się właśnie w wyniku niestatecznej pracy sprężarki w trakcie podejścia do lądowania czy nieplanowe lądowanie w bazie lotniczej Kadena w Japonii 16 czerwca 2020 roku, przez amerykańskiego Boeinga P-8A Poseidon, który w wyniku problemów z silnikiem musiał zawrócić z trasy [127], [128]. Przykładem

tego zjawiska z udziałem samolotu F-16 jest pokazowy lot Belgijskich Sił Powietrznych w trakcie pokazów Airpower 2016 w Austrii. Podczas wykonywania dynamicznego zakrętu samolot doznał widocznego zaburzenia strumienia wlotowego, spowodowanego dużym kątem natarcia (rys. 1.15a), który następnie przedostał się w głąb kanału silnika doprowadzając do niestatecznej pracy sprężarki, co spowodowało natychmiastowy wyrzut płomienia przez układ wylotowy silnika (rys. 1.15b). Sytuacja zmusiła pilota do przerwania pokazu i wykonania lądowania.

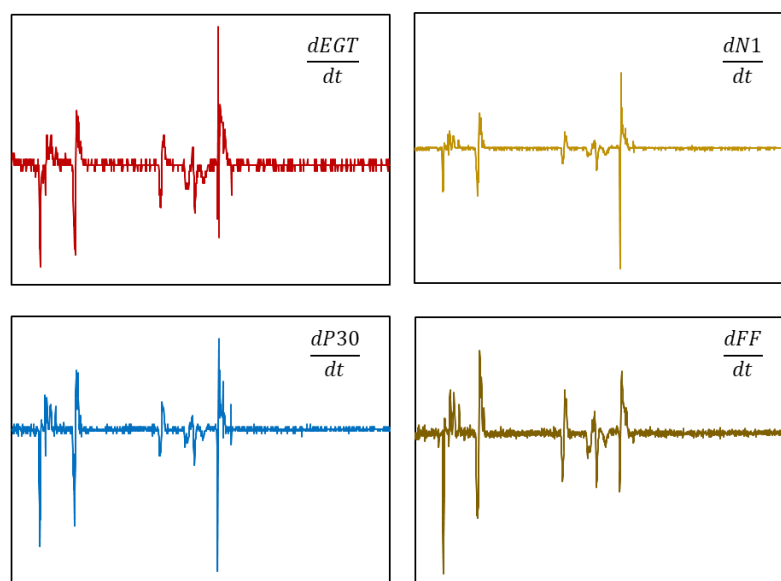


Rys. 1.15. Zaburzenie strumienia wlotowego prowadzące do pompażu silnika F-16 w trakcie pokazów lotniczych [129]

Pierwszym znakiem wejścia w sprężarki w niestateczną pracę, których przykłady zostały przedstawione, jest nagły spadek obrotów wirników oraz ich wejście w oscylacyjny charakter prędkości obrotowej. Najbardziej widoczna zmiana zachodzi na wirniku niskiego ciśnienia – N_1 oraz wskaźniku ustawienia mocy silnika TPR lub EPR. Przykładowe zmiany parametrów pracy w takiej sytuacji, zmierzone dla dwóch różnych silników pokazano na rysunkach 1.16 i 1.17. Jak obserwujemy na wykresach skokowym zmianom i oscylacji podlegają istotne parametry silnika. Zmiany prędkości obrotowych wirników, wynikające z wahań natężenia przepływu powietrza, powodują zmiany temperatur i ciśnień wzdłuż całego kanału silnika. Prowadzi to do zmiany innych parametrów takich jak moc turbiny (rys. 1.16), czy ciąg silnika.



Rys. 1.16. Dynamika zmian parametrów silnika turbinowego przy wejściu w pompaż, gdzie: $\bar{N}$ – zmiany mocy turbiny w postaci bezwymiarowej, $\bar{T}_4$ – zmiany temperatury za turbiną w postaci bezwymiarowej



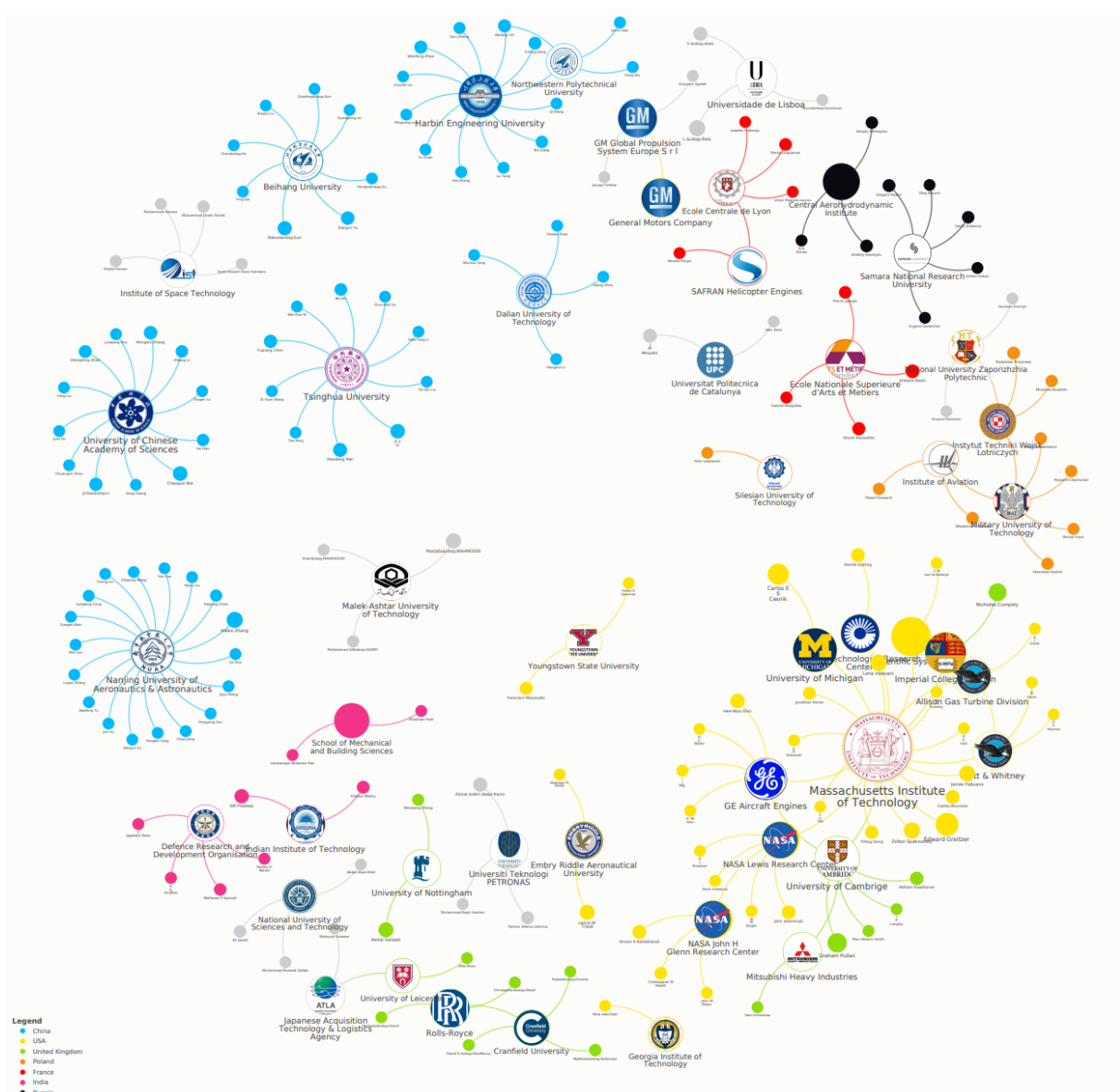
Rys. 1.17. Dynamika zmian parametrów pracy silnika turbinowego w trakcie pompażu, gdzie EGT – temperatura gazów wylotowych, $N1$ – prędkość obrotowa wirnika niskiego ciśnienia, $P30$ – ciśnienie za sprężarką, FF – natężenie przepływu paliwa

Wahaniom podlegają również takie parametry jak przepływ paliwa (rys. 1.17), który jest efektem reakcji systemu sterowania na zaistniałą niestabilność układu. Następstwem jest praca układów stabilizujących dotycząca kąta ustawienia nastawnych wieńców kierownic. W trakcie wejścia silnika w pompaż, reakcją układu sterowania jest również praca zaworów upustu. Najczęściej otwarcie zaworów warunkowane jest

wykryciem przez system spadku ciśnienia za sprężarką powyżej pewnego ustalonego progu. Liczba otwartych zaworów w jednym czasie zależy od konstrukcji sprężarki, a ich sekwencja otwierania może być różna w zależności od wykrytej różnicy ciśnienia między wejściem, a wyjściem ze sprężarki.

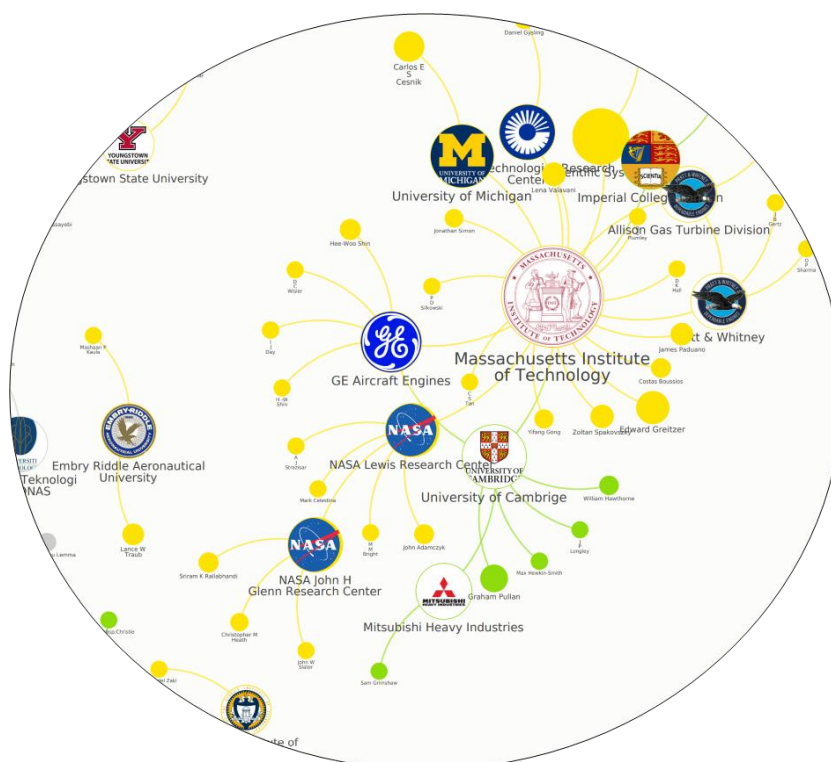
2 Obszary badań układów wlotowych w aspekcie wpływu na stateczność pracy sprężarek w lotniczych silnikach turbinowych

Zagadnienia związane z niestateczną pracą sprężarek są przedmiotem zainteresowania wielu ośrodków naukowych na całym świecie. Są one niezwykle ważne i aktualne ze względu na ich wpływ na bezpieczeństwo wykonywania operacji lotniczych. Badania dotyczące układów wlotowych oraz niestatecznej pracy sprężarek są prowadzone w wielu jednostkach badawczych na całym świecie. Obrazuje to mapa (rys. 2.1), którą przygotowano na podstawie



Rys. 2.1. Mapa ośrodków badawczych podejmujących zagadnienia niestatecznej pracy sprężarek

przeanalizowanych 84 publikacji opracowanych w latach 2005-2020. Na mapie zaznaczono powiązania między ośrodkami badawczymi, przedsiębiorstwami z branży lotniczej, oraz poszczególnymi naukowcami, przy czym rozmiar oznacznika odpowiada liczbie wydanych publikacji. Obecnie największym ośrodkiem badawczym zajmującym się zagadnieniami niestatecznej pracy sprężarek jest Massachusetts Institute of Technology (USA). W badania prowadzone w tym ośrodku zaangażowani są również wszyscy czołowi producenci silników i komponentów lotniczych na świecie – w tym tj. Pratt & Whitney, General Electric, Collins Aerospace (rys. 2.2). Tradycyjnie od wielu lat znaczące i bardzo wartościowe są również badania prowadzone w różnych ośrodkach pod egidą NASA. Placówki amerykańskie koncentrują tym samym potencjał badaczy o największym, światowym dorobku naukowym w ramach omawianego zagadnienia. Znaczna część badań prowadzonych jest również w Europie. Wśród nich istotnym dorobkiem naukowym w zakresie niestatecznej pracy sprężarek charakteryzuje się Uniwersytet Cambridge (współpracujący z MIT) oraz inne ośrodki badawcze z Wielkiej Brytanii, Francji, Hiszpani, Włoch. Podejmowane są wspólne inicjatywy z przemysłem lotniczym, w tym m.in. z firmą Rolls-Royce, Safran Group.



Rys. 2.2. Mapa ośrodka badawczego skoncentrowanego wokół Massachusetts Institute of Technology

Coraz bardziej widoczne i aktywne są dalekowschodnie centra badawcze – w tym chińskie instytucje naukowe (łącznie kilkanaście uniwersytetów), w których prowadzi się prace nad zagadnieniami sprężarek lotniczych [57]. W nurt tych badań, wpisują się również badania polskich ośrodków naukowych [38], [58], [59], [60].

Przeprowadzona analiza literatury z wyżej wymienionych ośrodków badawczych pokazuje, że w ostatnich latach badania nad niestateczną pracą sprężarek koncentrują się wokół trzech głównym obszarów. Są to: badania wlotów powietrza, badania sprężarek oraz badania układu wlot-sprężarka. Ponieważ wlot i sprężarka pracują w ramach jednego kanału przepływowego, parametry strumienia powietrza dostarczanego przez wlot silnie wpływają na pracę sprężarki. Obecne badania wlotów dotyczą przede wszystkim charakterystyk ich pracy pod względem generowanych zaburzeń dla różnych warunków operacyjnych. Badania sprężarek koncentrują się wokół analizy charakterystyk i stabilności ich pracy oraz poszukiwania nowych metod i rozwiązań konstrukcyjnych umożliwiających poprawę tych parametrów. Z drugiej strony poszukuje się także nowych metod efektywnego przewidywania niestatecznej pracy i poprawy sprawności samej sprężarki. Badania układu wlot-sprężarka koncentrują się na pozyskiwaniu nowej wiedzy na temat wpływu zaburzeń powstających na wlocie silnika na pracę sprężarki, w tym w szczególności na jej stabilność.

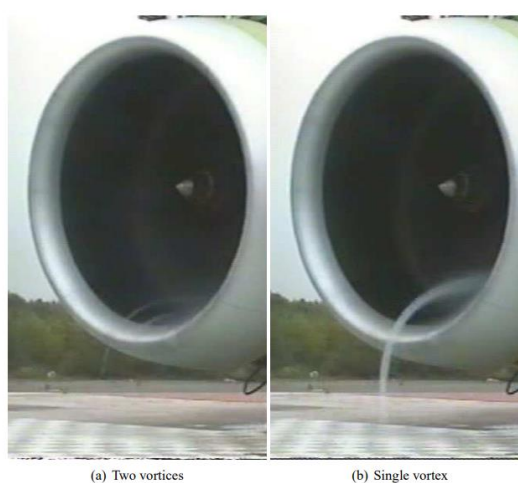
2.1 Badania układów wlotowych

Głównym zadaniem wlotu w lotniczym silniku turbinowym jest wstępne sprężenie i co najważniejsze doprowadzenie w odpowiedniej ilości, stabilnego i jednorodnego strumienia powietrza do sprężarki. Prace prowadzone w obszarze tego podzespołu silnika różnią się, w zależności od jego zastosowania i konstrukcji. W odniesieniu do zespołów napędowych z sprężarkami osiowymi, widoczne są obecnie dwa główne nurty badań: badania wlotów poddźwiękowych silników turbowentylatorowych oraz badania wlotów naddźwiękowych.

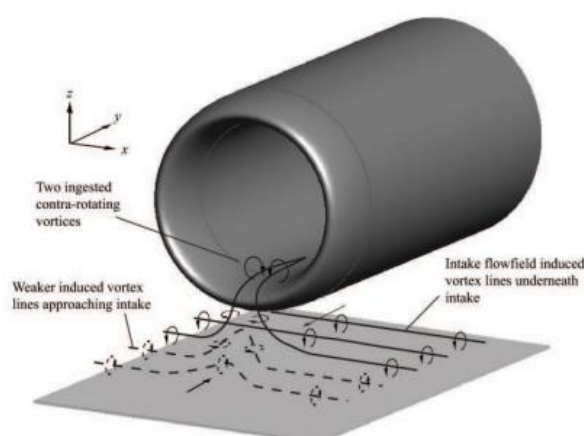
2.1.1 Wloty poddźwiękowe

W typowych silnikach turbinowych o dużym stopniu podziału masowego natężenia przepływu stosowanych do napędu dużych samolotów komunikacyjnych i transportowych (np. Trent 1000 dla samolotów Boeing 787 Dreamliner, Trent XWB dla Airbus A350),

zaburzenia generowane przez wlot powietrza występują najczęściej w dwóch przypadkach – kołowania oraz lotu z kątem natarcia lub kątem ślizgu. W trakcie kołowania samolotu po płycie lotniska, może wystąpić zjawisko powstawania wiru wlotowego. Silnik turbinowy pracujący w bliskości ziemi generuje strefę niskiego ciśnienia w pobliżu wlotu, co prowadzi do wytworzenia wiru naziemnego (rys. 2.3, rys. 2.4). Zjawisko wynika bezpośrednio z dużego zapotrzebowania silnika na powietrze, a jego intensywność może być wzmocniona przez warunki zewnętrzne, np. boczny wiatr. Dodatkowo, powstające wiry mogą być wystarczająco silne aby unieść niewielkie elementy czy zanieczyszczenia z ziemi (np. kawałki rozkruszonego betonu), co może prowadzić do uszkodzenia silnika.



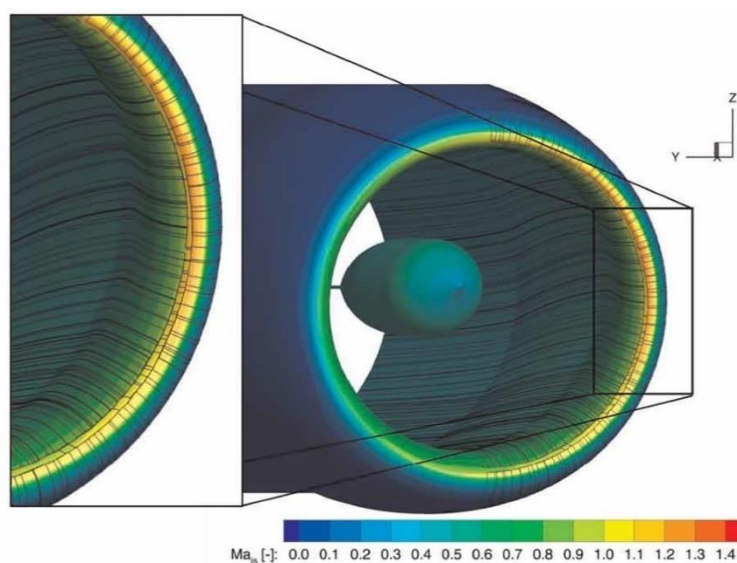
Rys. 2.3. Wir wlotowy w trakcie testów silnika [9]



Rys. 2.4. Schemat powstawania wiru wlotowego w warunkach statycznych [9]

Dodatkowo wir wlotowy powoduje również zaburzenia parametrów pola przepływu powietrza pobieranego przez silnik, co może doprowadzić do problemów z jego stabilną pracą. Powstawanie wirów wlotowych jest zjawiskiem wielce dynamicznym i trudnym do uchwycenia, dlatego ich przewidywanie i opisywanie staje się trudnym wyzwaniem. Zjawisko zachodzi również w silnikach o małym stopniu podziału masowego natężenia przepływu (rys. 2.11). Szczegółową analizę powstawania wirów wlotowych we wlotach samolotów komunikacyjnych przedstawił J. Murphy [9].

Drugim badanym zjawiskiem w zakresie wlotów poddźwiękowych są zaburzenia powstające podczas kołowania lub startu wywołane bocznym wiatrem (odchyleniem poziomym napływu strumienia powietrza na wlot silnika) oraz występujące w trakcie lotu na dużych kątach natarcia lub ślizgu. Widoczna obecnie tendencja dążenia do nieustannej poprawy osiązków, w tym przede wszystkim ekonomiki i sprawności silników turbinowych o dużym masowym podziale natężenia przepływu, prowadzi do konstruowania wentylatorów o coraz większych średnicach, co w konsekwencji powoduje zmniejszenie stabilności ich pracy i zwiększenie generowanych zaburzeń. Badania wlotów powietrza w silnikach tego typu wykazały występowanie znacznych zaburzeń strumienia napływającego do silnika przy występowaniu bocznego wiatru. Wykazano również wysoką zależność i wrażliwość tych wlotów na siłę i kąt bocznego wiatru. Im większa prędkość wiatru lub większy kąt napływu tym silniejsze zaburzenia objawiające się przede wszystkim wzrostem lokalnej liczby Macha na krawędzi gondoli [61] (rys. 2.5).



Rys. 2.5. Rozkład prędkości strumienia na wlocie przy napływie strumienia z $Ma = 0,45$ i prędkością bocznego wiatru $11,3 [m/s]$ [61]

W wyniku niesymetrycznego napływu strumienia powietrza na wlot mogą wystąpić lokalne przekroczenia prędkości dźwięku na przykład w trakcie startu z bocznym wiatrem lub manewrów wykonywanych z dużym kątem natarcia lub kątem ślizgu. Wloty powietrza w silnikach samolotów pasażerskich charakteryzują się znaczną krzywizną krawędzi, która w warunkach obliczeniowych ma zapewniać brak obecności oderwań strumienia powietrza. Jednakże krzywizna powoduje lokalne przyśpieszenie strumienia co może doprowadzić do przekroczenia bariery dźwięku i powstania fali uderzeniowej typu lambda. Wygenerowane w ten sposób zaburzenie może powodować poważne zniekształcenia strumienia powietrza i rozprzestrzeniać się w głąb kanału przepływowego silnika oraz prowadzić do niestatecznej pracy wentylatora lub w skrajnych przypadkach do uszkodzenia jego łopat [101].

W odpowiedzi na opisane powyżej problemy eksploatacyjne wlotów silników samolotów pasażerskich, prowadzone są prace nad stabilizacją przepływu w warunkach poza obliczeniowych. Przykładowym rozwiązaniem problemu jest propozycja zastosowania turbulizatorów na wewnętrznej części kanału wlotowego, które zmniejszają intensywność pojawiających się zaburzeń poprzez wytwarzanie turbulentnej warstwy przyściennej [62].

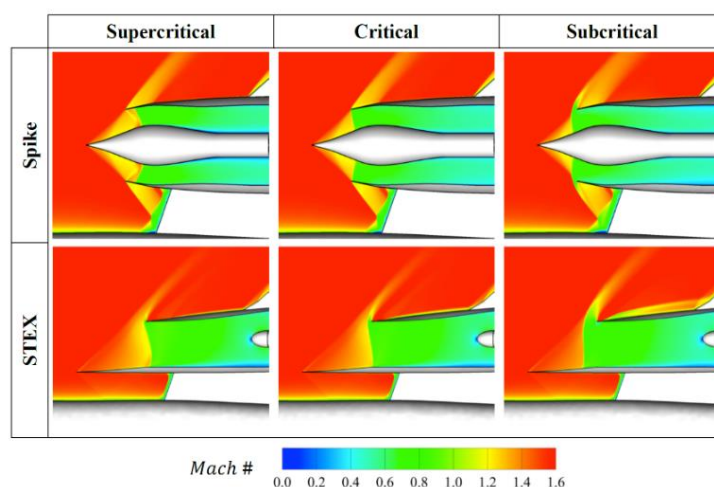
Prowadzi się również prace nad optymalizacją samego kształtu wlotu i gondoli silnikowej, w których udowadnia się, że optymalizacja geometrii wlotu może prowadzić do stabilnej pracy silnika przy 10° bocznym wietrze o prędkości nawet do $20 [m/s]$ i istotnego zmniejszenia lokalnej liczby Macha na krawędzi wlotu, oraz dodatkowo do zmniejszenia całkowitego oporu aerodynamicznego gondoli o ok. 10% [102].

Cytowane publikacje i opisane w nich badania udowadniają, że powyższe niekorzystne zjawiska pojawiające się w warunkach kołowania, startu i manewrowania są złożonymi zagadnieniami, a dokładniejsze oszacowanie wyników zależy od wielu różnych zmiennych, w tym np. od uwzględnienia konstrukcji samego wentylatora i jego prędkości obrotowej.

2.1.2 Wloty naddźwiękowe

W obszarze wlotów naddźwiękowych oraz wlotów do samolotów bojowych, spełnianie podstawowej funkcji jaką jest doprowadzenie jednorodnego strumienia do sprężarki jest odwiecznym wyzwaniem przy ich konstruowaniu ze względu na ich pracę w warunkach oddziaływania fali uderzeniowej. Badania nad wlotami naddźwiękowymi nabrały tempa wraz z projektem NASA dotyczącym prac nad eksperymentalnym samolotem Lockheed Martin X-59 – „cichym” naddźwiękowym odrzutowcem (ang. *low-sonic boom*), który miałby

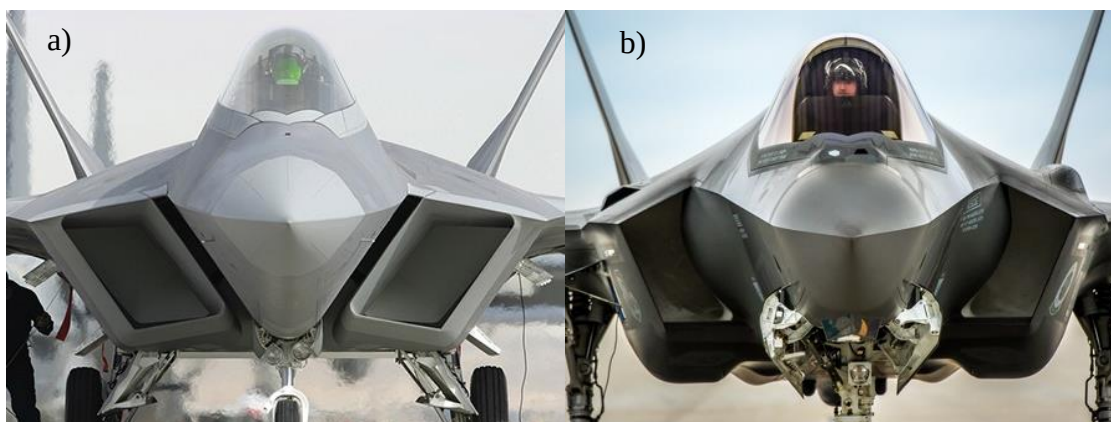
zapoczątkować powrót do lotów ponad barierą dźwięku w lotnictwie cywilnym. W tym obszarze rozpoczęto dalsze poszukiwania nowych i ulepszonych geometrii wlotów powietrza, które lepiej spełniałyby narzucone wymagania. W tym kontekście sukcesem jest opracowanie nowej, ulepszonej geometrii wlotów, która zapewnia mniejsze straty ciśnienia, mniejsze generowane zaburzenia przepływu oraz cichszą pracę w opływie naddźwiękowym (jak na przykład wlot typu SPIKE), niższy współczynnik oporu aerodynamicznego zapewniający poprawę osiągnięć samolotu (jak na przykład wlot typu STEX) (rys. 2.6). Mimo to pogodzenie tych różnorodnych parametrów i opracowanie optymalnej konstrukcji pozostaje wyzwaniem.



Rys. 2.6. Liczba Macha w opływie wlotów typu SPIKE i STEX [103]

W lotnictwie wojskowym, ze względu na zmieniającą się taktykę i charakter walk powietrznych, ewoluują wymagania stawiane wobec współczesnych samolotów bojowych. W konstrukcjach kolejnych generacji wielozadaniowych myśliwców coraz większy nacisk kładzie się na manewrowość samolotu w szerokim zakresie liczb Macha oraz z prędkością poddźwiękową. Wciąż istotną nowością są wloty typu DSI (ang. *Diverterless Supersonic Inlets*). Ich koncepcja pierwotnie opracowana została przez NASA i stała się głównym trendem w projektowaniu wlotów samolotów bojowych. Geometria wlotu DSI jest zintegrowana z kadłubem samolotu i składa się z wypukłego obszaru przed wlotem i skośnej, wysuniętej krawędzi. Połączenie tych dwóch kształtów przekierowuje warstwę przyścienną strumienia poza kanał dolotowy silnika, co poprawia ogólne parametry wlotu, zmniejsza opór aerodynamiczny i zapewnia efektywne wyhamowanie strumienia z prędkości naddźwiękowej do poddźwiękowej przy zachowaniu niskich strat ciśnienia oraz wysokiej jednorodności i stabilności strumienia w szerokim zakresie warunków lotu. Poprawa powyższych parametrów

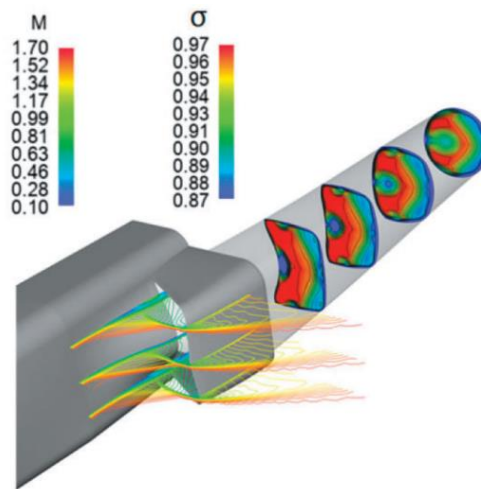
wpływa również korzystnie na ogólne parametry całego zespołu napędowego. Wlot DSI został po raz pierwszy zastosowany w samolocie Lockheed Martin F-35 Joint Fighter (rys. 2.7b).



Rys. 2.7. Porównanie wlotu myśliwca F-22 (a) i jego następcy F-35 z wlotem typu DSI (b)
[130]

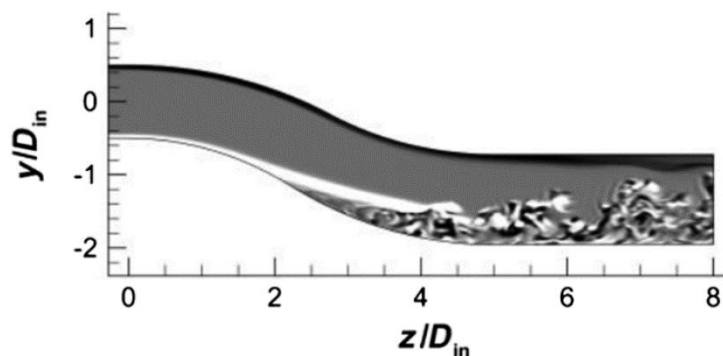
Obecnie prowadzone badania numeryczne i eksperymentalne potwierdzają najistotniejszą zaletę wlotów DSI, jaką jest ich niski opór aerodynamiczny i odbicie radarowe przy zachowaniu szerokiego zakresu stabilnej pracy przy prędkościach lotu z liczbą $Ma = 0,70 \div 1,80$ oraz kątach natarcia $\alpha = 2^\circ \div 6^\circ$. Mimo oczywistego występowania spadku parametrów pracy wlotu, w tym w szczególności współczynnika strat ciśnienia i zwiększonych zaburzeń strumienia dla prędkości naddźwiękowych oraz dużych kątów natarcia, zachowują one zadowalające parametry umożliwiające stabilną pracę [104]. Równocześnie prowadzone są także prace nad ulepszeniem istniejących wlotów DSI. Przykładem mogą być próby zastosowania wypukłej powierzchni przed wlotem, przy czym w pierwszych pracach wyeliminowano już możliwość zastosowania kształtu epileptycznego [105]. Przykładową symulację pracy wlotu DSI przedstawiono poniżej (rys. 2.8).

Dużym zainteresowaniem badaczy w kontekście wlotów do samolotów bojowych cieszą się kanały dolotowe. W typowym myśliwcu są one długie ze względu na umiejscowienie silnika w tylnej części kadłuba. Ze względu na konieczność obniżonej wykrywalności przez radar stosuje się ich wygięcie (w celu ukrycia wentylatora silnika wewnątrz kadłuba).



Rys. 2.8. Przykładowe wyniki obliczeń rozkładu parametrów wlotu typu DSI: liczby Macha i współczynnika strat ciśnienia [63]

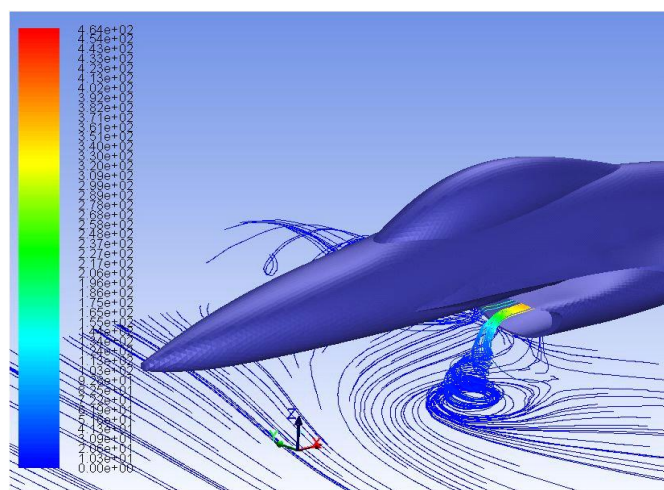
Dodatkowym wyzwaniem w projektowaniu kanałów dolotowych jest najczęściej konieczność przejścia z przekroju czworoboku do okręgu oraz często łączenie dwóch kanałów w jeden (kanały typu Y). Aktualnie wiele badań prowadzonych jest nad optymalizacją geometrii kanałów pod kątem generowania w nich możliwie niewielkich zaburzeń strumienia. Prowadzone są zarówno badania numeryczne jak i eksperymentalne (rys. 2.9).



Rys. 2.9. Turbulentność strumienia w przykładowym kanale dolotowym typu S [64]

Generowane zaburzenia są silnie zależne od parametrów geometrycznych, w tym głównie wygięcia i długości kanału dolotowego. Istotny czynnik stanowi również zastosowany przekrój wejściowy kanału [65]. Wykazano, że zaburzenia generowane w kanale dolotowym silnika są silnie zależne od jego parametrów geometrycznych, głównie wygięcia i długości. Istotnym czynnikiem jest także kształt przekroju poprzecznego kanału.

Wloty naddźwiękowe i okołodźwiękowe stosowane w samolotach bojowych, również są wrażliwe na zaburzenia strumienia zewnętrznego napływającego na wlot, tj. podmuchy i turbulencje. Analogicznie jak w prostych wlotach stosowanych w samolotach komunikacyjnych, układy wlotowe o długich kanałach również narażone są na zjawisko powstawania wirów wlotowych (rys. 2.10, rys. 2.11). Przykładowo, w pracach Kozakiewicza wykonano analizy wpływu wiru wlotowego na powstawanie zaburzeń pola ciśnienia dla różnych konstrukcji samolotów bojowych [59], [60], [66], [67].



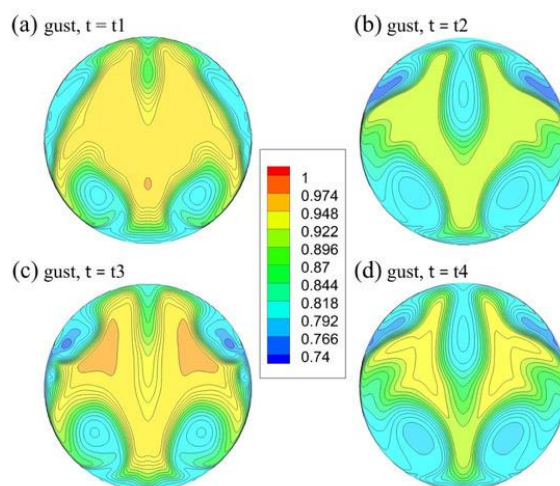
Rys. 2.10. Wyniki obliczeń wiru wlotowego powstałego na wlocie samolotu F-16 [60]



Rys. 2.11. Wir wlotowy w układzie wlotowym samolotu F-16 [131]

Również takie zaburzenia powietrza napływającego na wlot, jak podmuchy, mają istotny wpływ na charakterystykę pola ciśnienia w całym kanale i mogą powodować problemy ze stabilnością pracy silnika. Sun S. [68] przebadał problem podmuchu powietrza, dla konstrukcji

wlotu serpentynowego (rys. 2.12). W obliczeniach CFD zaimplementowano metodę *Field Velocity Method*, która pozwala na wytworzenie nierównomiernego strumienia wpływającego do domeny płynowej poprzez ruch siatki. Efektem pracy było wykonanie obliczeń numerycznych pola przepływu i odpowiedzi aerodynamicznych wlotu serpentynowego wystawionego na niestacjonarne poziome podmuchy sinusoidalne. Wszelchstronnie zbadano pole przepływu i charakterystyki aerodynamiczne wlotu serpentynowego w warunkach poziomych sinusoidalnych podmuchów. Stwierdzono, że podmuchy nie tylko znacząco zmieniają strukturę przepływu, ale również odgrywają niekorzystną rolę w całkowitym zaburzeniu ciśnienia wlotu. Ustalenie to wskazuje na konieczność uwzględnienia efektów podmuchów przy projektowaniu i ocenie osiązków silników lotniczych.



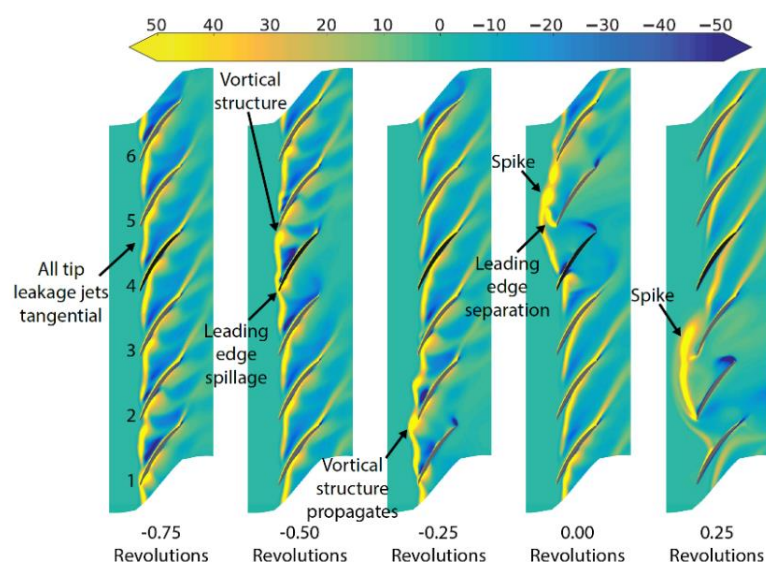
Rys. 2.12. Pole ciśnienia całkowitego dla przekroju AIP [68]

Obszarem zainteresowania badań układów wlotowych nadal są analizy dotyczące pola ciśnienia wyjściowego z układu. Pomiarzy prowadzi się dla ostatniego przekroju kanału wlotowego zwanego AIP (ang. *Aerodynamic Interace Plane*). Do określenia pola ciśnienia w ostatnim przekroju kanału wykorzystuje się metody numerycznej mechaniki płynów lub badania eksperymentalne. Wraz z rozwojem metod CFD wdraża się nowe modele i algorytmy obliczeniowe również w tym obszarze. David G. [106] zbadał możliwości użycia nowoczesnych metod obliczeniowych dla złożonych przepływów w kanale wlotowym typu S. W pracy wyznaczono szereg współczynników opisujących nierównomierność przepływu w kanale wlotowym, a dane do ich wyznaczenia pozyskano przy użyciu dwóch metod numerycznych. Jako dane referencyjne użyto powszechnie stosowanej metody RANS (ang. *Reynolds-averaged Navier–Stokes*), dla porównania równolegle wykonano obliczenia

z wykorzystaniem metody DDES (ang. *Delayed Detached-Eddy Simulations*). Badania obejmowały wpływ liczby Macha, liczby Reynoldsa i linii wygięcia środkowej części kanału. Analiza zastosowanych kryteriów odkształcenia parametrów uwypukliła wrażliwość kanałów wlotowych na zastosowany kształt, geometrię i parametry przepływu, oraz określiła zakres niestacjonarny tych parametrów. Niezwykle istotną kwestią w zagadnieniach samego wlotu i kanału dolotowego pozostaje również współpraca tych podzespołów z całym kadłubem samolotu. Wyniki analiz pokazują istotny wpływ układu aerodynamicznego samolotu i geometrii płatu na pracę układu wlotowego, którego w ostatecznych rozważaniach nie można zaniedbać [69]. Grant McLelland [70] przedstawił wyniki przeprowadzonych szczegółowych badań eksperymentalnych w celu określenia wpływu profilu warstwy przyściennej na zaburzenia przepływu w przekroju AIP dla układu wlotowego typu S. Pomiar prędkości trójskładnikowych o wysokiej rozdzielczości przestrzennej i czasowej zostały uzyskane przy użyciu metody PIV (ang. *Particle Image Velocimetry*). Siatki zniekształcające zostały zamontowane przed płaszczyzną wlotu celem wygenerowania profili ciśnienia całkowitego, które powinny być reprezentatywne dla możliwych warstw przyściennych wynikających z interakcji płatu z wlotem silnika. Wyniki pokazały, że dla badanego układu typu S, wpływ grubości warstwy przyściennej wlotu i asymetrii musi być dokładnie rozważony jako część testów kompatybilności konstrukcji płatu i silnika.

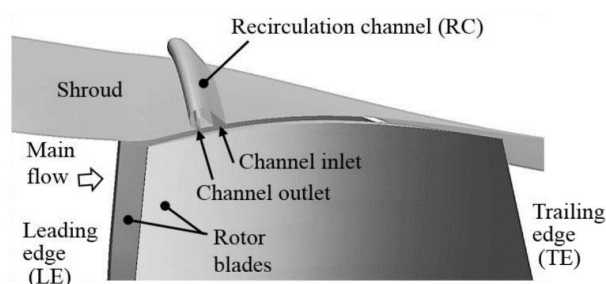
2.2 Badania sprężarek

W ogólnym ujęciu, badania sprężarek osiowych od wielu dekad skupiają się na poszukiwaniu sposobów na lepszą stabilizację pracy tych podzespołów i zwiększenie ich sprawności. W najnowszych badaniach stateczności pracy sprężarek osiowych wiele uwagi poświęca się zagadnieniom luzów wierzchołkowych łopatek i powstających w nich przecieków. Przestrzeń między łopatką wieńca wirnikowego a korpusem sprężarki ma istotny wpływ na powstawanie stref oderwań i zaburzeń przepływu, które są źródłem strat ciśnienia i mają negatywny wpływ na ogólną stateczność pracy sprężarki. W przypadku gdy przestrzeń między łopatką a korpusem jest niewielka, dominującym zjawiskiem zaburzeń jest oderwanie warstwy przyściennej na końcówce łopatki i zablokowanie (zdławienie) przepływu przez powstały w tym obszarze wir. Wraz ze zwiększaniem luzu wierzchołkowego coraz większą rolę odgrywa zjawisko przecieku strumienia przez końcówkę łopatki sprężarki, w trakcie którego następuje lokalny wzrost prędkości w tym obszarze (rys. 2.13).



Rys. 2.13. Zjawiska zaburzeń przepływu na wieńcu wirnikowym dla średnicy zewnętrznej (95%) i luzu wierzchołkowego 1,8% cięciwy [107]

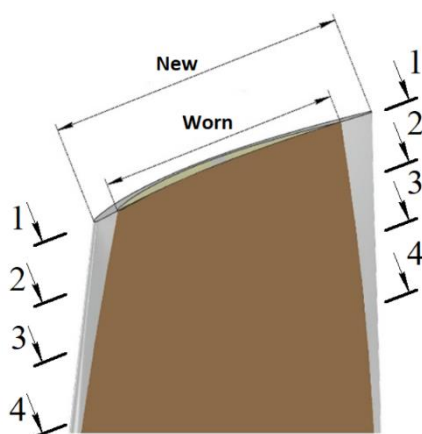
Może to prowadzić do powstawania zaburzeń typu *Spike*, czyli silnego, podłużnego wiru, mającego źródło w miejscu oderwania przepływu na krawędzi natarcia. W badaniach wykazano, że dla każdego wirnika istnieje pewna optymalna wartość względnego luzu wierzchołkowego zapewniająca równowagę zaburzeń, co ostatecznie prowadzi do stabilniejszej pracy sprężarki. Szacuje się, że optymalny luz wierzchołkowy wynosi ok. 0,5% cięciwy łopatkki wirnika [107]. Jedną z metod zmniejszenia strat szczelinowych, i tym samym poprawy stateczności pracy sprężarki, jest zwiększenie obciążenia łopatkki w okolicach jej końcówki. Prowadzi to do lokalnego zwiększenia natężenia przepływu, co z kolei ma pozytywny wpływ na granicę statecznej pracy. Inną niezwykle ciekawą propozycją na minimalizację strat i przecieków szczelinowych jest zastosowanie kanałów recyrkulacyjnych wbudowanych w korpus sprężarki (rys. 2.14).



Rys. 2.14. Schemat budowy kanału recyrkulacyjnego [71]

Wstępne prace w tym obszarze potwierdzają, że zastosowanie takich kanałów zmniejsza straty w obszarze końcówki łopatki i pozytywnie wpływa na stateczność pracy sprężarki. Dzieje się to głównie poprzez złagodzenie przecieków strumienia między wklęsłą i wypukłą stroną profilu. Takie zastosowanie kanałów recyrkulacyjnych oraz kilka pokrewnych rozwiązań zostało objętych międzynarodowymi zgłoszeniami patentowymi [71]. Analogiczne prace dotyczące luzów wierzchołkowych prowadzone są dla wieńców kierownic. Udowodniono że, pomimo iż nie są to elementy wirujące, to zachodzące zjawiska w obszarze końcówki łopatek kierownic są tożsame z tymi dla wieńców wirnikowych. Badania eksperymentalne wykazały, że zastosowanie w wieńcach kierownic szczelin dolnych mniejszych niż ok. 0,5% cięciwy łopatki nie jest optymalne również z punktu widzenia stateczności pracy sprężarki [72].

Długotrwała eksploatacja zespołów napędowych, a w szczególności ich użytkowanie w nieprzyjnym środowisku (na przykład dużym zapyleniu), powoduje degradację łopatek sprężarki. Zjawisko to zachodzi najintensywniej na końcówkach łopatek wirnika (rys. 2.15), powodując zmniejszanie ich cięciwy i zwiększanie szczeliny między łopatką a korpusem. Zmiana parametrów geometrycznych łopatki prowadzi przede wszystkim do spadku sprawności całej sprężarki osiowej, a także powoduje obniżenie granicy jej pracy statecznej [73].

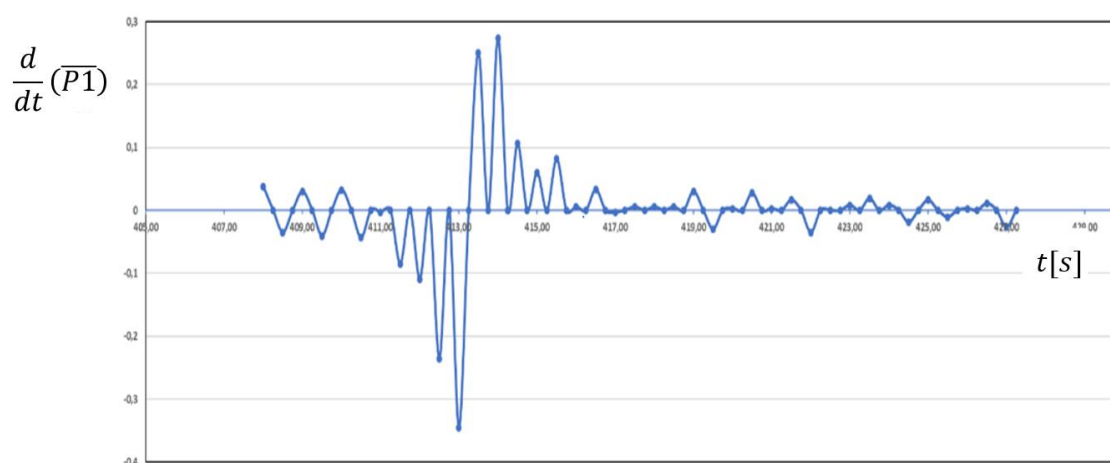


Rys. 2.15. Schemat zużycia łopatki wirnika [73]

Część prac dotyczących sprężarek osiowych poświęca się obecnie na eksplorowanie zagadnień optymalizacyjnych. Opracowywane są nowe algorytmy, które optymalizują geometrię łopatek sprężarki (np. ich przewężenia, skręcenia, profilu) najczęściej w celu maksymalizacji sprawności całego podzespołu. W ostatnich pracach udowodniono, że

wdrożenie takich algorytmów może zapewnić poprawę sprawności sprężarki o $0,3 \div 1,3\%$, oraz wzrost sprężu do ok. $4,0\%$ [108].

Innym istotnym obszarem, wokół którego koncentrują się współczesne badania jest poszukiwanie nowych lub ulepszonych metod wczesnego wykrywania niestatecznej pracy sprężarki. We współczesnych lotniczych silnikach turbinowych systemy zapobiegania niestatecznej pracy typowo opierają się na pomiarze ciśnienia na wejściu i wyjściu ze sprężarki. Różnica między tymi dwoma pomiarami wykorzystywana jest przez systemy sterowania do ustawiania odpowiednio zaworów upustu i nastawnych wieńców kierownic. Wadą tej metody jest silny wpływ możliwych zaburzeń powstających na wlocie do sprężarki (rys. 2.16) na działanie całego systemu.

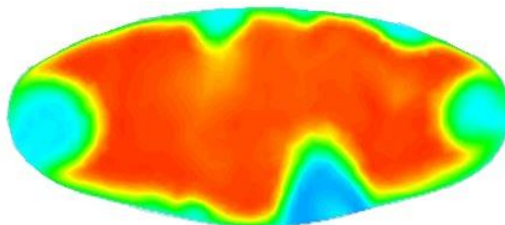


Rys. 2.16. Dynamika zmian ciśnienia na wejściu do silnika turbinowego podczas akceleracji i deceleracji, gdzie: $\overline{P1}$ - zmiany ciśnienia w wielkościach bezwymiarowych

W prowadzonych obecnie pracach badawczych proponuje się przede wszystkim wykorzystanie transformaty Fouriera do pomiaru sygnału ciśnienia w dziedzinie częstotliwości. Ulepszone metody wykrywania niestatecznej pracy opiera się również na pomiarze ciśnienia w obszarze końcówki łopatek wirnika lub między wieńcem wirnikowym i wieńcem kierownic. Liczne badania eksperymentalne wykazują, że nowe metody wykrywania niestatecznej pracy poprzez umieszczenie czujników ciśnienia w obszarze wieńca wirnikowego dostarczają więcej informacji i pozwalają bardziej precyzyjnie wykrywać wczesne oznaki niestabilnej pracy podzespołu [74], [75].

2.3 Badania układów wlot-sprężarka

Badania układów wlot-sprężarka oparte są na próbach połączenia dwóch wcześniej opisanych zagadnień. Poszczególne podzespoły silnika turbinowego stanowią część jednego kanału przepływowego. Parametry strumienia opuszczające jeden podzespół mają istotny wpływ na pracę kolejnego, stąd też naturalnym zagadnieniem badawczym jest ich współpraca. W tym obszarze istotnym zagadnieniem jest również interferencja geometrii kadłuba z pracą całego zespołu napędowego (ang. *intake-engine compatibility*). Zjawisko to sprawia, że osiągi silnika zainstalowanego w konkretnym płatowcu, mogą różnić się od tych osiąganych na hamowni. Zagadnienie to zostało przedstawione m.in., przez Bravo-Mosquera [69]. Zaburzenia strumienia powstające na wlocie w ogólnym ujęciu prowadzą do pogorszenia pracy sprężarki. W większości przypadków konsekwencjami niejednorodnego strumienia wlotowego (rys. 2.17) jest obniżenie granicy pracy statecznej sprężarki, spadek jej sprawności czy wzrost obciążeń powstających na łopatkach wirnika. Jednakże wyniki odrębnych badań wykazują, że nie zawsze wpływ zaburzenia strumienia ma tak oczywiste konsekwencje na pracę sprężarki. Obecnie prowadzi się wiele prac mających na celu dogłębne poznanie tego zagadnienia. Zarówno w badaniach numerycznych jak i eksperymentalnych wykazano, że duże znaczenie ma zarówno miejsce powstania zaburzenia, jego wielkość oraz rodzaj.

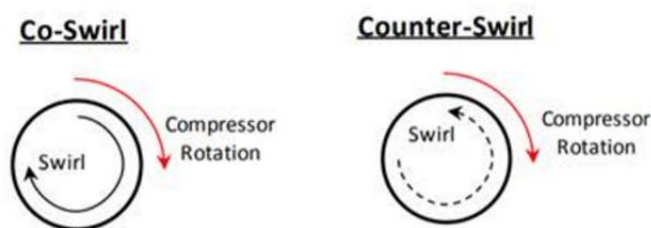


Rys. 2.17. Rozkład ciśnienia całkowitego w przekroju wlotowym silnika [60]

W przypadku stopni poddźwiękowych jak i naddźwiękowych udowodniono, że zaburzenia powstające od strony zewnętrznej średnicy kanału przepływowego (od strony korpusu) mają negatywny wpływ na stabilność pracy sprężarki. Dla zaburzeń wypełniających $8,0 \div 15,0\%$ kanału odnotowano obniżenie granicy stateczności o $5,0\%$. Zaburzenia powstające w ten sposób przyczyniają się do narastania oderwań strumienia w obszarze końcówki łopatek i w konsekwencji do szybszego wejścia sprężarki w niestateczną pracę. Zupełnie przeciwne zjawisko obserwuje się w przypadku zaburzeń generowanych od strony podstawy łopatek wirnika. Tak powstała turbulencja powoduje opóźnienie przeciągnięcia

końcówek łopatek wirnika i w efekcie późniejsze wejście sprężarki w niestateczną pracę. Dla zaburzeń wypełniających $8,0 \div 15,0\%$ kanału, odnotowano wyższą granicę stateczności o nawet $10,0\%$.

Innym ciekawym (rys. 2.18) zagadnieniem jest wpływ kierunku obrotu powstałego zaburzenia na pracę łopatek sprężarki. Powstające strefy oderwań mogą przemieszczać się po obwodzie wirnika, a ich prędkość obrotowa najczęściej jest niższa niż prędkość obrotowa wirnika, co można obserwować jako pozorny ruch obrotowy w przeciwnym kierunku. W przypadku gdy jest on zgodny z kierunkiem obrotu wirnika, pozytywnie wpływa to na stabilność pracy sprężarki. Natomiast gdy jest on przeciwny do kierunku obrotu wirnika, powoduje obniżenie granicy statecznej pracy. Przeciwnie wirujące zaburzenie zwiększa również liczbę Macha w obszarze końcówki łopatek i zwiększa obciążenie całego stopnia sprężarki [76], [77], [109].



Rys. 2.18. Schemat kierunku wirowania zaburzenia [109]

W kontekście różnorodności powyższych zjawisk i ich wpływu na pracę sprężarki, NASA wraz z MIT bada obecnie koncepcję silnika pracującego w całości w strumieniu zaburzonym (np. oderwanego strumienia spływającego ze skrzydeł lub kadłuba), który mógłby znaleźć zastosowanie w lotnictwie komunikacyjnym (rys. 2.19). Przesłanką do prowadzenia prac nad tym zagadnieniem są wstępnie uzyskane wyniki, które wskazują co prawda kilkuprocentowy spadek ciągu i sprawności takiego silnika ale równocześnie kilkunastoprocentowy spadek zużycia paliwa, co w szczególności predestynowałoby to rozwiązanie do zastosowań w samolotach cywilnych. Obecnie prowadzone są prace nie tylko w kontekście pracy całego silnika ale przede wszystkim w zakresie pracy jego sprężarki i wentylatora w warunkach silnie zaburzonego strumienia [78], [110].



Rys. 2.19. Koncepcja silników pracujących w strumieniu zaburzonym [132]

Zagadnienie silników pracujących w strumieniu zaburzonym, których układ wlotowy miałby celowo wprowadzać turbulentną warstwę przyścienną do kanału silnika, czyli tzw. silników z BLI (ang. *Boundary Layer Ingestion*) stał się niezwykle popularny w ciągu ostatnich kilku lat. Aktualnie prowadzone są badania nie tylko nad konstrukcją sprężarek pracujących z BLI ale również układów wlotowych przeznaczonych do takich rozwiązań. Przykładowy problem optymalizacji układu wlotowego typu S z BLI przedstawiono w pracy Sudasinghe A. [79]. Proces przeprowadzono na zakresie obliczeniowym dla wybranego układu wlotowego. Do optymalizacji wykorzystano strategię Pareto. Celem była optymalizacja dotycząca zmniejszenia strat ciśnienia oraz jego zaburzeń w przekroju wyjściowym kanału wlotowego. Redukcje zaburzeń osiągnięto poprzez przyspieszenie przepływu i przesunięcie obszaru maksymalnej prędkości w kierunku wylotu, zwiększając ciśnienie całkowite na wlocie kanału. Zoptymalizowana geometria kanału została wydłużona względem pierwotnej konstrukcji, co powodowało mniejsze gradienty ciśnienia i podatność na powstawanie oderwań. Optymalizacja wykazała również, że korzystnym jest zmniejszenie wygięcia kanału w środkowej części, co powoduje przesunięcie obszaru niskiego ciśnienia w kierunku środka kanału i zapewnia jego bardziej równomierne pole. Udowodniono teoretycznie, że BLI zmniejsza zużycie paliwa, lecz wpływa negatywnie na sprawność i stabilność wirnika sprężarki.

Przeprowadzona analiza literatury dostarczyła kompleksowego przeglądu stanu wiedzy w dziedzinie badania układów wlotowych i niestatecznej pracy sprężarek w lotniczych silnikach turbinowych i umożliwiła postawienie celu i tezy niniejszej pracy.

Celem rozprawy jest opracowanie metodyki wykonywania badań stateczności pracy układu wlot-wentylator dla turbinowego silnika odrzutowego z wykorzystaniem metod numerycznej mechaniki płynów.

Teza badawcza postawiona w niniejszej pracy zakłada, że jest możliwe określenie zbioru parametrów i ich wartości, które dostarczą informacji o wejściu zespołu wentylatora silnika F-100-PW229 w niestateczną pracę lub pompaż.

Jako obiekt badań wybrano wielozadaniowy samolot bojowy General Dynamics F-16 Fighting Falcon, z zespołem napędowym Pratt & Whitney F-100-PW229, który jest eksploatowany w Polskich Siłach Powietrznych. Z analizy literatury wynika, że brakuje obecnie badań nad stabilnością zespołu napędowego F100-PW229 i układu wlotowego samolotu F-16, a w szczególności interferencji na linii wlot-wentylator. W dostępnych źródłach nie została wykonana analiza możliwości wystąpienia niestatecznej pracy lub pompażu wentylatora wybranego silnika w następstwie zaburzeń występujących w układzie wlotowym. Ponieważ analizowany silnik jest konstrukcją, w której zastosowano sprężarkę osiową w postaci trójstopniowego wentylatora i ośmiostopniowej sprężarki wysokiego ciśnienia to ze swojej natury konstrukcyjnej ma on możliwość wejścia w niestateczną pracę lub pompaż. Zakłada się, że w pewnym zakresie warunków przepływowych, wynikających z zaburzeń generowanych w układzie wlotowym, wentylator silnika może wejść w niestateczną pracę lub pompaż. Znane są rzeczywiste przypadki wystąpienia problemów ze stabilnością pracy zespołu napędowego na tym typie statku powietrznego. Ponieważ samolot F-16 jest konstrukcją bojową, przeznaczoną do wykonywania forsownych manewrów oraz o skomplikowanym układzie wlotowym, to można domniemywać, że intensywność zaburzeń strumienia wlotowego w takich warunkach jest istotnie wysoka, co może prowadzić do problemów ze stabilnością pracy silnika.

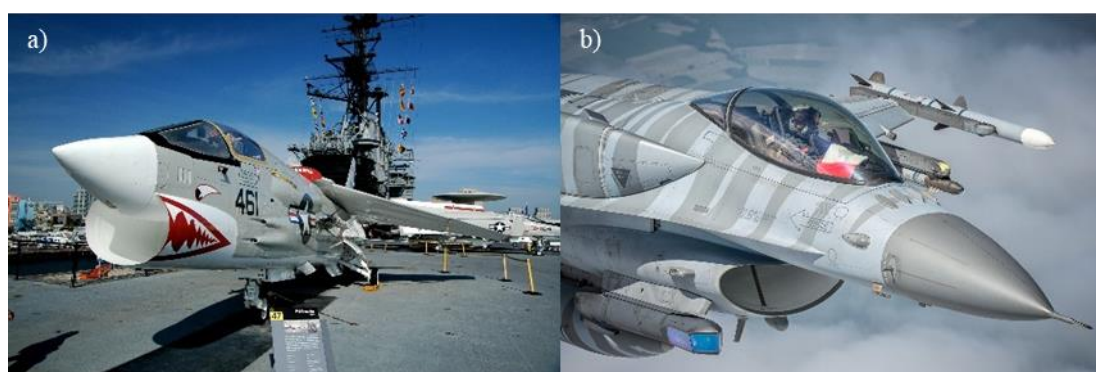
3 Charakterystyka obiektu badawczego

Obiektem badawczym jest układ wlotowy i wentylator wielozadaniowego samolotu General Dynamics F-16 Fighting Falcon. Określenie wybranych charakterystyk i ograniczeń badanego statku powietrznego pozwoli na zdefiniowanie granicznych wartości, założeń i warunków obliczeniowych do wykonanych analiz zaplanowanych w niniejszej pracy. Myśliwce czwartej generacji, do których zalicza się samolot F-16 to konstrukcje zaprojektowane w latach 70-tych i wykorzystywane do dzisiaj. Cechuje je wysoka manewrowość (ang. *turning performance*) oraz obniżona stateczność statyczna (ang. *relaxed static stability*). Myśliwce czwartej generacji są ulepszone i modernizowane w zakresie ich konstrukcji, stosowanych materiałów, projektu aerodynamicznego, technologii *stealth* i przede systemów uzbrojenia i awioniki. Z tego powodu niekiedy w literaturze wyróżnia się generację pośrednią między czwartą i piątą, nazywaną generacją 4,5 lub 4+ [10], [11], [80]. Zgodnie z założeniami projektowymi samolot F-16, miał być szybką, lekką i wysokomanewrową platformą zdolną do przenoszenia różnorodnego uzbrojenia. Pomimo upływu ponad czterdziestu lat od projektu geometrii płatowca, dzięki systematycznym modernizacjom, samolot ten wciąż zachowuje wysokie walory bojowe i jest obecnie najpopularniejszym myśliwcem na świecie, eksploatowanym przez siły zbrojne 26 krajów. Do dziś wyprodukowano ponad 4000 egzemplarzy tego samolotu w różnych wersjach, a siły powietrzne Stanów Zjednoczonych planują ich dalszą eksploatację do co najmniej 2030 roku.

3.1 Analiza układu wlotowego

Podstawowym zadaniem układu wlotowego jest wstępne sprężenie i doprowadzenie odpowiedniej ilości, stabilnego, jednorodnego strumienia powietrza do sprężarki silnika. Zadanie to musi być realizowane przez układ wlotowy w szerokim zakresie prędkości i wysokości lotu, co powoduje, że problem konstrukcji wlotu staje się niezwykle złożonym zagadnieniem. Główny kompromis w projektowaniu układów wlotowych zawiera się w balansowaniu między parametrami określającymi straty ciśnienia, a opór aerodynamiczny wlotu. Niskie straty ciśnienia wpływają korzystnie na ciąg i osiągi silnika. Układy wlotowe współczesnych samolotów wysokomanewrowych projektuje się przy kryterium zapewnienia optymalnych charakterystyk pracy na dużych kątach natarcia i przechyleniach, w trakcie wykonywania forsownych manewrów. Kosztem rozszerzenia stabilnego zakresu pracy układu

wlotowego są najczęściej obniżone parametry w warunkach lotu ustalonego. Projekt układu wlotowego, który pozornie jest prostym podzespołem, wiąże się z podjęciem wielu decyzji, które wpływają nie tylko na osiągi zespołu napędowego ale również na ogólną funkcjonalność całego samolotu [10]. Układy wlotowe myśliwców czwartej (oraz „czwartej plus”) generacji są bardzo różnorodne. Często stosowanym rozwiązaniem są układy wlotowe pracujące w warunkach prostopadłej fali uderzeniowej (ang. *normal shockwave inlets*). U podstaw implementacji tego typu układu wlotowego leży jego efektywność pracy w dużym zakresie niskich liczb Macha ($0,60 \div 1,20$), co czyni go dobrym wyborem dla lekkiego, wysokomanewrowego myśliwca. Dodatkową zaletą układu jest jego nieskomplikowana i lekka budowa. Natomiast wadą tego typu układów jest duży opór aerodynamiczny oraz większe zaburzenia, generowane przy dużych prędkościach lotu. Przykładowe samoloty z wlotami generującymi prostopadłą falę uderzeniową przedstawiono na rysunku 3.1.

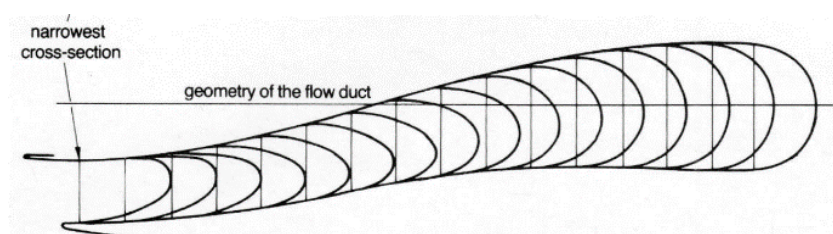


Rys. 3.1.. Konstrukcje myśliwców 4-tej generacji z wlotami „normal shockwave”:

a) Vought F-8 Crusader [133], b) General Dynamics F-16 Fighting Falcon [131])

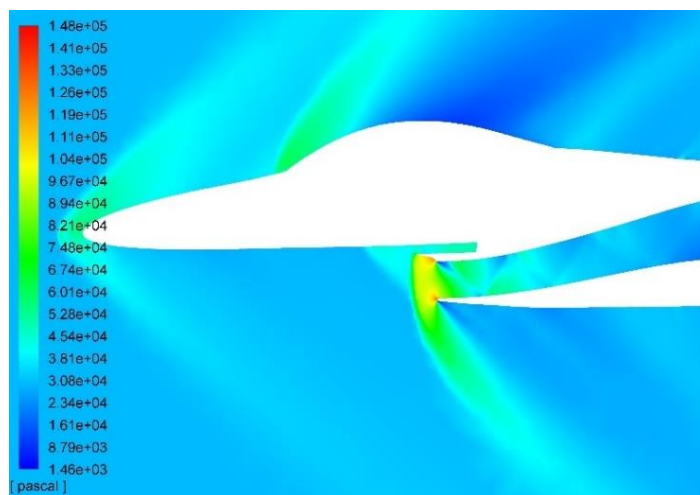
W samolocie F-16 zastosowano krótki układ wlotowy generujący prostopadłą falę uderzeniową (ang. *normal shockwave inlet*) w układzie podkadłubowym (ang. *fuselage-shielded*). Na etapie projektowym rozważano wykonanie długiego kanału wlotowego, który rozpoczynał się od samego nosa samolotu. Ostatecznie jednak wykazano, że zastosowanie krótkiego wlotu w samolocie F-16 powodowało zmniejszenie masy o 250 funtów, dzięki czemu poprawiono charakterystyki lotu, m.in. zmniejszono promień zakrętu o 7% przy liczbie Macha 1,20 [81]. Badania przeprowadzone przy projektowaniu samolotu F-16 wykazały również, że wlot umieszczony pod kadłubem (ang. *fuselage-shielded*) cechuje się najlepszą stabilnością pracy i generuje najmniejsze zaburzenia przy manewrowaniu w bardzo szerokim zakresie liczb Macha. Powyżej lotów z liczbą Macha 1,60, lepsze parametry w tym zakresie

posiadają wloty osłonięte skrzydłami (ang. *wing-shielded*). Z tych powodów wlot typu „*normal shockwave*” umieszczony centralnie pod kadłubem był idealnym wyborem dla wysokomanewrowego myśliwca wykonującego loty z liczbą $Ma = 0,60 \div 1,20$. Nie mniej, wlot umieszczony pod kadłubem to również większa wrażliwość na jakość pasów startowych. W układach tego typu istnieje zwiększone ryzyko dostania się do silnika ciał obcych (ang. *FOD* - *foreign object damage*) podczas kołowania, które mogą uszkodzić elementy wirników i wyłączyć samolot z eksploatacji [111].



Rys. 3.2. Geometria kanału wlotowego samolotu F-16 [82]

Układ wlotowy samolotu F-16 ma przekrój elipsy przechodzący do przekroju kołowego przed wentylatorem silnika (rys. 3.2). Geometrię układu wlotowego w samolocie F-16 zaprojektowano tak, że kanał zwiększa swój przekrój niemal liniowo, co zapewnia odpowiednie wyhamowanie strumienia do prędkości poddźwiękowych, przy czym największy spadek liczby Macha następuje w ostatnich przekrojach. Rysunek 3.3 pokazuje wykonane obliczenia dla lotu z liczbą $Ma = 1,60$. Rozkład ciśnienia statycznego wyraźnie uwidacznia pracę tego typu układu wlotowego. Widoczna jest prostopadła fala uderzeniowa przed krawędzią wlotu, która następnie wprowadzona do kanału wlotowego odbija się od jego ścian i wyhamowuje do prędkości poddźwiękowej przed wentylatorem silnika.



Rys. 3.3. Rozkład ciśnienia statycznego w kanale wlotowym samolotu F-16 dla lotu z prędkością naddźwiękową

Wciąż istotną nowością są zastosowane w najnowszych myśliwcach piątej generacji wloty typu DSI (ang. *Diverterless Supersonic Inlets*). Do czasu opracowania wlotów bez rozdzielacza, konstruktorzy podążali za trendem odsuwania krawędzi wlotu od kadłuba tak, aby jak najmniejsza część warstwy przyściennej była wprowadzana do kanału dolotowego silnika. Oczywiście taki zabieg zawsze miał swój koszt w postaci zwiększonego oporu aerodynamicznego, który powstawał w wyniku zwiększenia przekroju poprzecznego sylwetki samolotu, a także koncentracji spiętrzonego strumienia w szczelnie między wlotem a kadłubem.



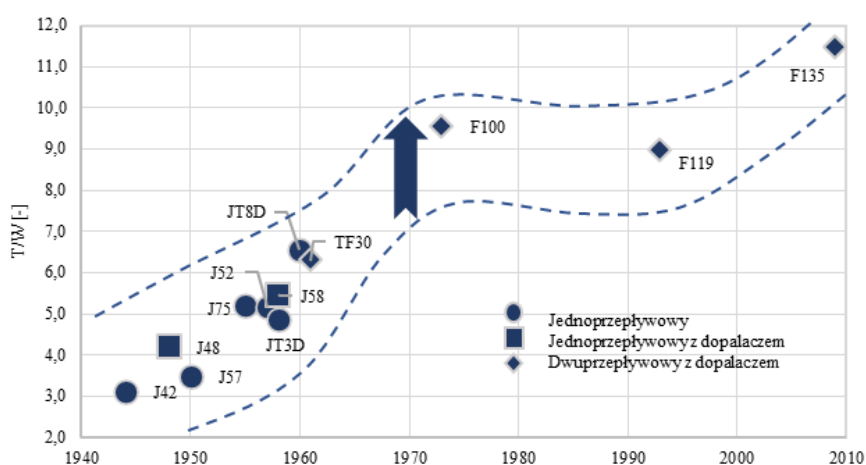
Rys. 3.4. Samolot F-16 w wersji Block 30 z wlotem typu DSI [134]

Koncepcja wlotów DSI zakłada usunięcie rozdzielacza i zastosowanie w jego miejscu wypukłej powierzchni. Geometria wlotu DSI jest zintegrowana z kadłubem samolotu i składa się z wypukłego obszaru przed wlotem i skośnej, wysuniętej krawędzi. Połączenie tych dwóch kształtów przekierowuje warstwę przyścienną strumienia poza kanał dolotowy silnika,

co poprawia ogólne parametry wlotu, zmniejsza opór aerodynamiczny i zapewnia efektywne wyhamowanie strumienia z prędkości naddźwiękowej do poddźwiękowej przy zachowaniu niskich strat ciśnienia oraz wysokiej jednorodności i stabilności strumienia w szerokim zakresie warunków lotu. Poprawa powyższych parametrów wpływa również korzystnie na ogólne parametry całego zespołu napędowego. Co więcej, wloty powietrza ukształtowane w ten sposób zmniejszają odbicie radarowe obiektu, a eliminacja rozdzielacza zapewnia oszczędność masy układu do 30%. Wlot DSI został po raz pierwszy przetestowany w eksperymentalnej wersji samolotu F-16 Block 30 (rys. 3.4), a następnie po udowodnieniu słuszności koncepcji, wdrożony w samolocie Lockheed Martin F-35 Joint Fighter. Patent na to rozwiązanie został przyznany w 1998 roku [83].

3.2 Analiza układu silnika F100

Opracowanie konstrukcji silnika F100 było skokiem technologicznym, w obszarze zespołów napędowych do samolotów bojowych. Najogólniejszym parametrem opisującym przydatność silnika do zastosowania w samolotach myśliwskich jest stosunek wytwarzanego ciągu do masy własnej (ang. *thrust-to-weight ratio*). W latach 50-tych i 60-tych, osiągany parametr T/W oscylował w granicach $4,0 \div 6,0$. W owym czasie większość konstrukcji silników była w układzie jednoprzepływowym z dopalaczem. Rozwój technologii silników dwuprzepływowych o niskim podziale masowego natężenia przepływu pozwolił w latach 70-tych i 80-tych zbliżyć się do wartości $T/W = 8,0 \div 10,0$ (rys. 3.5).



Rys. 3.5. Stosunek ciągu do masy dla silników produkcji Pratt & Whitney w latach 1940-2010

Pierwsze wersje silnika F100-PW-100 sprawiały spore problemy operacyjne związane z niestateczną pracą, nieprawidłowym działaniem dopalacza oraz szybkim zużyciem komponentów i krótkimi resursami. W kolejnych wersjach F100-PW-200/220/220E rozwiązano te problemy. W ostatniej wersji silnika F100-PW-229/229EEP znacząco poprawiono trwałość i niezawodność podzespołów, zwiększono temperaturę przed turbiną i zmniejszono podział masowego natężenia przepływu. Zastosowanie nowych materiałów i ulepszonej technologii chłodzenia pozwoliło na zwiększenie liczby cykli między remontami silnika. Poprawiono również aerodynamikę sprężarki i unowocześniono układ sterowania. Silniki w tej wersji są obecnie zabudowywane na nowo dostarczanych samolotach F-15 i F-16 [12]. Łącznie wyprodukowano ponad 7000 silników F100.

Silnik F100 to dwuprzepływowa konstrukcja o niskim podziale masowego natężenia przepływu (rys. 3.6). Wirnik niskiego ciśnienia składa się z trójstopniowego wentylatora, napędzanego przez dwustopniową turbinę. Wirnik wysokiego ciśnienia to dziesięciostopniowa sprężarka osiowa, napędzana dwustopniową turbiną wysokiego ciśnienia. Pierwsza wersja silnika F100-PW-100 osiągała na hamowni maksymalny ciąg przy pracującym dopalaczu równy $23\,930\text{ lbf}$ ($106,4\text{ kN}$) przy masie własnej silnika $3\,000\text{ lbf}$ ($1\,360\text{ kg}$). W ostatniej wersji silnika F100-PW-229 wartości te rozwinęto do ciągu $29\,160\text{ lbf}$ ($129,7\text{ kN}$) przy masie własnej $3\,826\text{ lbf}$ ($1\,735\text{ kg}$) w najcięższej konfiguracji. Silnik F100-PW-229 wyposażony jest w pełni automatyczny system sterowania, w tym również we wlotowe nastawne wieńce kierownic CIVV (*ang. Compressor Inlet Variable Vane*), oraz mechanizację dyszy wylotowej, których sterowanie odbywa się za pomocą sygnału z głównego komputera silnika. Sama dziesięciostopniowa sprężarka wyposażona jest w trzy stopnie nastawnych wieńców kierownic RCVV (*ang. Rear Compressor Variable Vanes*), których sterowanie również pochodzi z jednostki centralnej, jednak za pośrednictwem hydromechanicznego kontrolera, a ich pozycja jest głównie funkcją ustawienia przepustnicy. Dla obu systemów sterowania kierownicami instalacją wykonawczą jest układ paliwowy, gdzie ciśnienie pochodzi z głównej pompy paliwa.



Rys. 3.6. Przekrój silnika F100-PW-229 [134]

Ponieważ silnik jest konstrukcją wojskową to istnieje trudność w jednoznacznym określeniu jego parametrów i osiągow. O ile podstawowe parametry tj. ciąg, czy masowe natężenie przepływu są udostępniane przez producenta, to nie jest jasne dla jakich parametrów pracy zostały one zmierzone. W literaturze pojawia się wiele niespójnych informacji na temat poszczególnych parametrów silnika i jego komponentów [13], [14], [15], [16], [84], [112], [113]. Zestawienie zakresu parametrów silnika dostępnych w literaturze przedstawiono w tabeli 3.1. Pomimo występujących rozbieżności w wartościach parametrów między poszczególnymi źródłami, można, wykonując pewne doprecyzowujące obliczenia, określić dość precyzyjnie parametry osiągnięte przez silnik.

Tab. 3.1. Parametry silnika F100-PW-229

Masowe natężenie przepływu	$\dot{m}$	95,0 – 125,0 [$\frac{kg}{s}$]
Podział masowego natężenia przepływu	$\bar{m}$	0,36 – 0,40 [–]
Spręż całkowity	π^*	32,0 – 32,4 [–] 23,0 [–]
- w locie		
- na ziemi		
Spręż wentylatora	π_w^*	3,0 – 4,05 [–]
Ciąg całkowity	K	79,18 – 79,37 [kN] 129,45 – 129,60 [kN]
- ciąg bez dopalacza (ang. <i>dry thrust</i>)		
- ciąg z dopalaczem (ang. <i>wet thrust</i>)		
Całkowite zużycie paliwa	C	1,663 – 1,702 [$kg\ s^{-1}$] 54,96 – 59,05 [$kg\ s^{-1}$]
- ciąg bez dopalacza (ang. <i>dry thrust</i>)		
- ciąg z dopalaczem (ang. <i>wet thrust</i>)		
Jednostkowe zużycie paliwa	c_j	0,69 – 0,74 [kg/daN] 2,05 – 2,29 [kg/daN]
- przy ciągu maksymalnym ciągłym		
- przy ciągu startowym		
Temperatura przed turbiną	T_3^*	1623 – 1755 [K]

Prędkość obr. wirnika niskiego ciśnienia - przy ciągu maksymalnym ciągłym - przy ciągu startowym	N_1	9810 [obr/min] 10160 [obr/min]
Prędkość obr. wirnika wysokiego ciśnienia - przy ciągu maksymalnym ciągłym - przy ciągu startowym	N_2	12560 [obr/min] 13020 [obr/min]
Sprawność wentylatora	η_W	0,79 – 0,86
Sprawność sprężarki wysokiego ciśnienia	η_{SW}	0,84 – 0,88
Sprawność komory spalania	ζ_{KS}	0,94 – 0,99
Sprawność turbiny niskiego ciśnienia	η_{TN}	0,83 – 0,87
Sprawność turbiny wysokiego ciśnienia	η_{TW}	0,84 – 0,88
Sprawność dopalacza	η_D	0,91 – 0,96
Temperatura gazów w dopalaczu	T_7^*	1670 – 2200 [K]

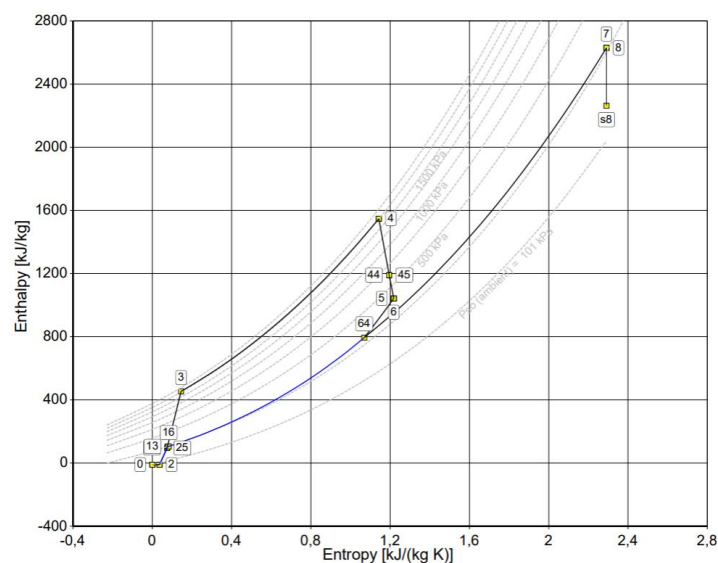
3.3 Wyznaczenie punktu pracy silnika

Przed przystąpieniem do dalszych analiz w niniejszej pracy określono podstawowe parametry badanego silnika, które są niezbędnymi danymi wejściowymi do dalszych prac. Znając certyfikowany ciąg badanego zespołu napędowego oraz po przeanalizowaniu zakresu parametrów poszczególnych podzespołów (tab. 3.1) przygotowano podstawowy model termodynamiczny wykorzystując oprogramowanie GasTurb. Rysunek 3.7 przedstawia przykładowy wydruk wyników obliczeń programu.

Station	W kg/s	T K	P kPa	WRstd kg/s	Reheat on FN	=	120,49 kN
amb		288,15	101,325				
1	105,600	288,15	101,325		TSFC	=	65,1520 g/(kN*s)
2	105,600	288,15	89,166	120,000	WF Burner=		1,99788 kg/s
13	27,953	402,35	249,665	13,405	S NOX	=	0,5728
21	77,647	393,00	231,832	39,633	BPR	=	0,3600
25	77,647	393,00	231,832	39,633	Core Eff=		0,3965
3	77,647	735,41	1761,920	7,134	Prop Eff=		0,0000
31	75,647	735,41	1761,920		P3/P2	=	19,760
4	77,645	1623,15	1673,824	11,155			
41	77,645	1623,15	1673,824	11,155	P16/P6	=	0,65858
43	77,645	1340,61	600,859		A63	=	0,19089 m²
44	77,645	1340,61	600,859		A163	=	0,70764 m²
45	77,645	1340,61	600,859	28,242	A64	=	0,89853 m²
49	77,645	1221,97	371,513		XM63	=	0,81945
5	77,645	1221,97	371,513	43,609	XM163	=	0,04651
6	77,645	1221,97	371,513		XM64	=	0,20000
16	27,953	402,35	244,672		P63/P6	=	1,00000
64	105,598	1023,32	283,382		P163/P16	=	1,00000
7	111,450	2300,00	271,342		WF total	=	7,84997 kg/s
8	111,450	2300,00	271,342	117,578	A8	=	0,50770 m²
Bleed	2,000	735,41	1761,908		CD8	=	1,00000
Efficiencies:	isent	polytr	RNI	P/P			
Outer LPC	0,8600	0,8785	0,880	2,800	P8/Pamb	=	2,67793
Inner LPC	0,8600	0,8773	0,880	2,600	WLKBy/W25=	=	0,00000
HP Compressor	0,8600	0,8922	1,581	7,600	WCHN/W25=	=	0,00000
Burner	1,0000			0,950	WCHR/W25=	=	0,00000
HP Turbine	0,8400	0,8235	2,193	2,786	Loading=		100,00 %
LP Turbine	0,8400	0,8323	0,981	1,617	WCLN/W25=	=	0,00000
Mixer	1,0000				WCLR/W25=	=	0,00000
Reheat	0,9000			0,958	WBHD/W21=	=	0,00000
					WF Reheat=		5,85210 kg/s
					XM7	=	0,35773
					far7	=	0,07577
HP Spool mech Eff	1,0000	Nom Spd	12560 rpm		WBLD/W25=	=	0,02576
LP Spool mech Eff	1,0000	Nom Spd	9810 rpm		PWX	=	0,0 kW
					P16/P13	=	0,9800
P2/P1= 0,8800	P25/P21=1,0000	P45/P44=	1,0000		P6/P5	=	1,0000
hum [%]	war0	FHV	Fuel				
0,0	0,00000	43,124	Generic				

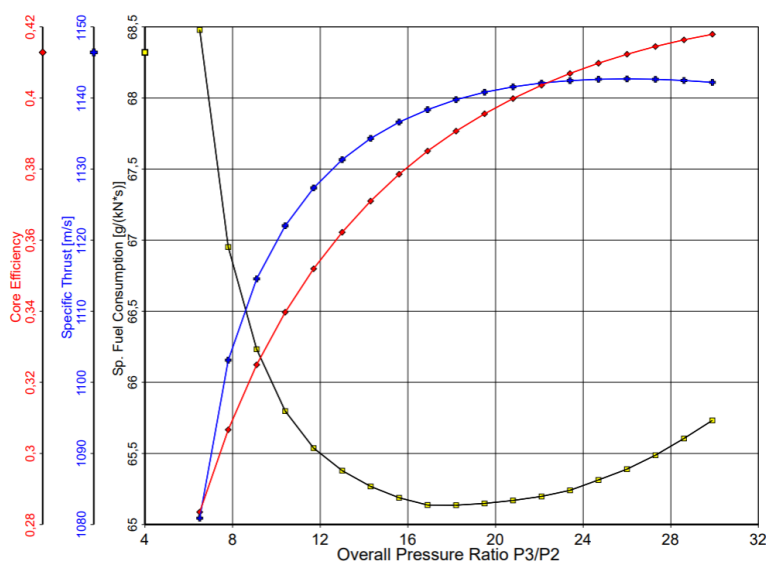
Rys. 3.7. Wyniki obliczeń modelu termodynamicznego silnika

Rysunek 3.8 przedstawia cykl termodynamiczny analizowanego silnika pracującego na ziemi w układzie entalpia-entropia. W tym ujęciu uwzględniono również pracę dopalacza silnika, która zawarta jest między punktami 64 i 7-8.



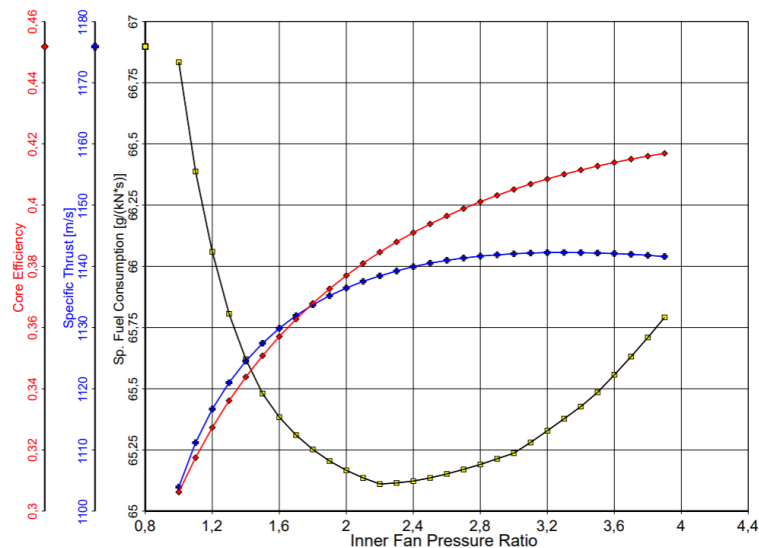
Rys. 3.8. Cykl termodynamiczny silnika w układzie H-S

Do wyznaczenia optymalnego punktu pracy silnika, wyznaczono charakterystykę sprawności ogólnej, ciągu jednostkowego oraz jednostkowego zużycia paliwa w funkcji sprężu (rys. 3.9). Dla warunków pracy na ziemi, literatura podaje, że spręż silnika wynosi $\pi^* = 23,0$. Na rysunku taka wartość odpowiada punktowi maksymalnego ciągu jednostkowego silnika. Od tego punktu ciąg jednostkowy przestaje rosnąć, a rośnie jedynie jego jednostkowe zużycie paliwa. W tym ujęciu jest to punkt optymalny pod kątem maksymalizacji generowanego ciągu z jednego kilograma przepływającego powietrza. Optymalny punkt pod kątem minimalnego zużycia paliwa znajduje się przy wartości $\pi^* = 18,0$. Można więc założyć, że wartość sprężu całkowitego silnika pracującego na ziemi wynosi $\pi^* = 23,0$, gdyż przy kryterium zastosowania bojowego silnika, efektywność paliwowa ma mniejsze znaczenie.



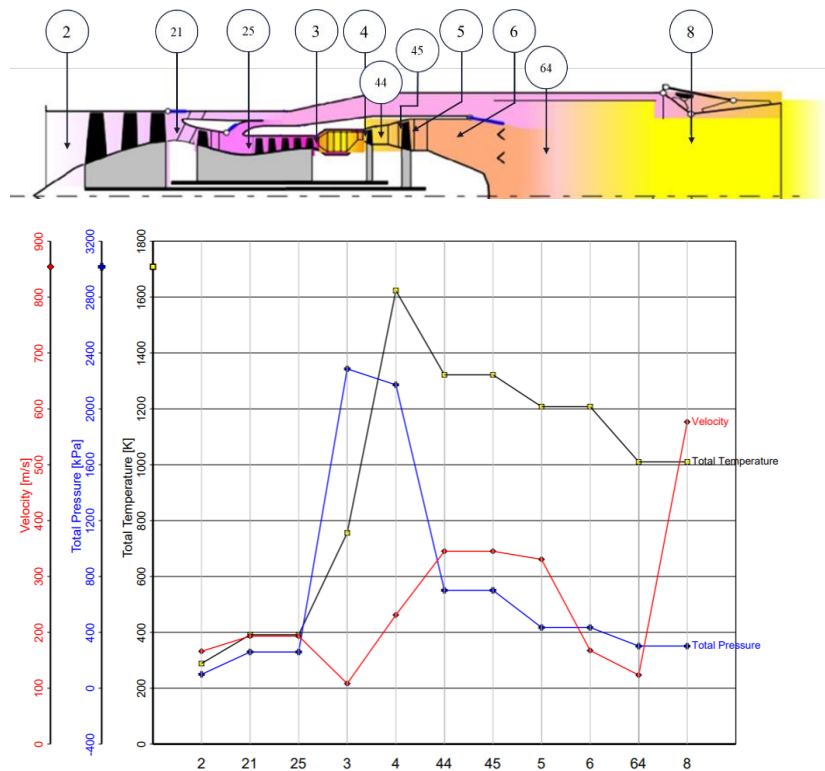
Rys. 3.9. Zależność ogólnych parametrów silnika od sprężu całkowitego

W kolejnym etapie przeanalizowano sprawność ogólną silnika, ciąg jednostkowy oraz jednostkowe zużycie paliwa w funkcji sprężu wentylatora (rys. 3.10). W danych literaturowych spręż wentylatora podawany jest najczęściej o wartości $\pi_w^* = 3,0$. Z opracowanego modelu wynika, że maksymalny ciąg jednostkowy zostanie osiągnięty dla wartości z przedziału $\pi_w^* = 2,8 \div 3,2$. Można więc założyć, że wartość sprężu całkowitego silnika pracującego na ziemi mieści się w przyjętym zakresie.



Rys. 3.10. Zależność ogólnych parametrów silnika od sprężu wentylatora

Wyznaczono przebieg parametrów ciśnienia całkowitego, temperatury całkowitej oraz prędkości bezwzględnej w charakterystycznych przekrojach silnika dla pracy w warunkach statycznych, bez użycia dopalacza (rys. 3.11). Otrzymane wartości wynikają bezpośrednio z zamodelowanego cyklu termodynamicznego silnika i są zbieżne ze zgromadzonymi danymi literaturowymi.



Rys. 3.11. Przebieg zmian parametrów p, c, T w charakterystycznych przekrojach silnika

Wykonanie podstawowego modelu termodynamicznego badanego silnika pozwoliło uwiarygodnić główne parametry silnika, które są niezbędnymi danymi wejściowymi do dalszych obliczeń. Dane te są konieczne do wykonania szczegółowych obliczeń wentylatora, które są bazą do określenia geometrii kanału przepływowego i jego łopatek, co umożliwi następnie zbudowanie modelu na potrzeby obliczeń numerycznych. Do szczegółowych obliczeń wentylatora przyjęto jego sprawność wynoszącą $\eta_W = 0,86$, spręż $\pi_W^* = 2,90$ oraz prędkość obrotową wirnika $N_1 = 9810 \text{ [obr/min]}$. Najpewniejszą wartością jest prędkość obrotowa wirnika, gdyż pochodzi ona bezpośrednio z dokumentacji technicznej silnika i dotyczy prędkości wirnika dla maksymalnego ciągłego ustawienia mocy bez dopalacza. Dla sprawności zdecydowano się na wybór wyższej wartości z uwagi na ogólny stopień zaawansowania technologicznego silnika. Dla sprężu wybrano wartość nieco niższą niż literaturowa z uwagi na wyniki otrzymane w modelu termodynamicznym. Masowe natężenie przepływu na potrzeby wyznaczenia punktu pracy silnika przyjęto wstępnie o wartości $\dot{m} = 120,0 \text{ [kg/s]}$, jednak ostatecznie będzie ono wartością wynikową obliczeń szczegółowych przeprowadzonych w kolejnych rozdziałach.

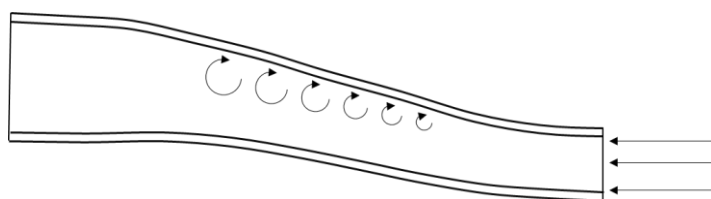
4 Badanie układu wlotowego

Celem badania układu wlotowego samolotu F-16 jest określenie zakresu wartości i pola ciśnienia na jego wyjściu, w przekroju przed wentylatorem silnika. Określenie stopnia zaburzenia strumienia wlotowego i zakres wartości ciśnienia jakie mogą być osiągnęte w danych warunkach lotu pozwoli na wykorzystanie tych informacji w dalszych badaniach pracy wentylatora. Zagadnienie kompatybilności i wpływu układu wlotowego na pracę silnika koncentruje się wokół parametryzacji i oceny jakościowej strumienia powietrza dostarczanego do silnika. Niniejszy obszar badawczy jest szczególnie istotny ze względu na to, że parametry pracy silnika takie jak ciąg, masowe natężenie przepływu, zużycie paliwa itp. są mierzone dla danej konstrukcji na hamowni, kiedy silnik jest niezamontowany. Uniwersalność silników lotniczych i aplikacja tego samego silnika do różnych konstrukcji samolotów powoduje zmianę jego parametrów z uwagi na interakcję z geometrią płatowca. W niektórych samolotach, historycznie występowały problemy z integralnością układu wlotowego i silnika, z uwagi na generowane zaburzenia strumienia lub zassania gazów prochowych podczas użycia uzbrojenia. Dopiero w latach 60-tych zaczęto rozwijać metody badania i oceny wpływu instalacji silnika przy danym układzie wlotowym na jego parametry. Od lat 80-tych rozwijano metody oceny pracy układów wlotowych we wszystkich fazach lotu samolotu i punktach obwiedni, a także brano pod uwagę takie aspekty jak pole temperatury, wirowość oraz wprowadzano metody statystyczne [18].

Badania dla samolotu F-16 w tym obszarze zostały przeprowadzone przez Ibrahima i Wonga [85] dla wysokości lotu na poziomie morza oraz 10 000 [m] i liczby Macha 0,60. Jednak domena obliczeniowa obejmowała tylko niewielki obszar płynu przed wlotem i nie uwzględniała wpływu położenia wlotu w całej konfiguracji aerodynamicznej (tj. nos samolotu, kadłub, rozdzielacz). Inne, podobne badania zostały opracowane przez Triantafyllou [86], [87] dla samolotu F-16. Autorzy przeprowadzili analizę CFD włączając cały płatowiec w domenę płynu. Obliczenia przeprowadzono dla różnych wartości kątów natarcia i kątów ślizgu dla trzech liczb Macha (0,35, 0,60 i 0,85). Uzyskane wyniki zaburzeń strumienia wlotowego określono jedynie ilościowo dla jednej płaszczyzny odniesienia tuż przed wentylatorem silnika. Odnotowano istotny wpływ kąta ślizgu na jednorodność pola ciśnienia w płaszczyźnie odniesienia, a także różną dynamikę zmian tego pola dla różnych liczb Macha.

4.1 Metody oceny pracy układów wlotowych

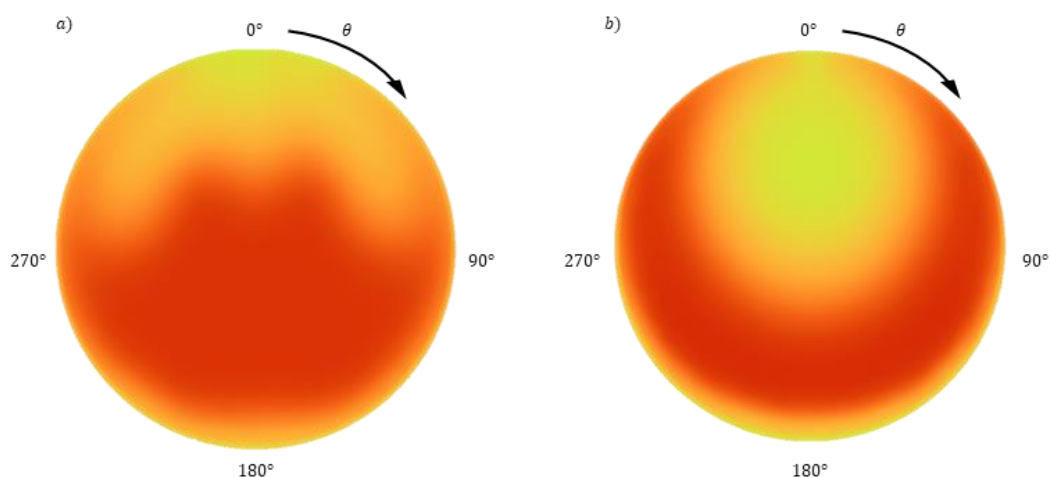
Głównymi przyczynami powstawania zaburzeń wlotowych jest interakcja fal uderzeniowych z elementami układu wlotowego oraz zassanie warstwy przyściennej lub turbulentnego strumienia z kadłuba samolotu, jednak pełna lista źródeł zaburzenia jest szersza i obejmuje różne aspekty zjawisk przepływowych. Zaburzenie strumienia może mieć również przyczyny w czynnikach zewnętrznych np. powstanie wiru wlotowego czy zassanie gazów prochowych. Dla wlotów do samolotów bojowych o znacznym wygięciu występuje również oderwanie strumienia związane z krzywizną kanału wlotowego.



Rys. 4.1. Oderwanie strumienia na krzywiznie kanału wlotowego

Oderwanie strumienia z krawędzi wlotu powoduje głównie przestrzenne zaburzenie pola ciśnienia całkowitego na wyjściu z układu wlotowego ale zawirowania przepływu mogą być indukowane również z powodu zakrzywienia kanału (rys. 4.1). Zawirowanie strumienia powstaje w wyniku przepływu wtórnego w zakrzywionym kanale i jest wynikiem braku równowagi między momentem strumienia w obszarze zaburzenia pola ciśnienia całkowitego (obszar od krawędzi do zagięcia kanału), a promieniowym gradientem ciśnienia statycznego w obszarze wygięcia kanału. Dla układów wlotowych kształtowanych w literę Y, występuje podwójne zawirowanie za rozwidleniem kanału [6].

Badanie układu wlotowego ma na celu określenie jego charakterystyki, którą opisuje się kilkoma kluczowymi parametrami. Wizualizacje zaburzenia strumienia wlotowego najlepiej przedstawia się za pomocą izobar ciśnienia lub w przypadku obliczeń numerycznych, poprzez wykresy rastrowe ciśnienia całkowitego w ostatnim przekroju kanału wlotowego, w układzie biegunowym. Istotnym aspektem jest rozpoznanie wzorca zaburzenia. Dla wlotów typu S o znacznym wygięciu, wlotów w układzie Y i innych bardziej skomplikowanych geometrii mamy do czynienia z kilkoma wyraźnymi obszarami spadku ciśnienia (ang. *multi-lobed* lub *multi-per-rev*). Natomiast układy wlotowe proste (ang. *pitot-type*) lub o niewielkim wygięciu będą cechowały się pojedynczym obszarem zaburzenia (ang. *single-lobed* lub *single-per-rev*) (rys. 4.2).



Rys. 4.2. Przykładowe wzorce zaburzenia (rozkład ciśnienia całkowitego)

a) wzorzec z kilkoma strefami zaburzenia

b) wzorzec z jedną strefą zaburzenia

Wizualizacje opisuje się dodatkowo poprzez wyznaczenie szeregu współczynników, mających na celu liczbowe powiązanie obserwowanego zaburzenia z jego wpływem na parametry pracy silnika. Podstawowym parametrem określającym możliwości wlotu jest współczynnik strat ciśnienia σ_{wl}^* (ang. *total pressure recovery*). Definicja opisuje go jako stosunek ciśnienia na końcu p_1^* i na początku p_H^* kanału wlotowego lub jako iloczyn współczynników strat falowych σ_f^* i tarcia σ_t^* .

$$\sigma_{wl}^* = \frac{p_1^*}{p_H^*} = \sigma_f^* \sigma_t^* \quad (4.1)$$

Tarcie strumienia powietrza o ścianki kanału wlotowego reprezentowane jest przez współczynnik σ_t^* , a straty związane z powstawaniem fal uderzeniowych przez współczynnik σ_f^* , przy czym σ_f^* maleje dla okołodźwiękowych i naddźwiękowych prędkości lotu. Współczynnik strat ciśnienia odnosi się do wewnętrznej sprawności kanału wlotowego i istotnie wpływa na ciąg silnika poprzez masowe natężenie przepływu. Szacuje się, że na każdy 1% zwiększenia strat ciśnienia, ciąg zespołu napędowego maleje o tę samą lub większą wartość. Zjawisko nasila się i ma nieliniowy charakter, szczególnie dla dużych liczb Macha, gdzie np. dla liczby $Ma = 2,0$ przy stracie ciśnienia na poziomie 8%, ciąg zespołu napędowego spada o 13% przy jednoczesnym wzroście zużycia paliwa o 5% [10]. Triantafyllou również wykazał wpływ zaburzeń generowanych w układzie wlotowym na spadek ciągu na przykładzie samolotu bojowego [19].

Współczynnik strat ciśnienia jest relatywnie prostym parametrem, bazującym na średnich wartościach ciśnienia w wybranym przekroju układu i nie uwzględnia on pola tego parametru. Z tego powodu drugim kluczowym zagadnieniem, które charakteryzuje pracę układu wlotowego są generowane w nim zaburzenia przepływu. W literaturze opisano wiele metod ilościowej oceny zaburzeń strumienia wlotowego opierających się na wyznaczeniu zbiorczych współczynników bazujących o lokalne odchylenia wartości pola ciśnienia od średniego ciśnienia w całym przekroju. Z punktu widzenia stabilności pracy silnika najistotniejszym w pracy układu wlotowego jest jednorodność pola ciśnienia w przekroju wyjściowym AIP (ang. *Aerodynamic Interface Plane*), przed wentylatorem silnika. Najbardziej znaną metodę oceny zaburzeń strumienia przedstawił Goldsmith i Seddon [6], ale istnieją również zmodyfikowane metody oparte o te same zasady, lecz upraszczające nieco sposób wyznaczania współczynników jak na przykład Zachos i Frascella [88]. Dla przekroju AIP wyznacza się rozkład punktów pomiarowych wzdłuż promienia i po obwodzie płaszczyzny przekroju. Następnie zaburzenie ocenia się za pomocą kilku podstawowych parametrów:

- współczynnika zaburzenia obwodowego CDI ,
- współczynnika zaburzenia promieniowego RDI ,
- współczynnika turbulencji T ,
- współczynnika MPR ,
- współczynnika DPC .

Współczynnik zaburzenia obwodowego CDI (ang. *circumferential distortion index*) obrazuje względną różnicę ciśnienia na danym okręgu:

$$CDI = \frac{p_{i_{sr}} - p_{i_{min}}}{p_{i_{sr}}} \quad (4.2)$$

gdzie:

$p_{i_{sr}}$ - średnie ciśnienie dla i-tego okręgu

$p_{i_{min}}$ - minimalne średnie ciśnienie dla i-tego okręgu

Współczynnik zaburzenia promieniowego RDI (ang. *radial distortion index*) obrazuje względną różnicę ciśnienia względem całego przekroju:

$$RDI = \frac{p_{0\dot{s}r} - p_{i\dot{s}r}}{p_{0\dot{s}r}} \quad (4.3)$$

gdzie:

$p_{i\dot{s}r}$ - średnie ciśnienie dla i-tego okręgu

$p_{0\dot{s}r}$ - średnie ciśnienie dla całego przekroju

Współczynnik turbulencji T (ang. *turbulence index*) obrazuje różnicę między maksymalnym i minimalnym ciśnieniem całkowitym przekroju w odniesieniu do ciśnienia średniego:

$$T = \frac{\Delta p_0}{p_{0\dot{s}r}} = \frac{p_{0max} - p_{0min}}{p_{0\dot{s}r}} \quad (4.4)$$

gdzie:

p_{0max} – maksymalne ciśnienie dla całego przekroju

p_{0min} – minimalne ciśnienie dla całego przekroju

$p_{0\dot{s}r}$ - średnie ciśnienie dla całego przekroju

Jako uzupełnienie powyższego, współczynnik turbulencji można również wyznaczyć za pomocą metody średniokwadratowej, uwzględniając odchylenia wartości ciśnienia całkowitego od średniej, dla poszczególnych punktów obliczeniowych:

$$T_{RMS} = \left(\frac{\Delta p_0}{p_{0\dot{s}r}} \right)_{RMS} = \frac{\sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (p_i - p_{0\dot{s}r})^2}}{p_{0\dot{s}r}} \quad (4.5)$$

gdzie:

p_i - wartość ciśnienia w punkcie obliczeniowym

$p_{0\dot{s}r}$ - średnie ciśnienie dla całego przekroju

Współczynnik MPR (ang. *multiple per revolution*) obrazuje stosunek sumy współczynników CDI do maksymalnej wartości współczynnika CDI , gdzie obie wartości są znormalizowane przez wartość kątową jaką obejmuje strefa niskiego ciśnienia na danym okręgu. Współczynnik MPR jest parametrem pozwalającym na ocenę zaburzeń o skomplikowanych wzorcach, w których występuje więcej niż jeden obszar oderwania:

$$MPR = \frac{\sum_{k=1} (CDI_{ik} \theta^{-}_{ik})}{MAX (CDI_{ik} \theta^{-}_{ik})} \quad (4.6)$$

gdzie:

θ^{-} - rozpiętość obwodowa (ang. *circumferential extent*) obrazująca obszar kątowy okręgu objęty wysokim lub niskim ciśnieniem.

Wyznaczone współczynniki określające intensywność zaburzenia mogą zostać zagregowane poprzez superpozycję w celu wyznaczenia jednej wartości dla złożonego wzorca nierównomierności pola. Wartość takiego współczynnika może być interpretowana jako całkowita utrata zapasu stateczności przez sprężarkę w związku z działaniem poszczególnych czynników definiujących nierównomierność pola ciśnienia na wyjściu z układu wlotowego. W ogólnej postaci współczynnik zaburzenia ciśnienia DPC (ang. *distortion pressure coefficient*) można opisać funkcją:

$$DPC = \frac{1}{j} \sum_{i=1}^j \left[(1 - RDI_i) f(\theta^{-}) \left(\frac{1}{MPR} \right)^a CDI \right] \quad (4.7)$$

gdzie:

j – liczba okręgów

a – stała eksperymentalna

$f(\theta^{-})$ - funkcja zależna od rozpiętości obwodowej pola niskiego ciśnienia θ^{-}

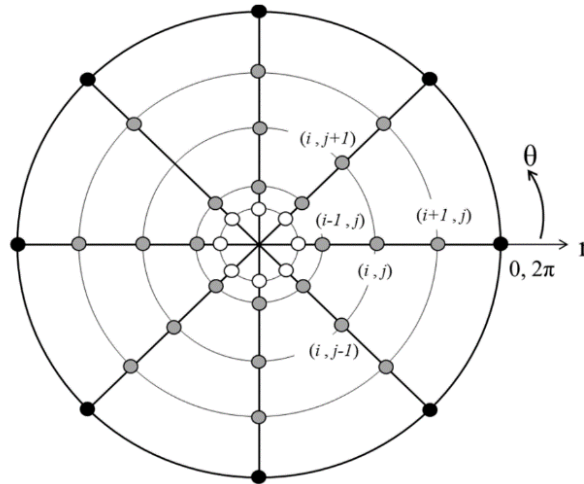
Ponieważ funkcja $f(\theta^{-})$ oraz stała a zależą od dynamicznej odpowiedzi sprężarki na zaburzenie obwodowe, to dla parametrów w stanie ustalonym oraz w przypadku prostych modeli zaburzeń (np. *single-lobed patterns*) współczynnik MPR może zostać pominięty w równaniu ($MPR \approx 1$). Podobnie kiedy wartości współczynnika RDI są niewielkie, również można je wyłączyć z równania. Gdy $MPR \rightarrow 1$, a $RDI \rightarrow 0$, wtedy równanie przybiera postać [6]:

$$DPC = \frac{1}{j} \sum_{i=1}^j [f(\theta^{-}) CDI] \quad (4.8)$$

Jeśli rozpiętość obwodowa obszaru niskiego ciśnienia podlega niewielkim zmianom między poszczególnymi okręgami pomiarowymi to równanie można dalej uprościć do postaci:

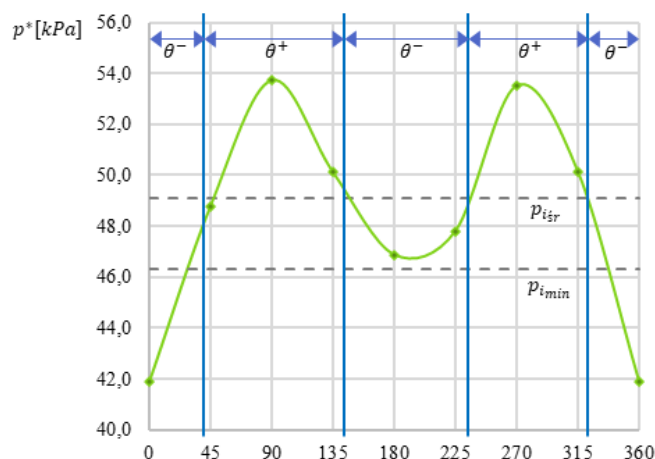
$$DPC = f(\theta^-) \left[\frac{1}{j} \sum_{i=1}^j CDI \right] \quad (4.9)$$

Do wyznaczenia powyższych współczynników przyjmuje się parametry z przekroju wyjściowego układu wlotowego AIP. Przekrój dzieli się na okręgi, na których umieszcza się punkty pomiarowe (w przypadku obliczeń numerycznych) lub czujniki ciśnienia (przy badaniach eksperymentalnych). Doświadczenia z badań układów wlotowych pokazują, że sugerowana liczba punktów pomiarowych powinna wynosić ok. $40 \div 48$, co przekłada się na 5 lub 6 okręgów, z punktami rozłożonymi co 45° . Przykładowy rozkład punktów pomiarowych przedstawiono na rysunku 4.3. Wyznaczenie powyższych współczynników pozwala na opis ilościowy jednorodności pola ciśnienia na wyjściu układu wlotowego.



Rys. 4.3. Przykładowy rozkład punktów pomiarowych w przekroju AIP [88]

Przykładowo uzyskane wyniki dla tej metody analizy rozkładu ciśnienia dla przykładowego okręgu pokazano na rysunku 4.4. Do wyznaczenia współczynników, dla każdego z okręgów należy określić jego wartość średnią ciśnienia całkowitego $p_{i_{sr}}$, wartość ciśnienia średnią minimalną $p_{i_{min}}$ oraz rozpiętość obwodową obszaru niskiego i wysokiego ciśnienia. Najdogodniej jest przeprowadzić analizę transformując układ kątowy na układ kartezjański. Umożliwia to dokonanie interpolacji liniowej lub wyznaczenie wielomianu interpolacyjnego (np. metodą Newtona) między poszczególnymi punktami. W kolejnym kroku należy wyznaczyć punkty przecięcia z linią ciśnienia średniego dla danego okręgu, co pozwoli otrzymać pełny zestaw danych do wyznaczenia współczynników opisujących zaburzenie w układzie wlotowym.



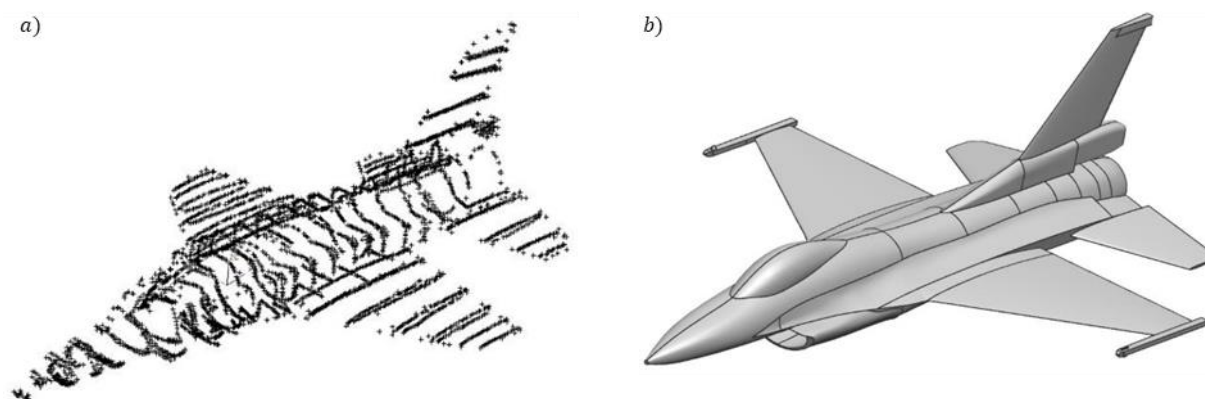
Rys. 4.4. Przykładowe wyniki rozkładu ciśnienia całkowitego dla jednego okręgu w przekroju AIP

Ocenę pracy układu wlotowego przeprowadza się dla całego zakresu obwiedni operacyjnej samolotu, w funkcji kluczowych parametrów lotu, tj. liczba Macha, kąt natarcia lub pochylenia, czy kąt ślizgu lub przechylenia. Określenie niniejszych parametrów pozwala na stworzenie obwiedni kompatybilności manewrowej (ang. *inlet/engine compatibility manoeuvre envelope*) danego układu wlot-silnik, która obrazuje ewentualne ograniczenia wynikające z zagadnienia współpracy tych podzespołów.

4.2 Model numeryczny

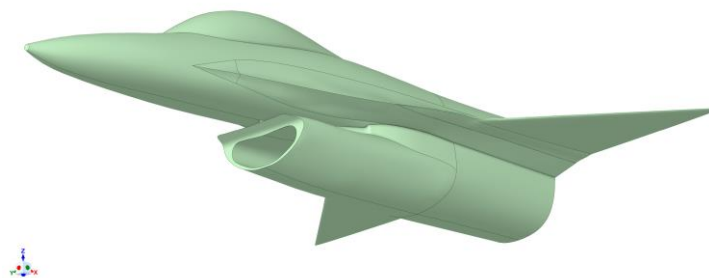
Do badań numerycznych kanału wlotowego silnika odrzutowego odwzorowano geometrię układu wlotowego samolotu F-16. Model bryłowy samolotu został zbudowany w programie Siemens NX z wykorzystaniem modelu powierzchniowego utworzonego na podstawie chmury punktów uzyskanych w wyniku skanowania optycznego. Na podstawie uzyskanych punktów pomiarowych zbudowano krzywe, na których rozciągnięto powierzchnie reprezentujące zewnętrzną powierzchnię samolotu. W ten sposób otrzymano model powierzchniowy składający się z kilku mniejszych powierzchni, na połączeniu których, tam gdzie było to wymagane, zapewniono warunek ciągłości typu G1 (ciągłość pierwszych pochodnych). Dotyczyło to głównie poszczególnych cech geometrycznych skrzydeł, ogona i kadłuba. Następnie połączono ("zszyto") powierzchnie swobodne modelu samolotu i zabieg

ten pozwolił na uzyskanie modelu bryłowego niezbędnego do dalszych prac mających na celu przygotowanie modelu do analizy numerycznej przepływu (rys. 4.5).



Rys. 4.5. Proces generowania bryły samolotu: a) Chmura punktów definiujących zewnętrzny kontur samolotu F-16 uzyskana w wyniku skanowania optycznego; b) Model powierzchniowy samolotu F-16 [60]

Część kadłuba wraz z całym kanałem dolotowym została wydzielona i przeniesiona do oprogramowania Spaceclaim (rys. 4.6), gdzie przygotowano prostopadłościenną domenę obliczeniową płynu. Po opracowaniu obszaru obliczeniowego określono warunki brzegowe. Dla powierzchni zewnętrznych zastosowano warunek *pressure farfield*, który odpowiada strumieniowi niezaburzonemu w warunkach lotu. Płaszczyźnie na końcu kanału wlotowego, za którą znajduje się wentylator silnika, przypisano warunek *pressure outlet*, który umożliwia zmianę podciśnienia na wylocie z domeny płynu, co odpowiada naturalnym warunkom pracy układu wlotowego.

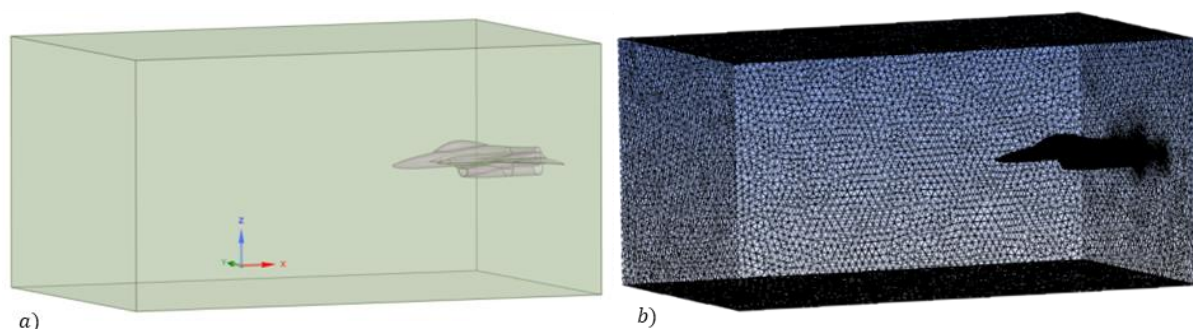


Rys. 4.6. Wydzielona część kadłuba samolotu F-16 z kanałem dolotowym

W metodzie objętości skończonych, wykorzystywanej we współczesnych oprogramowaniach do obliczeń przepływowych, w wariacie centralnym, parametry

przepływu, tj. prędkość, ciśnienie, temperatura są wyznaczone dla centrum każdej z komórek siatki. Pomiędzy środkami komórek wartości parametrów podlegają interpolacji liniowej, dlatego niezwykle istotna jest gęstość i jakość zastosowanej siatki obliczeniowej. W szczególności ma to znaczenie w obszarach, gdzie występują znaczne gradienty parametrów, np. obszary występowania fal uderzeniowych lub w bliskości ścianek domeny. Z tego powodu w obszarach warstwy przyściennej stosuje się siatki strukturalne, których warstwy układa się w specyficzny sposób [20].

Do dyskretyzacji modelu użyto siatki hybrydowej, która jest połączeniem elementów strukturalnych i niestructuralnych. Zasadniczo domena płynu składa się z komórek tetraedralnych. W przypadku siatki strukturalnej na kadłubie i w kanale wlotowym zastosowano pięć warstw siatki pryzmatycznej w celu zwiększenia dokładności wyników w obszarze warstwy przyściennej. Ostateczne wymiary domeny obliczeniowej wynosiły $40,0 [m] \times 22,0 [m] \times 22,0 [m]$ (rys. 4.7).



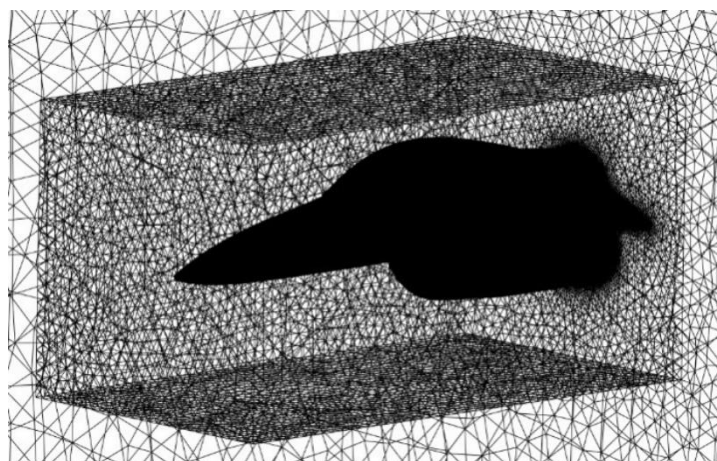
Rys. 4.7. Domena płynu wraz z kadłubem samolotu F-16:

a) obszar domeny płynu, b) obszar z wygenerowaną siatką zgrubną

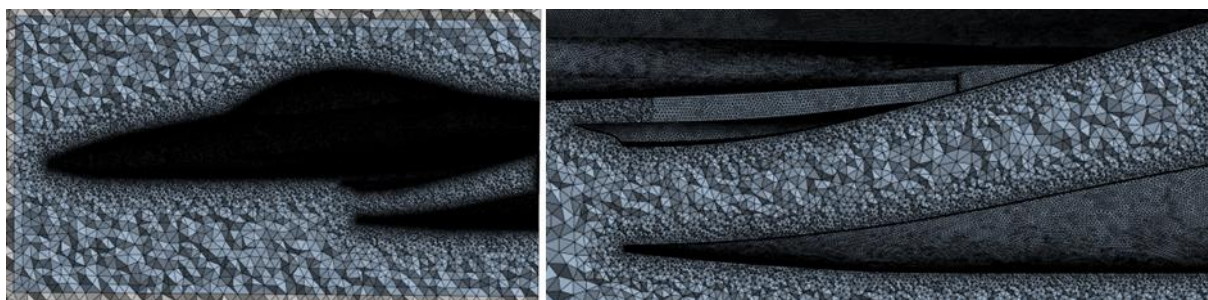
W pierwszym podejściu wygenerowaną siatkę zgrubną (rys. 4.7). W celu poprawy wyników obliczeń dodano obszar zagęszczenia siatki wokół obiektu (ang. *Body of Influence*). Zastosowanie takiego podejścia pozwala na utrzymanie wysokiej dokładności wyników w obszarze gdzie spodziewane zmiany parametrów płynu będą duże, przy jednocześnie mniejszej całkowitej liczbie elementów siatki (rys. 4.8). Wymiary obszaru zagęszczenia wynosiły $7,16 [m] \times 4,00 [m] \times 3,75 [m]$. Zbliżenie siatki w płaszczyźnie symetrii kanału wlotowego przedstawiono na rysunku 4.9. Całkowita liczba elementów siatki dokładnej i jej parametry jakościowe przedstawiono w tabeli 4.1.

Tab. 4.1. Parametry jakościowe wygenerowanej siatki

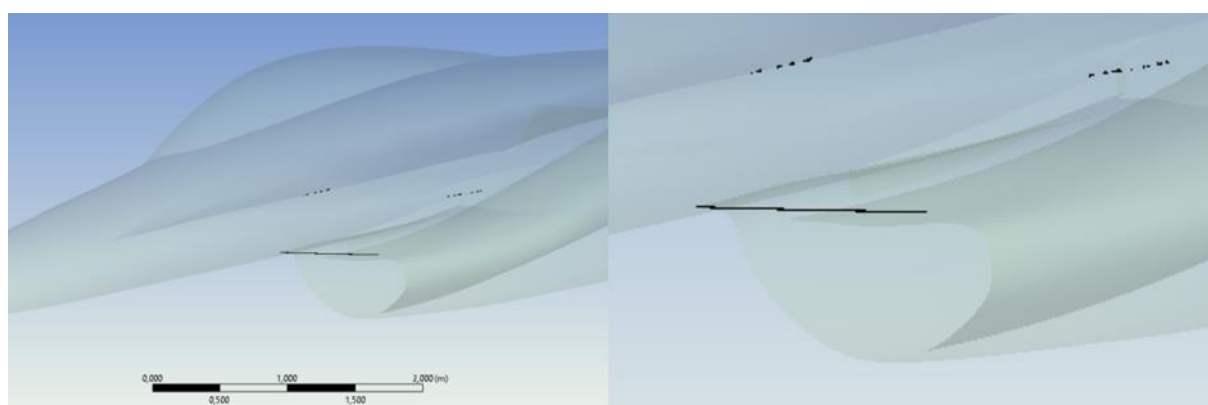
Średnia skośność	0,22649
Średnia ortogonalność	0,77254
Liczba elementów	8 329 345



Rys. 4.8. Zbliżenie na obszar zagęszczenia siatki



Rys. 4.9. Zbliżenie na siatkę w płaszczyźnie symetrii kanału wlotowego



Rys. 4.10. Lokalizacja elementów siatki o najniższych parametrach jakościowych

Najniższą jakość siatki zaobserwowano na ostrej górnej krawędzi wlotu, gdzie oprogramowanie napotkało problemy z wygenerowaniem siatki strukturalnej na tym elemencie (rys. 4.10). Ostra krawędź powoduje znaczne rozciągnięcie trójkątnej siatki powierzchniowej tworząc elementy o dużej skośności (wd. stosunku wymiarów poszczególnych boków komórki). Mimo to ogólna jakość siatki mieściła się w akceptowalnych limitach.

4.3 Analiza pracy układu wlotowego

Obliczenia numeryczne w niniejszej pracy wykonano w środowisku Ansys Fluent. Oprogramowanie oparte jest na metodzie objętości skończonych i zawiera zaimplementowane metody numerycznej mechaniki płynów. Metoda objętości skończonych, na której opiera się oprogramowanie Ansys Fluent, polega na bezpośredniej dyskretyzacji i rozwiązywaniu równań wyrażających prawa mechaniki płynów w dziedzinie fizycznej [21]. Dlatego podstawowe równania mechaniki płynów dla metody objętości skończonych wymagają notacji w postaci całkowej.

Równanie zachowania masy (ciągłości):

$$\frac{\partial}{\partial t} \iiint_V \rho dV + \iint_S \text{div}(\rho \vec{v}) dS = 0 \quad (4.10)$$

Równanie zachowania pędu:

$$\frac{d}{dt} \left(\iiint_V \rho \vec{v} dV \right) = \iint_S p_n dS + \iiint_V \rho \vec{F}_m dV \quad (4.11)$$

Równanie zachowania energii:

$$\frac{d}{dt} \left[\iiint_V \rho \left(c_v T + \frac{v^2}{2} \right) dV \right] = \iint_S p_n \vec{v} dS + \iiint_V \rho \vec{F}_m \vec{v} dV + \iint_S \dot{q}_n dS + \iiint_V \dot{q}_m \rho dV \quad (4.12)$$

Powyższe równania uśredniono zgodnie z zasadami przedstawionymi w pracach [21], [22], [89] otrzymując równania znane jako równania RANS (*Raynolds Averaged Navier Stokes*). W oparciu o równania RANS przeprowadzono symulacje numeryczne. Należy zauważyć, że operacja uśredniania równań prowadzi do powstania tzw. tensora naprężeń turbulentnych

(naprężeń Reynoldsa) [21]. Otrzymany układ równań, wraz z tensorem naprężeń turbulentnych, nie jest układem zamkniętym. Aby go zamknąć, konieczne jest wprowadzenie sześciu równań określających składowe wspomnianego tensora. W przypadku komputerowej dynamiki płynów, równania te wynikają z zastosowanego modelu turbulencji. Kwestia uzupełnienia układu równań RANS dla przypadku ruchu turbulentnego sprowadza się do skonstruowania tzw. hipotez zamykających, czyli matematycznych modeli turbulencji. W niniejszej analizie zastosowano model turbulencji znany jako $k - \omega$ SST.

Warunki analizy pracy układu wlotowego zostały ustalone w oparciu o wybrane charakterystyki z Instrukcji Użytkowania w Locie (ang. *Aircraft Flight Manual - AFM*) samolotu F-16 C/D zamieszczone w literaturze [23]. Analizę wykonano dla wysokości lotu będącej w połowie obwiedni prędkościowo-wysokościowej samolotu, czyli 8 000 [m] (26 000 [ft]). Parametry atmosfery na analizowanej wysokości przyjęto zgodnie z modelem ISA (ang. *International Standard Atmosphere*). Dla tej wysokości wykonano obliczenia w funkcji liczby Macha i kąta natarcia. Zakres liczby Macha zdefiniowano jako $Ma = 0,30 \div 0,95$, z krokiem, co 0,025. Taki zakres parametru pozwala objąć większość interesujących punktów z obwiedni samolotu. Zakres dopuszczonych przez instrukcję kątów natarcia dla samolotu z przeciążeniem $1g$ wynosi $(-5 \div 25^\circ)$. Ponieważ samolot rzadko osiąga maksymalne kąty natarcia, z uwagi na ograniczenie związane z przeciążeniem (system sterowania ogranicza kąt pochylenia samolotu w funkcji przeciążenia) oraz z uwagi na pewne problemy obliczeń numerycznych związanych z ich zbieżnością, które wynikają z dużych oderwań i turbulencji dla dużych kątów przy wysokich liczbach Macha, w pewnym zakresie analizy ograniczono kąty natarcia do zakresu $(-4 \div 14^\circ)$. Warunki analizy zostały ustalone dla podstawowej konfiguracji gładkiej samolotu (bez dodatkowych zbiorników paliwa czy uzbrojenia), czyli masie startowej 12 700 [kg]. Zakres przeanalizowanych przypadków zamieszczono w tabeli 4.2. Kluczowe punkty obwiedni pod kątem wykonywania przez samolotów manewrów to:

- Najszybszy zakręt (ang. *quickest turn*) – największa możliwa wartość kątowa (ang. *turn rate*) wynosi 15,50 [°/s] i jest osiągany dla $Ma = 0,95$ z przeciążeniem $8,5g$.
- Najszybszy zakręt bez utraty wysokości – osiągnięta wartość kątowa 6,5 [°/s] dla $Ma = 0,85$ z przeciążeniem $1,8g$.
- Najciaśniejszy zakręt (ang. *tightest turn*) – najmniejszy promień zakrętu wynoszący 953 [m], z wartością kątową 11,0 [°/s] dla $Ma = 0,60$, z przeciążeniem $4g$.

- Lot ze stałą wysokością – dla optymalnej liczby Macha na zakresie przelotowym $Ma = 0,80$ i kątem natarcia 2° .
- Wznoszenie ze stałą prędkością – optymalne wznoszenie z liczbą $Ma = 0,84$ i kątem natarcia 12° .

Tab.4.2. Zakres parametrów lotu wykorzystanych do analizy układu wlotowego

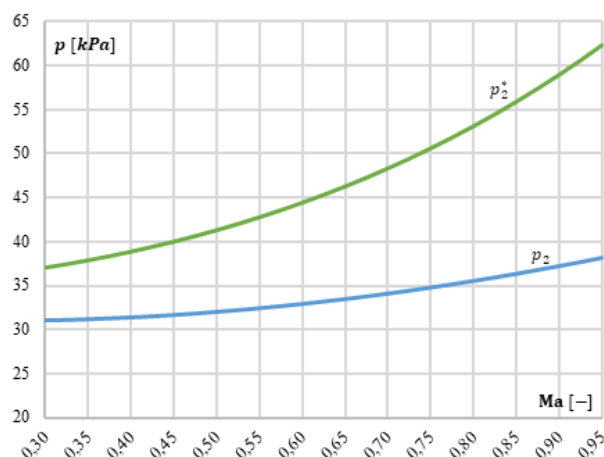
Kąt natarcia (α)	$\alpha = -5^\circ; -4^\circ; -2^\circ; 0^\circ; 2^\circ; 4^\circ; 5^\circ; 6^\circ; 8^\circ; 10^\circ; 12^\circ; 14^\circ; 15^\circ; 20^\circ$ dla $Ma = 0,80$ $\alpha = -4^\circ; -2^\circ; 0^\circ; 2^\circ; 4^\circ; 6^\circ; 8^\circ; 10^\circ; 12^\circ; 14^\circ$ dla $Ma = 0,30 \div 0,925$ $\alpha = -4^\circ; -2^\circ; 0^\circ; 2^\circ; 4^\circ; 6^\circ$ dla $Ma = 0,95$
Wysokość lotu (H)	$H = 8000 [m]$
Ciśnienie (p_H)	$p_H = 35570 [Pa]$ (zgodnie z ISA)
Gęstość (ρ_H)	$\rho_H = 0,525 [\frac{kg}{m^3}]$ (zgodnie z ISA)
Temperatura (T_H)	$T_H = 236,0 [K]$ (zgodnie z ISA)
Liczba Macha	$Ma = 0,30 \div 0,95$, z $\Delta Ma = 0,025$

Jako parametr walidacyjny modelu przyjęto wartość masowego natężenia przepływu przez wlot, która dla maksymalnej prędkości obrotowej silnika pracującego na ziemi, powinna wynosić $\dot{m} = 120[kg/s]$. W przeprowadzonych obliczeniach osiągnięto wartość ponad $\dot{m} = 110[kg/s]$. Korzystając z zależności analitycznych dotyczących sprężu układu wlotowego, można wyznaczyć prognozowane ciśnienie na wyjściu z układu (4.13), wykorzystując współczynnik strat ciśnienia. Na tym etapie przyjęto wartość statystyczną dla układów wlotowych $\sigma_{WL}^* = 0,98$.

$$p_2^* = f(p_H, \sigma_{WL}^*, Ma_H, k) \quad (4.13)$$

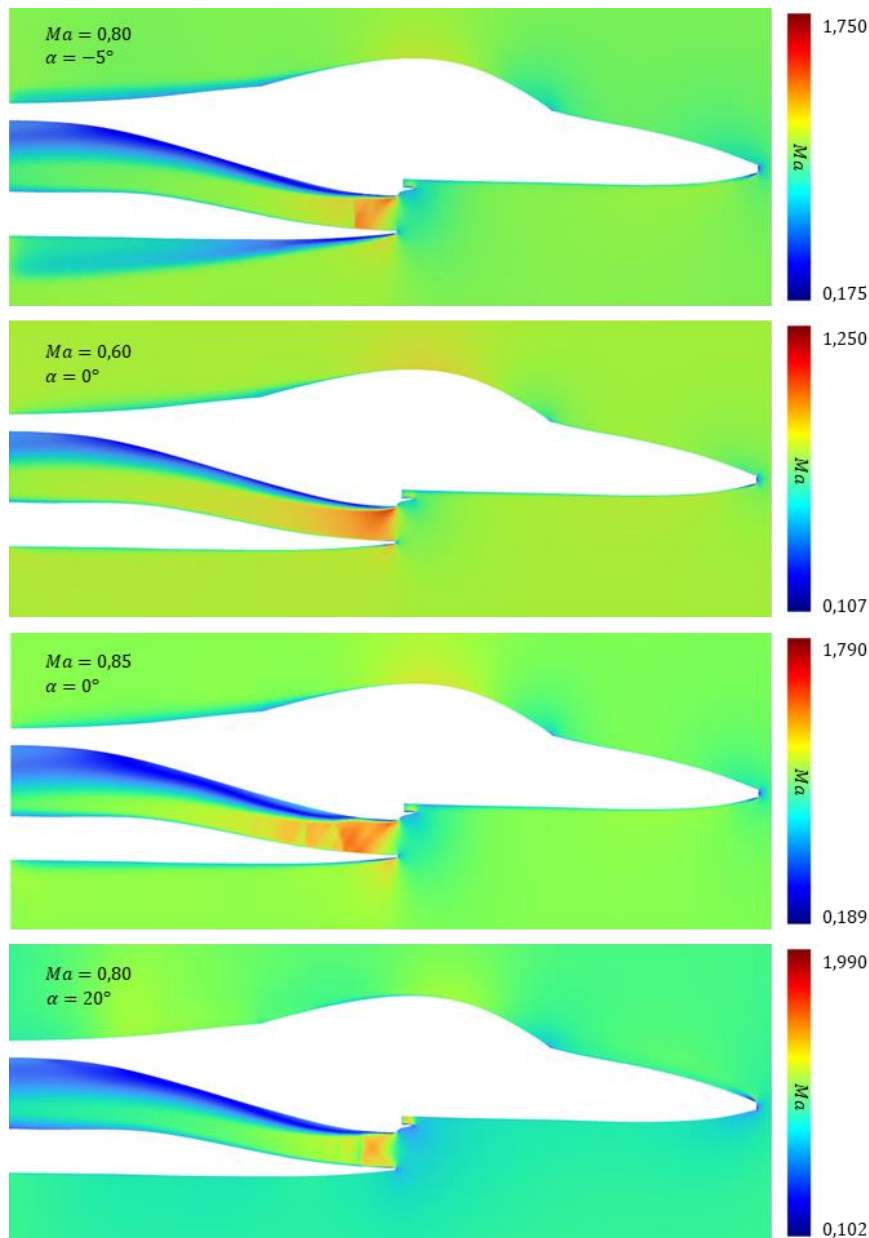
Zgodnie z obliczeniami analitycznymi (rys. 4.11) średnie ciśnienie całkowite na wyjściu układu wlotowego dla liczby Macha $Ma = 0,80$ powinno wynosić $54,22 [kPa]$ w przekroju wejściowym, oraz $53,14 [kPa]$ w przekroju wyjściowym. Dla wykonanych symulacji numerycznych średnie ciśnienie dla tej liczby Macha w pierwszym przekroju kanału wynosiło

54,07 [kPa], a ostatnim przekroju 49,15 [kPa]. Różnica ta jest związana z rzeczywistą wartością współczynnika strat. W przypadku masowego natężenia przepływu, jego spadek wraz z wysokością lotu jest naturalnym zjawiskiem, względem parametrów zmierzonych w warunkach statycznych. Oba parametry potwierdzają zachowanie fizyczności zjawisk, co pozwala uznać, że opracowany model numeryczny wiernie oddaje zachowanie obiektu rzeczywistego.



Rys. 4.11 Szacowana wartość ciśnienia na wyjściu układu wlotowego
dla $H = 8000$ [m]

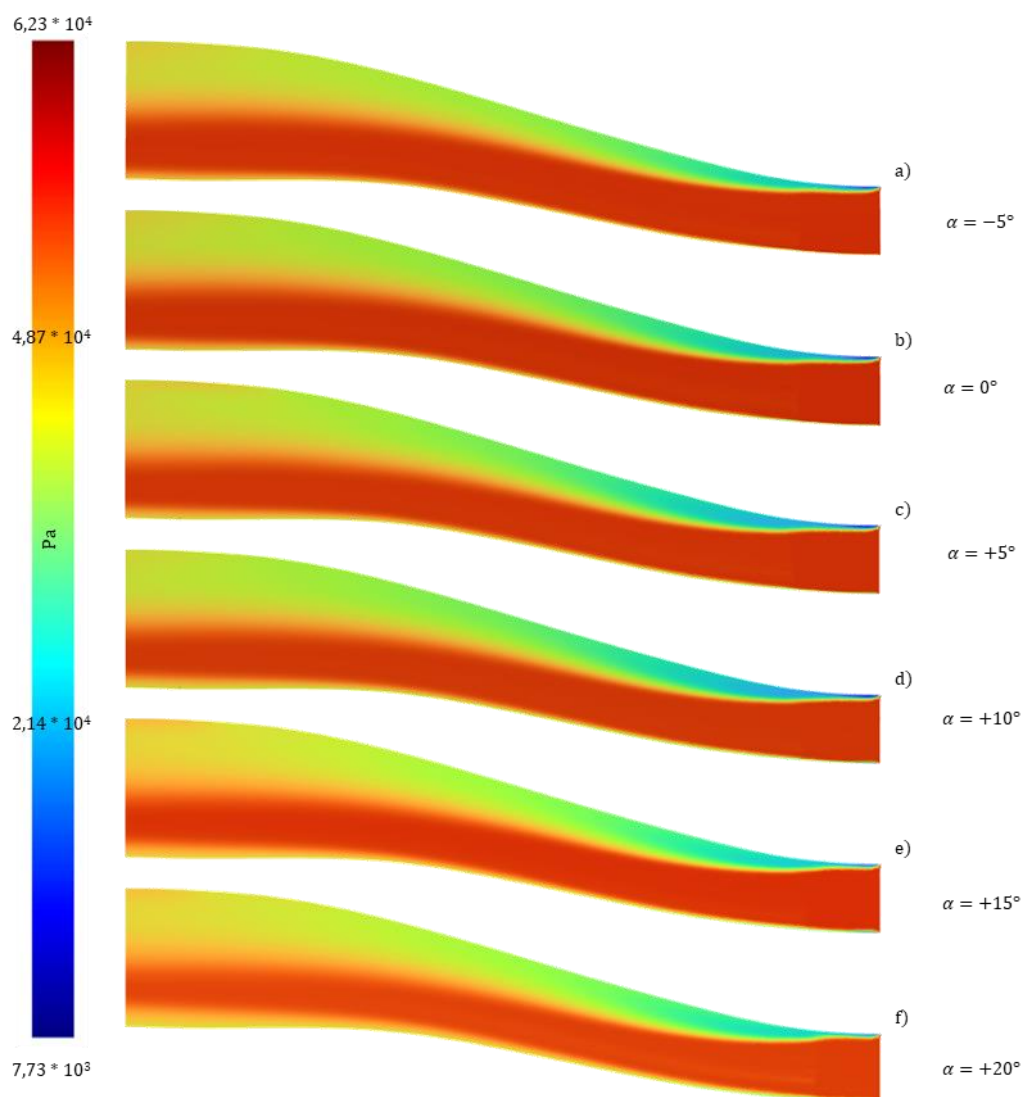
Do oceny ogólnego charakteru przepływu strumienia przez kanał wlotowy wykonano obliczenia wzdłuż jego przekroju podłużnego dla wybranych kątów natarcia i liczb Macha. Geometria kanału wlotowego powoduje charakterystyczny wzór zaburzenia z jedną strefą oderwania w górnej części przekroju wyjściowego (rys. 4.12). Oderwanie pojawia się w wyniku przepływu przez zakrzywiony kanał, a swój początek ma na krawędzi rozdzielacza (ang. *diverter*). Dla większych liczb Macha w tym miejscu również powstaje punkt zaczepienia prostopadłej fali uderzeniowej.



Rys. 4.12. Rozkład liczby Macha wzdłuż przekroju podłużnego kanału wlotowego

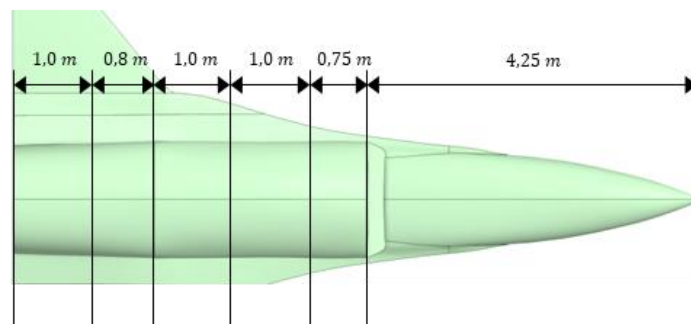
Wyniki przedstawiające lot z liczbą $Ma = 0,80 \div 0,85$ (rys. 4.12) obrazują wejście fali uderzeniowej do kanału wlotowego z charakterystycznymi odbiciami od ścianek kanału i wyhamowaniem strumienia do prędkości poddźwiękowej. Dla ujemnych kątów natarcia widoczne jest również oderwanie na dolnej części kadłuba, odchodzące z krawędzi wlotu. Dodatkowo kąty natarcia powodują analogiczne oderwanie strumienia, które w tej sytuacji z uwagi na położenie samolotu pojawia się wewnątrz kanału wlotowego. Zestaw wyników (rys. 4.13) uszczegóławia ciśnienie całkowite w przekroju podłużnym kanału dla lotu z liczbą $Ma = 0,80$ i kątów natarcia w zakresie $\alpha = -5^\circ \div 20^\circ$. Analiza ciśnienia całkowitego pozwala lepiej zaobserwować zachowanie warstwy przyściennej na ściankach kanału

wlotowego. Dla ujemnych kątów natarcia obszar oderwania w przekroju wyjściowym obejmuje widocznie większy obszar. Dla kątów dodatnich, a w szczególności $\alpha = 20^\circ$, znacznie wyraźniej w końcowym obszarze kanału, objawia się oderwanie pochodzące z dolnej krawędzi wlotu.



Rys. 4.13. Ciśnienie całkowite w przekroju podłużnym kanału wlotowego dla $Ma = 0,80$

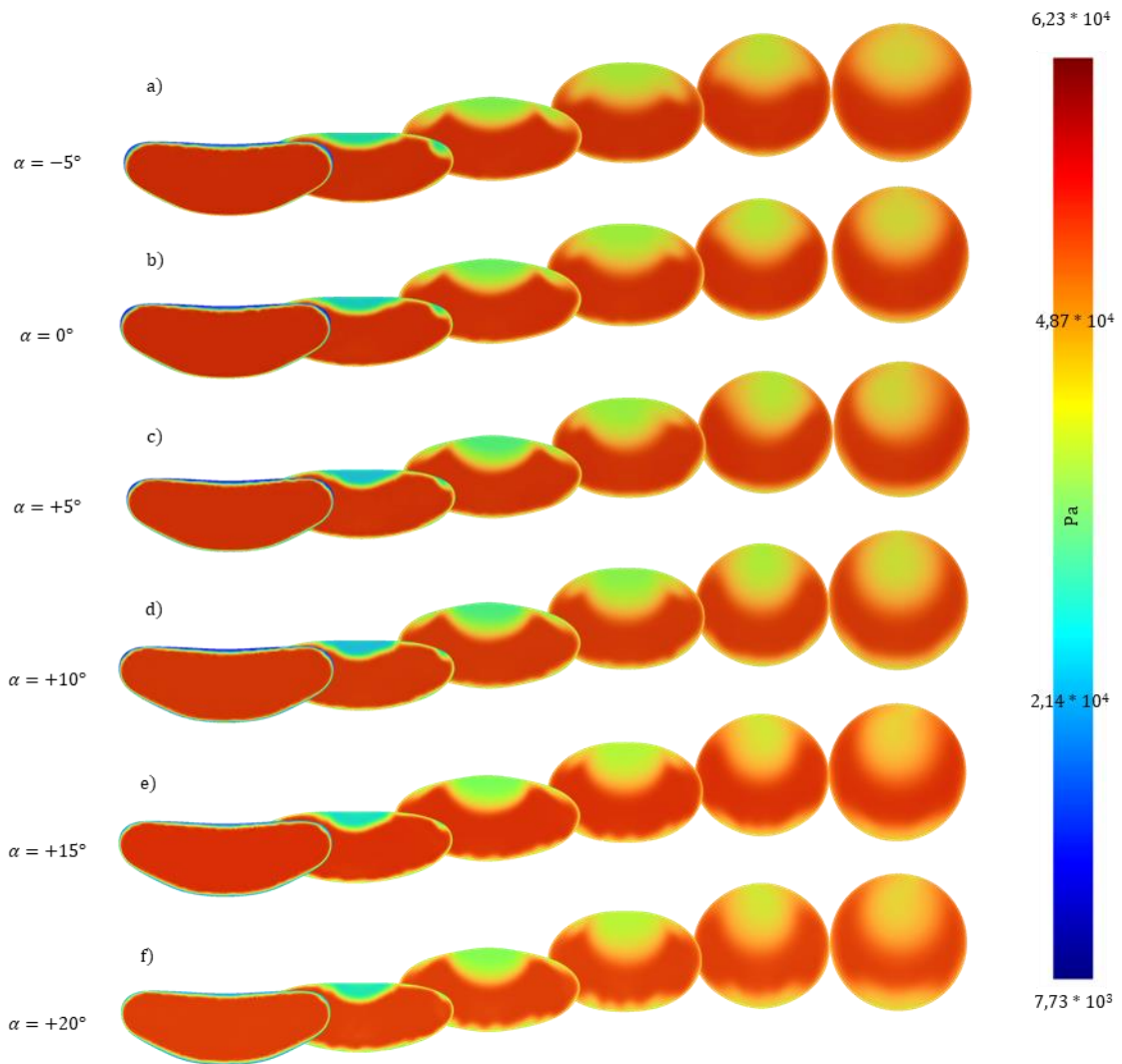
Do analizy pola parametrów w przekroju poprzecznym kanału przyjęto przekroje zgodnie z rysunkiem 4.14. Pierwszy przekrój znajduje się na krawędzi wlotu, w odległości 4,25 [m] od nosa samolotu. Kolejne przekroje rozmieszczono w odległościach odpowiednio 5,0 [m], 6,0 [m], 7,0 [m], 7,8 [m], 8,8 [m] mierząc od nosa samolotu. Z praktycznego punktu widzenia, najbardziej interesującym jest przekrój wyjściowy wlotu (AIP).



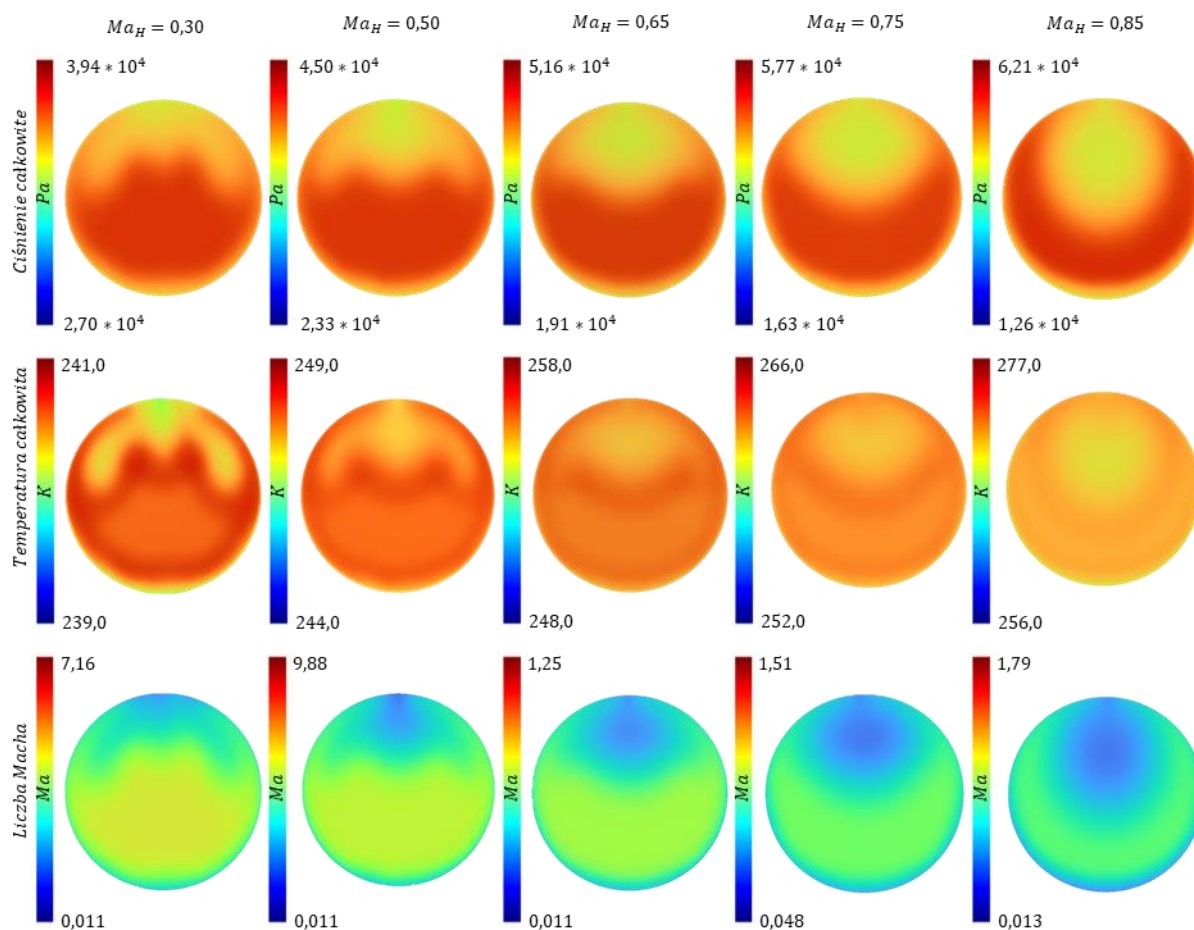
Rys. 4.14. Przyjęty układ badawczy przekrojów poprzecznych kanału wlotowego

Przy analizie przekrojów poprzecznych kanału można uszczegółowić wyniki przekroju wzdłużnego. Rysunek 4.15 obrazuje pola ciśnienia w poszczególnych przekrojach poprzecznych kanału. Dla pokazanych przekrojów poprzecznych również widoczne jest znaczne oderwanie strumienia, pochodzące z krawędzi wlotu, które propagując w głąb kanału, objawia się jako obszar spadku ciśnienia w środkowej części przekroju. Rozkład ciśnienia całkowitego pozwala również zaobserwować zachowanie warstwy przyściennej na ściankach kanału dolotowego oraz straty ciśnienia wytwarzane w tym obszarze w rezultacie tarcia. Wzrost kąta natarcia powoduje przesunięcie obszaru oderwania w kierunku środka przekroju, a dla dużych kątów natarcia pojawia się również oderwanie z dolnej krawędzi wlotu. Dla ujemnych kątów natarcia samolotu, obszar spadku ciśnienia koncentruje się w górnej części przekroju, a sam spadek ciśnienia w obszarze zaburzonym jest większy wartościowo. Średnie ciśnienie całkowite w górnej części wlotu dla kąta natarcia $\alpha = +20^\circ$ wynosi $45,5 \text{ [kPa]}$, podczas gdy dla kąta natarcia $\alpha = -5^\circ$ wartość ta wynosi $43,4 \text{ [kPa]}$.

Kolejne wyniki (rys. 4.16) pokazują rozkład pola ciśnienia całkowitego, temperatury całkowitej oraz liczby Macha, dla lotu z kątem natarcia $\alpha = 0^\circ$ dla ostatniego przekroju kanału wlotowego (AIP) w zależności od liczby Macha lotu. Dla niższych liczb Macha z zakresu $Ma_H = 0,30 \div 0,50$, zaburzenie jest niewielkie, co do wartości, jednak kształt obszaru spadku ciśnienia jest bardziej nieregularny. Można wnioskować, że dla tych przypadków istotny jest wpływ warstwy przyściennej na ścianice kanału wlotowego. Dla wyższych liczb Macha ($Ma_H \geq 0,65$), oderwanie z krawędzi wlotu jest intensywniejsze i wypełnia znaczną część przekroju wyjściowego kanału. Obszar oderwania jest tym większy, im większa liczba Macha samolotu, przy czym powyższe zmiany widoczne są zarówno w obszarze ciśnień, temperatur i prędkości.

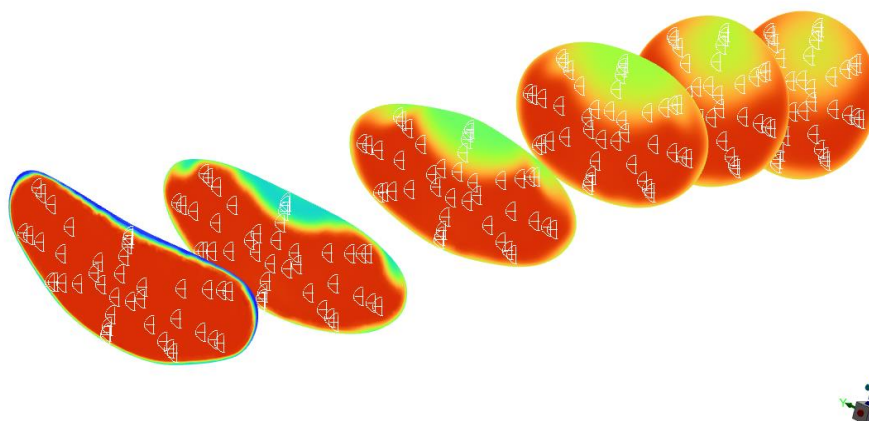


Rys. 4.15. Rozkład ciśnienia całkowitego w przekrojach poprzecznych kanału wlotowego dla $Ma = 0,80$



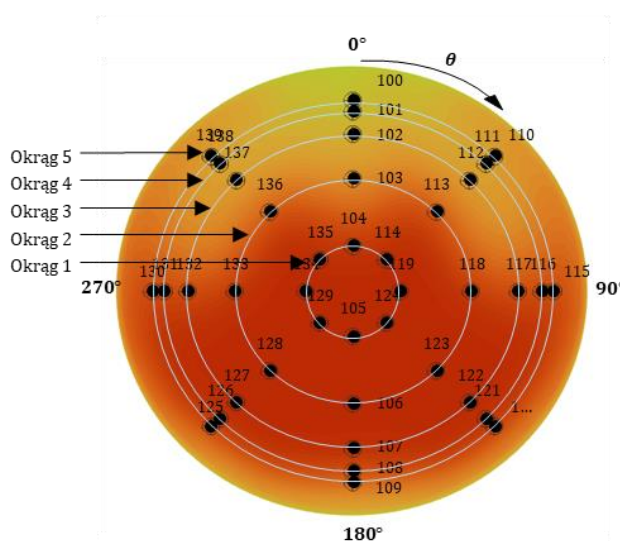
Rys. 4.16. Wartości ciśnienia i temperatury całkowitej oraz liczby Macha w przekroju AIP w funkcji liczby Macha lotu (Ma_H)

W celu przeprowadzenia dalszej analizy i wyznaczenia współczynników wprowadzono rozkład punktów pomiarowych (rys. 4.17). Oprogramowanie Ansys Fluent pozwala na zdefiniowanie stałych punktów lub linii (funkcja *Rake/Line*), które mogą służyć do odczytania wartości parametrów lub wizualizacji. Funkcja pozwala na rozmieszczenie określonej liczby punktów w stałych odstępach względem zdefiniowanych parametrów geometrycznych. Dzięki temu otrzymano równomierny rozkład punktów, niezależnie od zmieniającego się kształtu kanału (przejście z przekroju elipsy do przekroju kołowego).



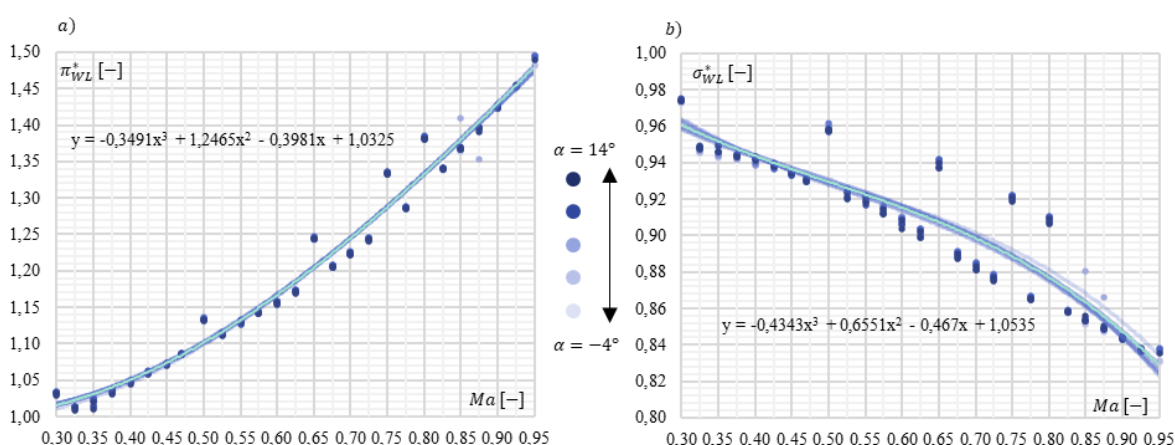
Rys. 4.17. Przyjęty rozkład punktów pomiarowych w kanale wlotowym

Na rysunku 4.18 przedstawiono rozkład punktów pomiarowych na ostatnim przekroju (AIP) kanału wlotowego. Punkty rozmieszczono na pięciu okręgach, co 45° , stosując niewielkie zagęszczenie w kierunku ścianki kanału wlotowego. Wyznaczenie współczynników w oparciu o wybrane punkty, pozwala na opis ilościowy jednorodności pola ciśnienia na wyjściu układu wlotowego. Współczynniki opisujące pole ciśnienia całkowitego wyznaczono korzystając z zależności (4.2), (4.3), (4.4) i (4.5). Z wyznaczonych punktów pobrano wartości ciśnienia całkowitego oraz wyznaczono średnie ciśnienie przekroju ważone powierzchniowo (ang. *area-weighted average total pressure*). W rezultacie otrzymano 40 pomiarów ciśnienia całkowitego dla każdego z dziesięciu przypadków kąta natarcia. Łącznie analiza obejmowała 370 przypadków (kombinacje kąta natarcia i liczby Macha), co dla przyjętej liczby punktów pomiarowych dało sumarycznie 10 800 odczytanych wartości ciśnienia całkowitego.



Rys. 4.18. Przyjęty rozkład punktów pomiarowych na przekroju AIP

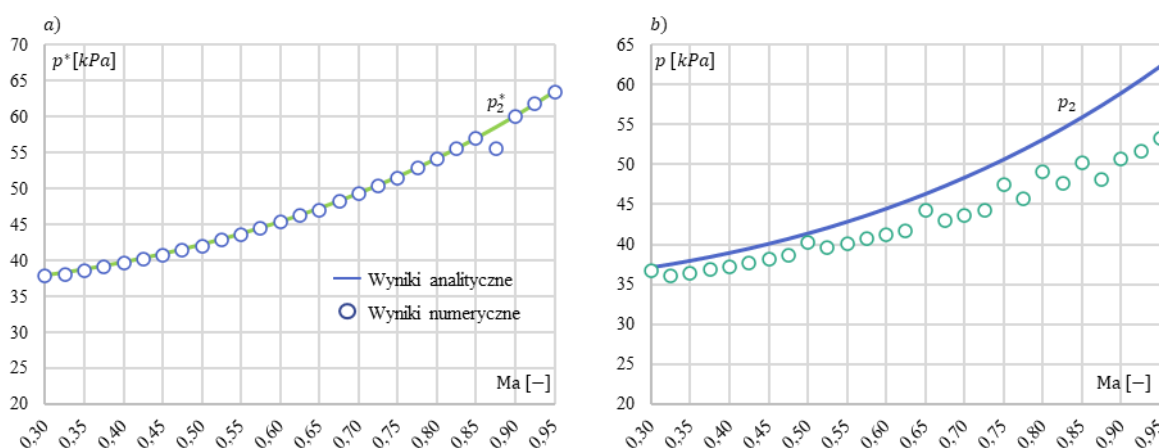
W pierwszej kolejności warto zwrócić uwagę na dwa podstawowe parametry układów wlotowych, jakim jest współczynnik strat ciśnienia (4.1), oraz spręż wlotu. Spręż wlotu opisuje przyrost ciśnienia generowanego przez układ wlotowy w wyniku sprężania adiabatycznego związanego z ruchem samolotu. Definiowany jest jako stosunek ciśnienia całkowitego wyjściowego z układu do ciśnienia strumienia swobodnego dookoła obiektu. Do wyznaczenia tych dwóch współczynników wykorzystano otrzymane w obliczeniach uśrednione powierzchniowo ciśnienia całkowite w pierwszym i w ostatnim przekroju, oraz ciśnienie zewnętrzne, które dla przyjętej wysokości lotu wynosiło $p_H = 35570 \text{ [Pa]}$. Rysunek 4.19 pokazuje spręż i współczynnik strat ciśnienia dla badanego wlotu dla różnych kątów natarcia w funkcji liczby Macha. Zestaw wyników dla każdego kąta natarcia poddano aproksymacji wielomianem trzeciego stopnia. Można zaobserwować, że spręż wlotu nie wykazuje zależności od kąta natarcia (w badanym zakresie kątów), natomiast główny udział w jego wartości ma sprężanie powietrza związane liczbą Macha obiektu. Prędkość samolotu ma istotny wpływ na wartość sprężu, szczególnie dla dużych liczb Macha, gdzie wartość ta wyniosła niemal 1,50. Podobną charakterystykę wykazuje współczynnik strat wlotu. Dla badanego układu wlotowego, wynosił on $\sigma_{WL}^* = 0,96 \div 0,93$, dla niskich liczb Macha z zakresu $Ma = 0,30 \div 0,50$. Dla lotów z większymi prędkościami straty ciśnienia rosną zdecydowanie szybciej, co jest związane z powstającymi zjawiskami falowymi. Mimo to dla największej badanej liczby Macha $Ma = 0,95$, współczynnik wynosił $\sigma_{WL}^* = 0,84$.



Rys. 4.19. Parametry układu wlotowego dla różnych kątów natarcia w funkcji liczby Macha lotu

Wyniki pozwalają również na porównanie wartości wstępnych według których ustalano warunki brzegowe modelu (rys. 4.20). Wartości ciśnienia całkowitego na wyjściu z układu

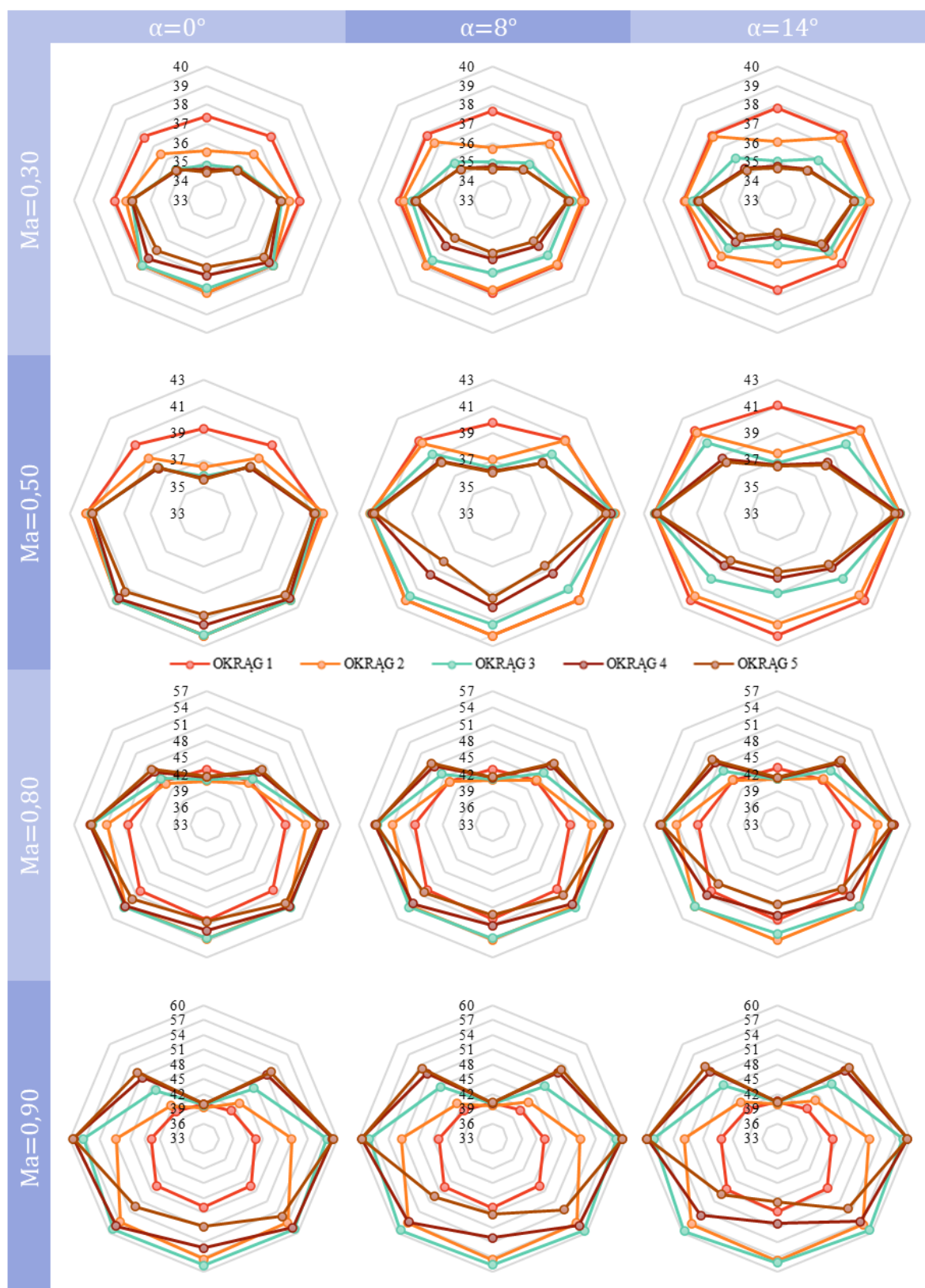
wlotowego niemal całkowicie pokrywają się z otrzymanymi wynikami numerycznymi. Dla wartości ciśnienia statycznego, wraz z rosnącą liczbą Macha rośnie różnica między wynikami analitycznymi, a numerycznymi. Jest to związane z faktem, iż w obliczeniach wstępnych nie znano wartości współczynnika strat wlotu (w tym w szczególności udziału strat falowych), dla badanego obiektu, i przyjęto tę wartość jako stałą $\sigma_{WL}^* = 0,98$. Ponieważ straty rosną wraz z liczbą Macha to w jej funkcji, rośnie również różnica między wynikami analitycznymi, a numerycznymi.



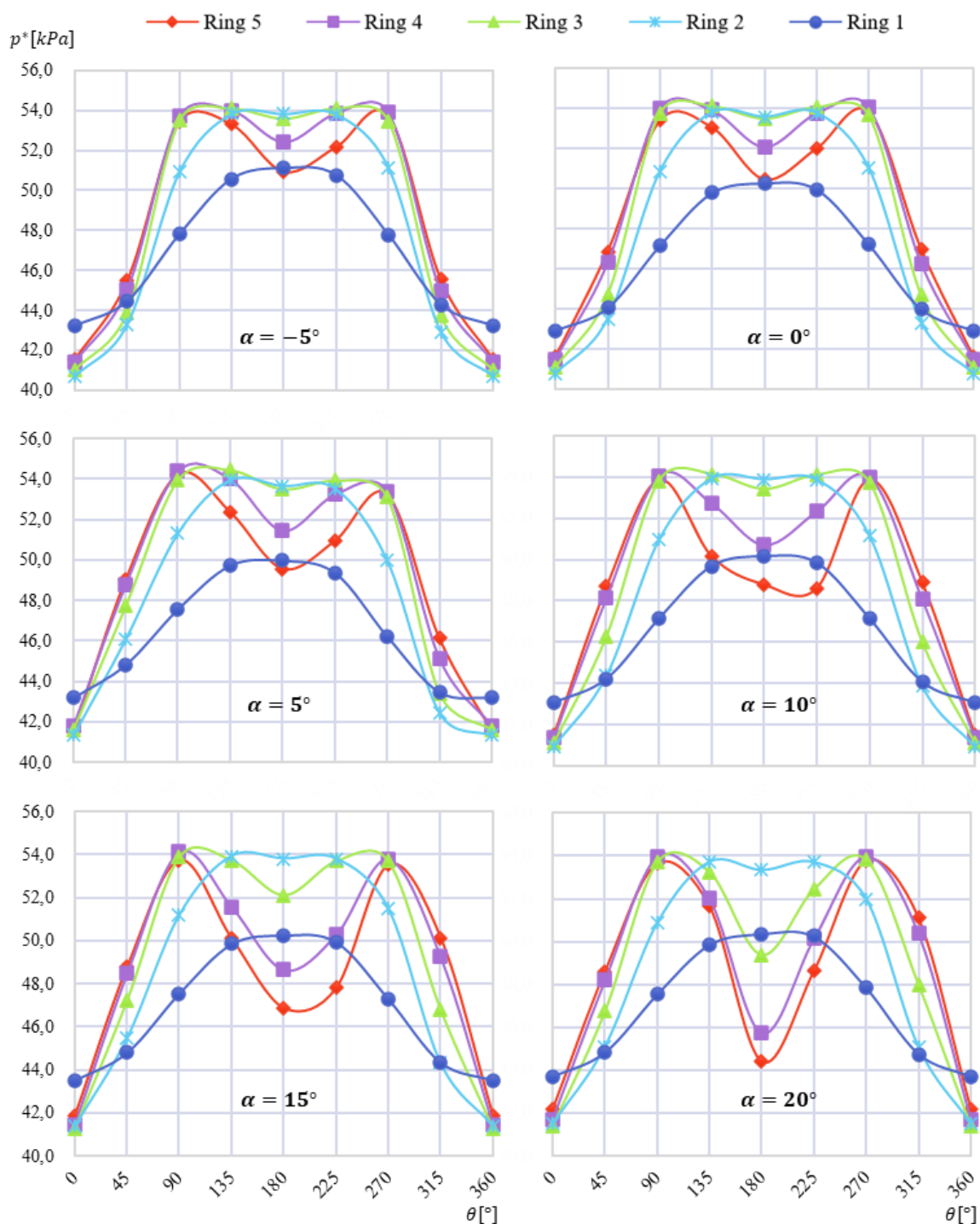
Rys. 4.20. Przebieg zmian ciśnienia całkowitego (a) i statycznego (b) przed wentylatorem w funkcji liczby Macha lotu

Obrazując wyniki dla każdego z przypadków na wykresie radarowym możemy zaobserwować pojawiające się zaburzenia w przekroju AIP. Wyniki przedstawione na rysunku 4.21 pokazują ciśnienie całkowite dla poszczególnych okręgów (1-5) dla kątów $\alpha = 0^\circ$, $\alpha = 8^\circ$ i $\alpha = 14^\circ$ dla kilku wybranych liczb Macha. Z łatwością zauważalnym jest, że dla wszystkich zestawionych przypadków największe spadki ciśnienia wraz ze wzrostem kąta natarcia zachodzą na okręgach zewnętrznych 3, 4 i 5, przy czym najintensywniejsze zmiany zachodzą dla wartości kątowej 180° , a także częściowo 135° i 225° . Spadki ciśnienia dla wartości kątowej 180° są szczególnie istotne dla stabilności pracy pozostałych podzespołów silnika, w tym np. sprężarki czy komory spalania. W pozostałych obszarach, oraz okręgach wewnętrznych 1 i 2, wartości ciśnienia całkowitego cechują się stabilnością. Można również zaobserwować znaczny wzrost zaburzeń dla wyższych liczb Macha. Przy liczbie $Ma = 0,30$, mimo istniejącej niejednorodności pola, pod względem wartościowym odchylenia są niewielkie, co można zaobserwować po skali wykresu, i wynoszą maksymalnie 4 [kPa]. Przy lotach ze znacznie większą liczbą Macha ($Ma = 0,80 \div 0,90$), różnice bezwzględne

w ciśnieniu całkowitym między wewnętrznymi okręgami, a zewnętrznymi rosną do około 40 [kPa].



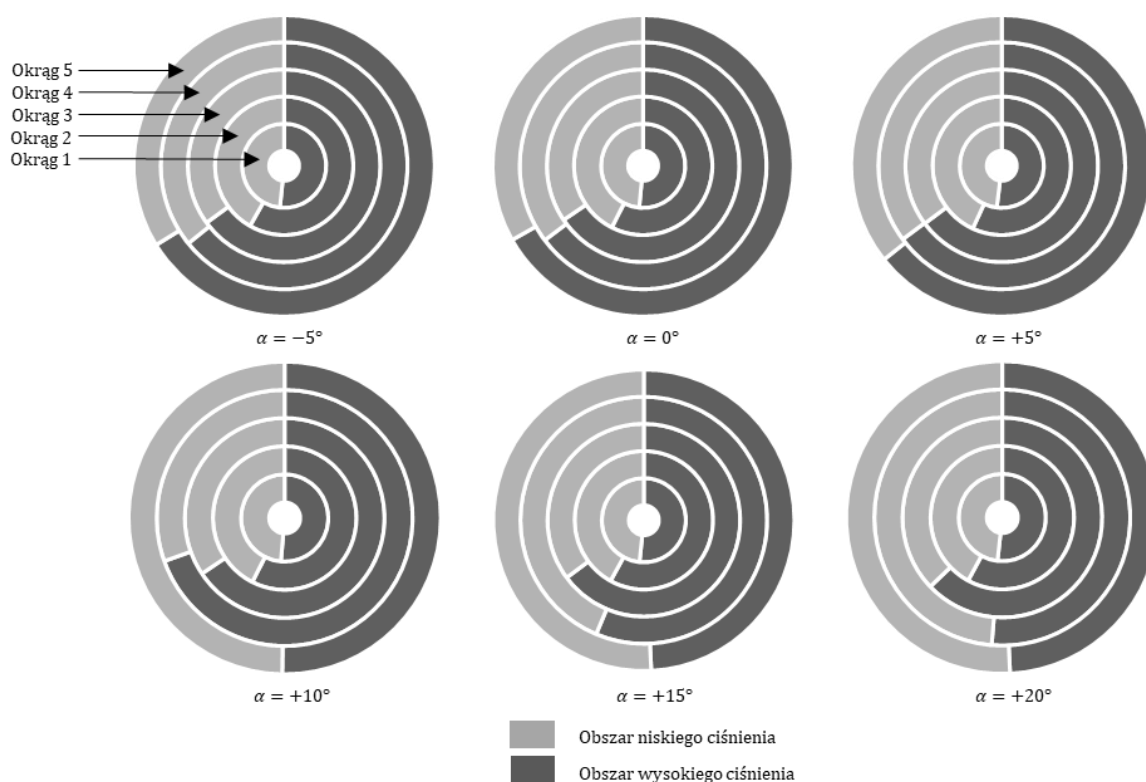
Rys. 4.21. Zmiany rozkładu ciśnienia całkowitego na poszczególnych okręgach w przekroju AIP w funkcji liczby Macha lotu i kąta natarcia. Ciśnienie wyrażone jest w [kPa]



Rys. 4.22. Rozkład ciśnienia całkowitego na poszczególnych okręgach dla $Ma = 0,80$, w funkcji kąta natarcia α i kąta rozpiętości θ

Uzyskany rozkład ciśnienia całkowitego na poszczególnych okręgach dla różnych kątów natarcia dla liczby Macha $Ma = 0,80$ przedstawiono na rysunku 4.22. Na jego podstawie można określić rozpiętość obwodową zaburzenia reprezentowaną przez wartość kątową objętą przez obszar ciśnienia niższego, niż ciśnienie średnie dla danego okręgu. W tym ujęciu również

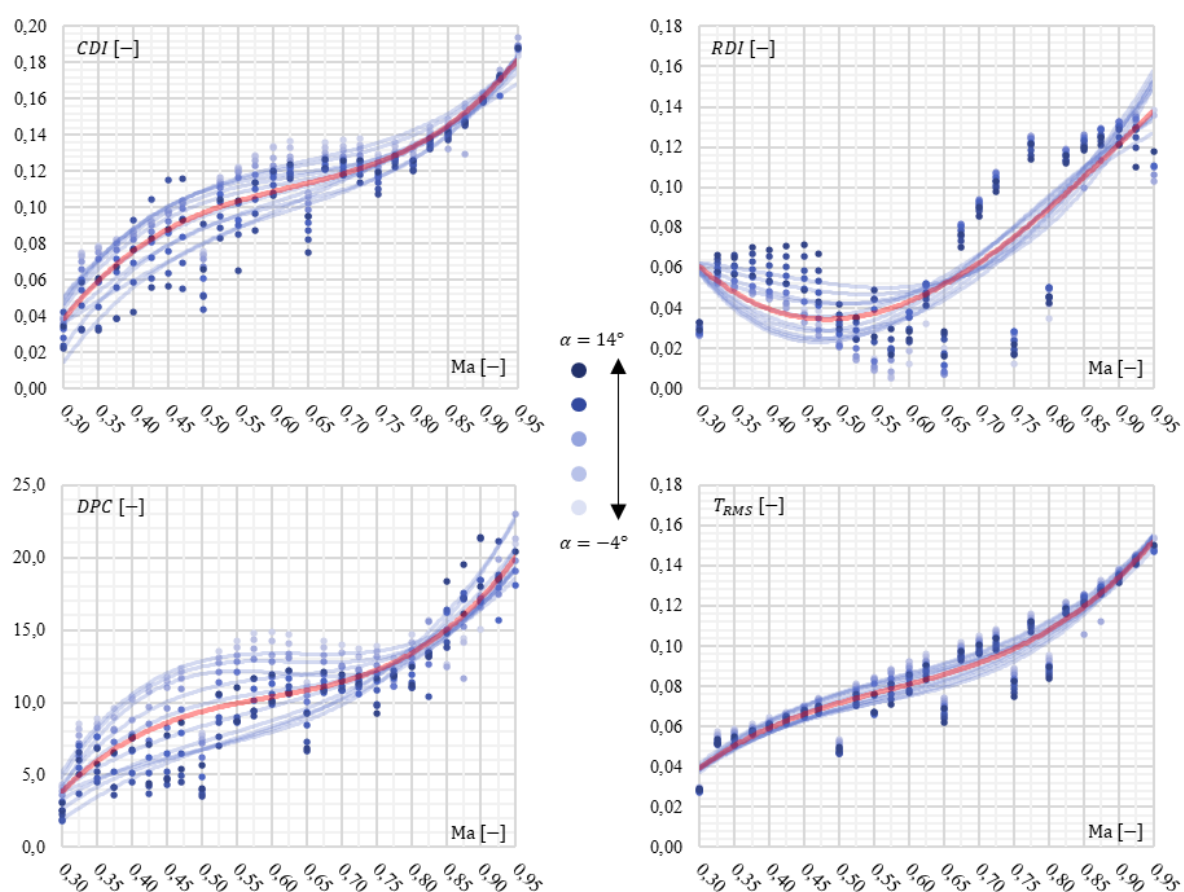
największe spadki ciśnienia są wyraźnie obserwowane dla okręgów 3, 4 i 5 na kącie 180° , przy zwiększaniu kąta natarcia dla stałej liczby Macha. Otrzymane w ten sposób wartości przeniesiono na charakterystykę przedstawiającą zmianę udziałów poszczególnych grup ciśnienia (wysokiego i niskiego) dla danej rozpiętości, która została przedstawiona na rysunku 4.23. Największe zmiany obserwuje się dla zewnętrznych okręgów, gdzie zmniejsza się udział stref wysokiego ciśnienia. Wraz ze wzrostem kąta natarcia, w wyniku spadków ciśnienia na poszczególnych okręgach następuje zmiana w proporcjach między obszarami niskiego i wysokiego ciśnienia. Szczególnie widoczna zmiana obejmuje okręgi 4 i 5, gdzie spadki ciśnienia są największe. Okrąg 3 (czyli część środkowa) jest najmniej wrażliwa na zmiany kąta α .



Rys. 4.23. Udział obszarów niskiego i wysokiego ciśnienia na poszczególnych okręgach dla $Ma = 0,80$

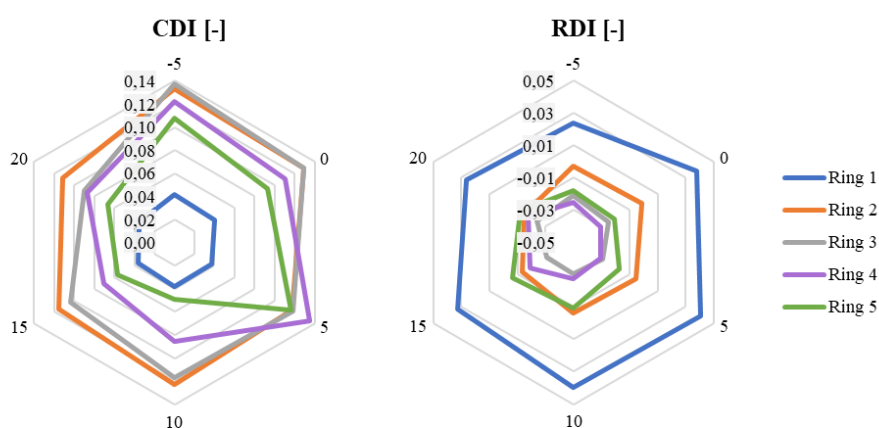
Zwiększony kąt natarcia nie dla każdego przypadku powoduje zwiększenie zaburzenia pola ciśnienia całkowitego na przekroju AIP. Dla niektórych kombinacji prędkości lotu i kąta natarcia, będzie powodował przesunięcie obszaru obniżonego ciśnienia w kierunku środka przekroju kanału. Rysunek 4.24 pokazuje współczynniki CDI , RDI , DPC oraz T_{RMS} dla całości zebranych danych. Wyznaczone wartości dla konkretnych liczb Macha i kątów natarcia

przedstawiono jako punkty, dla których następnie wyznaczono krzywe aproksymacyjne dla każdego kąta natarcia przy pomocy wielomianu trzeciego stopnia. Krzywa zaznaczona kolorem czerwonym jest według wartości średnich z całego przedziału kątów natarcia. Można zauważyć, że dla niskich liczb Macha, z przedziału $Ma = 0,30 \div 0,65$ występują silne zależności obserwowanego zaburzenia w funkcji kąta natarcia. Rozrzut wartości współczynników jest w tym zakresie znaczny. Wyższe prędkości lotu powodują większą stabilność zaburzenia na zmiany kąta natarcia, mimo, że samo zaburzenie generalnie rośnie wraz z liczbą Macha. Względnie niewielkim rozrzutem w całym badanym zakresie liczb Macha cechuje się współczynnik turbulencji. Współczynnik ten wyznaczono metodą średniokwadratową (4.5). Przebieg krzywych i rozrzut danych dla współczynnika turbulencji wyznaczonego wprost (4.4) jest tożsamy z metodą średniokwadratową. W literaturze uznaje się, że wartości współczynnika $T_{RMS} < 0,5\%$ oznaczają niewielką turbulencję przepływu, natomiast wartości powyżej $4,0\%$ są już znaczne [6].



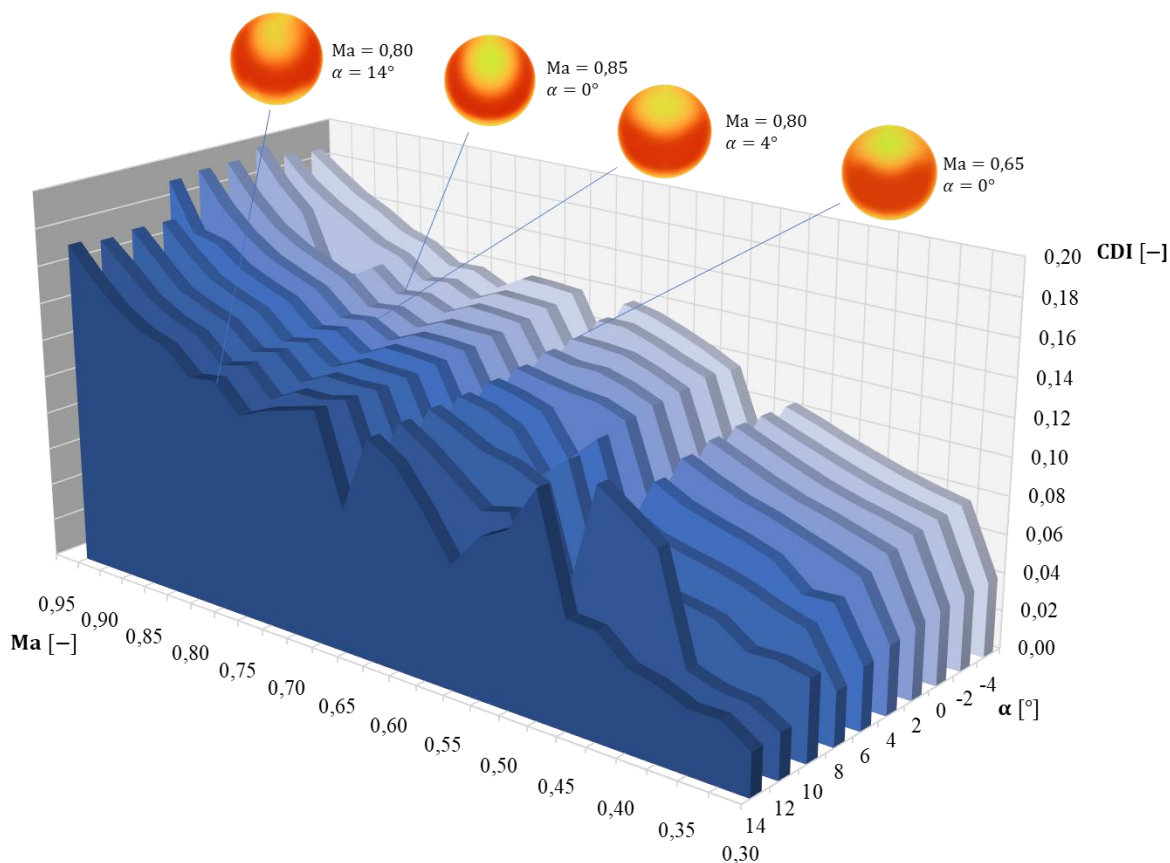
Rys. 4.24. Wyznaczone współczynniki zaburzenia w układzie wlotowym w funkcji liczby Macha

Obserwowane zaburzenie w badanym układzie wlotowym ma ewidentny wzorzec z jednym obszarem spadku ciśnienia (ang. *single-lobe pattern*). Wartości współczynnika RDI są o rząd wielkości mniejsze niż CDI . Z tego powodu wartości współczynnika DPC (rys. 4.24) wyznaczono z uproszczonego wzoru (4.9). Na wykresie radarowym (rys. 4.25) przedstawiono porównanie wartości otrzymanych współczynników RDI i CDI dla poszczególnych okręgów dla liczby $Ma = 0,80$. Intensywność zaburzeń generowanych na kierunku obwodowym jest kilkukrotnie większa niż przez element promieniowy dla wszystkich badanych kątów natarcia.



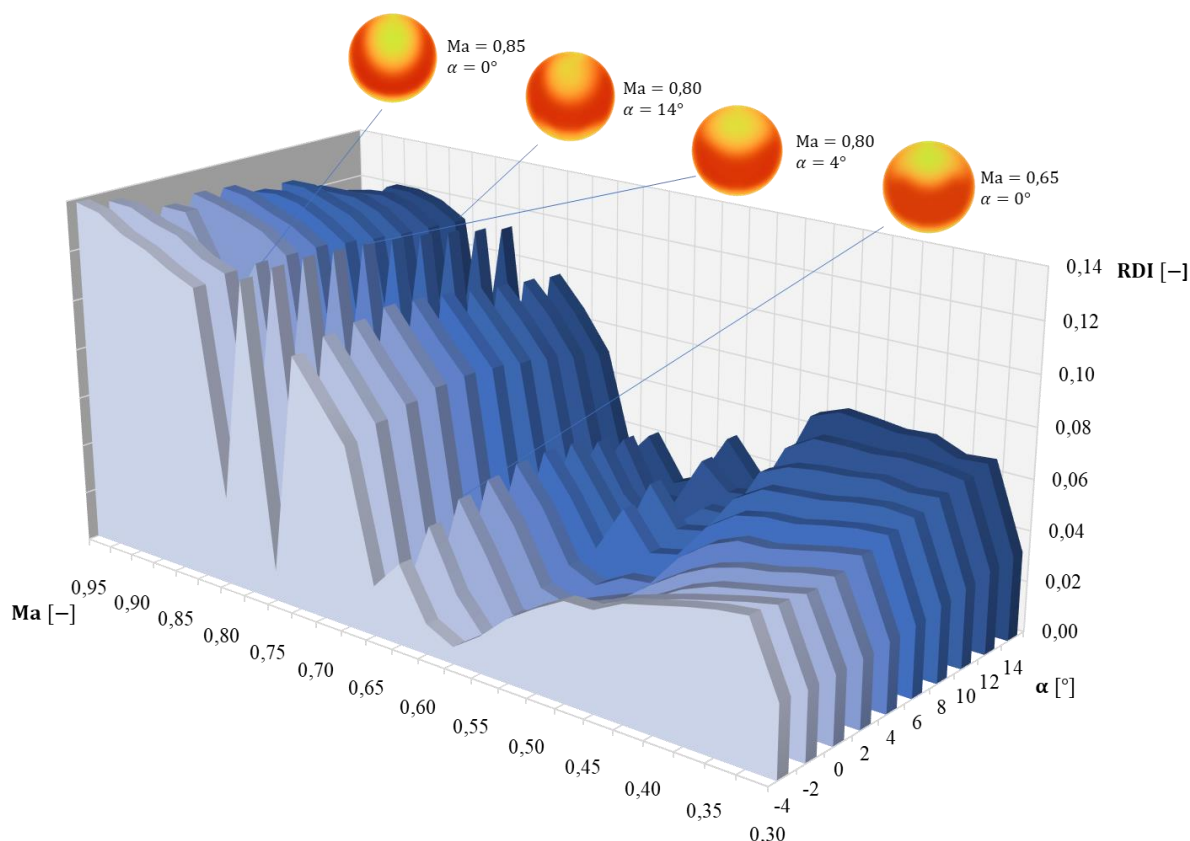
Rys. 4.25. Porównanie wartości współczynników CDI i RDI dla $Ma = 0,80$

Na rysunku 4.26 przedstawiono zbiorczo wartości współczynnika CDI w funkcji liczby Macha oraz kąta natarcia α . W zakresie generowanych przez układ wlotowy zaburzeń obwodowych istnieje silna zależność względem prędkości lotu, a tym samym liczby Macha. W tym kontekście jest to najistotniejszy parametr wpływający na zaburzenie, w przeciwieństwie do kąta natarcia, który nie wpływa w tak znacznym zakresie na otrzymane wartości parametru CDI . Nie mniej, wartości zaburzenia dla ujemnych kątów natarcia są wyraźnie wyższe niż dla dodatnich. Przyczyną tego zjawiska jest głównie charakter fali uderzeniowej wchodzącej do układu wlotowego, która naturalnie wraz z rosnącą prędkością lotu przybiera na intensywności.



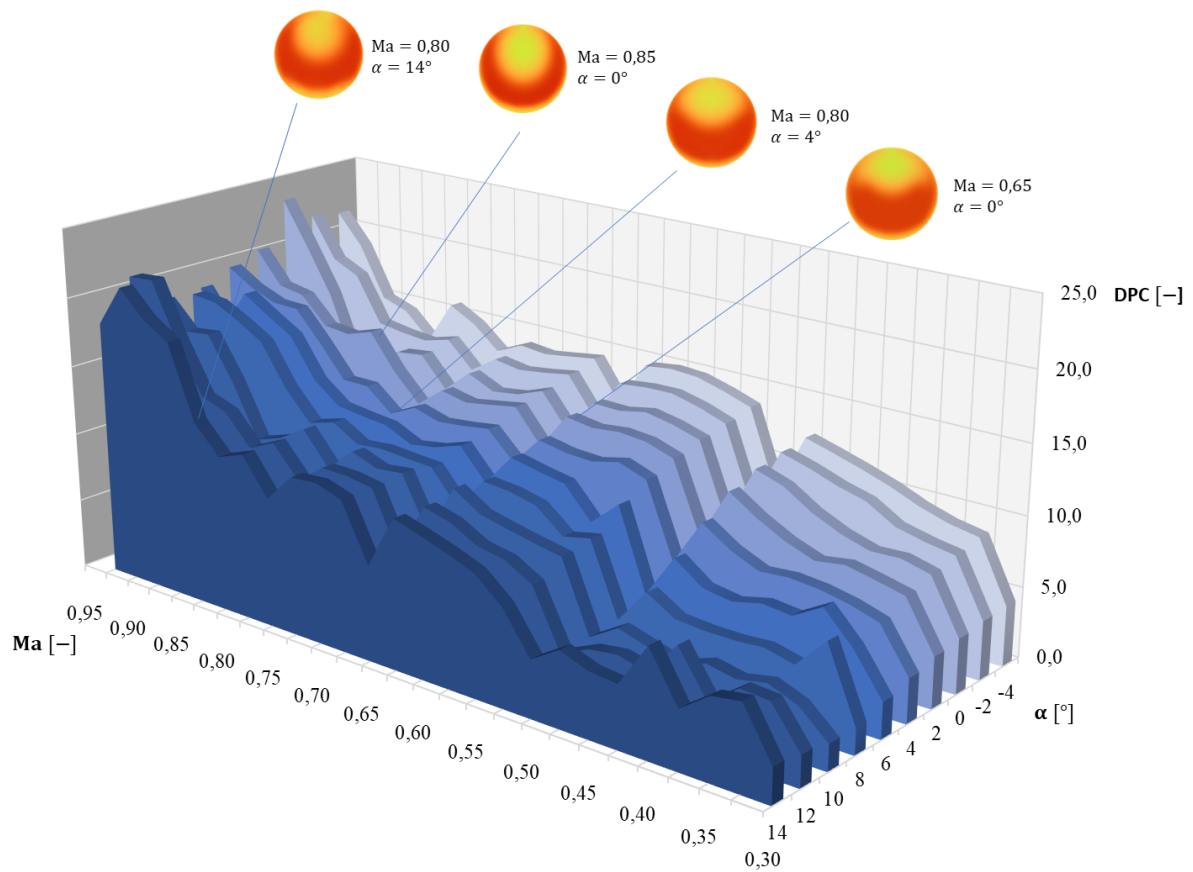
Rys. 4.26. Rozkład współczynnika CDI w zależności od liczby Macha i kąta natarcia

Rysunek 4.27 przedstawia analogiczne dane dla wartości współczynnika RDI w funkcji liczby Macha oraz kąta natarcia α . Zaburzenie promieniowe wykazują najniższe wartości dla wszystkich kątów natarcia w zakresie liczb $Ma = 0,55 \div 0,60$. Dla niskich liczb Macha, $Ma < 0,50$, występujące zaburzenia promieniowe są kilkukrotnie wyższe dla dodatnich kątów natarcia, niż dla ujemnych, przy czym całkowicie odwrotna zależność występuje dla wysokich liczb Macha, $Ma > 0,65$. Nie mniej, również w tym przypadku głównym czynnikiem, od którego zależą wartości współczynnika RDI jest liczba Macha. Dla badanego układu wlotowego intensywność zaburzeń zarówno promieniowych jak i obwodowych będzie zależała głównie od zjawisk falowych pojawiających się w kanale wlotowym. Dla dużych prędkości lotu, a więc i dużych liczb Macha, nierównomierność pola ciśnienia będzie znaczna, z powodu występującej strefy oderwania w górnej części i w centrum przekroju wlotowego wentylatora.



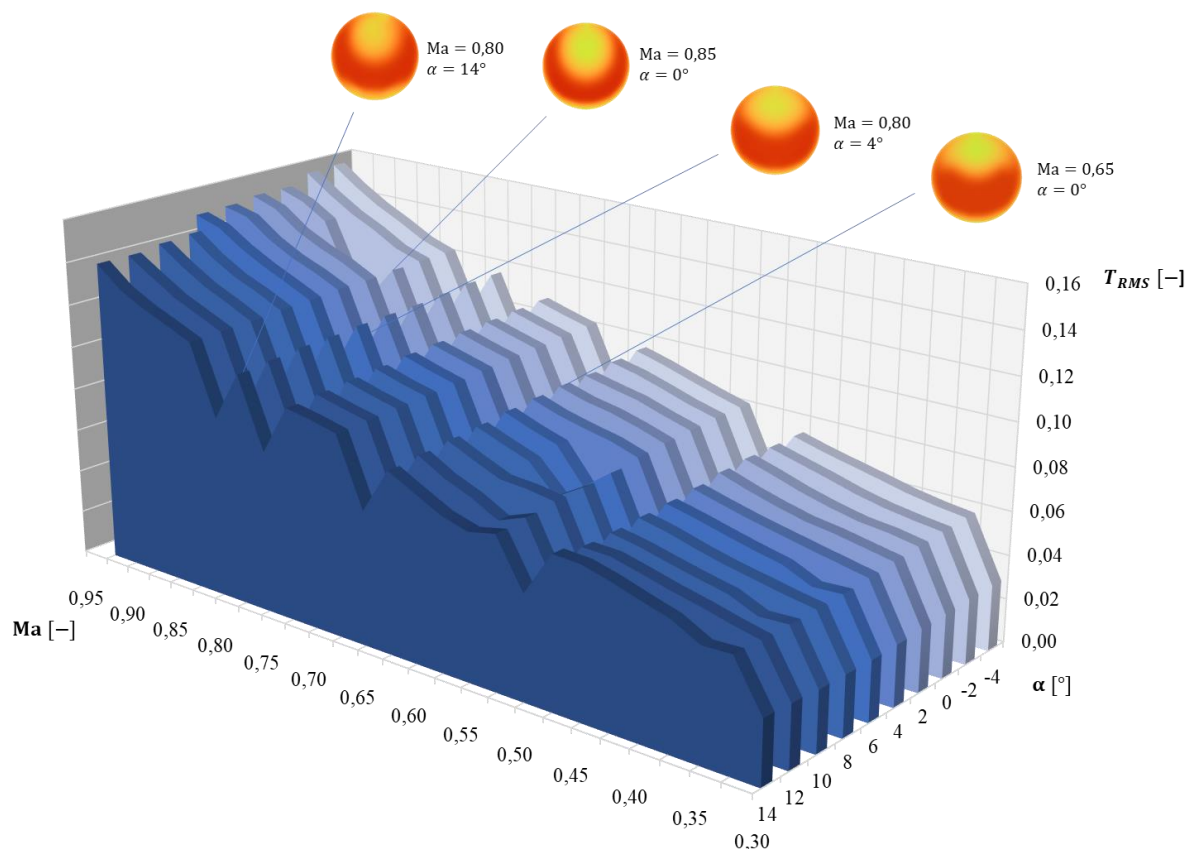
Rys. 4.27. Rozkład współczynnika RDI w zależności od liczby Macha i kąta natarcia

Wartości współczynnika DPC w funkcji liczby Macha oraz kąta natarcia α przedstawiono na rysunku 4.28. Ponieważ składowymi tego współczynnika są współczynniki CDI i RDI , przy czym intensywność zaburzeń generowanych na kierunku obwodowym jest kilkukrotnie większa niż przez element promieniowy, to przebieg współczynnika DPC jest bardzo zbliżony do współczynnika CDI . Dla niskich liczb Macha obserwujemy wyraźnie większe zaburzenia generowane przez ujemne kąty natarcia niż przez dodatnie. Dla wysokich liczb Macha zależność ta jest w miarę stała. Mimo to nadal kluczowym czynnikiem wpływającym na intensywność zaburzenia jest liczba Macha. Można zaobserwować również wyraźny skokowy wzrost współczynnika DPC dla najwyższych liczb Macha ($Ma = 0,95$). Dla takiej prędkości lotu odnotowano najwyższą wartość współczynnika dla kąta natarcia $\alpha = 0^\circ$, który wyniósł 23,05.



Rys. 4.28. Rozkład współczynnika DPC w zależności od liczby Macha i kąta natarcia

Podobny charakter ale z większą regularnością, obserwuje się w wartościach współczynnika T_{RMS} (rys. 4.29), przy czym nie występuje dla niego zależność względem kąta natarcia, gdyż nie uwzględnia on położenia zaburzenia w przekroju, a jedynie jego wartość. Współczynnik T_{RMS} rośnie niemal liniowo w funkcji liczby Macha od wartości 0,02 do niemal 0,16 dla najwyższych prędkości lotu.



Rys. 4.29. Rozkład współczynnika T_{RMS} w zależności od liczby Macha i kąta natarcia

Znając kluczowe charakterystyki manewrowe samolotu F-16, podjęto próbę przyporządkowania uzyskanych parametrów do wykonania przez niego konkretnych manewrów, przy czym taka interpretacja jest przybliżeniem i może być elementem dalszych prac. Kluczowe punkty dotyczące obwiedni samolotu są następujące:

- 1) lot ze stałą wysokością z optymalną liczbą Macha i stałym kątem pochylenia – zakres przelotowy samolotu ukierunkowany na najbardziej optymalne zużycie paliwa,
- 2) wznoszenie ze stałą prędkością i stałym kątem pochylenia – ukierunkowane na najszybsze osiągnięcie wysokości docelowej po starcie,
- 3) najszybszy zakręt (*ang. quickest turn*) – osiągnięcie maksymalnej wartości kątowej, pozwalające na wykonanie pełnego zakrętu w jak najkrótszym czasie,
- 4) najszybszy zakręt bez utraty wysokości - osiągnięcie maksymalnej wartości kątowej, pozwalające na wykonanie pełnego zakrętu w jak najkrótszym czasie ale bez zmiany wysokości lotu
- 5) najciaśniejszy zakręt (*ang. tightest turn*) – osiągnięcie takiej wartości kątowej, która pozwala na wykonanie pełnego zakrętu z jak najmniejszym promieniem.

W tabeli 4.3 przyporządkowano otrzymane wyniki obliczeń do poszczególnych punktów obwiedni. W niniejszej analizie nie badano wpływu przypadków dotyczących występowania kąta ślizgu β dlatego, w tabeli jego wartość zaznaczono znakami (+) tam gdzie jego spodziewana wartość jest istotna.

Tab.4.3. Wyznaczone współczynniki w charakterystycznych punktach obwiedni

Przypadek	Ma [–]	α [°]	β [°]	CDI [–]	RDI [–]	DCP [–]	T [–]
1	0,80	2,0	0,0	0,1294	0,0452	13,64	0,0927
2	0,84	12,0	0,0	0,1389	0,1196	13,80	0,1215
3	0,95	0,0	+ + +	0,1938	0,1029	23,05	0,1490
4	0,85	2,0	0,0	0,1448	0,1259	15,01	0,1260
5	0,60	4,0	+ +	0,1185	0,0378	11,25	0,0854

W przypadku 1 lot odbywa się ze stałą wysokością i optymalną liczbą Macha oraz niewielkim kątem natarcia, który pozwala na wytworzenie siły nośnej zapewniającej stabilną równowagę samolotu. Dla takiego przypadku zaburzenia w układzie wlotowym będą niewielkie w zakresie wszystkich parametrów. W przypadku 2 lot odbywa się również w warunkach ustalonych, liczba Macha jest nieco większa, a kąt pochylenia samolotu jest znaczny, ale efektywny kąt natarcia można oszacować na wartość 12° . Manewr wznoszenia jest ukierunkowany na osiągnięcie maksymalnego gradientu wznoszenia poprzez maksymalizację siły nośnej wytwarzanej przez samolot. Z tego powodu, w celu osiągnięcia najwyższych przyrostów wysokości (ang. *Rate of Climb*) kąt pochylenia samolotu jest mniejszy niż maksymalnie dopuszczalny. W takich warunkach lotu zaburzenia w układzie wlotowym są niewielkie, a względem lotu poziomego rośnie jedynie współczynnik zaburzenia promieniowego. W przypadku 3 wykonanie najszybszego zakrętu osiągnięte jest poprzez maksymalne przechylenie samolotu na skrzydło z dużą prędkością lotu. W takim przypadku z uwagi na prędkość zaburzenia w układzie wlotowym będą największe. Kąt natarcia przy wykonaniu takiego manewru będzie niewielki, natomiast istotnie wysoki będzie kąt ślizgu. Dla tego przypadku lotu zaburzenie w układzie wlotowym jest największe, gdyż współczynnik DPC przybiera wartość 23,05. Można spodziewać się, że znaczny kąt ślizgu który nie był przedmiotem niniejszej analizy dodatkowo negatywnie wpłynie na generowane zaburzenie, co potwierdzono w badaniach Triantafyllou [86], [87]. W przypadku 4 i 5 zakręt wykonywany jest przy znacznie mniejszych prędkościach, lecz z dodatnimi kątami natarcia, które pozwalają

na utrzymanie wysokości lotu. W obu przypadkach zaburzenie w układzie wlotowym będzie większe niż w przypadkach 1 oraz 2 jednak mniejsze niż w trakcie najbardziej forsownego manewru z przypadku 3.

Podsumowując przeprowadzoną analizę układu wlotowego należy stwierdzić:

- geometria kanału wlotowego powoduje charakterystyczny wzór zaburzenia z jedną strefą oderwania (ang. *single lobe pattern*) w górnej części przekroju wyjściowego,
- oderwanie pojawia się w wyniku zakrzywienia kanału, a swój początek ma na krawędzi rozdzielacza (ang. *diverter*),
- wzrost kąta natarcia samolotu dla danej liczby Macha powoduje powiększenie się strefy oderwań obserwowanej na ostatnim przekroju kanału wlotowego,
- wzrost liczby Macha również powoduje zwiększenie intensywności zaburzeń generowanych w układzie wlotowym, przy czym wzrosty te są znacznie większe niż w przypadku kąta natarcia,
- najintensywniejsze zaburzenia pojawią się dla lotów i manewrów wykonywanych z liczbą $Ma = 0,95$,
- dla lotu z liczbą $Ma = 0,95$ i wysokości lotu $H = 8 [km]$ średnio w obszarze niskiego ciśnienia otrzymano wartość ciśnienia całkowitego równą $40\,106 [Pa]$, a w obszarze wysokiego ciśnienia $58\,702 [Pa]$. Wartości te posłużą w kolejnej części pracy do zamodelowania warunków maksymalnego spodziewanego zaburzenia na wlocie wentylatora silnika.

5 Badanie wentylatora

Celem badania wentylatora było określenie jego odpowiedzi na zaburzenie strumienia powietrza wywołane w układzie wlotowym, przy czym wartości i charakter zaburzeń zdefiniowano na podstawie wiedzy uzyskanej w analizie badanego układu wlotowego samolotu F-16. Analizę stabilności pracy wentylatora lub sprężarki wykonuje się poprzez wyznaczenie jej charakterystyki. W praktyce wyznaczenie charakterystyki sprężarki lub wentylatora jest wykonywane eksperymentalnie, poprzez pomiar masowego natężenia przepływu i sprężu na stanowisku badawczym. Metody analityczne pozwalają na określenie wstępnej charakterystyki. Znane są jedynie metody wyznaczenia charakterystyki, w dużej mierze oparte na statystyce i podobieństwie konstrukcyjnym badanego obiektu. W niniejszej pracy wykonanie eksperymentu zastąpiono zastosowaniem metod komputerowej mechaniki płynów. Wymagało to najpierw zbudowania dokładnego modelu geometrycznego obiektu i jego walidacji, a następnie wykonania szeregu obliczeń przepływowych.

W zakresie badań wentylatorów i sprężarek pojawiło się bardzo wiele prac analizujących podobne zagadnienia z użyciem podobnym metod. B. Mohankumar [90] wykonał analizę wpływu oderwań przepływu dla wentylatora, pracującego na dużych kątach natarcia. Analiza dotyczyła silnika do samolotu komunikacyjnego, a więc obejmowała geometrię wentylatora jednostopniowego o znacznej średnicy, a układ wlotowy był krótki i typowy dla rozwiązania typu *pitot-type*. Analizę wykonano podobnie jak w niniejszej pracy, najpierw dla układu wlotowego, a następnie dla samego wentylatora. Do jej wykonania użyto jednak innego oprogramowania (Turbostream CFD), a sama analiza wykonana była jako zmienna w czasie. Prace kontynuowano również, testując w takich warunkach różne geometrie łopat wentylatora, np. stosując skos łopat [91]. Innym przykładem może być praca M. Righi [92], w której badano charakterystykę 8-stopniowej sprężarki średniego ciśnienia dwuprzepływowego silnika turbinowego. Do analizy wykorzystano kod obliczeniowy AU3D. Analizowany przypadek charakteryzował się niezwykle dużą siatką obliczeniową, a sama praca polegała na określeniu charakterystyki sprężarki, w tym w szczególności wyznaczenia jej granicy pracy statecznej. Podobne, co do zastosowanych metod badania wykonał również J. Ji [93] wyznaczając równolegle charakterystyki dla jednostopniowego wentylatora w stanie ustalonym oraz w stanie niestatecznej pracy, a także badając jego zachowanie po ustąpieniu zaburzenia.

5.1 Obliczenia analityczne wentylatora

Projektowanie wentylatora polega na wyznaczeniu geometrii kanału przepływowego i łopatek oraz parametrów jego pracy tak aby zapewniał on wymaganą wartość sprężu. W trakcie obliczeń wyznaczana jest również wymagana liczba stopni wentylatora, obciążenie poszczególnych wieńców wirnika, czy gęstość ich palisady. W przypadku gdy konieczne jest wykonanie analizy istniejącej konstrukcji wentylatora do zagadnienia należy podejść w nieco inny sposób. W tej sytuacji znana jest część parametrów takich jak, prędkość obrotowa wirnika, spręż, średnica kanału przepływowego, liczba stopni, a także liczba łopatek na poszczególnych wieńcach. Punktem wyjścia są obliczenia wykonywane dla warunków statycznych pracy silnika. Każdy z parametrów wyznacza się dla minimum trzech średnic łopatek, wewnętrznej (D_w), średniej (D_{sr}) i zewnętrznej (D_z). Jednak aby uzyskać większą dokładność geometrii przy modelowaniu łopatek, zalecane jest wykonanie obliczeń dla większej liczby promieni. W niniejszym przypadku kanał przepływowy podzielono na dziewięć promieni dla których przyjęto oznaczenia indeksów od D_1 do D_9 , gdzie 1 oznacza średnicę wewnętrzną, a 9 zewnętrzną. Niniejsza logika indeksowania dotyczy wszystkich wyznaczanych wartości, które zostają odniesione do konkretnego wymiaru geometrycznego. W niektórych przypadkach wygodnym jest wprowadzenie również parametru średnicy względnej (5.1) lub promienia względnego (5.2), opisanego jako stosunek średnicy lub promienia bieżącego do średnicy lub promienia zewnętrznego.

$$\bar{D} = \frac{D}{D_z} \quad (5.1)$$

$$\bar{r} = \frac{r}{r_z} \quad (5.2)$$

Klasyczne profilowanie łopatek sprężarek obejmuje profilowanie według prawa stałej cyrkulacji lub stałej reakcyjności. Stała cyrkulacja oznacza przyjęcie założenia, że wartość składowa bezwzględnej prędkości C_{1a} jest stała w funkcji promienia łopatki. Współcześnie większość łopatek sprężarek i wentylatorów projektowana jest według tej zasady, gdyż pozwala ona na osiągnięcie mniejszych strat przepływu, a co za tym idzie wyższych sprawności. W szczególności jest ona stosowana dla łopatek krótkich ($\bar{D} \geq 0,65$). Profilowanie według stałej cyrkulacji stwarza niekiedy problemy w przypadku łopatek długich, w osiągnięciu pewnych wartości parametrów, czy założeń projektowych gdyż występuje silne skrócenie

łopatek po wysokości. Z tego powodu alternatywnie można zastosować zasadę stałej reakcyjności, która oznacza przyjęcie stałego współczynnika reakcyjności wzdłuż promienia łopatki, który określa podział w wytwarzaniu wzrostu ciśnienia między wieńcem wirnikowym a kierowniczym danego stopnia. Przy czym współczynnik reakcyjności równy 1, oznacza, że cały wzrost ciśnienia jest wytwarzany na wieńcu wirnikowym, a wieńiec kierownic zmienia jedynie kierunek przepływu. W pracy prawo profilowania dla wszystkich łopatek wentylatora przyjęto jako stałą cyrkulację.

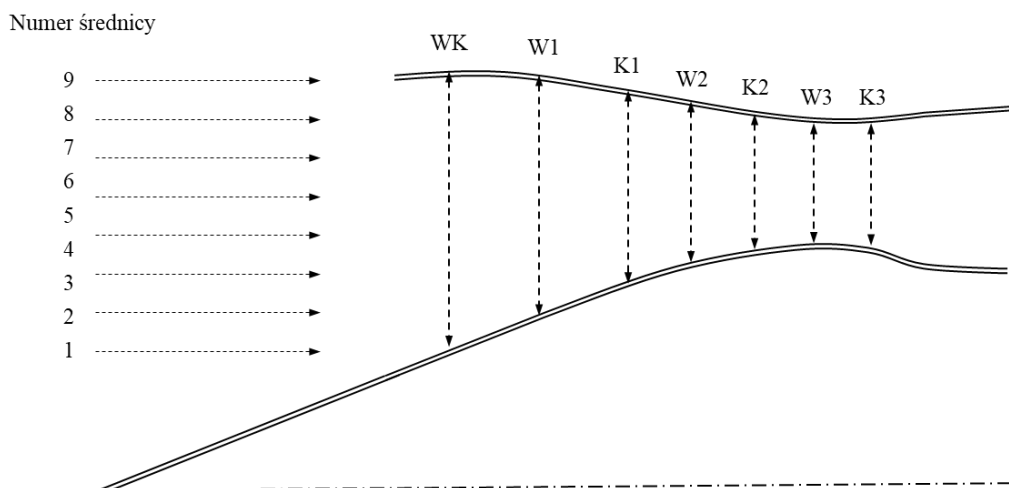
Obliczenia analityczne dla badanej konstrukcji wentylatora lub sprężarki polegają na odnalezieniu wartości współczynników, które pozwalają na osiągnięcie wymaganego sprężu przy danej prędkości obrotowej i geometrii kanału przepływowego, a następnie wyznaczenie tzw. trójkątów prędkości (ang. *velocity triangle*) określających poszczególne wektory ruchu strumienia powietrza przepływającego przez kolejne palisady wieńców wirnikowych i kierowniczych. Trójkąty prędkości są następnie podstawą do określenia geometrii łopatek, ich kątów skręcenia, wygięcia profili czy kątów ustawienia w palisadzie. Obliczenia prowadzi się iteracyjnie, co pozwala na uzyskanie dokładniejszego odwzorowania rzeczywistej konstrukcji. W niniejszym rozdziale obliczenia wykonano na podstawie [24], [25], [26], [27], [28], [29], [30], [31], [32], [33], [37].

Badany wentylator silnika F-100-PW-229 składa się z wlotowego wieńca kierownic i trzech stopni. Podstawowe parametry wentylatora na zakresie maksymalnym (obliczeniowym) tj. spręż, prędkość obrotowa, masowe natężenie przepływu zostały określono na podstawie wykonanego modelu termodynamicznego silnika oraz wartości literaturowych (tab. 5.1). Prędkość wirnika przyjęto dla maksymalnych obrotów ciągłych silnika (ang. *maximum continuous*).

Tab. 5.1. Podstawowe parametry wentylatora silnika F-100-PW229

Parametr	Symbol	Wartość	Jednostka
Prędkość obrotowa wirnika	N_1	9810	[obr./min]
Spręż wentylatora	π^*	2,90	-
Masowe natężenie przepływu	$\dot{m}$	120	[kg/s]

Kształt geometryczny kanału również jest znany i opisano go zgodnie z rysunkiem 5.1. Na rysunku zaznaczono sposób indeksowania średnic łopatek.



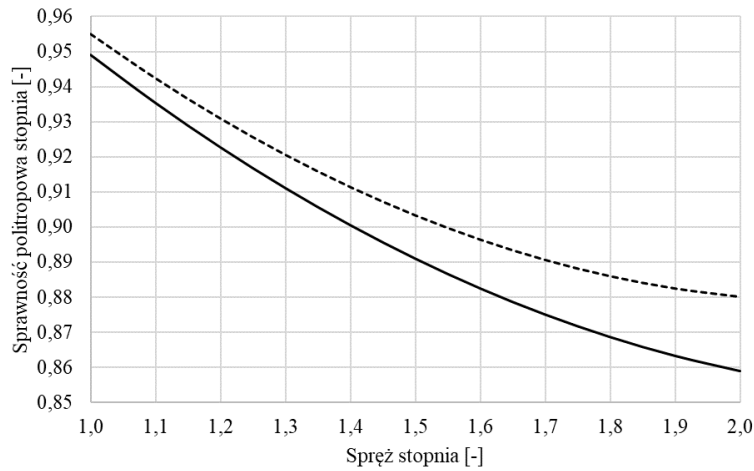
Rys. 5.1. Schemat wymiarów kanału przepływowego wentylatora

gdzie: WK – wlotowy wieniec kierownic, W1, W2, W3 – wieńce wirnikowe, K1, K2, K3 – wieńce kierownic

Do opisu zjawisk przepływowych zachodzących w palisadach wentylatorów koniecznym jest wyznaczenie trójkątów prędkości, czyli poszczególnych wektorów składowych opisujących ruch strumienia powietrza przez kanał wentylatora. W pierwszej kolejności należy określić składową osiową prędkości bezwzględnej C_{1a} . Jej dokładniejsze wyznaczenie jest możliwe dopiero po kilku iteracjach obliczeń, gdyż zależy ona od innych parametrów wentylatora. Na potrzeby obliczeń wstępnych można przyjąć wartość w zakresie $C_{1a} = 180 \div 220 [m/s]$ i założyć jej spadek o $5 \div 10 [m/s]$ na każdym stopniu. Ostatecznie obliczenia należy prowadzić tak aby uzyskać zgodność bezwzględnej prędkości osiowej ze znanym polem przekroju kanału A i masowym natężeniem przepływu $\dot{m}$.

W obliczeniach należy określić sprawność i spręż poszczególnych stopni wentylatora. W przypadku projektowania nowej konstrukcji, wartość sprężu jest początkowym założeniem projektowym. Również przy analizowaniu istniejącego wentylatora wartość ta może być znana lub jest zakładana. W przypadku całościowego sprężu wentylatora należy jedynie dokonać jego podziału na poszczególne stopnie. W kolejnych iteracjach obliczeń wartości te należy zweryfikować, patrząc na otrzymane wartości ciśnienia w poszczególnych przekrojach. Dla początkowych obliczeń można przyjąć wartości $\pi_{st} = 1,10 \div 1,30$ dla stopni poddźwiękowych oraz $\pi_{st} = 1,50 \div 1,70$ dla stopni naddźwiękowych, przy czym niższe wartości należy przyjmować dla dalszych stopni. Dla dobranych wartości sprawność można odczytać z danych statystycznych (rys. 5.2). Dokładny podział sprężu między poszczególnymi

stopniami można określić na późniejszym etapie, na podstawie stosunków ciśnień w poszczególnych przekrojach.



Rys. 5.2. Zależność sprawności stopnia od sprężu (linia kreskowana odnosi się do najbardziej zaawansowanych technologii) [94]

Określając sprawność dla każdego stopnia sprężarki lub wentylatora można wyznaczyć sprawność całkowitą podzespołu zgodnie ze wzorem (5.3):

$$\eta_s^* = \frac{\left(\prod_{i=1}^n \pi_{st,i}^* \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\sum_{i=1}^n \left(\prod_{j=1}^{i-1} \left(\frac{\pi_{st,j}^* \frac{k-1}{k} - 1}{\eta_{st,j}^*} + 1 \right) \frac{\pi_{st,i}^* \frac{k-1}{k} - 1}{\eta_{st,i}^*} \right)} \quad (5.3)$$

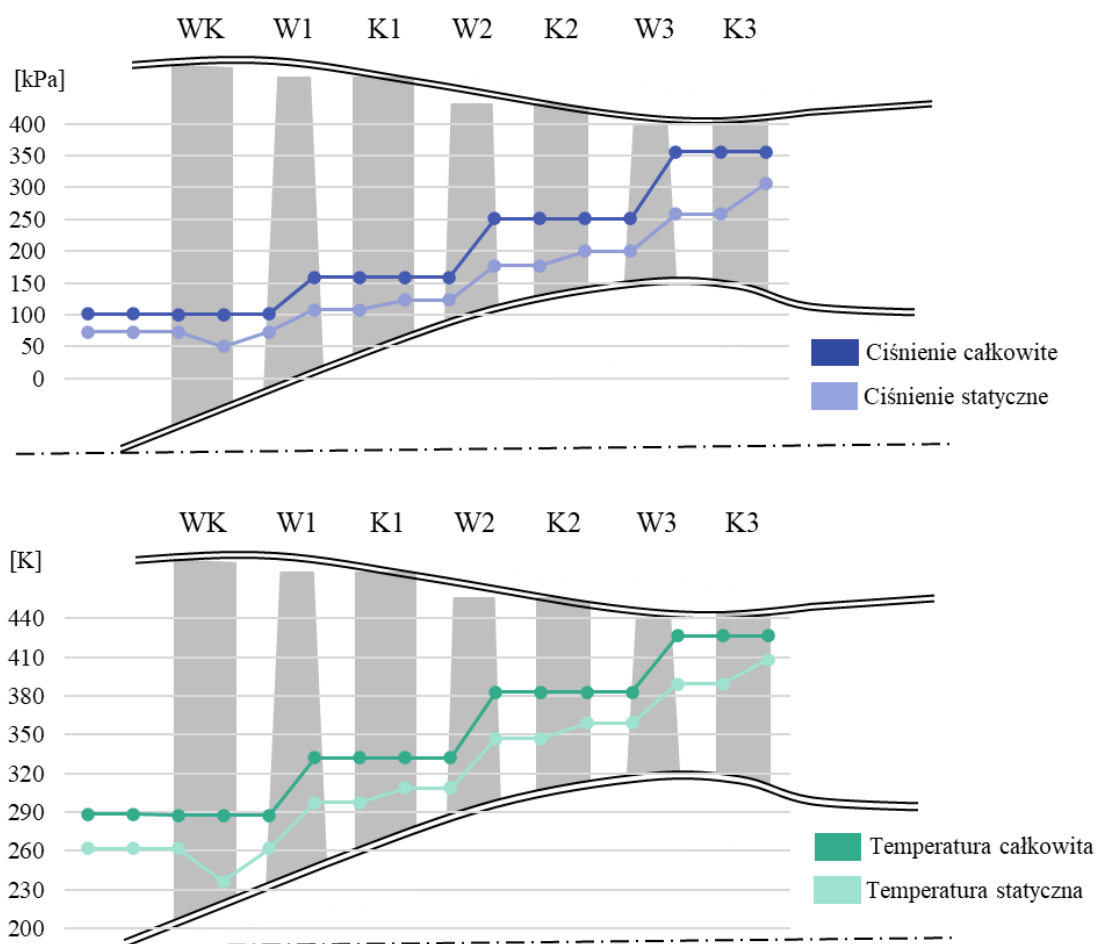
gdzie: $\pi_{st,i}^*$ - spręż i-tego stopnia, $\eta_{st,i}^*$ - sprawność i-tego stopnia, $\pi_{st,j}^*$ - spręż j-tego stopnia, $\eta_{st,j}^*$ - sprawność j-tego stopnia

Istotnym parametrem wieńca jest gęstość palisady $\frac{b}{t}$. Określa ona stosunek cięciwy łopatki do podziałki, czyli odległości między sąsiadującymi łopatkami. Dla nowych konstrukcji gęstość palisady dobiera się według charakterystyk, gdzie danymi wejściowymi są wymagane kąty β_1 i β_2 (rys. 1.5). Na gęstość palisady wpływa zarówno dobrana cięciwa łopatek, jak i ich liczba na danym wieńcu. Wartość $\frac{b}{t}$ nie powinna przekraczać wartości 2,0, gdyż zbyt duża gęstość negatywnie wpływa na sprawność stopnia oraz sprawia trudności konstrukcyjne. Z kolei zbyt mała gęstość będzie powoduje niedociążenie palisady i nie zapewni osiągnięcia odpowiednich parametrów, w tym wzrostu ciśnienia na wieńcu. Współcześnie łopaty wentylatorów konstruuje się w ten sposób, że zwiększa się cięciwę łopatki wraz z promieniem,

co pozwala uzyskać wyższą gęstość palisady $\frac{b}{t}$ na zewnętrznych promieniach. Koniecznym jest wyznaczenie liczby Macha na wejściu i wyjściu ze stopnia, żeby określić charakter przepływu wzdłuż łopatki. Wyznaczenie dokładnej liczby Macha jest możliwe dopiero po określeniu temperatur statycznych w danych przekrojach i ustaleniu pozostałych parametrów na późniejszym etapie obliczeń. W celu uszczegółowienia obliczeń należy wyznaczyć wartości temperatury i ciśnienia w poszczególnych przekrojach wentylatora. W pierwszej kolejności można wyznaczyć wzrost temperatury statycznej (5.4) na stopniu, wynikający bezpośrednio z doprowadzonej do niego pracy.

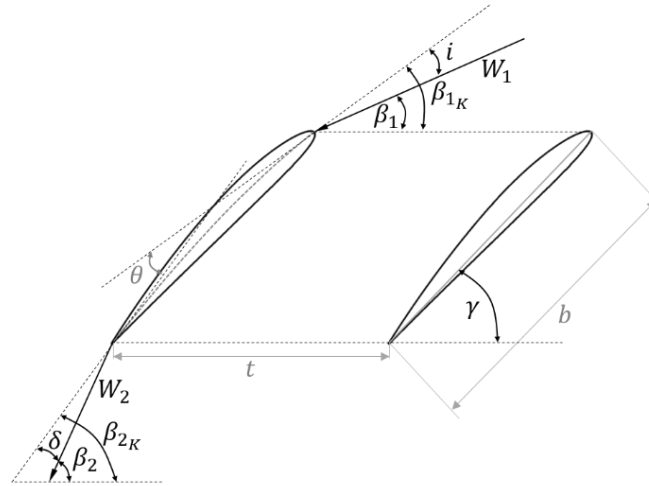
$$\Delta T_{st} = \frac{l_{st_{iz}}}{\frac{k}{k-1} R \eta_{st}} \quad (5.4)$$

Na rysunku 5.3 przedstawiono parametry ciśnienia i temperatury w poszczególnych przekrojach wentylatora, otrzymane w obliczeniach analitycznych, które będą parametrami wyjścia do analiz numerycznych. Na kierownicach wlotowych następuje niewielkie rozprężenie strumienia i wzrost jego prędkości, a także spadek temperatury. Następnie powietrze kierowane jest na stopień wirnikowy gdzie w wyniku doprowadzenia do strumienia energii następuje wzrost ciśnienia i temperatury (całkowitego oraz statycznego) i wzrost jego prędkości. Przepływające przez stopień powietrze trafia następnie na wieniec kierownic. Ponieważ łopatki kierownicze projektuje się tak aby tworzyły one kanały dyfuzorowe, to w przepływającym strumieniu powietrza następuje wzrost ciśnienia statycznego i temperatury, kosztem prędkości. Taka zamiana energii jest możliwa dzięki zbieżności kanału wentylatora, który zapobiega rozprężeniu powietrza w danym przekroju. Na wieńcu kierowniczym zakłada się, że nie następuje zmiana ciśnienia i temperatury spiętrzenia, gdyż stanowi on nieruchomą palisadę łopatek, a więc nie doprowadzana jest praca z zewnątrz, która mogłaby zmienić całkowitą energię przepływającego gazu. Strumień powietrza opuszczając wieniec kierowniczy jest kierowany na kolejny stopień wirnikowy, gdzie następuje analogiczna zmiana jego parametrów.



Rys. 5.3. Przebieg zmian ciśnienia i temperatury powietrza w charakterystycznych przekrojach wentylatora

Do wykonania modeli palisad wentylatora koniecznym jest wyznaczenie wszystkich wektorów w trójkątach prędkości. Przed dobraniem profilu aerodynamicznego łopatek należy wyznaczyć odpowiednie wygięcie linii szkieletowych oraz ich skręcenie wzdłuż promienia i kąt ustawienia w palisadzie. Określenie tych parametrów pozwoli zachować zadaną kinematykę przepływu strumienia powietrza zgodną z wyznaczonymi trójkątami prędkości poszczególnych stopni. W pierwszej kolejności określa się kąt napływu strumienia powietrza i (rys. 5.4) na palisadę. Dobór optymalnego kąta napływu jest zawsze wynikiem pogłębionej analizy. Kryterium doboru jego wartości oparte jest o minimalne straty ciśnienia na stopniu. Dla obliczeń wstępnych wartość kąta napływu, można przyjąć w granicach $i = (0^\circ \div 2^\circ)$. Optymalną wartość kąta napływu strumienia można wyznaczyć eksperymentalnie dla konkretnego profilu pracującego w określonych warunkach przepływowych, jednak zawsze jest to wartość z przedziału maksymalnie $i = (-5^\circ \div 5^\circ)$.

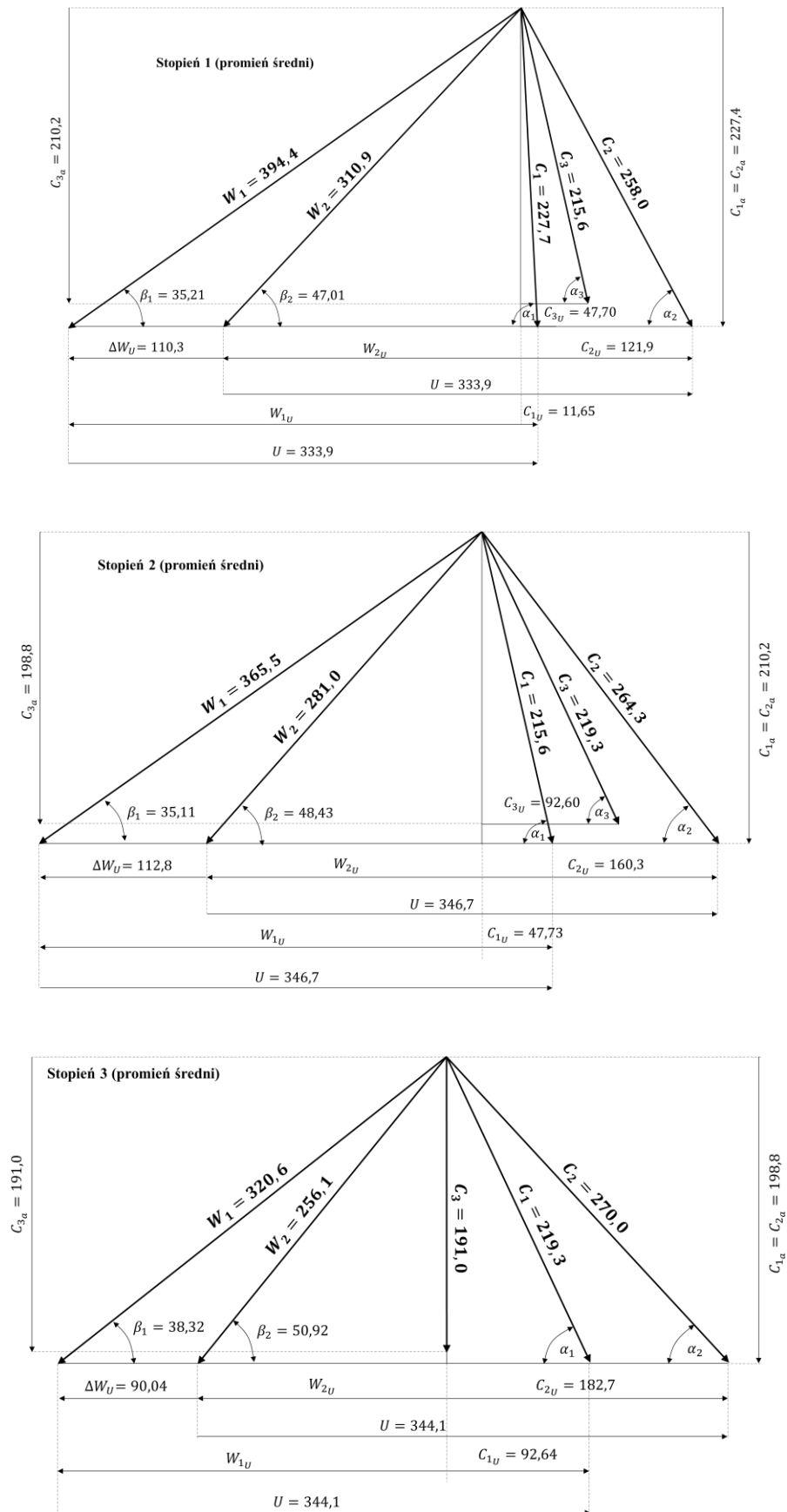


Rys. 5.4. Definicja kątów konstrukcyjnych palisady profilu

gdzie: W_1, W_2 - prędkości względne wejścia i wyjścia, β_1, β_2 - kąty wektorów prędkości względnej, β_{1K}, β_{2K} - kąty konstrukcyjne profilu, i - kąt napływu strumienia wlotowego, δ - kąt odchylenia strumienia, θ - kąt wygięcia profilu, t - podziałka palisady, b - cięciwa profilu, γ - kąt ustawienia profilu w palisadzie

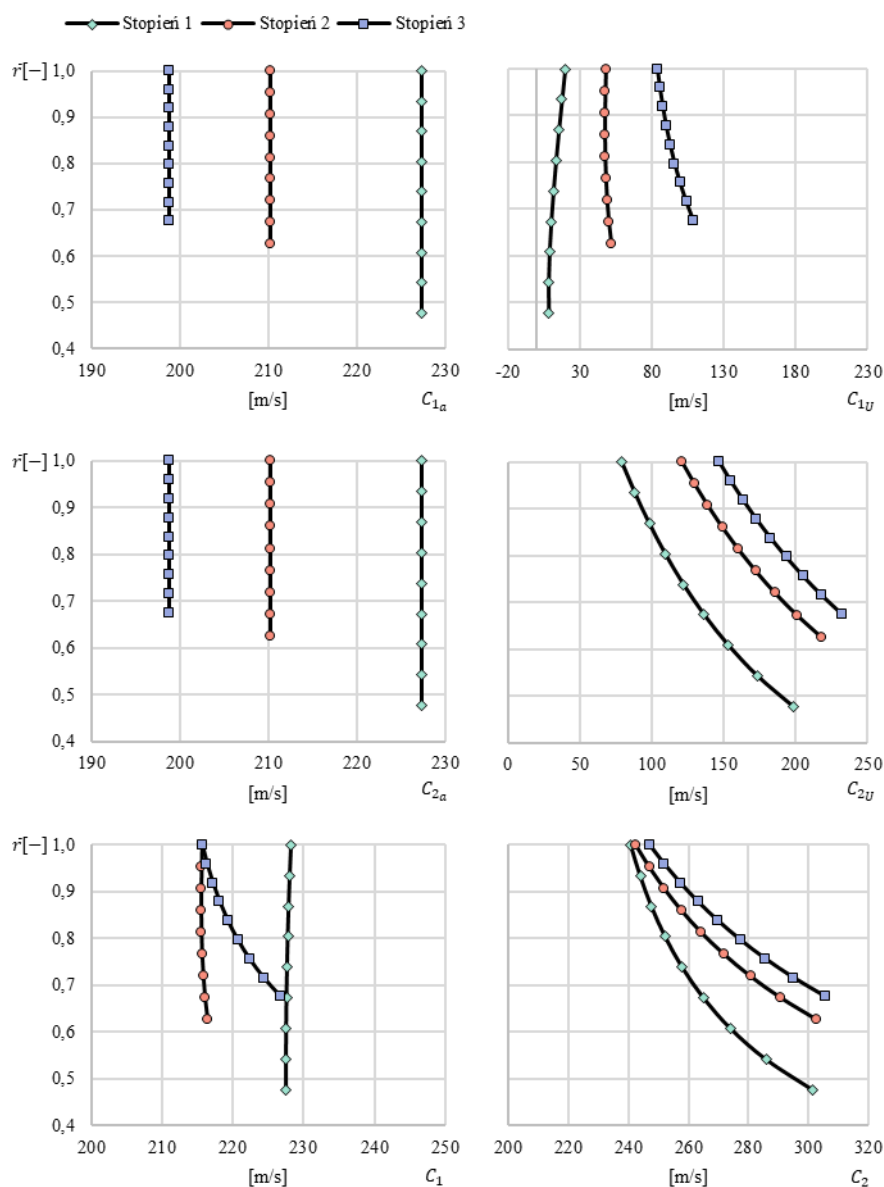
Warto zwrócić uwagę na umiejscowienie i przyjęty sposób pomiaru kątów, w tym przypadku względem osi poprzecznej palisady. W literaturze zachodniej, typowo kąty odmierza się względem osi podłużnej palisady (wtedy kąt 0° oznacza przepływ równoległy do osi silnika). Przejście z jednego układu do drugiego wymaga zastosowania funkcji trygonometrycznych we wzorach wyznaczających poszczególne wartości parametrów. W tym kontekście istotnym jest również interpretacja kąta napływu strumienia i . Dodatnie kąty napływu będą powodowały, że $\beta_1 < \beta_{1K}$, co oznacza, że profil będzie ustawiony na mniejszym kącie natarcia względem jego cięciwy. Analogicznie ujemny kąt napływu, gdzie $\beta_1 > \beta_{1K}$, będą skutkowały dodatnimi kątami natarcia. Warto również zauważyć, że sam kąt napływu i nie wpływa na wygięcie profilu, a jedynie na jego ustawienie w palisadzie względem przepływającego powietrza. Można się spodziewać, że profile o większych wygięciach będą lepiej pracowały na dodatnich kątach natarcia, a zatem w przyjętym układzie, kąt napływu dla nich będzie ujemny.

W oparciu o prace [24], [25], [26], [27], [28], [29], [30], [31], [32], [33] opracowano algorytm i zbudowano program do wyznaczania prędkości w przekrojach palisad oraz wyznaczania linii szkieletowych łopatek w oparciu o kinematykę przepływu stopnia. Przykładowe wyniki dotyczące trójkątów prędkości dla trzech stopni wentylatora na promieniu średnim zaprezentowano na rysunku 5.5.



Rys. 5.5. Trójkąty prędkości na promieniu średnim dla trzech stopni wentylatora. Wartości przyjęto w [m/s]

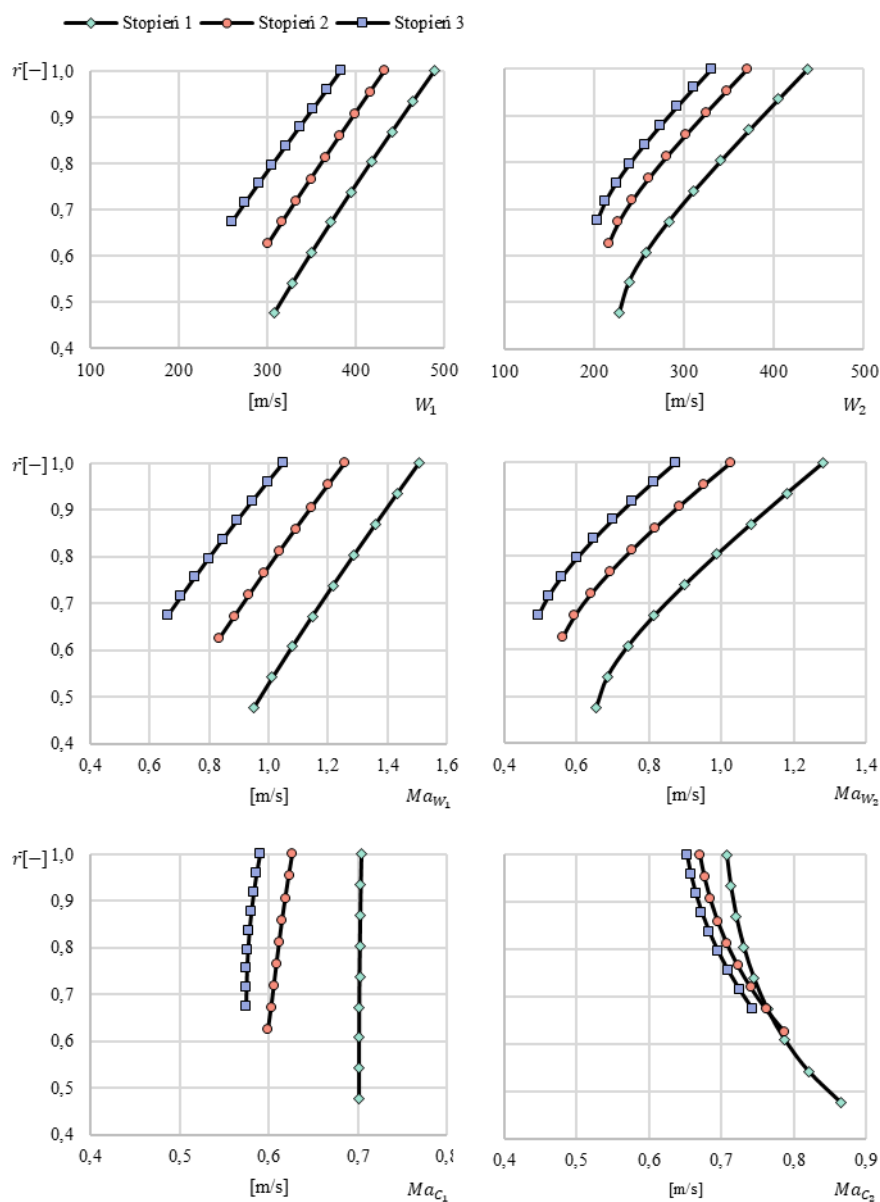
Zgodnie z literaturą dla profilowania łopatek według zasady stałej cyrkulacji przyjęto równość $C_{2a} = C_{1a}$, która powoduje charakterystyczny kształt trójkąta prędkości. Skutkuje ona również znacznym skręceniem łopatek po promieniu, z uwagi na istotny wpływ na wartość kąta β_1 , oraz dużym kątem θ (wygięcia linii szkieletowej) profilu u podstawy łopatki. Przykładowo dla modelowanego wirnika pierwszego stopnia kąt $\beta_{1z} = 27,73^\circ$, a kąt $\beta_{1w} = 47,68^\circ$, natomiast u podstawy łopatki $\Delta\beta = 37,86^\circ$.



Rys. 5.6. Rozkład prędkości bezwzględnej i jej składowych wzdłuż wysokości łopatki

Na rysunku 5.6 przedstawiono rozkład prędkości bezwzględnych i ich składowych wzdłuż wysokości łopatki (promienia względnego). Dla łopatek profilowanych według zasady

stałej cyrkulacji składowe prędkości $C_{2a} = C_{1a}$ są stałe, natomiast C_{1U} rośnie w niewielkim stopniu (dla 1-go i 2-go stopnia), a C_{2U} maleje wzdłuż promienia. Fakt ten jest przyczyną głównej wady profilowania łopatek według stałej cyrkulacji jakim jest ich silne skrzywienie wzdłuż promienia.

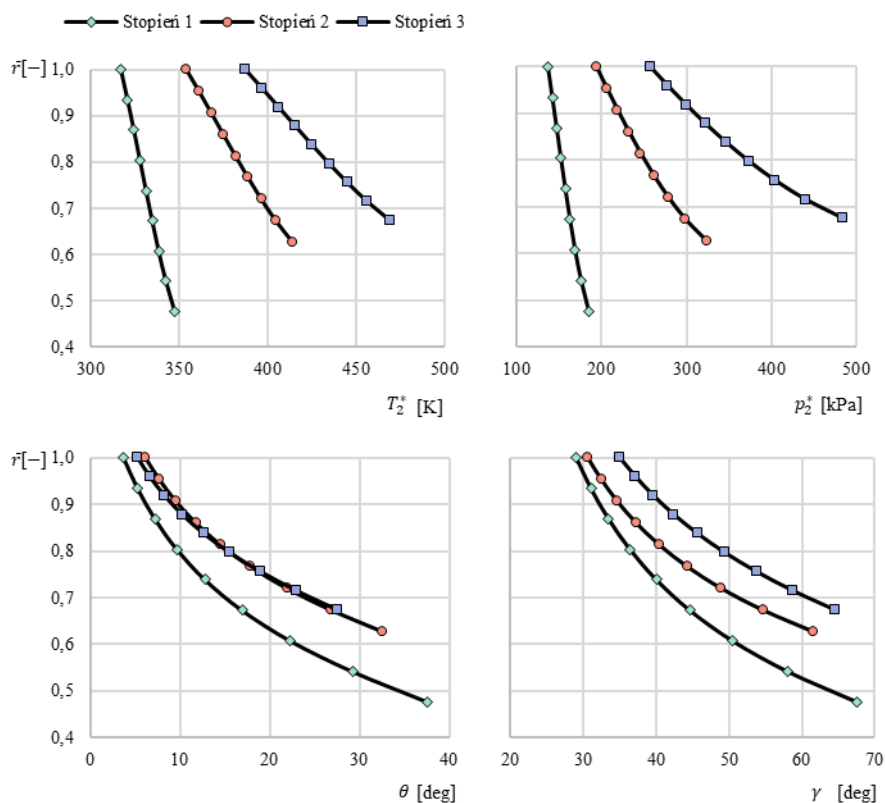


Rys. 5.7. Rozkład prędkości względnych oraz liczb Macha wzdłuż wysokości łopatek

Rozkład prędkości względnej W_1 i W_2 oraz liczb Macha wejścia i wyjścia ze stopnia zawarty jest na rysunku 5.7. Wynikiem wysokiej prędkości obrotowej wirnika wentylatora, wynoszącej 9810 [obr./min], są uzyskane wysokie liczby Macha. Dla pierwszego stopnia

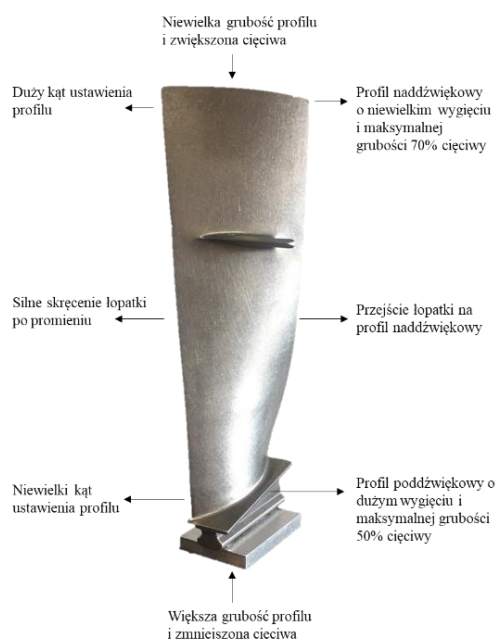
wieńca wirnikowego przepływ w większości przekrojów będzie naddźwiękowy względem wymiarującej prędkości W_1 . Na drugim stopniu łopatek wirnika z przekroczenia prędkości dźwięku można spodziewać się mniej więcej od połowy wysokości łopatki, natomiast dla trzeciego stopnia przekroczenie będzie miało miejsce w okolicach jej końcówki. Opływanie palisad sprężarek strumieniem naddźwiękowym jest związane z zjawiskami falowymi. Stopnie naddźwiękowe pozwalają na zwiększenie efektywnej pracy stopnia i dzięki temu uzyskanie większej wartości sprężu. Dla wartości $Ma = 1,2 \div 1,3$ sprężanie strumienia prostopadłą falą uderzeniową jest nadal wysokosprawne i zastosowanie zwykłych profili sprężarkowych z zaostrzonymi krawędziami natarcia (małym promieniem zaokrąglenia krawędzi natarcia) i przesuniętym położeniem maksymalnej grubości profilu zapewniającym zadowalające parametry stopnia. Dla wyższych liczb Macha konieczne jest zastosowanie profili naddźwiękowych aby utrzymać wysoką sprawność stopnia.

Dla wyższych liczb Macha konieczne jest zastosowanie profili naddźwiękowych aby utrzymać wysoką sprawność stopnia. Profile naddźwiękowe charakteryzują się małą grubością względną (w zakresie $\bar{g} = 0,03 \div 0,05$), a ich maksymalna grubość przesunięta jest znacznie w kierunku tyłu profilu i przypada na $60 \div 70\%$ cięciwy. Najwyższe sprawności osiągają stopnie naddźwiękowe, w których prędkości bezwzględne (C_1, C_2) mają mniejszą wartość niż prędkość dźwięku a przekroczenie liczby $Ma = 1,0$ związane jest jedynie z prędkościami względnymi. Dla zmniejszenia strat związanych z powstawaniem fal uderzeniowych stopnie naddźwiękowe cechuje stosowanie większych gęstości palisad ($\frac{b}{t} = 1,8 \div 2,0$). Wirniki wentylatorów z reguły cechują się skomplikowaną geometrią łopatek. Dla analizowanego wentylatora konieczne jest zastosowanie profili naddźwiękowych na łopatkach pierwszego stopnia wirnika na promieniu od średniego do zewnętrznego, natomiast poniżej promienia średniego zostanie zastosowany profil poddźwiękowy. Profil naddźwiękowy należy zastosować również na końcówce łopatki wirnika drugiego stopnia z uwagi na wysoką liczbę Macha.



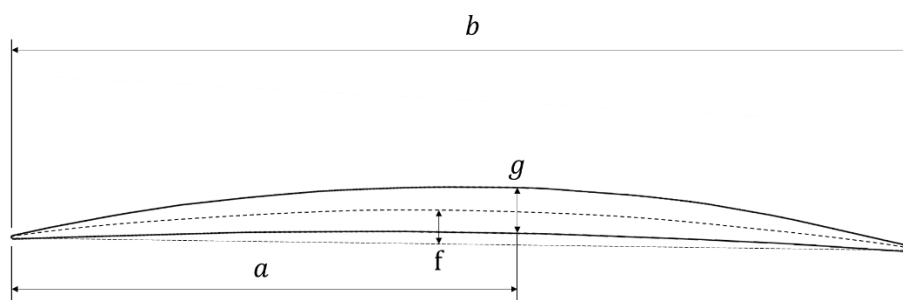
Rys.5.8. Rozkład temperatury i ciśnienia spiętrzenia na wyjściu ze stopnia oraz kąta wygięcia profilu i kąta ustawienia w palisadzie po wysokości łopatki wentylatora

Rysunek 5.8 pokazuje rozkład ciśnień i temperatury spiętrzenia na wyjściu ze stopnia wentylatora oraz kątów wygięcia profili i kątów ustawienia w palisadzie. Otrzymane ciśnienia wyjściowe obrazują wysokie spręży otrzymywane na stopniach naddźwiękowych wentylatora. Największe wygięcie profili ma miejsce u podstawy łopatek, podczas gdy ich końcówki są niemal proste (wartość $\theta < 10^\circ$). Natomiast wykres kąta ustawienia w palisadzie obrazuje silne skrócenie łopatek. U podstawy kąt ustawienia wynosi $\gamma = 30^\circ \div 40^\circ$, podczas gdy na końcówce zwiększa się dwukrotnie $\gamma = 60^\circ \div 70^\circ$. Wszystkie otrzymane parametry są zgodne z przewidywaniami i przekładają się na geometrię łopatek wentylatora zgodną z rzeczywistymi konstrukcjami (rys. 5.9).



Rys. 5.9. Widok łopatki wentylatora silnika turbinowego do samolotu wielozadaniowego [134]

Przeprowadzone obliczenia dały możliwość wyznaczenia linii szkieletowej profilu łopatki na danym promieniu, co umożliwia dobranie profilu aerodynamicznego. W nowoczesnym podejściu do projektowania profili łopatek stosuje się metodę PVD (*ang. prescribed velocity distribution*), w której konstruktor definiuje docelowy rozkład prędkości na powierzchni łopatki i z wykorzystaniem algorytmów metod numerycznych, określone są wszystkie parametry profilu, tak aby osiągnąć pożądaną aerodynamikę. Współcześnie trwają również prace nad zastosowaniem sztucznych sieci neuronowych do projektowania i optymalizacji profili stosowanych w maszynach wirnikowych [95], [115]. Pomimo to, wiele łopatek wirnikowych nadal wykorzystuje określone, specjalne profile sprężarkowe, których geometria bazuje na profilach skrzydłowych. Przykładowymi profilami znajdującymi zastosowanie jest seria NACA 65, seria C, czy grupy profili DCA/MCA [96]. Dla profili łopatek wirnikowych typowo zwiększa się cięciwę po wysokości łopatek, w celu utrzymania ich wyższej sprawności, oraz zmniejsza się grubość profilu. Parametry profilu łopatki wirnika przedstawiono na rysunku 5.10, a wartości parametrów dobrane dla modelu wentylatora zawarto w tabeli 5.2.



Rys. 5.10. Parametry profilu łopatki

Tab. 5.2. Parametry profili łopatek wirnika wentylatora

Stopień	Promień	a [mm]	b [mm]	g [mm]	f [mm]
W1	zewnątrzny	72,0	115,0	3,30	1,90
	średni	56,0	105,0	5,00	3,60
	wewnętrzny	49,0	88,0	6,40	12,85
W2	zewnątrzny	50,0	77,0	2,70	1,57
	średni	41,0	73,50	3,70	2,74
	wewnętrzny	36,0	70,0	4,80	7,62
W3	zewnątrzny	40,0	75,0	2,70	0,32
	średni	36,0	66,50	3,80	2,37
	wewnętrzny	27,0	58,0	5,50	5,00

W oparciu o wyznaczone liczby Macha przepływu, dla pierwszych dwóch stopni wirnika, na końcówce łopatki zastosowano profile naddźwiękowe. Użyto profili o maksymalnej grubości 50%, 60% i 70% cięciwy, oraz strzałce ugięcia f malejącej wraz z promieniem. Do zamodelowania łopatek kierowniczych użyto 6% profilu serii NACA 16. Łopatki kierownicze konstruuje się o stałej cięciwie wzdłuż wysokości. Również ich wygięcie i skręcenie jest niewielkie z uwagi na to, że nie są to elementy wirnikowe, co wynika bezpośrednio z wyznaczonych trójkątów prędkości.

Znając konkretny profil aerodynamiczny zastosowany w palisadzie o znanych parametrach można przeprowadzić optymalizację kąta napływu strumienia. Polega ona na wyznaczeniu kąta napływu dla danych warunków przepływowych, który powoduje najmniejsze straty ciśnienia na palisadzie. W praktyce palisadę profili bada się w zakresie kątów $i = (-5^\circ \div 5^\circ)$. Analitycznie zależność strat ciśnienia można przedstawić zgodnie ze wzorem

według G.L. Mellor'a dla dwuwymiarowego przypadku jako całka różnicy ciśnień w poszczególnych przekrojach palisady:

$$\bar{\omega} = \frac{\int_0^s \left(\frac{p_{o1} - p_{o2}}{p_{o1} - p_1} \right) \rho c_a dy}{\int_0^s \rho c_z dy} \quad (5.5)$$

gdzie:

p_{o1} – ciśnienie całkowite w przekroju wejściowym palisady

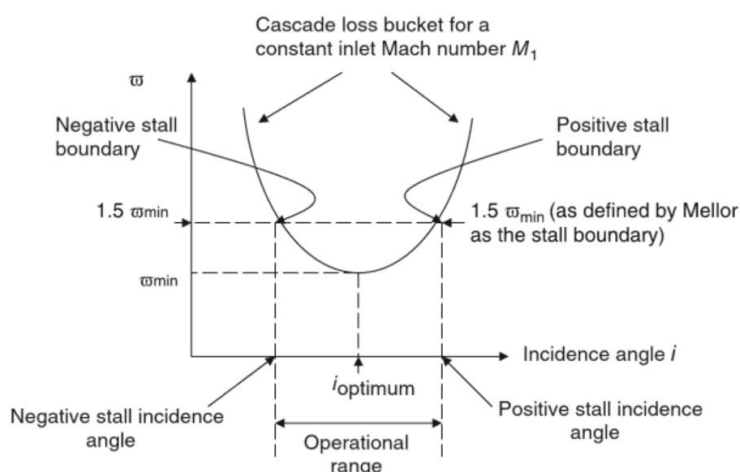
p_{o2} – ciśnienie całkowite w przekroju wyjściowym palisady

p_1 – ciśnienie statyczne w przekroju wejściowym palisady

ρ – gęstość powietrza

c_a – prędkość osiowa powietrza

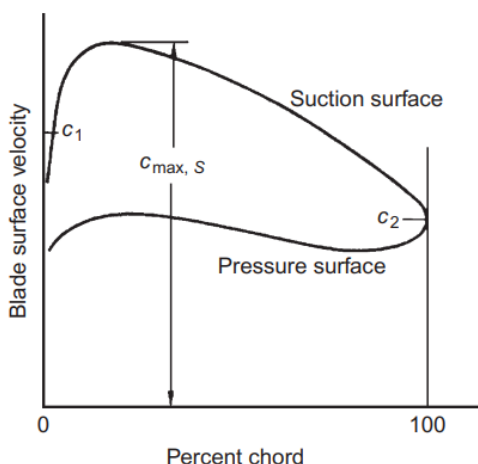
Ideę doboru optymalnego kąta napływu przedstawiono na rysunku 5.11 przedstawiającym straty ciśnienia dla stałej liczby Macha. Należy zauważyć, że utrzymanie kąta napływu strumienia w obliczeniowym zakresie pracy (ang. *operational range*) warunkuje stateczną pracę palisady. Wzrost liczby Macha powoduje stopniowe zawężanie zakresu obliczeniowego pracy stopnia. W tym dla przepływów naddźwiękowych dopuszczalny zakres kąta napływu zapewniający stateczną pracę może zmniejszyć się nawet do $(\pm 2^\circ \div 3^\circ)$. Przykładowo dla liczby $Ma = 0,43$ zakres kątów zapewniających stateczną pracę może mieć wartość rzędu $(-11^\circ \div +3^\circ)$, podczas gdy dla liczby $Ma = 0,78$ już tylko $(-3^\circ \div +2,5^\circ)$. Z tego powodu stopnie naddźwiękowe sprężarek charakteryzują się małym zapasem stateczności. Należy nadmienić, że w innych pracach naukowych np. S. Lieblein'a i A. R. Howell'a granica statecznej pracy stopnia (ang. *stall boundary*) jest definiowana jako $2\bar{\omega}$ [34].



Rys. 5.11. Optymalny kąt napływu strumienia na palisadę [34]

W praktyce doboru optymalnego kąta napływu na palisadę można dokonać w oparciu o kilka parametrów. Pierwszym z nich jest współczynnik dyfuzyjności (ang. *diffusion factor*), który według Lieblein'a definiuje się zgodnie ze wzorami poniżej i stosuje się go do oceny obciążenia palisady [97]. Kąt odchylenia strumienia ($\Delta\beta$) jest parametrem istotnie wpływającym na pracę palisady. Duże zmiany kąta będą oznaczały wysoki współczynnik dyfuzyjności, który może prowadzić do problemu ze stabilnością pracy stopnia. Badania eksperymentalne nad palisadami profili wskazują, że wysokie wartości dyfuzyjności prędkości na powierzchniach łopatek powodują tendencję do tworzenia warstw przyściennych o znacznej grubości i ostatecznie prowadzą do oderwania strumienia. Współczynnik dyfuzyjności pozwala ocenić stopień deceleracji strumienia po wypukłej stronie łopatki palisady. Może on być wyrażony lokalnie w oparciu o prędkości zmierzone bezpośrednio na powierzchni profilu (rys. 5.12), wtedy wyraża się go zależnością:

$$D = \frac{C_{max} - C_2}{C_1} \quad (5.6)$$



Rys. 5.12. Definicja współczynnika dyfuzyjności [33]

Ponieważ powyższe wartości mogą być trudne do zmierzenia, w praktyce częściej korzysta się z zależności opartej o teoretyczny rozkład prędkości opracowany na podstawie pomiarów profili serii NACA 65 i C4. Do wyznaczenia tak określonego współczynnika dyfuzyjności potrzeba jedynie prędkości wejściowej C_1 , wyjściowej z łopatki C_2 i składowych obwodowych, oraz gęstości palisady $\frac{b}{t}$. Dla takiego przypadku współczynnik opisuje się wzorem:

$$D = \left(1 - \frac{C_2}{C_1}\right) + \left(\frac{C_{1U} - C_{2U}}{2C_1}\right) \frac{b}{t} \quad (5.7)$$

Pierwszy człon równania określa średnią decelerację przepływu, natomiast drugi przedstawia zmianę kierunku przepływu, z uwzględnieniem wpływu gęstości palisady. Niskie wartości drugiego członu równania, oznaczają niższe gradienty ciśnienia, w kanale między łopatkowym, a zatem mniejszą dyfuzyjność. Lieblein udowodnił, że straty w palisadzie gwałtownie rosną, z powodu oderwania przepływu, kiedy współczynnik dyfuzyjności przekracza wartość $D > 0,6$. Większość palisad sprężarek projektuje się na operowanie w zakresie $D = 0,45 \div 0,50$. Inną, jeszcze prostszą metodą oceny dyfuzyjności w kanale międzyłopatkowym jest liczba De Hallera, określająca stosunek prędkości wyjścia do prędkości wejścia na łopatkę. Zasada De Hallera zaleca aby stosunek prędkości odpowiadał [33]:

$$\frac{C_2}{C_1} \geq 0,72 \quad (5.8)$$

Kolejne dwa parametry opisujące pracę aerodynamiczną palisady profili to współczynnik strat ciśnienia całkowitego ω (ang. *total pressure loss coefficient*), obrazujący utratę ciśnienia całkowitego przy przepływie przez palisadę w odniesieniu do referencyjnej wartości ciśnienia dynamicznego. Straty ciśnienia w przepływie przez kanał międzyłopatkowy mogą wynikać z tarcia płynu o powierzchnię profili, a także z powstających oderwań przepływu czy zjawisk falowych. Współczynnik opisany równaniem (5.5) w formie całkowitej, w praktyce można zastosować w postaci [98]:

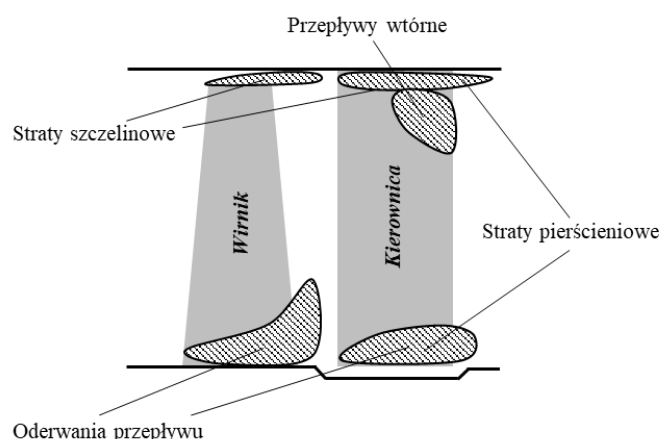
$$\omega = \frac{p_1^* - p_2^*}{p_1^* - p_1} \quad (5.9)$$

Drugim parametrem jest współczynnik przyrostu ciśnienia (ang. *pressure rise coefficient*) definiowany jako:

$$C_p = \frac{p_2 - p_1}{p_1^* - p_1} \quad (5.10)$$

W celu doboru odpowiedniego kąta ustawienia łopatek przeprowadzono obliczenia numeryczne dla płaskich palisad dla wybranych profili i gęstości palisad. Ponieważ

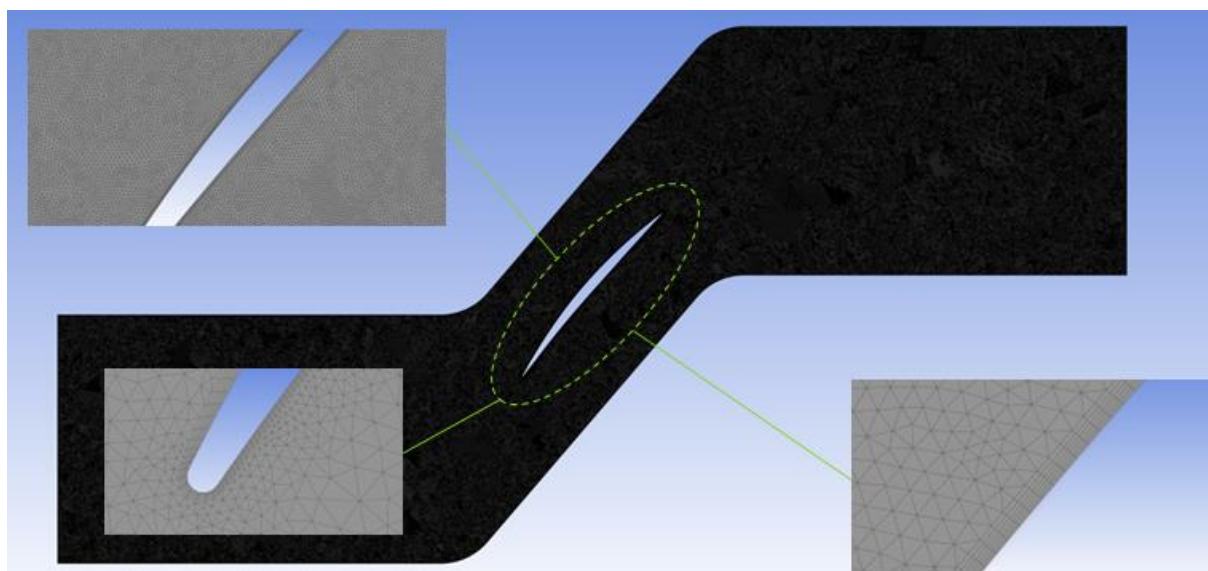
poszukiwany kąt napływu dotyczy całej łopatki, to obliczenia wygodnie jest przeprowadzić dla profilu na promieniu średnim, gdzie przepływ jest w największym stopniu ustalony oraz w tym obszarze występują najmniejsze straty (rys. 5.13). Do wyznaczenia powyższych współczynników strat palisady przedmiotem zainteresowania jest głównie lokalne pole przepływu wokół profilu. Z tego powodu nie ma potrzeby modelowania ruchu łopatki w wyniku prędkości obrotowej wirnika. Do wykonania obliczeń można posłużyć się określoną w obliczeniach analitycznych prędkością W_1 oraz jej kątem napływu β_1 , a także ciśnieniem wyjściowym z danego stopnia wirnika.



Rys. 5.13. Obszary występowania zwiększonych strat przepływu w sprężarce osiowej [5]

Wykonując obliczenia numeryczne należy najpierw określić warunki przepływowe jakie mają miejsce w danym przypadku, żeby poprawnie dobrać model do charakterystyki danego przepływu. Ponieważ z wykonanych obliczeń analitycznych, wynika, że przepływ przez palisadę odbywa się z znaczną liczbą Macha i dużą liczbą Reynoldsa, stąd można się spodziewać oderwań i zjawisk falowych. W obliczeniach przepływowych z dużymi liczbami Reynoldsa, gdzie mamy do czynienia z istotną dominacją sił bezwładności nad siłami lepkości, można niekiedy na potrzeby wstępnych analiz wykorzystać model przepływu nielepkiego (*ang. inviscid*). Model ten można stosować na potrzeby poszukiwania rozwiązania wstępnego dla problemów obejmujący skomplikowaną fizykę przepływu lub geometrię. Model ten całkowicie ignoruje zagadnienie warstwy przyściennej, uznając, że prędkość przepływu w bliskości ścianek obiektu jest równa prędkości przepływu strumienia swobodnego. Należy jednak pamiętać, że w każdym przypadku siły lepkości pełnią istotną rolę. Dla obliczeń palisady płaskiej ważnym jest zachowanie odpowiedniej dokładności w obszarze warstwy przyściennej, ponieważ pola parametrów w bliskości ścianki będą miały istotny wpływ na wyniki analiz.

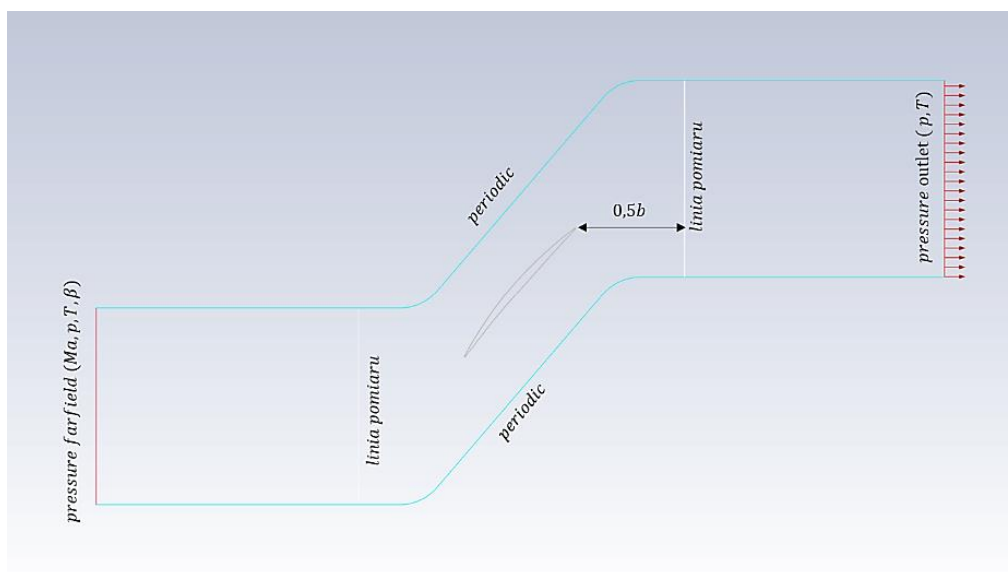
Przygotowaną siatkę modelu obliczeniowego palisady płaskiej na przykładzie łopatki wirnika pierwszego stopnia przedstawiono na rysunku 5.14. Z uwagi na dość złożoną geometrię profilu do dyskretyzacji domeny obliczeniowej wykorzystano siatkę o dużej gęstości, złożoną z elementów trójkątnych. Siatka składała się z 473 tys. elementów i miała następujące parametry jakościowe, średnia skośność: 0,0558, maksymalna skośność: 0,6876, średnia ortogonalność: 0,9658, minimalna ortogonalność: 0,5434. Do dyskretyzacji warstwy przyściennej w modelu wykorzystano elementy strukturalne, z których ułożono siedem warstw siatki, z współczynnikiem $G = 1,15$. Na całej ścianie profilu zastosowano zagęszczenie siatki, z góry definiując na ile elementów ma zostać podzielona górna i dolna krawędź profilu. Do zaokrągleń krawędzi natarcia i krawędzi spływu, również zastosowano stosowne zagęszczenia aby wiernie odwzorować krzywiznę profilu w tym obszarze.



Rys. 5.14. Siatka palisady płaskiej wirnika pierwszego stopnia

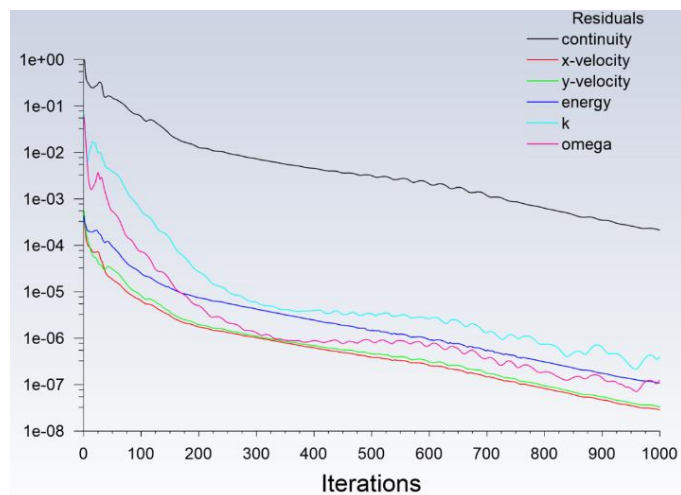
W oparciu o schemat (rys. 5.15) przygotowano model do obliczeń numerycznych palisady płaskiej. Jako warunek brzegowy dla wlotu do domeny obliczeniowej wykorzystano warunek przepływu swobodnego (ang. *pressure farfield*), podając wartości liczby Macha, ciśnienia statycznego, temperatury statycznej i kąta napływu. Warunek na wylocie zdefiniowano jako *pressure outlet* podając wartość ciśnienia i temperatury statycznej. Na pozostałych granicach domeny przyjęto warunki periodyczności, aby odzwierciedlić wpływ sąsiadujących łopatek w palisadzie. Zgodnie z rysunkiem wykorzystano funkcję możliwości stworzenia linii, które posłużą do odczytania uśrednionych wartości parametrów na wejściu i wyjściu palisady. Odległość linii pomiarowych od krawędzi łopatki przyjęto jako 50%

cięciwy łopatki [35]. Należy pamiętać, aby przy doborze warunków brzegowych nie przeciążyć algorytmów obliczeniowych zbyt dużą ilością danych wejściowych, gdyż może to prowadzić do zbytniego „usztynienia” poszukiwanego rozwiązania i tym samym problemów z jego zbieżnością. Jako model turbulencji przyjęto $k - \omega$ SST. Obliczenia wykonano też dla kilku przypadków z wykorzystaniem innych popularnych modeli jak $k - \varepsilon$ oraz *Spalart – Allmaras*, jednak różnica w otrzymywanych wynikach nie przekraczała 1,0%.



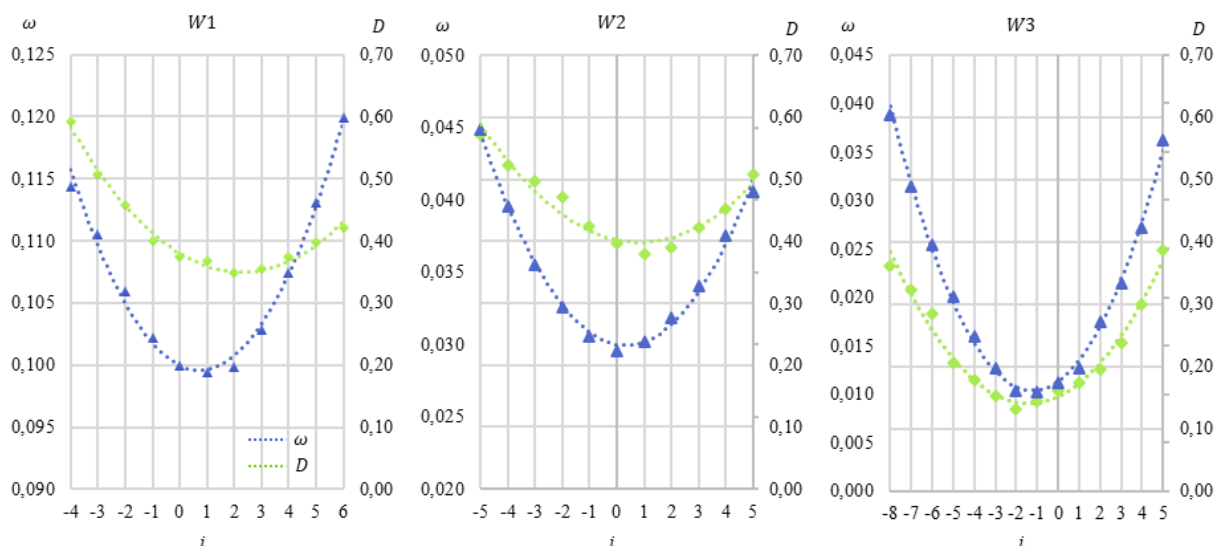
Rys.5.15. Przyjęte warunki brzegowe w obliczeniach palisady płaskiej

Obliczenia wykonano dla łopatek wirnikowych wentylatora na promieniu średnim. Dla każdego przypadku odczytano uśrednione powierzchniowo wartości ciśnień i prędkości z linii pomiarowych. Osiągnięto dobrą zbieżność rozwiązań. Przykładową wartość rezyduów po tysiącu iteracji dla profilu wirnika pierwszego stopnia przedstawiono na rysunku 5.16. Parametr y^+ dla przeprowadzonych obliczeń wynosił $y^+ = 6 \div 18$. Dla przypadków, w których liczba Macha napływu na łopatkę jest wysoka, a zatem wysoka również jest liczba Reynoldsa, występuje trudność w osiągnięciu niskiej wartości y^+ . W szczególności dla profilu pierwszego stopnia, osiągnięcie $y^+ < 1$ oznaczałoby, że wysokość pierwszej warstwy siatki musiałaby wynosić około $y_H = 0,0006 \mu\text{m}$, co jest niepraktycznie dużym zagęszczeniem. Z tego powodu przyjęto wyższe wartości y^+ jako dopuszczalne, w szczególności mając na uwadze, że przy przepływach o tak dużej prędkości występuje znaczna dominacja sił bezwładności płynu.



Rys. 5.16. Wartość rezyduów dla profilu wirnika pierwszego stopnia

Wyniki obliczeń współczynnika strat ciśnienia ω oraz współczynnika dyfuzyjności D przedstawiono na rysunku 5.17. Dla profilu łopatki pierwszego stopnia najmniejsze straty ciśnienia są osiągane przy kącie napływu $i = 1^\circ$ ($\omega = 0,0994$). Przy tym kącie, również dyfuzyjność przyjmuje niskie wartości ($D = 0,3684$), dlatego zdecydowano, że dla tego stopnia kąt $i = 1^\circ$ będzie najbardziej optymalnym. Dla profilu drugiego stopnia łopatki najmniejszy współczynnik strat ciśnienia ω jest osiągany dla kąta $i = 0^\circ$ i wynosi $\omega = 0,0296$. Dla tego stopnia łopatki, jednak bardziej optymalnym będzie wybór kąta napływu $i = 1^\circ$, dla którego $\omega = 0,0302$, z uwagi na mniejszą dyfuzyjność. Dla kąta $i = 0^\circ$, dyfuzyjność wynosi $D = 0,396$, natomiast dla $i = 1^\circ$, $D = 0,378$. Z tego powodu również dla profilu drugiego stopnia zdecydowano, że optymalny kąt napływu będzie wynosił $i = 1^\circ$. Dla profilu trzeciego stopnia najmniejszy współczynnik strat ω jest osiągany dla kąta napływu $i = -1^\circ$. Również dyfuzyjność dla tego kąta osiąga swoje minimum. Przepływ powietrza w trzecim stopniu wentylatora ma nieco inny charakter, a zastosowany profil ma maksymalną grubość w okolicach 50% cięciwy. Zatem dla tego stopnia łopatki, optymalnym będzie wybór kąta napływu $i = -1^\circ$, dla którego $\omega = 0,0102$, a $D = 0,1433$.



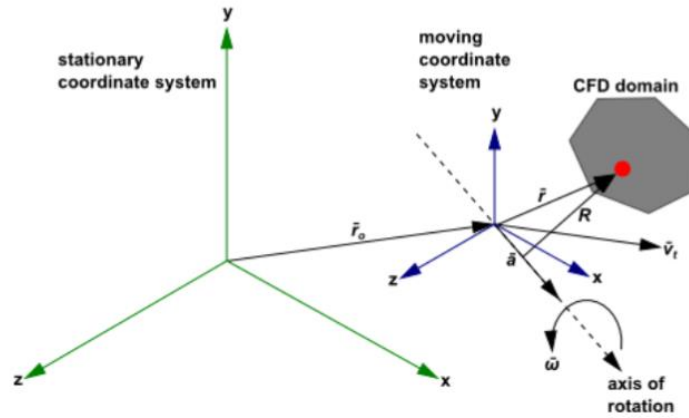
Rys. 5.17. Współczynniki strat ciśnienia i dyfuzyjności dla poszczególnych profili, gdzie: W1 – charakterystyka pierwszego stopnia wirnikowego, W2 – charakterystyka drugiego stopnia wirnikowego, W3 – charakterystyka trzeciego stopnia wirnikowego

Zgodnie z algorytmem wykorzystanym w niniejszym rozdziale, przyjęty kąt napływu i nie wpływa na poprzedzające wyniki obliczeń dotyczące np. wygięcia linii szkieletowej profilu, a jedynie zmienia kąt ustawienia łopatki w palisadzie γ , co jest istotne w dalszym modelowaniu wentylatora. Dobór optymalnego kąta napływu poprawi pracę palisady wentylatora poprzez zmniejszenie strat przepływowych i poprawę współczynnika wzrostu ciśnienia.

5.2 Model numeryczny

Do analiz przepływowych maszyn wirnikowych wykorzystuje się dwa główne podejścia w obliczeniach numerycznych. Pierwszym z nich jest zastosowanie ruchomego układu odniesienia (ang. *rotating reference frame*). Tworząc model do obliczeń przepływowych, domyślnie jest on umieszczany w globalnym (inercyjnym) układzie odniesienia. Z uwagi na występujący w wirnikach ruch obrotowy, przepływ płynu względem układu inercyjnego jest nieustalony. Wprowadzenie ruchomego układu odniesienia, który obraca się ze stałą prędkością obrotową wraz z wirnikiem, sprawia, że przepływ staje się zjawiskiem ustalonym względem tego układu. W przypadku ruchomego układu odniesienia, możliwe jest przekształcenie równań ruchu płynu, w taki sposób, aby możliwe było przejście

z jednego układu do drugiego. Zjawiska ustalone w czasie są znacznie łatwiejsze do wyznaczenia oraz wymagają istotnie mniejszych mocy obliczeniowych.



Rys. 5.18. Schemat ruchomego układu współrzędnych [120]

Schemat ruchomego układu współrzędnych, który porusza się z prędkością liniową $\vec{v}_t$ i obraca z prędkością kątową $\vec{\omega}$ względem inercyjnego układu odniesienia pokazano na rysunku 5.18, gdzie oś obrotu jest zdefiniowana jako jednostkowy wektor kierunkowy $\hat{a}$. Domena obliczeniowa jest zdefiniowana względem nieinercyjnego układu odniesienia, w taki sposób, że dowolny jej punkt jest opisany poprzez wektor położenia $\vec{r}$. W takim przypadku prędkości płynu można przekształcić z inercyjnego układu odniesienia do nieinercyjnego według następujących zależności:

$$\vec{v}_r = \vec{v} - \vec{u}_r \quad (5.11)$$

$$\vec{u}_r = \vec{v}_t + \vec{\omega} \times \vec{r} \quad (5.12)$$

gdzie,

$\vec{v}_r$ – prędkość względna (w ruchomym układzie odniesienia)

$\vec{v}$ – prędkość bezwzględna (w inercyjnym układzie odniesienia)

$\vec{u}_r$ – prędkość ruchomego układu odniesienia względem inercyjnego

$\vec{v}_t$ – prędkość liniowa ruchomego układu odniesienia

$\vec{\omega}$ – prędkość kątowa ruchomego układu odniesienia

Rozwiązywanie równań ruchu płynu w ruchomym układzie odniesienia, wymaga wprowadzenia dodatkowych członów w równaniach pędu. Problem ten można sformułować wyrażając równania pędu za pomocą prędkości względnych jako zmiennych zależnych lub za pomocą prędkości bezwzględnych jako zmiennych zależnych. Pierwsza metoda jest zalecana w przypadkach gdy większość domeny płynu będzie ruchoma. W takim wariancie podstawowe równania mechaniki płynów dla metody objętości skończonych w formie różniczkowej można zapisać następująco.

Równanie zachowania masy (ciągłości):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \rho \vec{v}_r = 0 \quad (5.13)$$

Równanie zachowania pędu:

$$\frac{d}{dt}(\rho \vec{v}_r) + \nabla (\rho \vec{v}_r \vec{v}_r) + \rho(2\vec{\omega} \vec{v}_r + \vec{\omega} \vec{\omega} \vec{r} + \vec{\alpha} \vec{r} + \vec{a}) = -\nabla \rho + \nabla \bar{\tau}_r + \vec{F}$$

gdzie: $\bar{\tau}_r$ – tensor naprężeń lepkich, $\vec{F}$ – siły zewnętrzne (5.14)

$$\vec{\alpha} = \frac{d\vec{\omega}}{dt} \quad (5.15)$$

$$\vec{a} = \frac{d\vec{v}_t}{dt} \quad (5.16)$$

Równanie zachowania energii:

$$\frac{d}{dt}(\rho E_r) + \nabla (\rho \vec{v}_r H_r) = \nabla (k \nabla T + \bar{\tau}_r \vec{v}_r) + S_h \quad (5.17)$$

$$E_r = h - \frac{p}{\rho} + \frac{1}{2}(v_r^2 - u_r^2) \quad (5.18)$$

$$H_r = E_r + \frac{p}{\rho} \quad (5.19)$$

gdzie: E_r – energia bezwładności, H_r – entalpia całkowita, T – temperatura, S_h - entropia całkowita

Równanie zachowania pędu zawiera w sobie cztery dodatkowe człony przyspieszenia płynu, gdzie $2\vec{\omega} \vec{v}_r$ jest przyspieszeniem Coriolisa, $\vec{\omega} \vec{\omega} \vec{r}$ przyspieszeniem dośrodkowym, a człony $\vec{\alpha} \vec{r}$ oraz $\vec{a}$ odpowiadają za przyspieszenia liniowe i kątowe nieinercyjnego układu odniesienia (dla stałej prędkości układu nieinercyjnego będą równe zero). Druga metoda polegająca na wyrażeniu pędu za pomocą prędkości bezwzględnych jako zmiennych zależnych, jest zalecana w przypadkach gdy ruchoma część domeny płynu jest niewielka w stosunku do całości. W tym przypadku równania przybiorą następującą postać.

Równanie zachowania masy (ciągłości):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \rho \vec{v}_r = 0 \quad (5.20)$$

Równanie zachowania pędu:

$$\frac{d}{dt} \rho \vec{v} + \nabla (\rho \vec{v} \vec{v}_r) + \rho [\vec{\omega} (\vec{v} - \vec{v}_t)] = -\nabla p + \nabla \bar{\tau} + \vec{F} \quad (5.21)$$

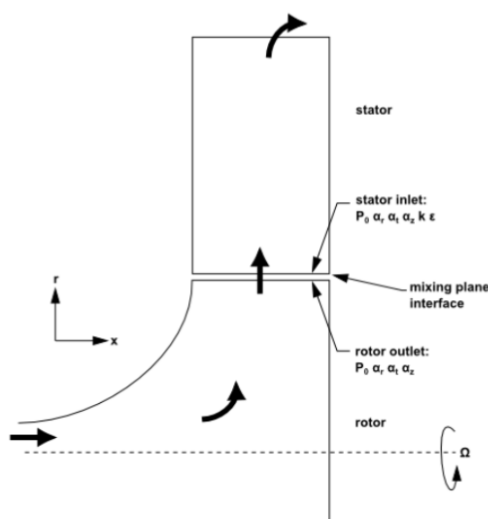
Równanie zachowania energii:

$$\frac{d}{dt} \rho E + \nabla (\rho \vec{v}_r H + p \vec{u}_r) = \nabla (k \nabla T + \bar{\tau} \vec{v}) + S_h \quad (5.22)$$

W tym przypadku przyspieszenie dośrodkowe, oraz przyspieszenie Coriolisa przyjmują uproszczoną postać wyrażenia $[\vec{\omega} (\vec{v} - \vec{v}_t)]$.

Modelowanie przy użyciu ruchomych układów odniesienia wykorzystuje się w obliczeniach numerycznych w wielu dziedzinach inżynierskich. Do modelu można wprowadzić więcej niż jeden ruchomy układ odniesienia, co oznacza przejście z modelu SRF (*ang. Single Reference Frame*), do modelu MRF (*ang. Multiple Reference Frame*). Należy jednak pamiętać, że sam model jest znacznym uproszczeniem zjawiska. Przyjęcie takiego układu odniesienia oznacza, że obiekt, który w rzeczywistości obraca się, w modelu pozostaje stacjonarny, a wokół niego obraca się jedynie zdefiniowany fragment domeny płynowej. Takie podejście ma oczywiste ograniczenia w obliczeniach numerycznych. Przede wszystkim wlot i wylot płynu z domeny musi być równoległy do osi obrotu. Dodatkowo prędkości liniowe i kątowe domeny ruchomej muszą być niezmiennie w czasie. Model zakłada również, że

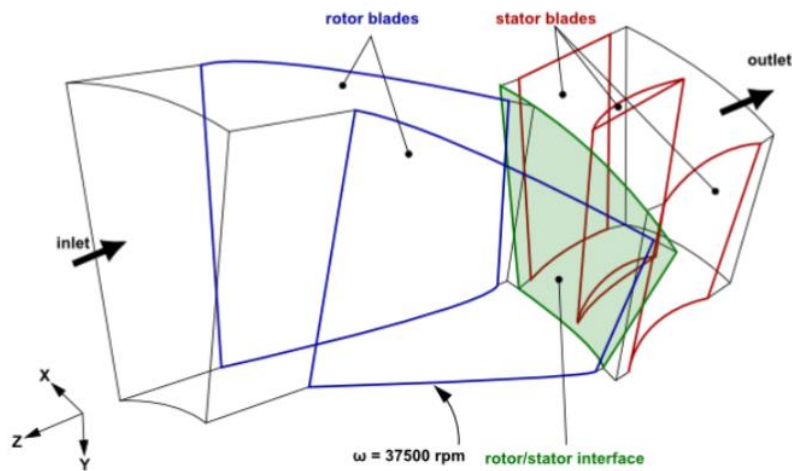
przepływ na styku domeny ruchomej i stacjonarnej jest „wymieszany”, co oznacza, że jego parametry są jednorodne na granicy dwóch części domen. W przypadku gdy taka sytuacja nie występuje, sposobem rozwiązania tego problemu jest wprowadzenie dodatkowo modelu MPM (*ang. Mixing Plane Model*), w którym każdy ze zdefiniowanych obszarów domeny jest rozwiązywany jako problem w stanie ustalonym, z którego następnie wyniki przekazywane są do sąsiednich stref jako warunki brzegowe (rys. 5.19). Istotnym jest jednak, że dane na granicy domen są przestrzennie uśredniane powierzchniowo lub masowo. Takie uśrednienie usuwa z przepływu wychodzącego z domeny wszelkie niestabilności. Z tego powodu zjawiska przepływowe tj. wiry, oderwania, fale uderzeniowe nie będą transferowane pomiędzy poszczególnymi częściami domeny. W wyniku tego zabiegu dla pewnej klasy przypadków, gdzie istnieje istotny udział powyższych zjawisk, rozwiązanie numeryczne będzie нефizyczne. Pomimo powyższych ograniczeń i uproszczeń modele z ruchomym układem odniesienia mogą zapewnić rozsądne przybliżenia uśrednionego w czasie pola przepływu [120].



Rys. 5.19. Koncepcja modelu MPM na przykładzie wirnika sprężarki odśrodkowej [120]

Drugim podejściem stosowanym do analiz przepływowych maszyn wirnikowych jest zastosowanie siatek dynamicznych (*ang. dynamic mesh*). Przyjęcie takiego modelu oznacza, że możliwym jest przesuwanie granicy siatki obszaru domeny obliczeniowej względem innych obszarów wraz z odpowiednim dostosowaniem tych siatek. W wyniku tego zabiegu węzły siatki muszą być aktualizowane w funkcji czasu, a zatem rozwiązanie będzie co do zasady przeznaczone do analiz nieustalonych. Przy modyfikacjach siatki w trakcie wykonywania obliczeń, oczywistym jest również istotnie większe zapotrzebowanie na moc obliczeniową niż w poprzednio omówionym podejściu. Szczególnym przypadkiem zastosowania siatek

dynamicznych jest model stosowany w obliczeniach maszyn wirnikowych SMM (*ang. Sliding Mesh Model*). Model opisuje sytuację, w której siatki dwóch obszarów obliczeniowych „ślizgają” się po sobie (rys. 5.20). Oznacza to, że siatka danego obszaru porusza się razem z obiektem, względem stałych, globalnych współrzędnych ale jej węzły nie ulegają deformacji. Ponieważ siatki dwóch obszarów domeny poruszają się jedynie po wspólnej granicy styku, to możliwe jest dynamiczne aktualizowanie parametrów płynu transferowanego między domenami. Względny ruch dwóch domen płynowych powoduje powstawanie przejściowych interakcji na ich styku. W maszynach wirnikowych rozwiązanie często jest okresowo powtarzalne, co oznacza, że rozwiązanie nieustalone, powtarza się wraz z okresem wynikającym z ich prędkości obrotowych. Podejście SMM jest bardziej wydajne niż stricte model siatki dynamicznej, która w trakcie obliczeń podlega deformacjom.



Rys. 5.20. Koncepcja modelu SMM na przykładzie stopnia sprężarki osiowej [121]

W odniesieniu do siatek dynamicznych, postać całkowa równania zachowania masy (równania ciągłości) dla ogólnego skalaru ϕ , na dowolnej objętości kontrolnej V , przyjmuje postać:

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \phi dV + \int_{\partial V} \rho \phi (\vec{u} - \vec{u}_g) \cdot d\vec{A} = \int_{\partial V} \Gamma \nabla \phi \cdot d\vec{A} + \int_V S_\phi dV$$

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \phi dV = \frac{[(\rho \phi)^{n+1} - (\rho \phi)^n] V}{\Delta t}$$

$$V^{n+1} = V^n + \frac{dV}{dt} \Delta t$$

gdzie:

$\vec{u}$ – wektor prędkości przepływu

(5.23)

$\vec{u}_g$ – wektor prędkości przepływu siatki poruszającej się

Γ – współczynnik dyfuzyjności

Zastosowanie modelu SMM jest wolne od ograniczeń związanych z poprzednio omawianymi metodami SRF i MRF oraz pozwala modelować złożone przepływy z silną interferencją między poszczególnymi częściami domeny. Ponieważ parametry przepływowe są przenoszone między poszczególnymi komórkami obszarów, to takie podejście pozwala uchwycić zjawiska tj. wiry, oderwania czy fale uderzeniowe. Model SMM nie wymaga również równoległości przepływu względem osi obrotu maszyny, co pozwala modelować różnorodne obiekty np. pionowe turbiny wiatrowe. Główną wadą podejścia SMM są wysokie wymagania dotyczące mocy obliczeniowej do rozwiązania nawet prostych problemów.

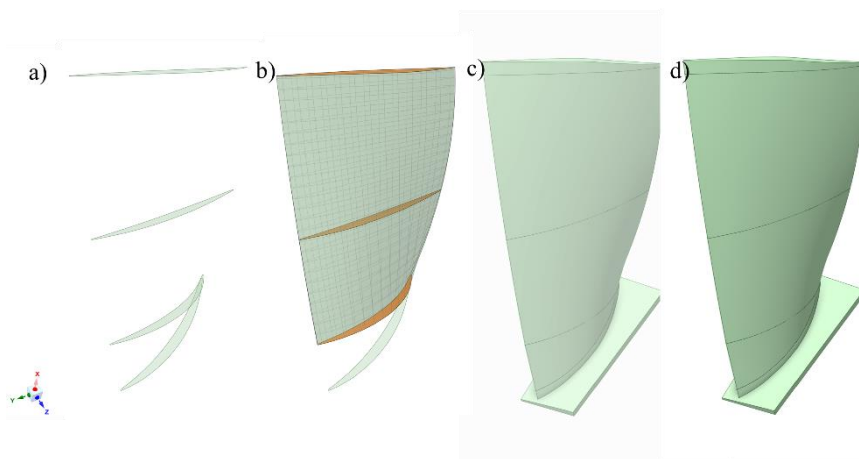
Budowę modelu numerycznego rozpoczęto od wykonania pojedynczej łopatki każdego stopnia wentylatora. W tym celu zbudowano profile aerodynamiczne dla każdego z przekrojów łopatki. Większość programów do modelowania CAD posiada możliwość zaimportowania tablicy punktów, które następnie można połączyć krzywą i stworzyć z niej powierzchnię. W niniejszej pracy do modelowania geometrii wykorzystano oprogramowanie Ansys Spaceclaim. Wyrysowane profile należało ustawić odpowiednio względem siebie uwzględniając ich umiejscowienie względem wysokości łopatki oraz jej skrzywienie (kąt ustawienia w palisadzie). Dla łopatek wirnikowych oś obrotu łopatki, przy modelowaniu jej skrzywienia można ustawić bliżej krawędzi spływu profili (rys. 5.21). Łopatki kierownicze można skrzywiać względem środka ich cięciwy.



Rys. 5.21. Profile łopatki wirnika pierwszego stopnia w rzucie z góry

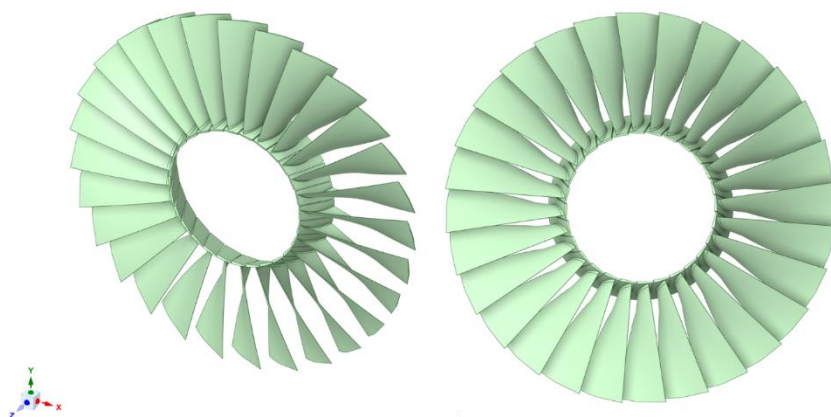
Profile ustawione odpowiednio względem siebie połączono tworząc między nimi płynne przejście przy pomocy funkcji *blend*. Pozwala ona na rozciągnięcie powierzchni między

dwoma krzywymi, a jeśli powierzchnie te tworzą obszar zamknięty, to obiekt zostanie zamodelowany jako obszar ciała stałego (ang. *body*). Kolejne kroki powstawania łopatki wirnika zobrazowano na rysunku 5.22. W obszarach o bardziej skomplikowanej geometrii, gdzie oprogramowanie miało problem z wygenerowaniem jednej powierzchni łączącej profile, wprowadzono dodatkowe przekroje pomocnicze. W przypadku łopatki pierwszego stopnia, taki zabieg zastosowano dla jej podstawy, która jest ustawiona pod kątem, z uwagi na zbieżność kanału silnika w tym obszarze. Na końcu zewnętrznego profilu również dodano niewielki fragment łopatki, ścięty w kierunku krawędzi spływu, tak aby wypełniała ona kanał przepływowy, zachowując szczelinę między łopatkową w granicach 0,5% cięciwy [99]. U podstawy dodano również element imitujący zamek łopatki, który ułatwia jej późniejsze, odpowiednie umiejscowienie w modelu złożeniowym wirnika.

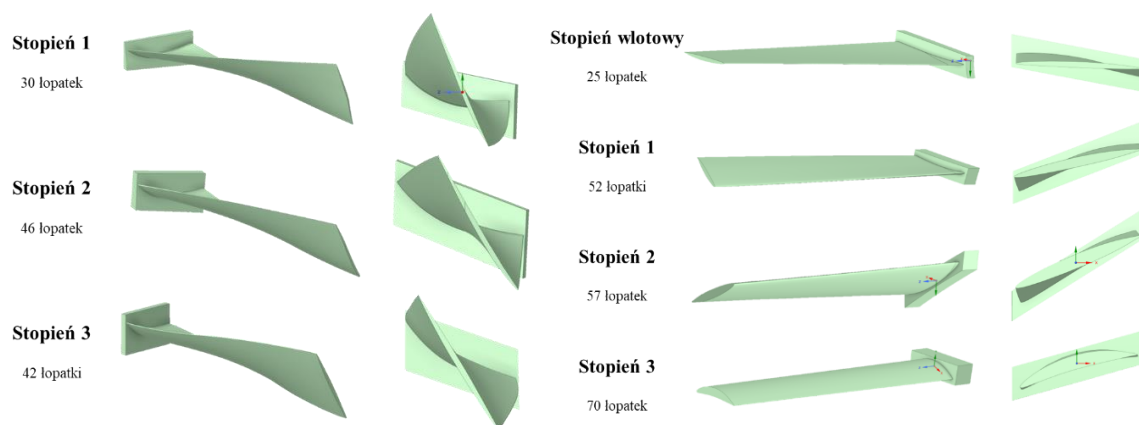


Rys. 5.22. Etapy modelowania łopatki wirnikowej, gdzie: a) rozmieszczenie profili łopatki w przestrzeni, b) połączenie powierzchni z użyciem funkcji *blend* c) stworzenie obiektu powierzchniowego d) scalenie obiektu do modelu ciała stałego

W kolejnym kroku należało umieścić łopatkę na odpowiednim promieniu. Zaleca się konstruowanie modelu od początku, w taki sposób aby oś obrotu wirnika była umiejscowiona na osi *OZ*. Do wykonania modelu wirnika korzysta się z opcji wykonania szyku kołowego (ang. *circular pattern*), który okresowo powiela dany element względem wybranej osi obrotu. Model całego wirnika pierwszego stopnia zaprezentowano na rysunku 5.23. Wykonane modele łopatek wieńca wirnikowego i wieńca kierownic zaprezentowano w dwóch rzutach na kolejnym rysunku 5.24.

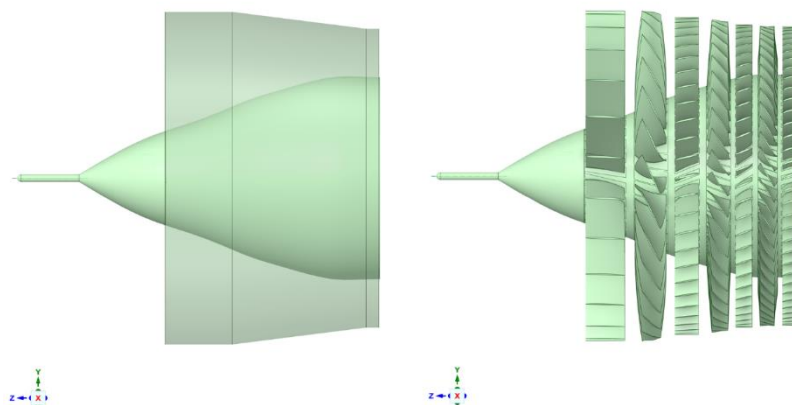


Rys. 5.23. Wirnik pierwszego stopnia wentylatora

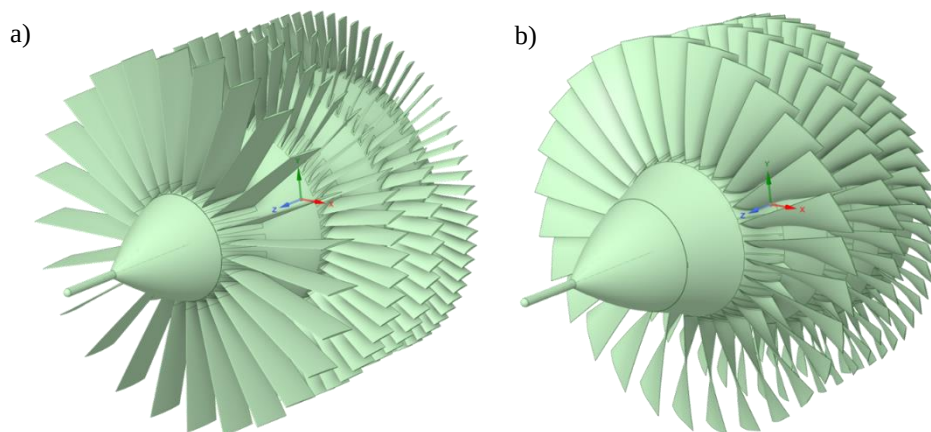


Rys. 5.24. Wykonane łopatki wieńców wirnikowych i kierowniczych

W kolejnych krokach zorientowano wieńce wirnikowe i kierownicze odpowiednio względem siebie. Odległość między poszczególnymi wieńcami powinna wynosić ok. 20% cięciwy łopatki poprzedzającej na średnim promieniu, co zapewnia mniejsze straty przepływu [100]. Do umiejscowienia wieńców w złożeniu całego modelu należy również odwzorować geometrię kanału przepływowego i na niej umieścić kompletne wirniki (rys. 5.25). Rysunek 5.26 przedstawia osobno, wieńce wirnikowe i kierownicze w złożeniu.

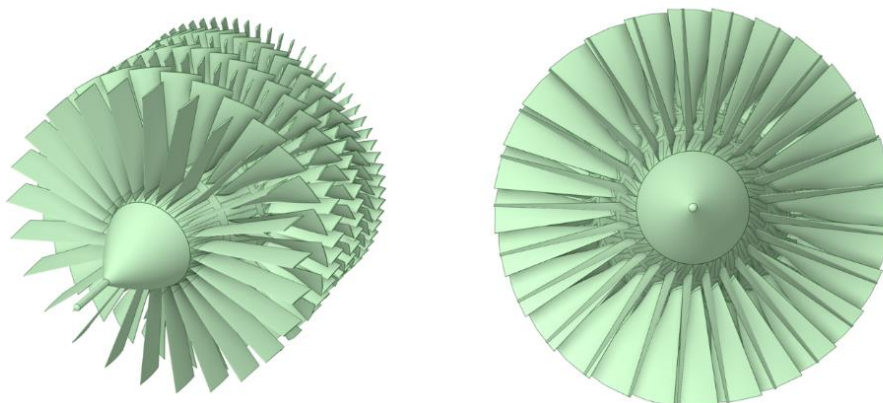


Rys. 5.25. Geometria kanału przepływowego oraz wieńce wentylatora

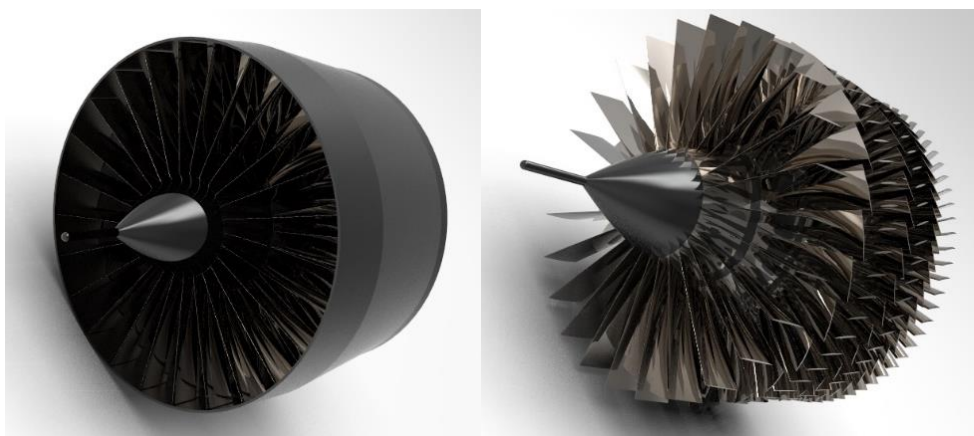


Rys. 5.26. Geometria wieńców kierowniczych a) i wieńców wirnikowych b) w złożeniu

Na rysunkach 5.27 pokazano finalny model złożeniowy wentylatora w dwóch rzutach, a na rysunku 5.28 model w wizualizacji realistycznej, z nałożonymi teksturami duraluminium i tytanu.

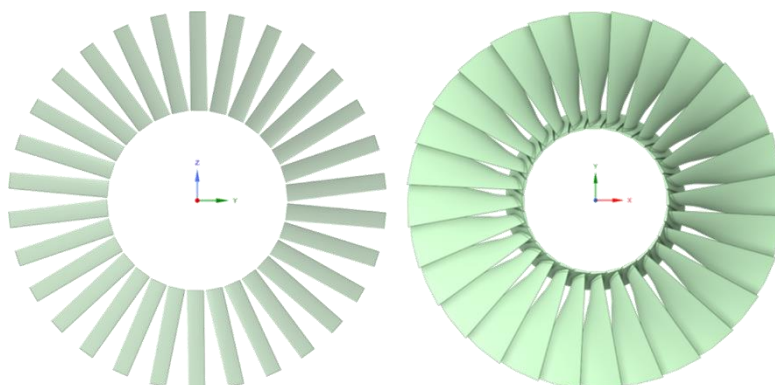


Rys. 5.27. Kompletny model złożeniowy wentylatora



Rys. 5.28. Model wentylatora w wizualizacji realistycznej

Należy wspomnieć, że model został zbudowany w oparciu o wyniki obliczeń analitycznych, które wykonane były w wielu iteracjach. Aby zobrazować proces rozwoju modelu wentylatora na rysunku 5.29 pokazano wirnik pierwszego stopnia wykonany według pierwszych wyników obliczeń analitycznych w porównaniu z jego ostateczną geometrią.

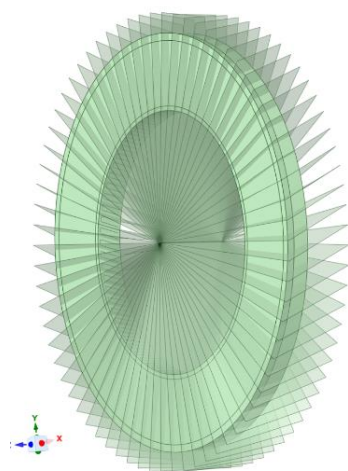


Rys. 5.29. Model wirnika pierwszego stopnia według pierwszych wyników obliczeń i model finalny

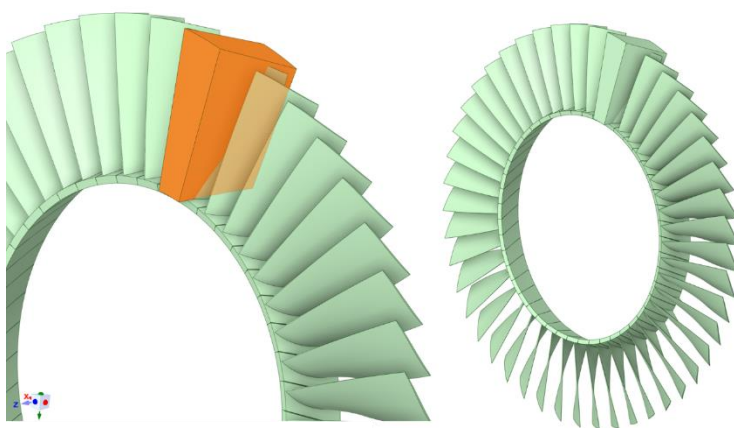
Ponieważ zjawiska przepływowe zachodzące w maszynach wirnikowych są okresowo powtarzalne to ich modele obliczeniowe buduje się w oparciu o periodyczne warunki brzegowe. W przypadku maszyny wirnikowej jaką jest sprężarka czy wentylator zastosowanie periodyczności polega na zamodelowaniu skończonej objętości płynu wokół jednej łopatki wirnika. Następnie w algorytmach obliczeniowych stosuje się ustawienia powodujące, że płyn opuszczający domenę obliczeniową jest natychmiast przenoszony do elementu sąsiadującego z zachowaniem swoich parametrów fizycznych. Zastosowanie periodycznych warunków

brzegowych pozwala na skrócenie czasu generacji siatki jak i samych obliczeń bez utraty fizyczności zachodzących zjawisk przepływowych.

Aby przygotować model do obliczeń numerycznych w pierwszej kolejności wyodrębniono z całej palisady objętość płynu wokół łopatki. Wykonano to wprowadzając płaszczyznę przechodzącą przez cięciwę łopatki, następnie odsunięto ją zgodnie z wewnętrzną podziałką palisady, tak aby podzielić całą domenę płynu wirnika na jednakowe objętości wokół każdej z łopatek. Rysunek 5.30 przedstawia całą objętość płynową w przykładowym wirniku, oraz sposób jej podział na jednakowe objętości wokół każdej z łopatek. Z uwagi na zjawiska przepływowe zaleca się wykonanie podziału zgodnie z linia cięciwy łopatki.



Rys. 5.30. Wyodrębnienie objętości płynu wokół jednej łopatki danego wirnika

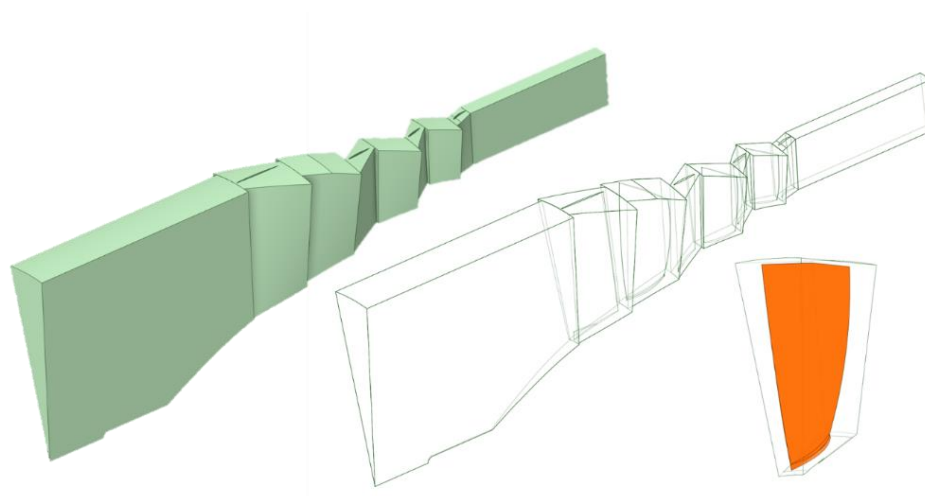


Rys. 5.31. Objętość płynu wyodrębniona wokół jednej łopatki wirnika

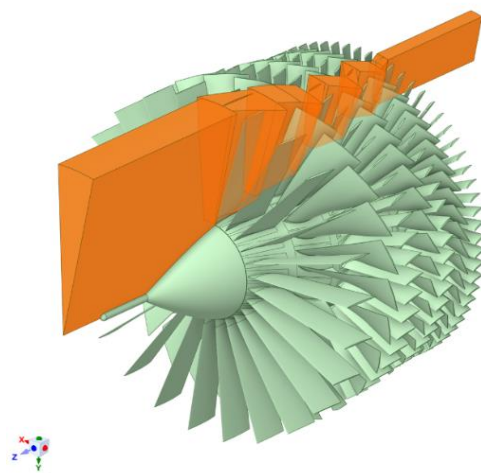
Rysunek 5.31 przedstawia wyodrębnioną objętość płynu wokół jednej łopatki wieńca wirnikowego. W kolejnym kroku od wyznaczonej objętości płynu odjęto geometrię łopatki,

używając funkcji *subtract*. Dzięki takiemu zabiegowi w objętości płynu został wycięty kształt łopatki, który stanowił jego wewnętrzne granice.

Dla każdego z wieńców wirnikowych i kierowniczych powtórzono opisany schemat postępowania. Z punktu widzenia dalszej dyskretyzacji modelu, istotnym jest, aby poszczególne objętości płynu nie współdzieliły ze sobą topologii. W przeciwnym przypadku, na etapie generacji siatki, program będzie traktował wszystkie wirniki jako części jednego elementu, dążąc do zgodności węzłów siatki między poszczególnymi stykającymi się powierzchniami domen, co może rodzić problemy z generacją siatki obliczeniowej oraz późniejszymi ustawieniami programu do wykonania obliczeń. Geometrię modelu wentylatora przygotowanego do obliczeń numerycznych zawarto jak na rysunku 5.32. Dla łopatek kierownic przyjęto brak szczeliny między łopatkowej. W rzeczywistych konstrukcjach występuje taka od strony piasty wirnika, jednakże dąży się do jej całkowitej minimalizacji, co poprawia sprawność maszyny wirnikowej. Rysunek 5.33 przedstawia poglądowo model obliczeniowy naniesiony na geometrię wirników.

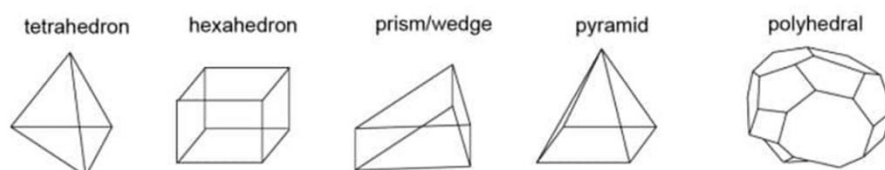


Rys. 5.32. Geometria modelu do obliczeń numerycznych



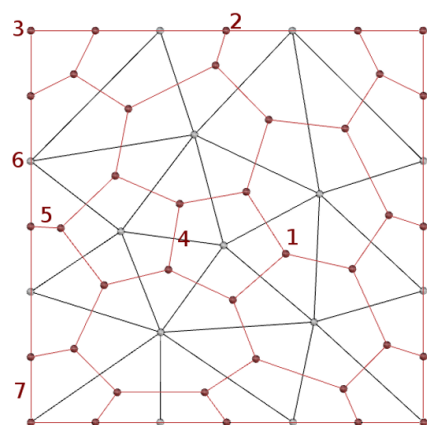
Rys. 5.33. Model obliczeniowy wentylatora naniesiony na geometrię wirników

Rozwój algorytmów wykorzystywanych do generacji siatek doprowadził w ostatnich latach do powstania nowych metod dyskretyzacji modeli numerycznych. Podstawą w dyskretyzacji modeli numerycznych są siatki strukturalne (heksahedralne) oraz siatki niestrukturalne (tetrahedralne). Do tworzenia płynnych przejść między siatkami strukturalnymi i niestrukturalnymi wykorzystuje się siatki hybrydowe (np. pryzmatyczne lub piramidalne). Szereg nowych możliwości w tym zakresie odkryło wprowadzenie elementów siatek hybrydowych w postaci komórek wielościennych (polihedralnych), które zyskały na popularności jako alternatywa do istniejących już rodzajów. Siatki polihedralne w istocie są połączeniem wielu elementów strukturalnych i niestrukturalnych, które zostały scalone w regularną komórkę wielościenną (rys. 5.34).



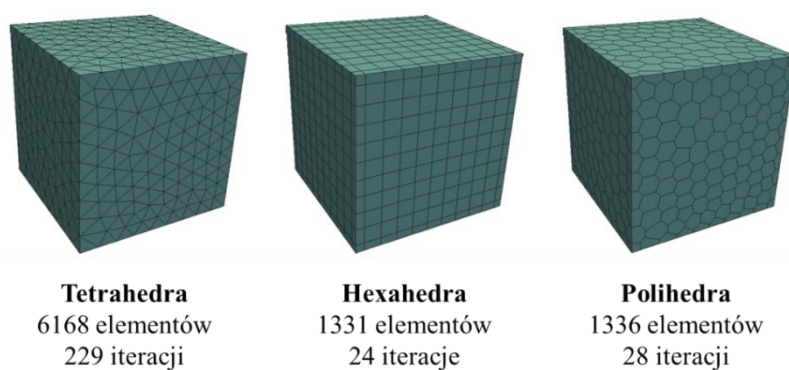
Rys. 5.34. Typy siatek w dyskretyzacji modeli numerycznych [136]

Najistotniejszą zaletą siatek polihedralnych jest skrócony czas obliczeń z uwagi na znacznie mniejszą liczbę zastosowanych elementów, ponieważ komórki wielościenne są tworzone poprzez połączenie komórek czworościennych. W tym zakresie powstały również algorytmy pozwalające na przekształcenie już istniejącej siatki tetrahedralnej w siatkę polihedralną. Ideę takiej transformacji, polegającej na połączeniu komórek pokazano na przykładzie trójkątnej siatki powierzchniowej na rysunku 5.35.



Rys. 5.35. Idea generacji powierzchniowej siatki polihedralnej [36]

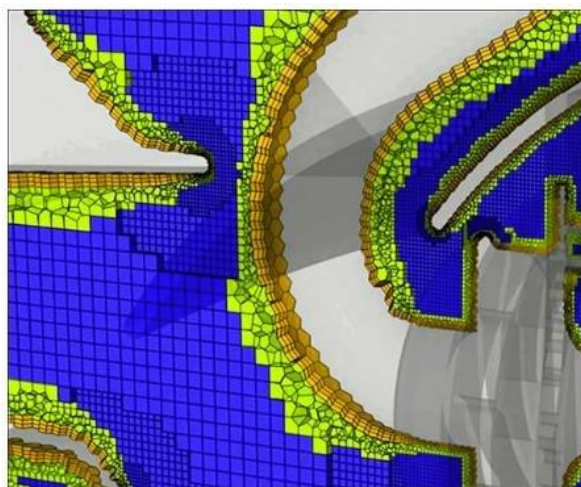
Siatki polihedralne, z uwagi na większą liczbę ścian, sąsiadują z większą liczbą komórek niż siatki klasyczne, co również jest ich znaczącą zaletą, gdyż skutkuje to większą rozdzielczością aproksymacji gradientowej oraz krótszym czasem osiągnięcia zbieżności i większą dokładnością rozwiązania. Znacznie łatwiejszym jest także wygenerowanie siatki o wysokiej jakości, z uwagi na to, że komórki wielościenne są mniej podatne na rozciąganie. Dla prostych obiektów, tym aspekcie dorównują one regularnym siatkom heksahedralnym, jednak ich zalety uwydatniają się wraz z rosnącą złożonością modeli i skomplikowanych kształtów geometrycznych badanych obiektów. Przykładowe liczby elementów siatki wraz z liczbą iteracji wymaganych do osiągnięcia takiej samej zbieżności dla prostego obiektu przedstawiono na rysunku 5.36.



Rys. 5.36. Liczba iteracji potrzebna do osiągnięcia jednakowej zbieżności [36]

Wprowadzenie elementów polihedralnych pozwoliło również na możliwość generowania siatek mozaikowych (ang. *poly-hexcore*), które polegają na zastosowaniu siatki polipryzmatycznej, składającej się z elementu wielościennego u podstawy i ścian prostokątnych

w obszarze warstwy przyściennej, a następnie kilku warstw siatki polihedralnej, która płynnie przechodzi w siatkę strukturalną w obszarze oddalonym od ścianki obiektu (rys. 5.37).



Rys. 5.37. Przykład zastosowania siatki mozaikowej [116]

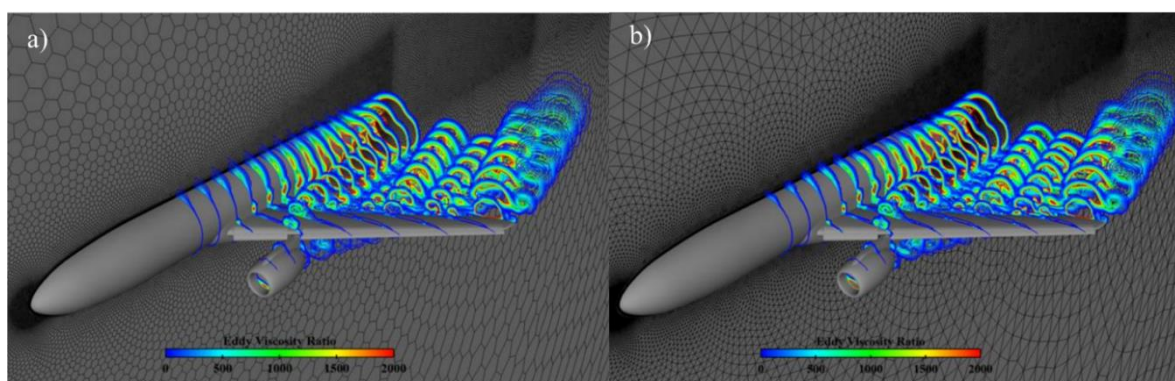
Zalety siatek polihedralnych pokazano w wielu artykułach i publikacjach. Jednym z przykładów mogą być obliczenia wykonane przez H. Mendis [137], wykonane na przykładzie fragmentu spoileru samochodu dla czterech różnych typów zastosowanej siatki. Przy zbliżonych dokładnościach wyników oporu aerodynamicznego, siatka polihedralna składała się z kilkukrotnie mniejszej liczby elementów, co skutkowało ponad dwukrotnie krótszym czasem obliczeń i dwukrotnie mniejszym zapotrzebowaniem na moc obliczeniową. Należy również zauważyć, że siatka tetrahedralna okazała się najbardziej ekonomiczna pod względem zużycia pamięci podręcznej w przeliczeniu na 1 mln elementów siatki. Dla siatek polihedralnych parametr ten jest największy z uwagi na złożoność algorytmów aproksymacyjnych, wynikających z wielokrotnie większej liczby elementów sąsiadujących. Nie mniej jednak przy całkowitym rozmiarze równoważnej siatki, czas potrzebny na uzyskanie rozwiązania dla siatek polihedralnych jest znacząco mniejszy (tab. 5.3).

Podobne wnioski przestawił M. Spiegel, T. Redel i Y. J. Zhang w pracy pokazującej obliczenia numerycznej mechaniki płynów dla dwóch różnych geometrii tętniaka mózgu, gdzie zastosowanie siatki polihedralnej kilkukrotnie skróciło czas potrzebnych obliczeń [117]. Innym przykładem może być praca K. Zore, B. Sasanapuri i G. Parkhi, gdzie porównano zastosowanie siatki hexcore i polyhexcore w obliczeniach aerodynamiki samolotu komunikacyjnego i pokazano (rys. 5.38), że zastosowanie technologii mozaikowej pozwoliło na zmniejszenie całkowitej liczby elementów siatki o 48%, co skutkowało skróceniem czasu obliczeń o 41%,

przy jednoczesnym zachowaniu zgodności wyników z eksperymentalnymi badaniami w tunelu aerodynamicznym [116].

Tab. 5.3. Porównanie wyników obliczeń dla różnych typów siatek [137]

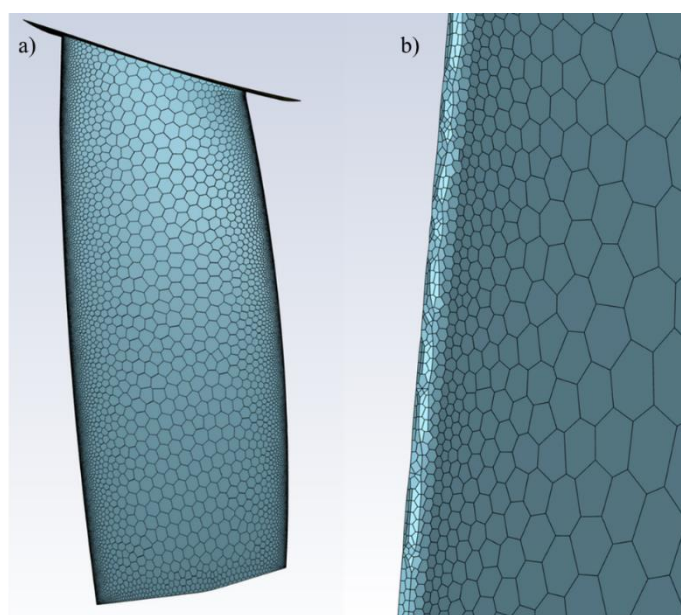
Typ siatki	Liczba elementów [mln]	Dokładność wyniku [%]	Zużycie pamięci RAM [GB]	Czas obliczeń [min]	Czas / Iteracje [s]	RAM / 1 mln elementów
Poly-Hexcore	1,380	0,00	9	31,3	9,4	6,3
Hexcore	2,468	-0,30	11	37,5	11,2	4,3
Polyhedral	1,439	1,00	13	41,2	12,4	8,9
Tetrahedral	7,083	1,40	26	98,2	29,5	3,6



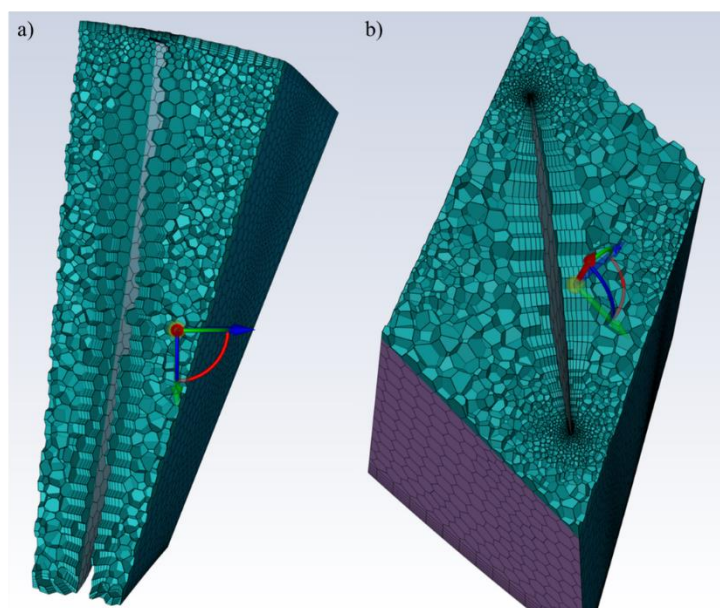
Rys. 5.38. Współczynnik lepkości wirowej (ang. *Eddy Viscosity Ratio*) dla siatki:
a) polihedralnej b) tetrahedralnej [116]

Do dyskretyzacji modelu wentylatora wykorzystano siatkę polihedralną. Przykład dyskretyzacji siatki powierzchniowej na łopatkę wirnika pokazano na rysunku 5.39. W wygenerowanej siatce zastosowano w obszarze warstwy przyściennej pięć warstw siatki hybrydowej (o podstawie wielościennej, a bokach prostokąta), a obszary krawędzi łopatki zamodelowano tak aby ich krzywizna została odzwierciedlona przez minimum pięć elementów siatki. Przekrój domeny płynu łopatki wirnika pierwszego stopnia przedstawiono na rysunku 5.40. Przy generowaniu siatek obliczeniowych, każdą z łopatek potraktowano jako osobny element, aby następnie wszystkie siatki scalić docelowo w module Ansys Fluent. Takie podejście przyspiesza czas generowania siatek, gdyż dyskretyzacja domeny pojedynczej łopatki trwa krócej oraz zapewnia lepszą kontrolę nad procesami wykonywanymi przez program. Dodatkowo eliminuje to potencjalne problemy z interpretacją współdzielenia topologii siatki na elementach stykających się ścianek poszczególnych elementów. Jedynym

mankamentem jest konieczność zadbania o bardzo dokładne umiejscowienie poszczególnych domen w układzie odniesienia. Przy obliczeniach modelu maszyny wirnikowej konieczne jest zastosowanie periodycznych warunków brzegowych, które w praktyce oznaczają, że płyn opuszczający domenę obliczeniową z jednej strony objętości wydzielonej dookoła łopatki zostanie natychmiast przeniesiony do sąsiadującego elementu, z drugiej strony domeny z zachowaniem swoich parametrów przepływowych. Takie podejście symuluje okresową powtarzalność zjawiska, oraz to, że płyn opływający jedną łopatkę oddziałuje z łopatkami sąsiadującymi. Aby poprawnie zastosować periodyczne warunki brzegowe konieczne jest odpowiednie przygotowanie siatki w tym zakresie. Przy dyskretyzacji modelu należy zadbać o zgodność węzłów po obu stronach domeny w układzie cylindrycznym. Taki zabieg pozwala również na późniejsze osiowe zduplikowanie elementów w celu wizualizacji przepływu przez cały wentylator.



Rys. 5.39. Siatka powierzchniowa łopatki wirnika



Rys. 5.40. Przekrój siatki łopatki wirnika pierwszego stopnia

Zastosowanie do modelu wentylatora siatki polihedralnej pozwoliło na wielokrotne zmniejszenie całkowitej liczby elementów modelu, względem równoważnej siatki tetrahedralnej. Dzięki temu osiągnięto znacznie krótszy czas obliczeń, co było niezwykle istotne przy ograniczonych zasobach mocy obliczeniowej, w szczególności analizując przypadki w stanie nieustalonym. Dla przygotowanej początkowo równoważnej siatki tetrahedralnej policzenie jednej iteracji dla przepływu zmiennego w czasie trwało kilkanaście godzin, podczas gdy zastosowanie siatki polihedralnej skróciło ten czas do około godziny, przy tych samych zasobach sprzętowych. Siatka polihedralna pozwoliła również na dokładne odwzorowanie złożonej geometrii łopatek wirników i kierownic. Przy generowaniu siatki tetrahedralnej dla tych elementów występowało wiele problemów z jej dopasowaniem. Ponieważ komórki trójkątne są dość wrażliwe na rozciąganie, to szczególne trudności sprawiało dopasowanie tych elementów do bardzo cienkich krawędzi natarcia i krawędzi spływu łopatek. Dla siatek polihedralnych algorytmy generujące bardzo dobrze radziły sobie z szybkim dopasowaniem elementów do małych powierzchni, równocześnie stosując w tych miejscach odpowiednie zagęszczenia dla zachowania zadowalających parametrów jakościowych.

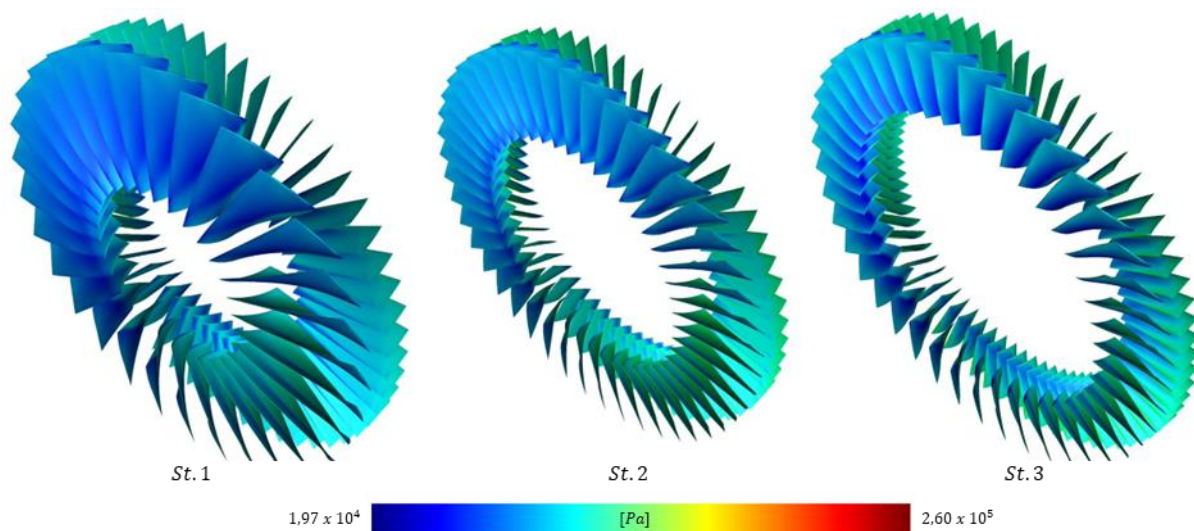
5.3 Analiza pracy wentylatora

Model wentylatora zbudowano w środowisku Ansys Fluent. Przy wykonywaniu analiz w dużej mierze korzystano z modułu programu przeznaczonego do obliczeń maszyn

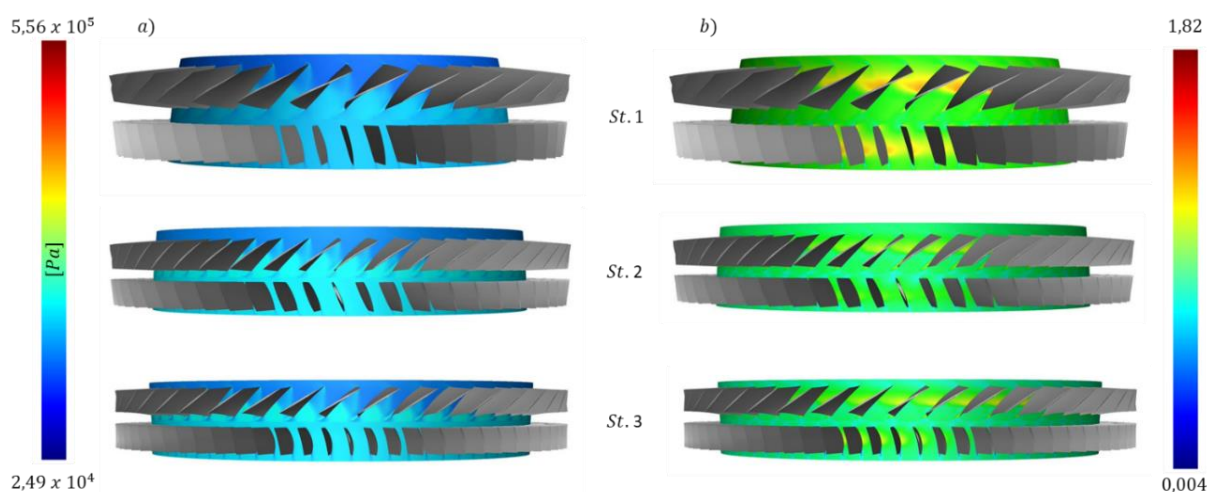
wirnikowych Turbo Workflow. Analizę wykonano w trzech etapach. W pierwszej kolejności wykonano obliczenia przepływowe każdego ze stopni jako pracującego osobno, w celu porównania parametrów jego pracy z założeniami i wynikami obliczeń analitycznych. Następnie wykonano obliczenia wentylatora przy pracy w stanie ustalonym dla różnych prędkości obrotowych wirnika. W ostatniej części wykonano obliczenia pracy wentylatora w warunkach symulowanego zaburzenia przepływu strumienia wlotowego. Przy wykonywaniu obliczeń stosowano dwie metody. Opartą o obrotowy układ odniesienia MRF (ang. *Multiple Reference Frame*), oraz opartą o siatki dynamiczne *Sliding Mesh*. Jako warunek brzegowy na wlocie wentylatora zastosowano *pressure inlet*, który definiuje wartość ciśnienia całkowitego i temperatury, a pole prędkości i ciśnienia statycznego jest wyznaczane. Natomiast na wyjściu z wentylatora zastosowano warunek *pressure outlet*, który określa wartość ciśnienia statycznego.

5.3.1 Analiza pracy stopni wentylatora

W pierwszej kolejności wykonano analizę pracy poszczególnych stopni, która miała na celu zweryfikowanie czy osiągnięto parametry zbieżne z otrzymanymi w wyniku obliczeń analitycznych. W przeprowadzonej analizie wykorzystano uproszoną metodę MRF, a obliczenia przeprowadzono w warunkach statycznych, tj. dla ciśnienia wejściowego $p_1^* = 101325 \text{ [Pa]}$. Rysunek 5.41 przedstawia rozkład ciśnienia statycznego na łopatkach wentylatora, a kolejny (rys. 5.42) rozkład ciśnienia całkowitego i liczby Macha na średnim promieniu łopatki. W obu przypadkach zobrazowano parametry dla pracy wentylatora w warunkach statycznych i prędkości obrotowej $N_1 = 9810 \text{ [obr./min]}$. Przedstawione ujęcia pokazują poprawność uzyskanych wyników dotyczących pracy każdego ze stopni wentylatora. Ciśnienie całkowite wzrasta na łopatkach wirnika i następnie jest stałe w przekroju łopatek kierownic, ciśnienie statyczne natomiast jest znacznie niższe na wirniku, a następnie wzrasta na kierownicach. W zakresie liczby Macha obserwuje się powstawanie fali uderzeniowej, w szczególności na pierwszym stopniu wirnika, gdzie jest ona zauważalna powyżej 50% cięciwy łopatki. Dla pozostałych dwóch stopni również jest to obserwowalne jednak dla tej prędkości obrotowej nie jest tak wyraźne.



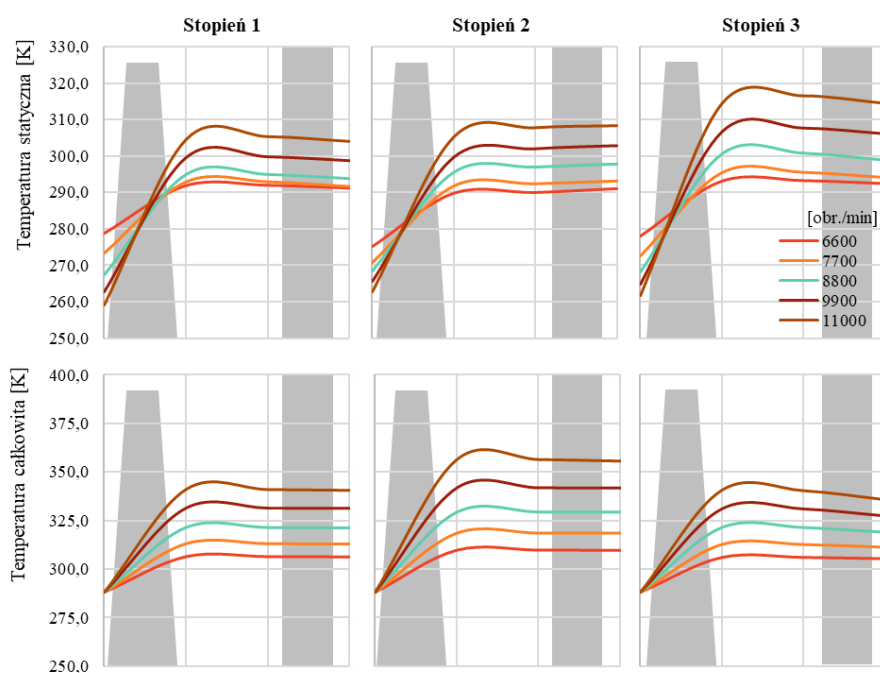
Rys. 5.41. Rozkład ciśnienia statycznego na łopatkach wentylatora dla prędkości $N_1 = 9810$ [obr./min]



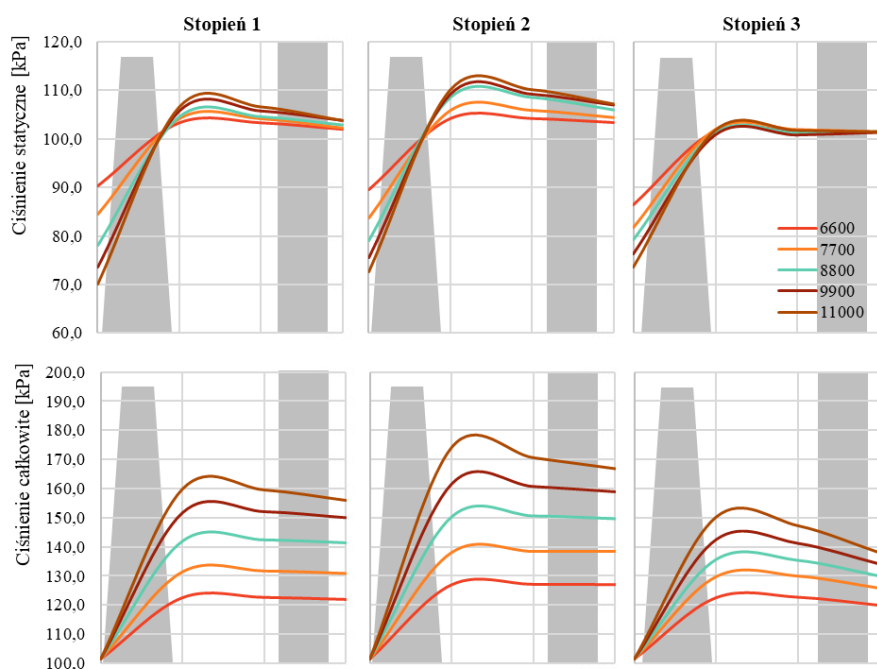
Rys. 5.42. Rozkład ciśnienia całkowitego a) oraz liczby Macha b) na promieniu średnim łopatki dla prędkości obrotowej $N_1 = 9810$ [obr./min]

Rozkład parametrów całkowitych i statycznych dla ciśnienia i temperatury wzdłuż kanału dla poszczególnych stopni przy pracy w warunkach statycznych dla różnych prędkości obrotowych, zawarto na rysunkach 5.43 i 5.44. Wyniki obliczeń przedstawiają głównie pracę wirnika na danym stopniu. Praca kierownicy będzie niewidoczna z uwagi na zastosowany warunek brzegowy *pressure outlet* blisko jej łopatki, który ma wartość ciśnienia otoczenia ($p_2 = 101325$ [Pa]). Powoduje to, że program będzie dopasowywał parametry przepływu tak, aby rozprężyć go całkowicie przed dotarciem do ściany opisanej warunkiem brzegowym. W rzeczywistej maszynie przepływowej, kanał w głąb wentylatora zawęża się, a ciśnienie

rośnie z każdym stopniem. Jednakże taki zabieg numeryczny pozwala na dokładne prześledzenie pracy samego wieńca wirnikowego, gdyż w żaden sposób przepływowo nie ogranicza się jego parametrów pracy. Liczba ograniczeń nałożonych w programie jest minimalna, co daje dużą swobodę dla kodu obliczeniowego do poszukiwania możliwych rozwiązań i prowadzi do szybkiego osiągnięcia zbieżności rozwiązania. Zapobiega się w ten sposób nadmiernemu ograniczeniu (ang. *over-constrained*) algorytmów obliczeniowych, co może prowadzić do problemów ze zbieżnością rozwiązania lub nawet otrzymania nie fizycznego wyniku.



Rys. 5.43. Rozkład temperatury statycznej i całkowitej wzdłuż kanału dla poszczególnych stopni z uwzględnieniem zmian prędkości obrotowych



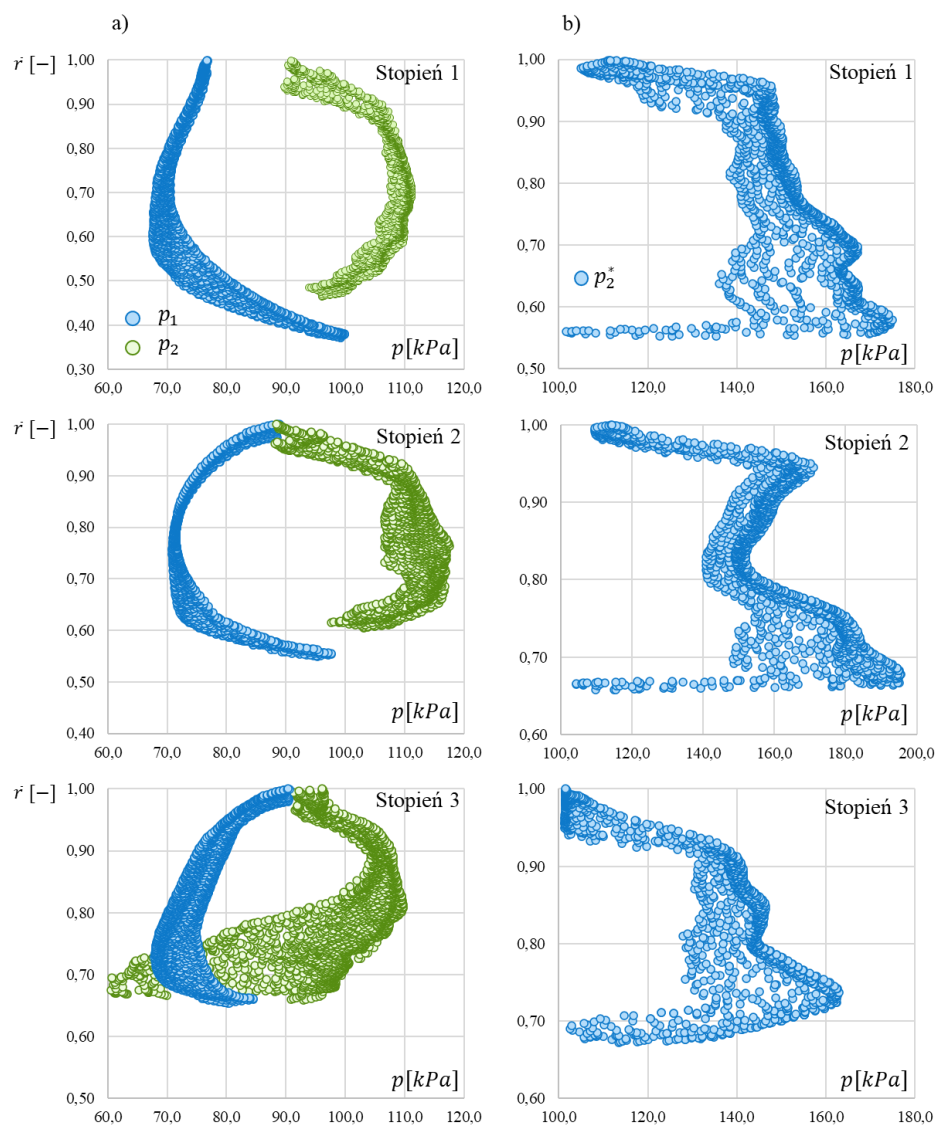
Rys. 5.44. Rozkład ciśnienia statycznego i całkowitego wzdłuż kanału dla poszczególnych stopni z uwzględnieniem zmian prędkości obrotowej

Tabela 5.4 przedstawia różnice procentową dla kluczowych parametrów pracy pojedynczych stopni wentylatora względem obliczeń analitycznych. Szczególnie istotnym jest wartość sprężu π^* i prędkości osiowej C_{1a} . W zakresie sprężu osiągnięto wysoką zbieżność z obliczeniami analitycznymi. Dla pierwszego stopnia spręż w obliczeniach numerycznych dla obliczeniowej prędkości obrotowej silnika $N_1 = 9810$ [obr./min] wyniósł $\pi_I^* = 1,52$, podczas gdy w obliczeniach analitycznych $\pi_I^* = 1,57$. Dla drugiego stopnia wartość ta wyniosła $\pi_{II}^* = 1,59$, względem $\pi_{II}^* = 1,58$ w obliczeniach analitycznych, a dla trzeciego stopnia $\pi_{III}^* = 1,39$, względem $\pi_{III}^* = 1,42$. W przypadku prędkości osiowej C_{1a} , również uzyskano wysoką zgodność. Dla pierwszego stopnia w obliczeniach analitycznych przyjęto $C_{1a} = 227,4$ [m/s], a w obliczeniach numerycznych osiągnięto wartość $C_{1a} = 223,6$ [m/s]. Dla drugiego stopnia wartość wyniosła $C_{1a} = 215,0$ [m/s], względem obliczeń analitycznych $C_{1a} = 210,2$ [m/s], natomiast dla trzeciego stopnia wartości te wyniosły odpowiednio w wynikach numerycznych $C_{1a} = 211,1$ [m/s], a w analitycznych $C_{1a} = 198,8$ [m/s]. W większości różnica między obliczeniami analitycznymi i numerycznymi mieści się w granicach $\pm 5,0\%$, co jest satysfakcjonującym wynikiem. Największe rozbieżności odnotowano w wartościach temperatury powietrza na poszczególnych stopniach, co wynika z uproszczonego modelu do wyznaczania tego parametru na etapie obliczeń analitycznych.

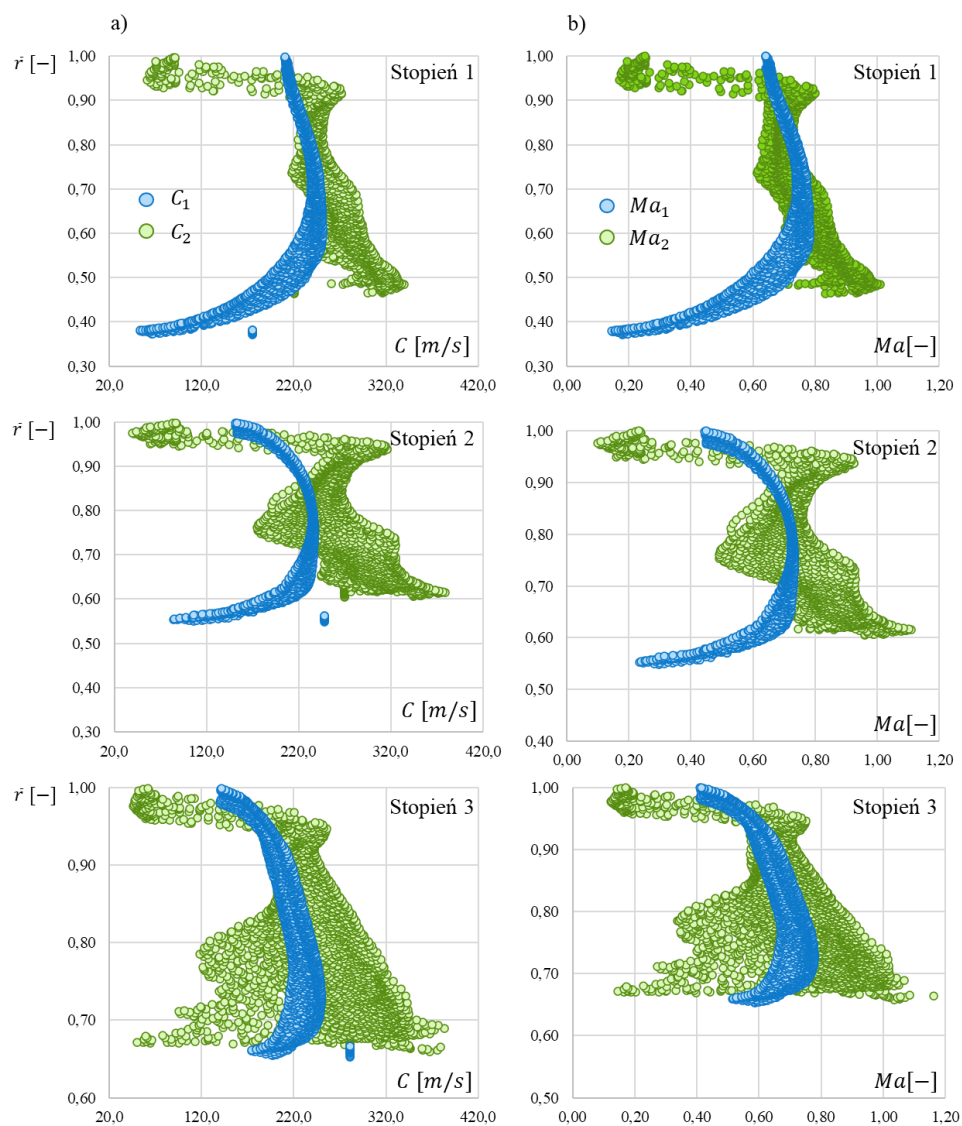
Tab. 5.4. Porównanie kluczowych parametrów wyników numerycznych względem obliczeń analitycznych

	π^*	C_{1a}	ϕ	ΔT^*	ΔT
Stopień 1	2,98%	1,68%	-5,01%	1,18%	7,13%
Stopień 2	-0,54%	-2,30%	-8,91%	-5,16%	-1,49%
Stopień 3	2,14%	-6,19%	2,42%	9,89%	-14,21%

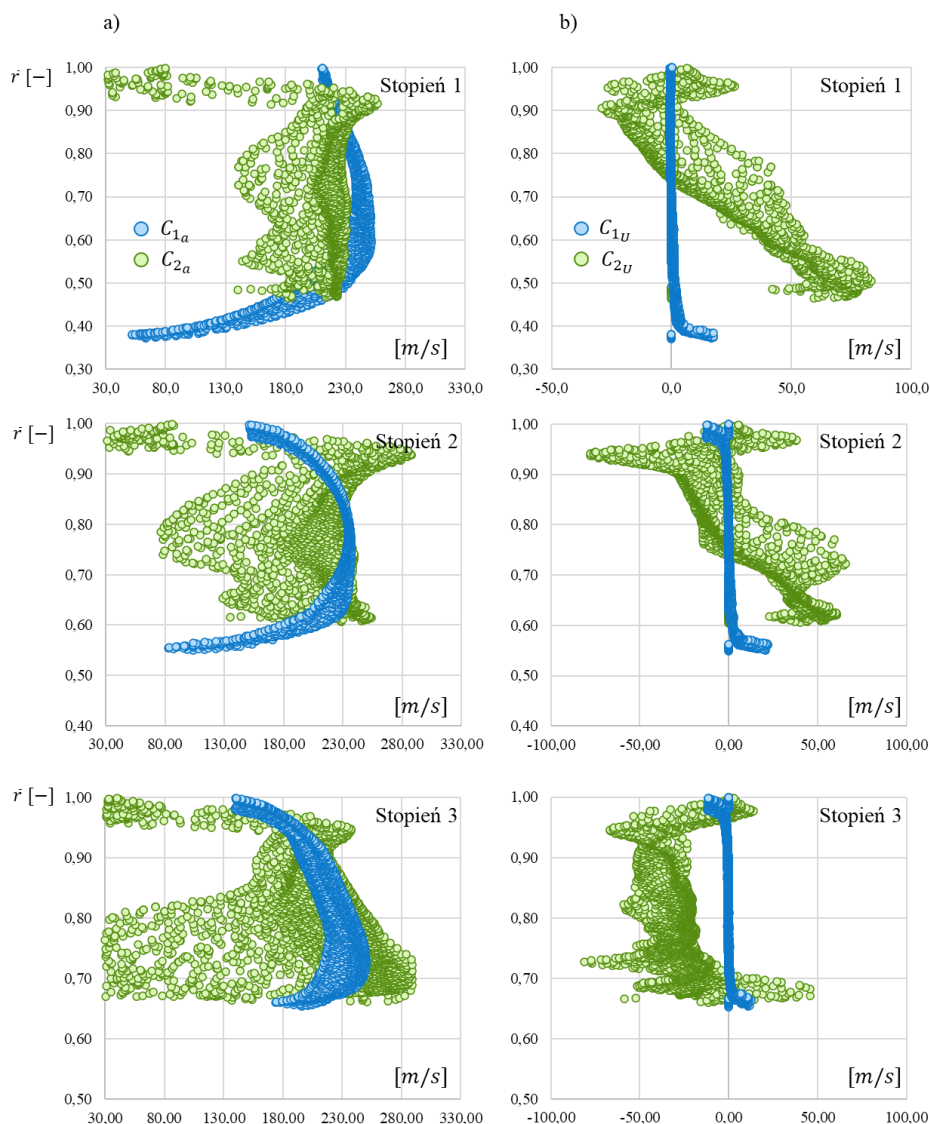
Kolejne wyniki (rys. 5.45, rys. 5.46, rys. 5.47) przedstawiają rozkład parametrów tj. ciśnienia i prędkości wzdłuż promienia łopatki wirnika, dla prędkości obrotowej $N_1 = 9810 \text{ [obr./min]}$, w funkcji wysokości względnej łopatki $\bar{r}$. Dla każdego z parametrów istotnie widoczne są odchylenia występujące w obszarze u podstawy łopatki oraz na jej końcówce, co jest naturalnym zjawiskiem dla rzeczywistych konstrukcji wentylatorów. U podstawy łopatki powstaje obszar zwiększonych strat wynikający z kontaktu płynu ze ścianką kanału, tworzonej przez zamek łopatki. Z kolei na końcówce łopatki obszar strat związany jest z przeciekami szczelinowymi. W przypadku rozkładu ciśnienia statycznego istotnie najwyższe ciśnienie występuje właśnie przy podstawie łopatki z uwagi na mniejszą prędkość przepływu w tym obszarze. W pozostałych obszarach dla każdego ze stopni występuje w miarę jednorodny rozkład ciśnienia statycznego i całkowitego wzdłuż promienia łopatki. Analizując rozkład prędkości bezwzględnych, liczby Macha oraz prędkości osiowych i promieniowych wzdłuż promienia łopatki (rys. 5.46) dla poszczególnych stopni można zauważyć analogiczne zależności. U podstawy łopatki oraz przy jej końcówce występują obszary zwiększonych strat, co przekłada się na spadek niniejszych prędkości. W rzeczywistych konstrukcjach sprężarek i wentylatorów przepływ jest silnie trójwymiarowy i różni się od założeń przyjętych we wstępnych obliczeniach analitycznych. Mimo to, przebieg parametrów w środkowej części łopatki jest zgodny z oczekiwaniami, co do modelowania łopatki według zasady stałej cyrkulacji (rys. 5.6). Wektor prędkości C_1 , a także jego składowe C_{1a} i C_{1U} (rys. 5.47) są względnie stałe wzdłuż promienia łopatki, przy czym wejściowe składowe promieniowe mają niewielkie wartości. Natomiast wartość wektora prędkości C_2 , zwiększa się w kierunku podstawy łopatki, za sprawą wzrostu składowej promieniowej C_{2U} na łopatkach wirnika, przy względnie stałej składowej osiowej C_{2a} . Należy zauważyć, że mimo znacznie zwiększonej złożoności przepływu w obliczeniach numerycznych, co do zasady istnieje zgodność co do charakteru i rozkładu parametrów, w opracowanych stopniach, co jest przesłanką do zgodności opracowanego modelu wentylatora.



Rys. 5.45. Rozkład ciśnienia statycznego (p_1 , p_2) i całkowitego (p_2^*) wzdłuż promienia łopatki wirnika poszczególnych stopni wentylatora



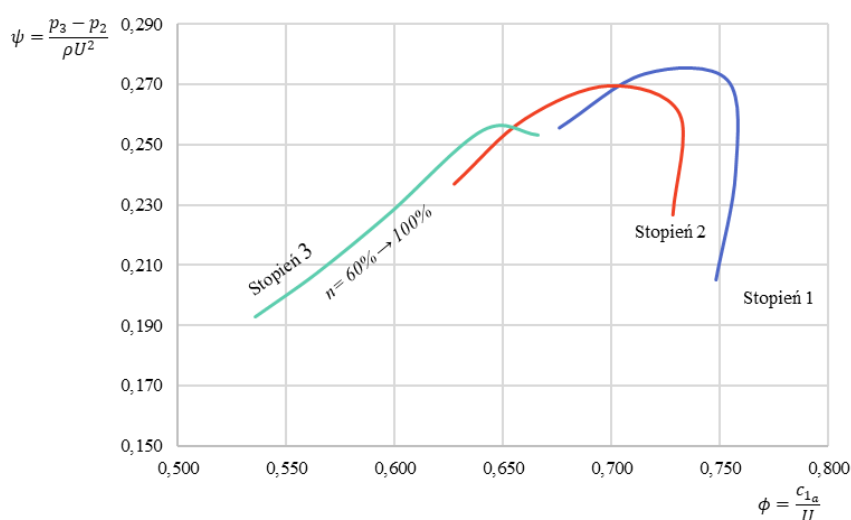
Rys. 5.46. Rozkład prędkości bezwzględnych (C_1 , C_2) i liczby Macha (Ma_1 , Ma_2) wzdłuż promienia łopatkı wirnika poszczególnych stopni wentylatora



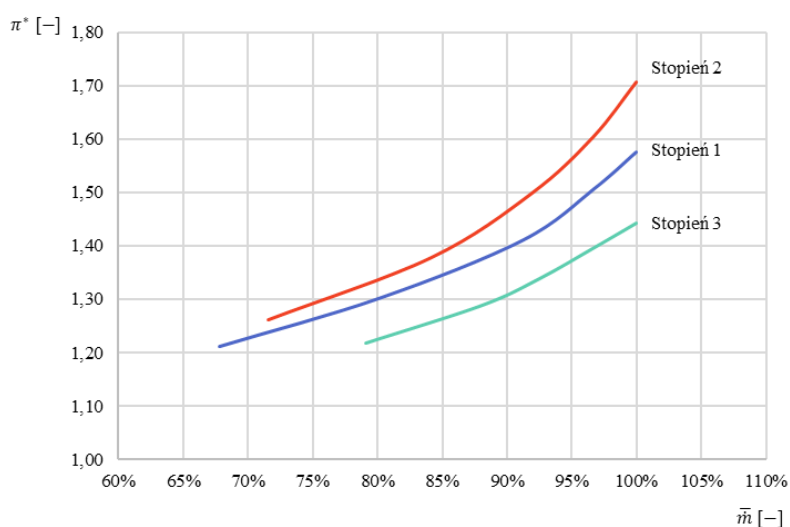
Rys. 5.47 Rozkład składowych prędkości bezwzględnej (C_{1a} , C_{2a} , C_{1u} , C_{2u}) wzdłuż promienia łopatkki wirnika poszczególnych stopni wentylatora

Opracowane charakterystyki poszczególnych stopni wentylatora pracujących indywidualnie w układzie współczynnika wzrostu ciśnienia statycznego w funkcji współczynnika natężenia przepływu oraz sprężu w funkcji masowego natężenia przepływu przedstawiono na rysunku 5.48 i 5.49. Dla sprężu, każdy ze stopni wykazuje przebieg zgodny z literaturą. W przypadku sprężarek i wentylatorów spręż zawsze jest funkcją kwadratową prędkości obrotowej wirnika. Należy jednak zwrócić uwagę na charakterystykę stopni w układzie $\psi = f(\phi)$. Stopień 1 oraz stopień 2 wykazują niemal identyczny przebieg charakterystyki i możliwość pracy stopnia przy większych wartościach ψ i ϕ . Charakterystyka ostatniego stopnia wentylatora jest ukierunkowana na pracę w dość szerokim zakresie i dla niższych wartości współczynnika przepływu, niż pozostałe stopnie ze szczególnym

uwzględnieniem pracy przy mniejszych wartościach ψ i ϕ . Można na tej podstawie wnioskować, że przy niskich prędkościach obrotowych, a więc i przy niższych natężeniach przepływu, ostatni stopień będzie pełnił funkcję stabilizacji przepływu, utrzymując całą maszynę przepływową w zakresie stabilnej pracy. Można również zauważyć, że dla wszystkich stopni maksymalne wzrosty ciśnienia statycznego nie są generowane na maksymalnej prędkości obrotowej wirnika, lecz dla 90% maksymalnego masowego natężenia przepływu, co odpowiada 88% prędkości obrotowej wirnika. W wykonanej analizie pracy poszczególnych stopni wartość sprężu całkowitego w funkcji prędkości obrotowej dla stopnia pierwszego wynosiła $\pi_I^* = 1,21 \div 1,58$, dla stopnia drugiego $\pi_{II}^* = 1,26 \div 1,71$ i dla stopnia trzeciego $\pi_{III}^* = 1,22 \div 1,44$.



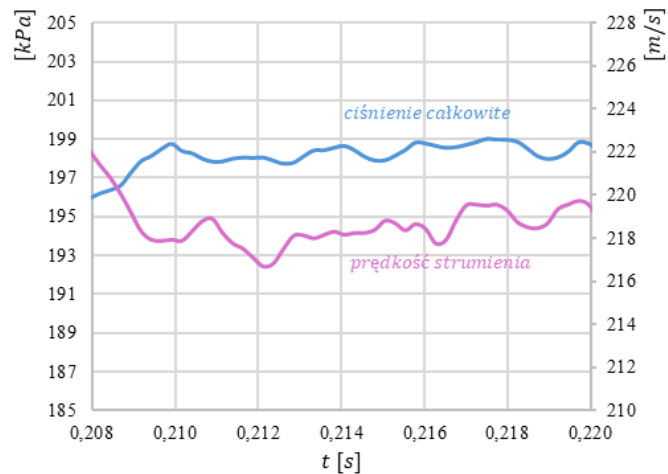
Rys. 5.48. Charakterystyka poszczególnych stopni wentylatora w układzie $\psi = f(\phi)$



Rys. 5.49. Charakterystyka poszczególnych stopni wentylatora w układzie $\pi^* = f(\bar{m})$

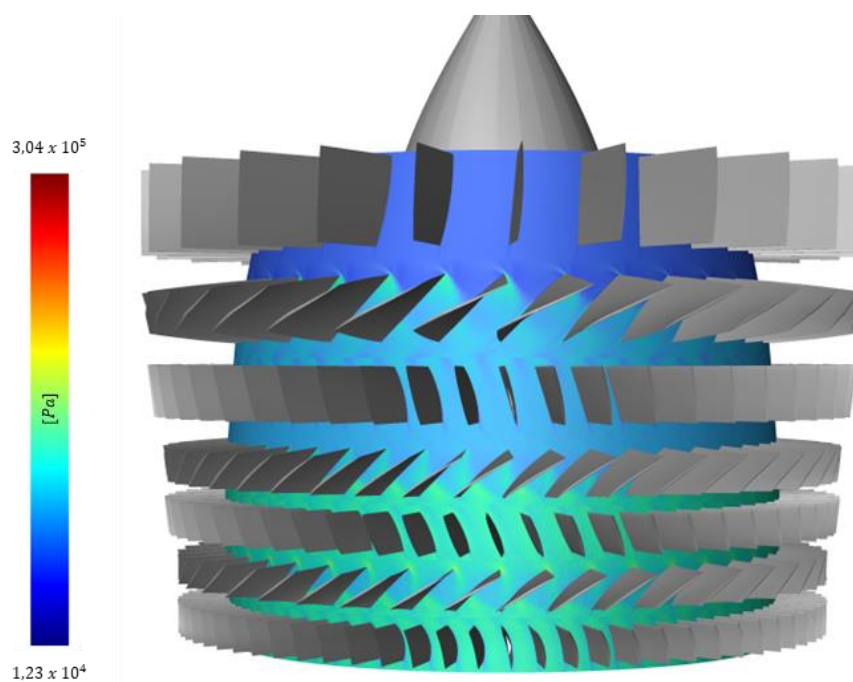
5.3.2 Analiza pracy wentylatora w stanie ustalonym

W kolejnym kroku wykonano analizę pracy wentylatora w stanie ustalonym, która ma na celu ocenę poprawności pracy całego modelu i stopnia jego zgodności z obiektem rzeczywistym. Analizę wykonano dla warunków statycznych, tj. dla ciśnienia wejściowego $p_1^* = 101325 \text{ [Pa]}$. W obliczeniach wykorzystano metodę opartą o siatki dynamiczne *sliding mesh*. Poprzednio stosowana metoda MRF, którą wykorzystano w analizie pojedynczych stopni jest zbyt mało dokładna w złożonych zagadnieniach przepływowych, ponieważ jest ona oparta o założenie jednorodnych parametrów na granicy dwóch domen płynu. W metodzie MRF na granicy domen (ang. *interface*) parametry przepływu są uśredniane i przekazywane do kolejnej domeny jako warunek brzegowy. Takie uśrednienie usuwa z przepływu wychodzącego z domeny wszelkie niestabilności. Z tego powodu zjawiska przepływowe tj. wiry, oderwania, fale uderzeniowe nie będą transferowane pomiędzy poszczególnymi częściami domeny. Co do zasady, metoda MRF gwarantuje szybszy czas wykonywania obliczeń jednak przy wielostopniowych maszynach wirnikowych rośnie również liczba interfejsów między domenami, a więc rośnie też zapotrzebowanie na moc obliczeniową do wykonywania wielu operacji uśrednień, przez co niniejsze korzyści są mniej wyraźne. Dodatkowo, przy dużej liczbie interfejsów, generowane przez uśrednienia błędy sumują się, co powoduje mniejszą dokładność otrzymanego wyniku. Przykładowo dla analizowanego przypadku spręż całkowity wentylatora dla prędkości obrotowej $n_1 = 90\%$ w metodzie MRF wynosił $\pi^* = 1,8 \div 2,0$, podczas gdy w tych samych warunkach dla siatki dynamicznej uzyskiwano wartości $\pi^* = 2,0 \div 2,2$, przy nieznacznie dłuższym czasie obliczeń. Obliczenia metodą *Sliding Mesh* są dokładniejsze i pozwalają na przenoszenie zjawisk przepływowych między stopniami, co pozwala lepiej modelować ich interferencję. Jednak mankamentem tej metody poza wydłużonym czasem obliczeń jest również konieczność uśrednienia wyników końcowych. Ponieważ w maszynach wirnikowych występuje naturalna pulsacja parametrów wynikająca z ruchu obrotowego łopatek, to otrzymane wyniki ciśnień, prędkości i temperatur nie są stałymi wartościami w czasie (rys. 5.50).



Rys. 5.50. Przykładowy przebieg parametrów wyjściowych

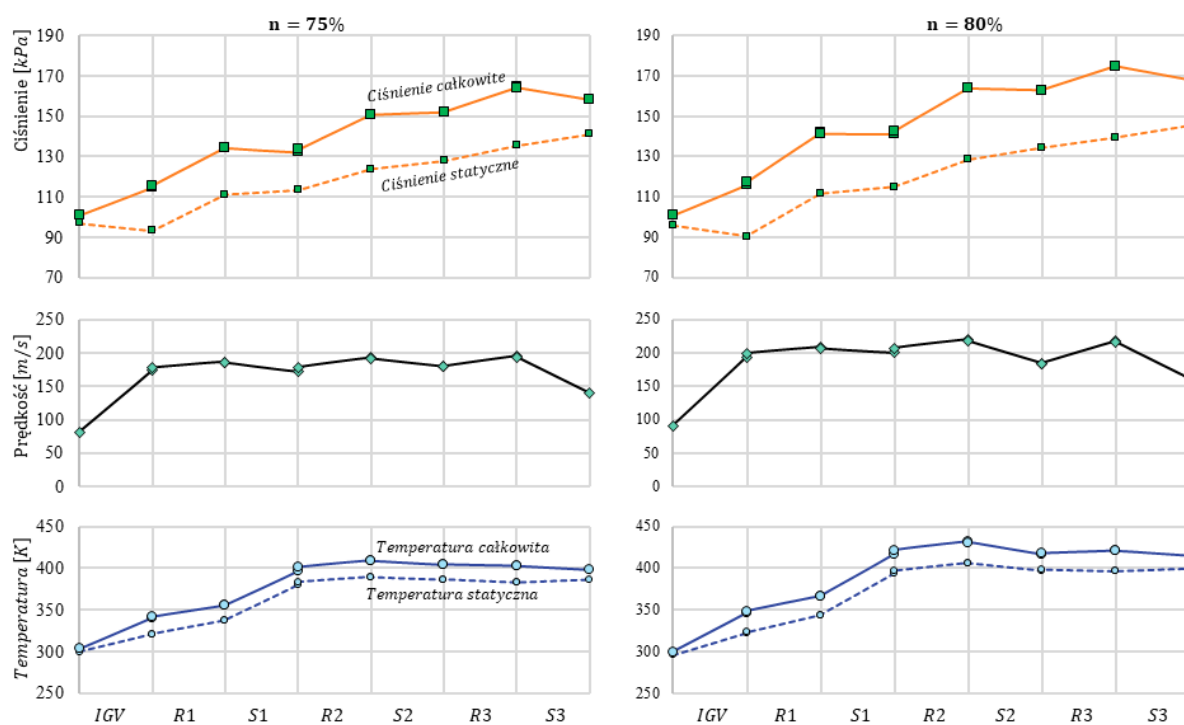
Rysunek 5.51 przedstawia rozkład ciśnienia całkowitego na promieniu średnim wentylatora pracującego w stanie ustalonym z prędkością obrotową $n_1 = 90\%$. Obraz uwidacznia przepływ przez kolejne stopnie wentylatora oraz generowany wzrost ciśnienia na każdym kolejnym stopniu wirnika.



Rys. 5.51. Pole ciśnienia całkowitego w przepływie ustalonym

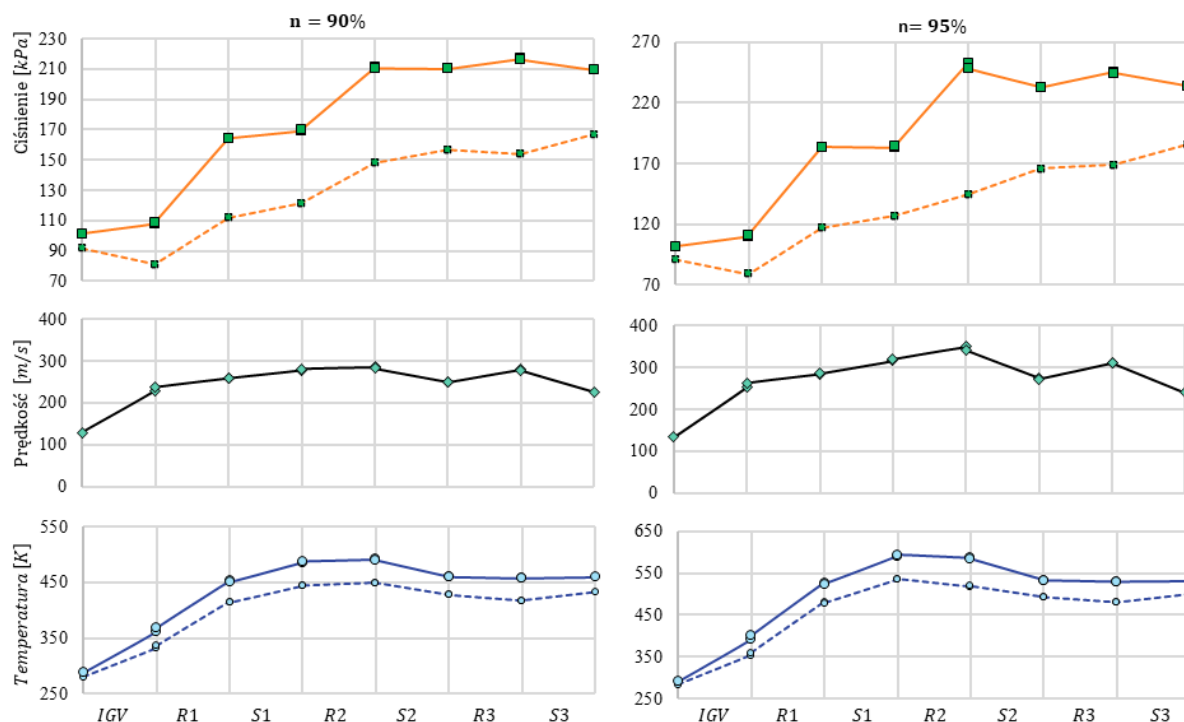
Przebieg parametrów dla pracy wentylatora w warunkach ustalonych dla wybranych prędkości obrotowych przedstawiony jest na rysunkach 5.52 i 5.53. Dla niskich prędkości obrotowych ($n_1 = 75 \div 80\%$) każdy z kolejnych stopni w zakresie ciśnienia powoduje

porównywalny wzrost ciśnienia całkowitego i statycznego. Obserwowany jest również istotny wzrost energii przepływu na wieńcu kierownic wlotowych, który objawia się poprzez wzrost prędkości, temperatury i ciśnienia całkowitego, a jest związany z efektem zasysania powietrza przez wentylator. Wzrost temperatury jest szczególnie wysoki na pierwszym stopniu wentylatora, a następnie jej wartość utrzymywana jest na względnie stałym poziomie $T^* = 400 \div 450$ [K]. Dla wysokich prędkości obrotowych ($n_1 = 90 \div 95\%$) największy wzrost ciśnienia całkowitego i statycznego występuje na pierwszych dwóch stopniach wentylatora i w bardzo niewielkim zakresie na ostatnim stopniu. Przebieg temperatury jest zbliżony do niższych prędkości, gdzie wysoki wzrost występuje na pierwszym stopniu, a następnie jej wartość utrzymywana jest na względnie stałym poziomie $T^* = 500 \div 550$ [K]. Istotną obserwacją jest charakter przebiegu parametru prędkości, która utrzymywana na względnym poziomie $C_a = 200$ [m/s] dla niższych prędkości obrotowych oraz $C_a = 250 \div 300$ [m/s] dla prędkości bliższych prędkości maksymalnej wirnika.



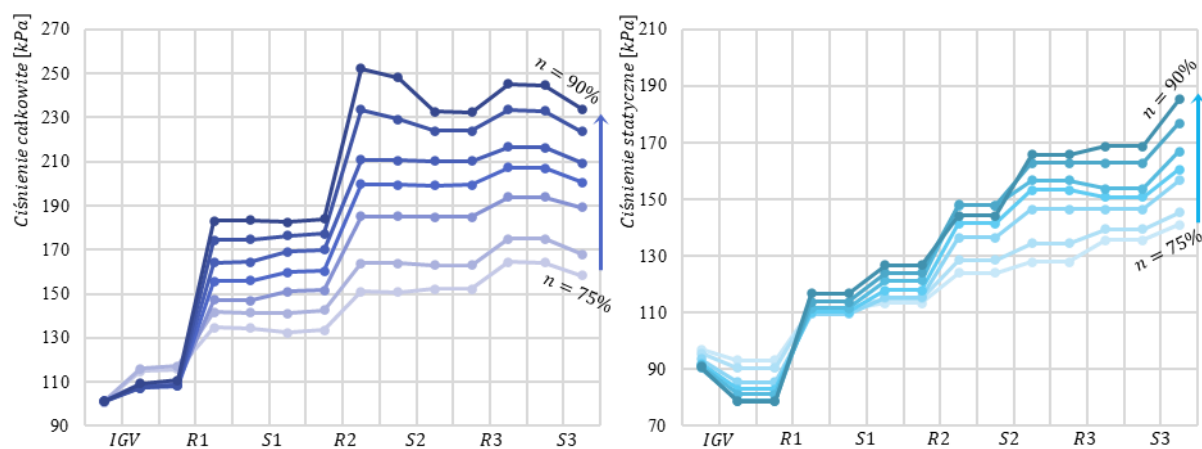
Rys. 5.52. Przebieg parametrów w kanale wentylatora w warunkach statycznych dla

$$n_1 = 75\% \text{ i } n_1 = 80\%$$



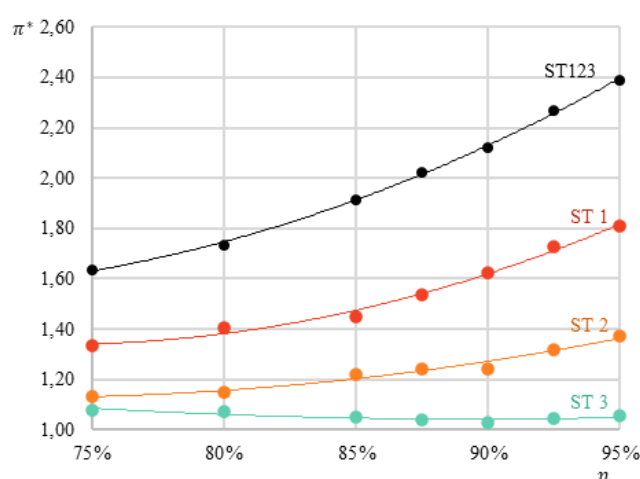
Rys. 5.53. Przebieg parametrów w kanale wentylatora w warunkach statycznych dla $n_1 = 90\%$ i $n_1 = 95\%$

Rysunek 5.54 obrazuje przebieg ciśnienia statycznego i całkowitego wzdłuż kanału wentylatora w zależności od prędkości obrotowej wirnika. Również w tym ujęciu obserwuje się znaczny wzrost sprężu całkowitego generowanego przez dwa pierwsze stopnie wentylatora wraz z rosnącą prędkością obrotową, podczas gdy wzrost ciśnienia na ostatnim stopniu jest względnie stały w tym zakresie.



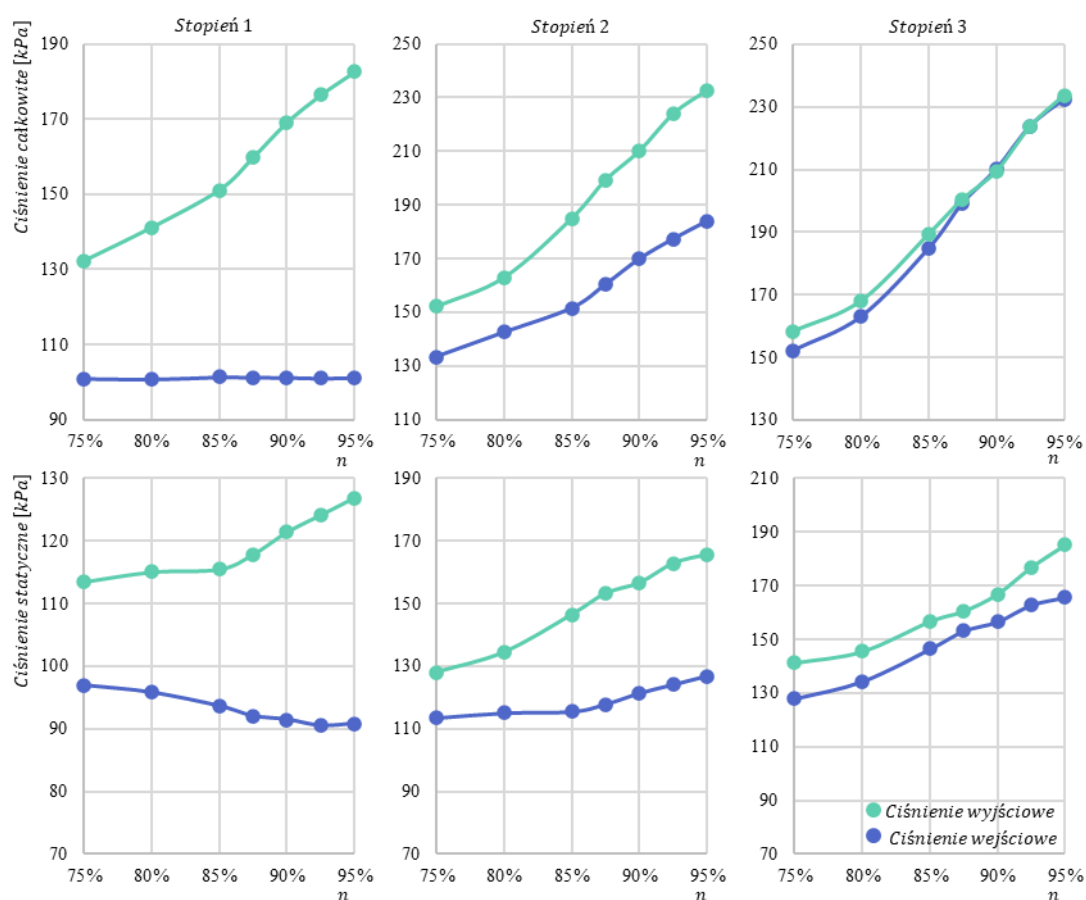
Rys. 5.54 Przebieg ciśnienia całkowitego i statycznego w kanale wentylatora dla różnych prędkości obrotowych

Przebieg sprężu całkowitego w funkcji prędkości obrotowej zawarty jest na rysunku 5.55. Zgodnie z oczekiwaniami wartość sprężu jest funkcją kwadratową prędkości obrotowej wirnika wentylatora i rośnie on od wartości $\pi^* = 1,64$ dla $n_1 = 75\%$, do $\pi^* = 2,39$ dla $n_1 = 95\%$. Przyglądając się dalej pracy poszczególnych stopni i ich udziałowi w generowaniu sprężu całkowitego, obserwuje się, iż wzrost ciśnienia jest w głównej mierze wytwarzany przez pierwsze dwa stopnie wentylatora. W przypadku maszyn wirnikowych, połączenie szeregowe ich poszczególnych części zawsze daje odmienne efekty aerodynamiczne związane z ich interferencją, niż ich praca jako osobne układy. Wpływ na to ma również praca tych stopni w otoczeniu powietrza o innych parametrach. W wykonanej analizie pracy poszczególnych stopni wartość sprężu całkowitego w funkcji prędkości obrotowej dla stopnia pierwszego wynosiła $\pi_I^* = 1,21 \div 1,58$, dla stopnia drugiego $\pi_{II}^* = 1,26 \div 1,71$ i dla stopnia trzeciego $\pi_{III}^* = 1,22 \div 1,44$. W całym zakresie prędkości obrotowych wirnika spręż całkowity trzeciego stopnia jest niemal stały i przybiera wartości w zakresie $\pi_{III}^* = 1,05 \div 1,08$. Podobne zależności zaobserwowano na charakterystyce pracy stopnia w funkcji $\psi = f(\phi)$, gdzie osiągał on największe wzrosty ciśnienia przy niższych prędkościach obrotowych niż pozostałe stopnie, podczas gdy wraz ze wzrostem obrotów wirnika, spręż malał, kosztem wzrostu współczynnika przepływu, czyli również prędkości osiowej. Zatem dla zbadanego wentylatora występuje odwrotna zależność względem dwóch pierwszych stopni. Dla niższych prędkości obrotowych spręż ostatniego stopnia jest większy. Taki układ połączenia trzech stopni o różnych charakterystykach będzie korzystnie wpływał na stabilność pracy całej maszyny wirnikowej.



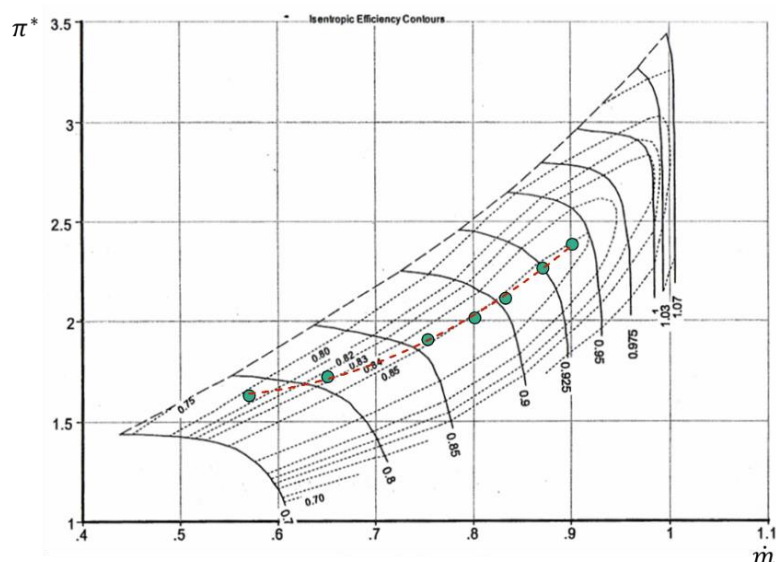
Rys. 5.55. Spręż poszczególnych stopni w zależności od prędkości obrotowej wirnika, gdzie:
 $ST1$ – spręż pierwszego stopnia, $ST2$ – spręż drugiego stopnia, $ST3$ – spręż trzeciego stopnia,
 $ST123$ – spręż całego wentylatora

Na rysunku 5.56 przedstawiono wartości ciśnienia statycznego i całkowitego na wejściu i wyjściu z poszczególnego stopnia w funkcji prędkości obrotowej. Dla stopnia drugiego charakterystyka ciśnienia wyjściowego jest tożsama z parametrami wyjścia stopnia pierwszego, przy czym występuje na nim również istotny wzrost sprężu, który rośnie wraz ze wzrostem prędkości obrotowej. Praca stopnia trzeciego charakteryzuje się niewielkim i stałym sprężem dla całego zakresu prędkości obrotowych wirnika oraz stałym wzrostem ciśnienia statycznego wynikającego z pracy ostatnich kierownic wentylatora. Po analizie przedstawionych charakterystyk i przebiegu parametrów można wnioskować, że stopień trzeci wentylatora pełni funkcję ustateczniającą i ma mniejszy udział w generowaniu wzrostu ciśnienia całkowitego. Jego zadaniem jest stabilizacja i ustatecznianie pracy całego wentylatora oraz stabilizowanie prędkości wyjściowej strumienia powietrza, co jest istotne w kontekście udziału wentylatora w generowaniu ciągu w kanale zewnętrznym. Dla stopnia pierwszego ciśnienie całkowite na wejściu jest stałe, a ciśnienie statyczne spada w wyniku efektu intensywnego zasysania powietrza przez wentylator. Z tego powodu pierwszy stopień charakteryzuje się największym wzrostem sprężu wraz z prędkością obrotową wirnika.



Rys. 5.56. Przebieg ciśnienia całkowitego i statycznego na poszczególnych stopniach

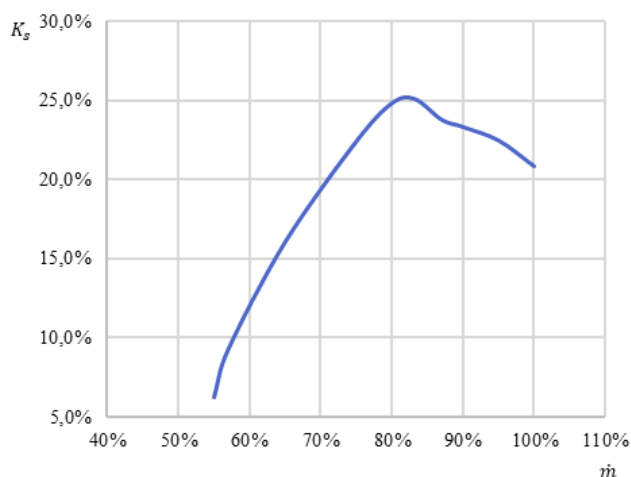
Do dalszych badań wentylatora silnika F100-PW229 wykorzystano jego charakterystykę opublikowaną przez B. L. Koff'a [84]. Nanosząc na nią otrzymane wartości sprężu oraz masowego natężenia przepływu otrzymujemy przebieg linii współpracy (ang. *operating line*) (rys. 5.57), po której punkt pracy wentylatora przemieszcza się w warunkach niezaburzonych przy akceleracji i deceleracji wirnika. Obserwowany przebieg linii współpracy jest typowy dla osiowych maszyn wirnikowych, które najlepsze parametry osiągają dla prędkości obrotowych w zakresie bliskim prędkościom maksymalnym. Charakterystycznym jest również zbliżanie się linii współpracy do granicy pracy statecznej na niskich prędkościach obrotowych, gdzie w przypadku wentylatorów i sprężarek osiowych często zachodzi konieczność ich ustateczniania.



Rys. 5.57. Przebieg linii współpracy na charakterystyce sprężarki [84]

Ponieważ zarówno linia współpracy jak i linia granicy statecznej jest zależnością kwadratową prędkości obrotowej, to na podstawie otrzymanych punktów można dokonać aproksymacji i wyznaczyć równania funkcji opisujących te dwa przebiegi, aby następnie korzystając ze wzoru (1.5) określić zapas stateczności wentylatora w funkcji jego prędkości obrotowej (rys. 5.58). Dla niskich prędkości obrotowych zapas stateczności będzie mały i dla względnej wartości masowego natężenia przepływu $\bar{m} = 55\%$, wyniesie $K_S = 6,27\%$. Dla niższych prędkości obrotowych linia współpracy dąży do przekroczenia linii granicy pracy statecznej, co jest typową cechą osiowych wentylatorów i sprężarek. Największy zapas stateczności osiągany jest dla $\bar{m} = 83\%$, co odpowiada prędkości wirnika $n_1 = 90\%$ i wynosi $K_S = 25,05\%$. Następnie linia współpracy zbliża się ponownie do granicy pracy statecznej aby

dla maksymalnych prędkości obrotowych wirnika osiągnąć wartość zapasu stateczności $K_S = 20,81\%$. Zapas statecznej pracy sprężarki interpretujemy jako odległość punktu współpracy od granicy pracy statecznej. Określa on maksymalną zmianę warunków pracy sprężarki, przy stałej prędkości obrotowej, w których zostanie utrzymana jej stateczna praca. Dla konstrukcji sprężarek osiowych zapas stateczności zwykle utrzymywany jest w granicach $8 \div 25\%$ [37].

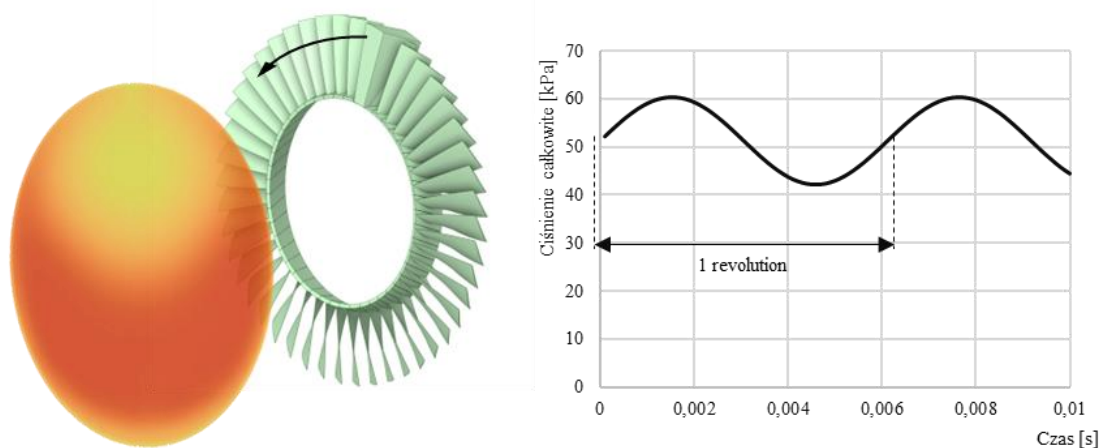


Rys. 5.58. Przebieg zapasu stateczności w funkcji prędkości obrotowej

Podsumowując przeprowadzoną analizę pracy wentylatora w stanie ustalonym, można stwierdzić, iż opracowany model zadowalająco odwzorowuje obiekt rzeczywisty. W obliczeniach numerycznych osiągnięto zbliżone wartości kluczowych parametrów do znanych parametrów tego silnika. Parametry sprężu, zarówno poszczególnych stopni, jak i całego wentylatora są zbliżone do wartości rzeczywistych i prawidłowo odwzorowują charakterystyki pracy rzeczywistego obiektu. Osiągnięto również zadowalające wartości masowego natężenia przepływu, które wynosiło $\dot{m} = 90 [kg/s]$, co również jest wartością zgodną z wynikami osiągniętymi w analizie układu wlotowego. Otrzymano także realistyczną wartość zapasu stateczności oraz prawdopodobny przebieg linii współpracy. Wszystkie powyższe czynniki pozwalają stwierdzić zadowalającą zgodność modelu z obiektem badawczym.

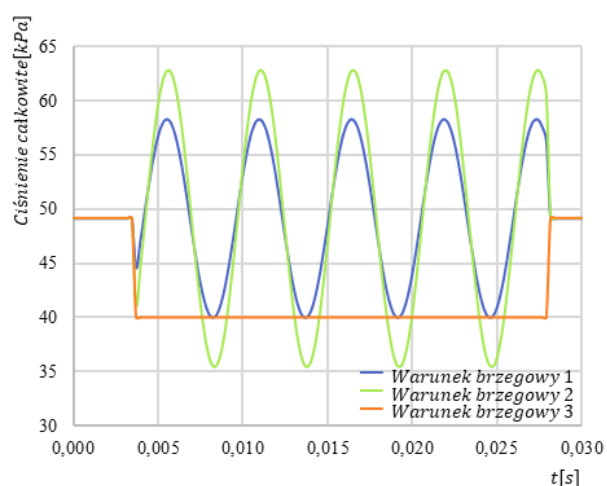
5.3.3 Analiza pracy wentylatora w stanie nieustalonym

W kolejnym etapie badań wykonano analizę pracy wentylatora w stanie nieustalonym, która ma na celu ocenę zjawisk niestatecznej pracy wentylatora w warunkach zaburzenia zewnętrznego, którego źródłem ma być układ wlotowy. W obliczeniach wykorzystano ponownie metodę siatek dynamicznych (ang. *sliding mesh*). Analizę wykonano w oparciu o wyniki otrzymane w analizie układu wlotowego. Rysunek 5.59 przedstawia sposób zamodelowania zaburzenia strumienia wlotowego dla wentylatora. Ponieważ model wentylatora obejmuje jedną łopatkę, a charakterystyka pola ciśnienia w największym zaburzeniu otrzymanym w analizie układu wlotowego obejmowała obszar niskiego ciśnienia w górnej części i obszar wysokiego ciśnienia w dolnej części przekroju, to do zamodelowania zaburzenia zdecydowano się wykorzystać funkcję sinusoidalną. W modelu numerycznym obejmującym jedną łopatkę, w trakcie jej ruchu przechodzi ona płynnie z obszaru o niskim ciśnieniu do obszaru o wyższym ciśnieniu. Z tej perspektywy warunek brzegowy na wlocie będzie podlegał okresowym zmianom od wartości maksymalnych do minimalnych. Do odzwierciedlenia takiego podejścia w oprogramowaniu, wykorzystano opcję wyrażeń (ang. *expressions*) oraz funkcji użytkownika (ang. *user defined functions*), które zastosowano do ustawienia okresowo zmiennego warunku brzegowego na wlocie. Parametry funkcji sinusoidalnej dobrano tak, aby jej okres odwzorowywał częstotliwość wirnika, czyli odpowiadał on jednemu pełnemu obrotowi łopatki. Równocześnie amplitudę funkcji dobrano tak, aby maksymalne i minimalne wartości funkcji odpowiadały zaburzeniom otrzymanym w wyniku analizy układu wlotowego.



Rys. 5.59. Założenia obliczeń wentylatora w stanie nieustalonym

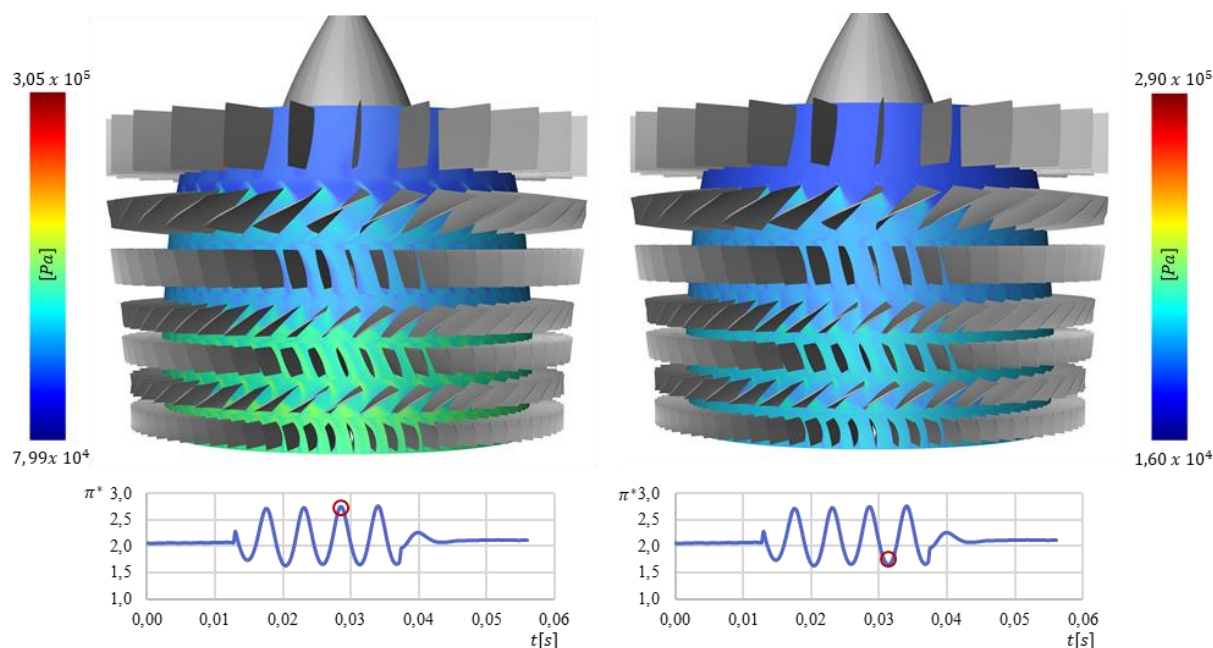
Wykonując obliczenia w pierwszej kolejności zastosowano jako warunek brzegowy stałe ciśnienie wejściowe wynoszące $p_1^* = 49150 [Pa]$, zgodnie z wynikami analizy układu wlotowego dla założonej wysokości lotu. W ten sposób obliczono cztery pełne obroty wirnika, aby ustabilizować rozwiązanie oraz warunki początkowe dla wygenerowanego zaburzenia. Następnie przeanalizowano trzy przypadki zamodelowanego zaburzenia strumienia wlotowego. Pierwsze dwa w postaci sinusoidalnego ciśnienia całkowitego na wejściu do wentylatora, z czego pierwszy co do wartości jest równoważny wynikom analizy układu wlotowego, a drugi wzmacniony, o wartości większej niż otrzymane wyniki. Oba przypadki zamodelowano tak aby odzwierciedlały one stopień i charakter zaburzenia występującego w układzie wlotowym w przypadku poddźwiękowego lotu ustalonego z dopuszczalnymi kątami natarcia. Dla trzeciego przypadku zastosowano stałe ciśnienie całkowite na wlocie, którego wartość spadała skokowo, do minimalnej wartości ciśnienia otrzymanego w badanych w analizie układu wlotowego przypadkach. Skokowy spadek ciśnienia w całym przekroju wlotu miałyby miejsce przy doświadczeniu nagłego zaburzenia lub oderwania strumienia. Dla każdego z badanych przypadków wykonano obliczenia dla czterech pełnych obrotów wirnika, w celu uzyskania stabilnego rozwiązania. Co więcej, w przypadku zaburzeń strumienia wlotowego trwających krócej niż jeden pełen obrót wirnika, ich wpływ na pracę sprężarki uznaje się za marginalny [4]. Przebieg zastosowanych warunków brzegowych ciśnienia wlotowego w czasie pokazano na rysunku 5.60.



Rys. 5.60. Zastosowane warunki brzegowe na wejściu wentylatora

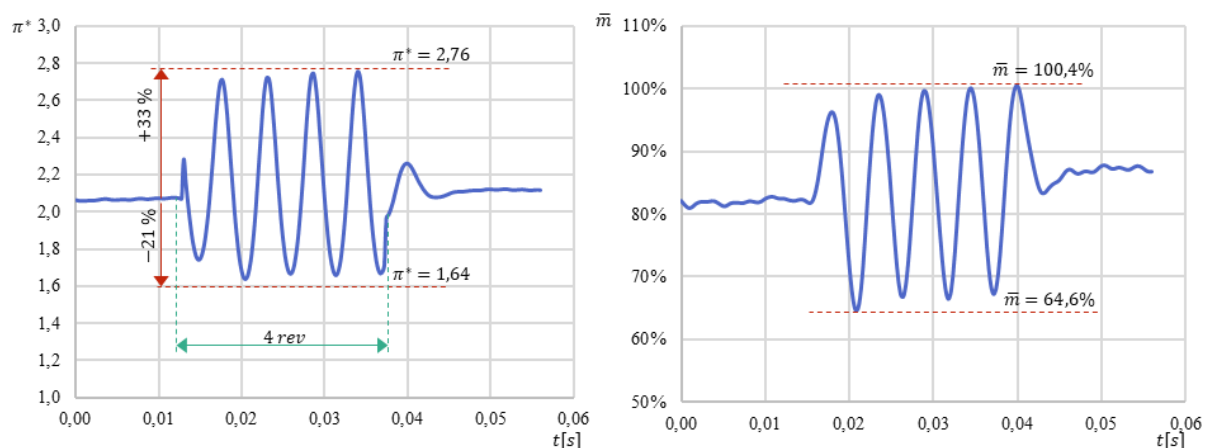
Uzyskany rozkład ciśnienia całkowitego na promieniu średnim wentylatora pracującego w stanie nieustalonym z prędkością obrotową $n_1 = 90\%$ dla zaburzenia sinusoidalnego

przedstawiono na rysunku 5.61. Obraz wygenerowano dla zaznaczonych punktów na przebiegu wartości sprężu wentylatora, będących jego minimalną i maksymalną wartością. Dla zobrazowanego pola ciśnienia całkowitego obserwuje się wyraźny spadek jego wartości w całym przekroju kanału przepływowego, w tym wyraźnie większe wahania obejmują stopień drugi oraz trzeci.



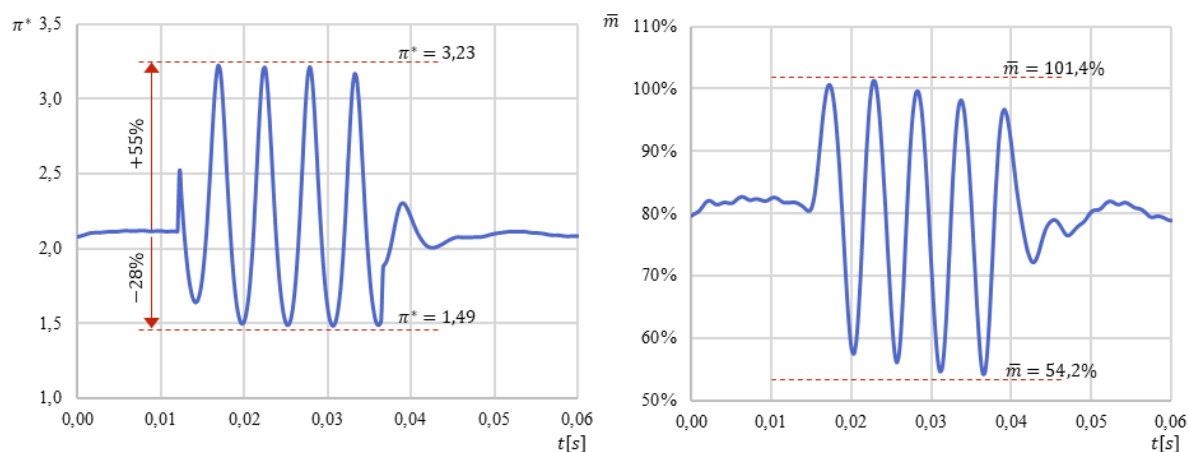
Rys. 5.61. Pole ciśnienia całkowitego w trakcie zaburzenia

Kolejne wyniki przedstawiono na rysunku 5.62. Zawierają one przebieg sprężu wentylatora oraz masowego natężenia przepływu w czasie dla przypadku pierwszego, czyli sinusoidalnego ciśnienia na wlocie, przy prędkości obrotowej wirnika $n_1 = 90\%$. W tym przypadku odpowiedź układu jest niemal natychmiastowa. Gdy ciśnienie wlotowe rośnie w trakcie pierwszego obrotu, spręż wentylatora spada i następnie wchodzi w oscylacje od wartości minimalnej $\pi^* = 1,64$ do maksymalnej $\pi^* = 2,76$. W ujęciu procentowym, względem sprężu w stanie ustalonym dla tej prędkości obrotowej wynoszącym $\pi^* = 2,07$, jego oscylacje nie są symetryczne. Wzrost maksymalny wynosi 33%, natomiast maksymalny spadek 21%. Po ustaniu zaburzenia, wentylator wraca do stanu równowagi w ciągu jednego obrotu wirnika. Podobne zachowanie wykazuje masowe natężenie przepływu. Jedynie wejście tego parametru w oscylacje następuje z pewnym, niewielkim opóźnieniem, wynoszącym około pół obrotu wirnika.



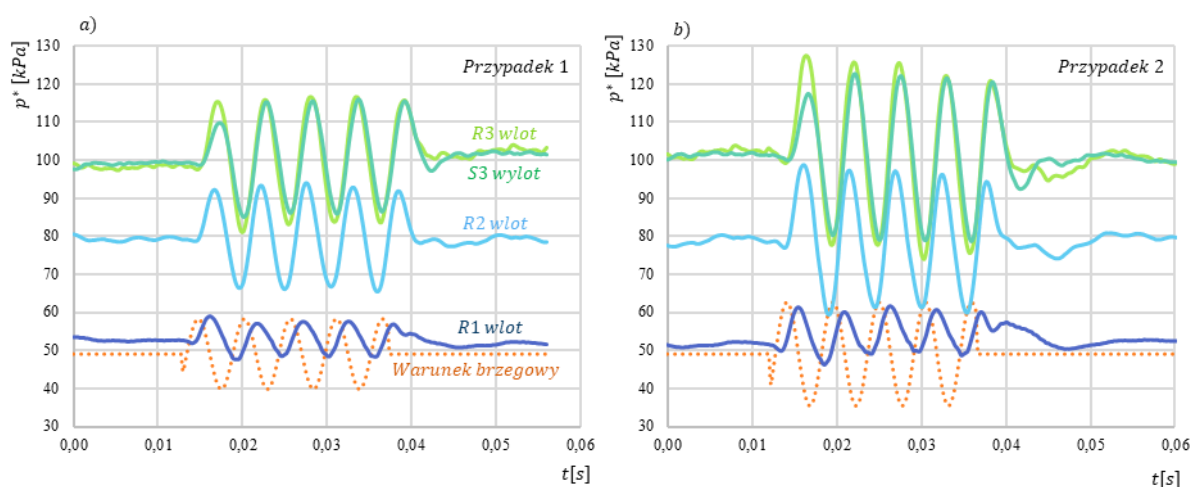
Rys. 5.62. Przebieg sprężu i masowego natężenia przepływu w czasie dla przypadku pierwszego

Rysunek 5.63 przedstawia wyniki przebiegu sprężu wentylatora oraz masowego natężenia przepływu w czasie dla przypadku drugiego, czyli wzmocnionego sinusoidalnego ciśnienia na wlocie, przy prędkości obrotowej wirnika $n_1 = 90\%$. W tym przypadku odpowiedź układu również jest niemal natychmiastowa, a spręż wentylatora także wchodzi w oscylacje już po pierwszym obrocie wirnika. Wartość minimalna sprężu dla tego przypadku to $\pi^* = 1,49$, a maksymalna $\pi^* = 3,23$. W ujęciu procentowym, względem sprężu w stanie ustalonym dla tej prędkości obrotowej wynoszącym $\pi^* = 2,07$, jego oscylacje nie są symetryczne. Wzrost maksymalny wynosi $+55\%$, natomiast maksymalny spadek -28% . Po ustaniu zaburzenia, wentylator dłużej wraca do stanu równowagi i zajmuje to około dwóch pełnych obrotów wirnika. Zmiana masowego natężenia przepływu, również następuje z niewielkim opóźnieniem, wynoszącym około pół obrotu wirnika.



Rys. 5.63. Przebieg sprężu i masowego natężenia przepływu w czasie dla przypadku drugiego

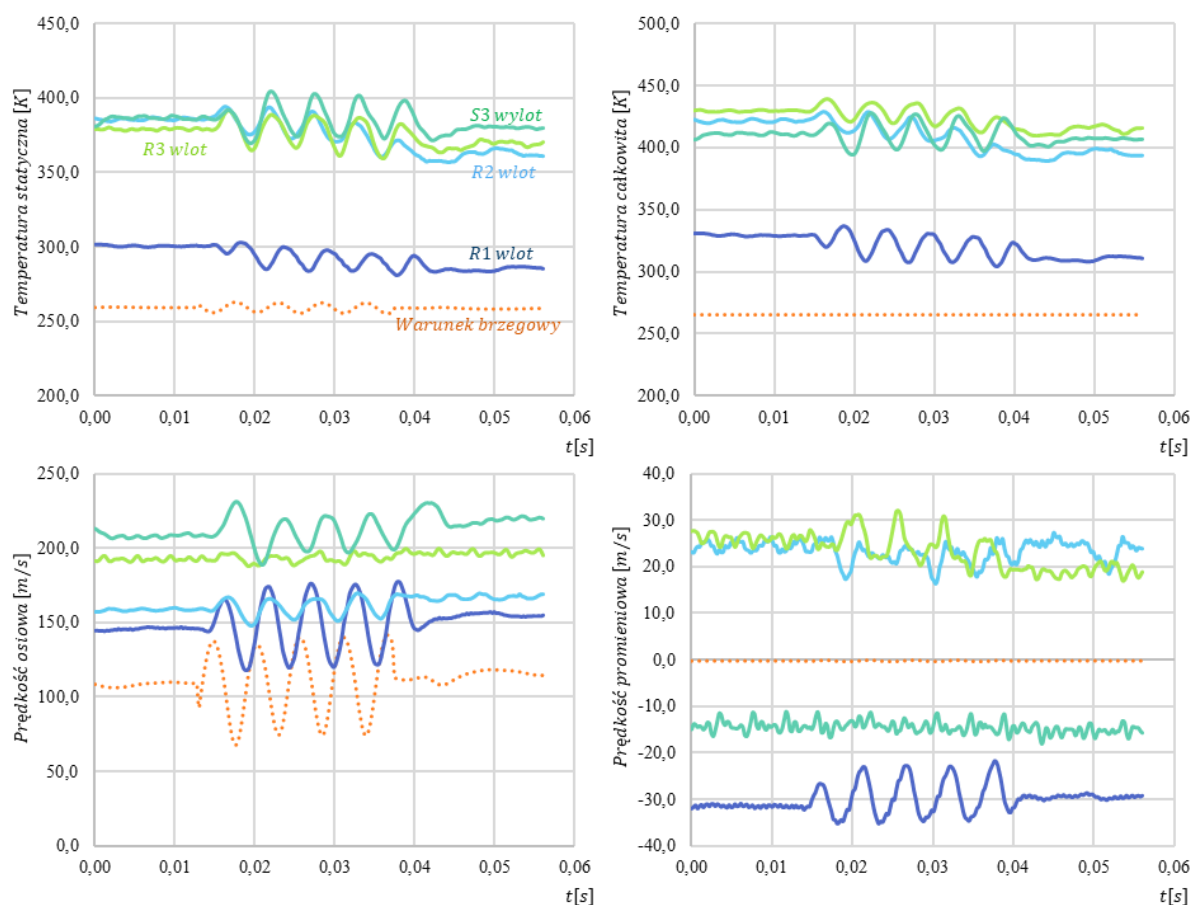
Analizując przebieg ciśnienia całkowitego w czasie dla poszczególnych przekrojów wentylatora (rys. 5.64) obserwuje się widocznie mniejsze oscylacje na wejściu wirnika pierwszego stopnia. Dla przypadku pierwszego średnie wartości ciśnienia całkowitego w tym przekroju wynoszą od 47,7 [kPa] do 59,0 [kPa], przy czym ten przekrój jest wyraźnie bardziej wrażliwy na wzrosty ciśnienia niż na spadki. Dla przypadku drugiego wartości te nieznacznie się różnią i wynoszą od 46,6 [kPa] do 61,6 [kPa]. W kolejnych przekrojach ciśnienie całkowite w trakcie trwania zaburzenia podlega już znacznym oscylacjom, gdzie na wyjściu z pierwszego stopnia dla przypadku pierwszego przyjmuje ono wartości od 65,6 ÷ 94,1 [kPa], a dla przypadku drugiego od 59,6 ÷ 98,9 [kPa]. Na wyjściu z drugiego stopnia ciśnienie całkowite dla pierwszego przypadku wynosi od 81,0 [kPa] do 116,7 [kPa], a dla drugiego przypadku od 74,2 [kPa] do 127,6 [kPa]. Natomiast wartości tego parametru na wyjściu z trzeciego stopnia wynoszą dla pierwszego przypadku od 85,0 [kPa] do 115,8 [kPa], a dla drugiego 78,8 [kPa] do 122,6 [kPa]. Wejście ciśnienia całkowitego w oscylacje w każdym przekroju również następuje z pewnym, niewielkim opóźnieniem, wynoszącym około pół obrotu wirnika, jak i również ich przebiegi są przesunięte między poszczególnymi stopniami.



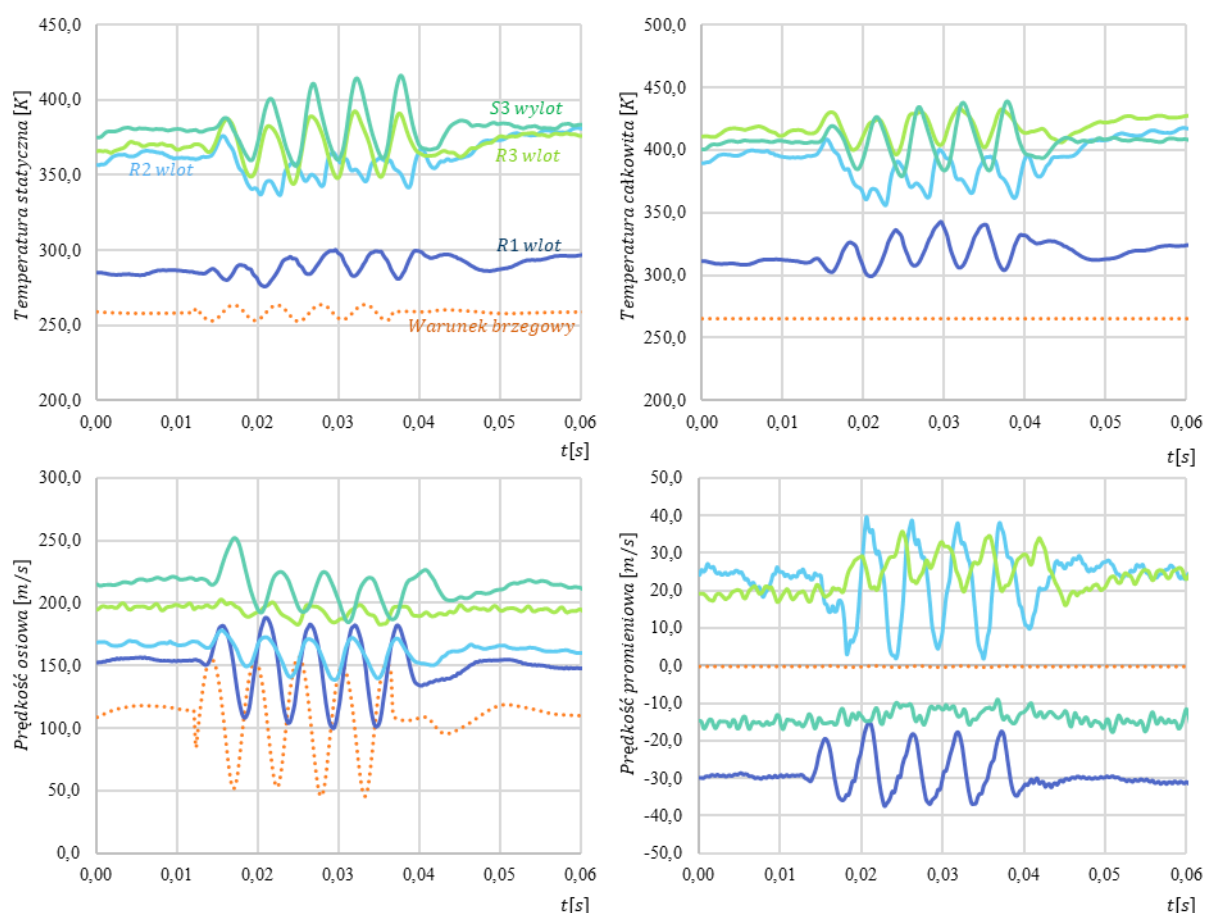
Rys. 5.64. Przebieg ciśnienia całkowitego w czasie dla przypadku pierwszego a) i drugiego b)

Przebieg parametrów temperatury całkowitej, statycznej oraz prędkości osiowej i promieniowej przedstawiono na rysunkach 5.65 i 5.66. Oscylacje temperatury, w wyniku zaburzenia strumienia wlotowego wykazują podobną dynamikę na każdym ze stopni wentylatora. W zakresie prędkości osiowej również odpowiedź układu jest podobna do poprzednich przebiegów. Jedynie w przekroju wejściowym wirnika trzeciego stopnia (R3 wlot), prędkość osiowa jest względnie stała, mimo występującego zaburzenia. Istotnym

spostrzeżeniem jest występowanie relatywnej stabilności parametru prędkości promieniowej przepływu. W trakcie występowania zaburzenia oscylacje prędkości promieniowej występują na wejściu wirnika pierwszego stopnia, jednak następnie są tłumione i podlegają niewielkim wahaniom w kolejnych przekrojach wentylatora. Charakter przebiegu parametrów prędkości (oscylacje prędkości osiowej, przy stabilności prędkości promieniowej) sugeruje, że zjawisko ma charakter pompażu.

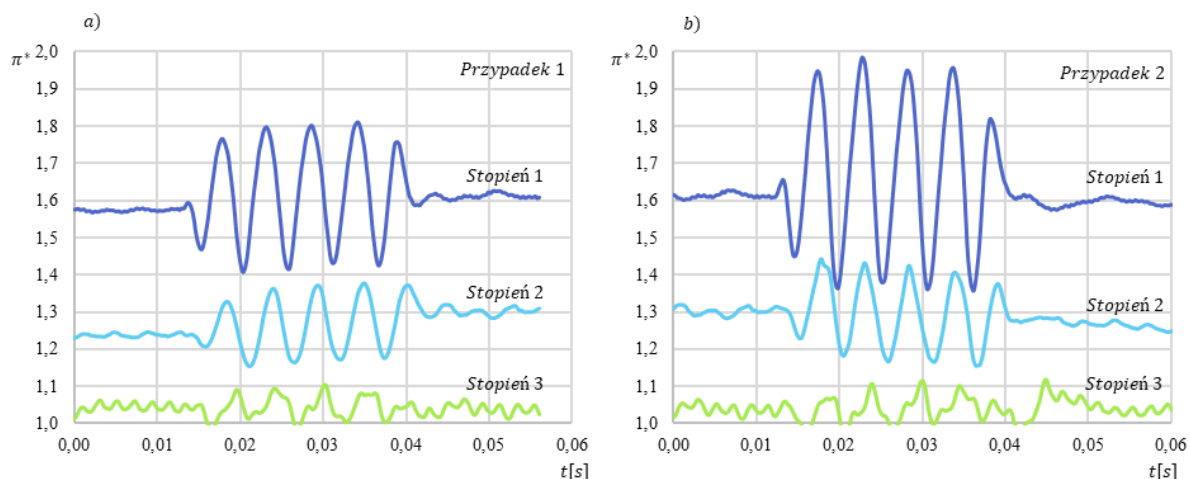


Rys. 5.65. Przebieg prędkości i temperatur dla przypadku pierwszego



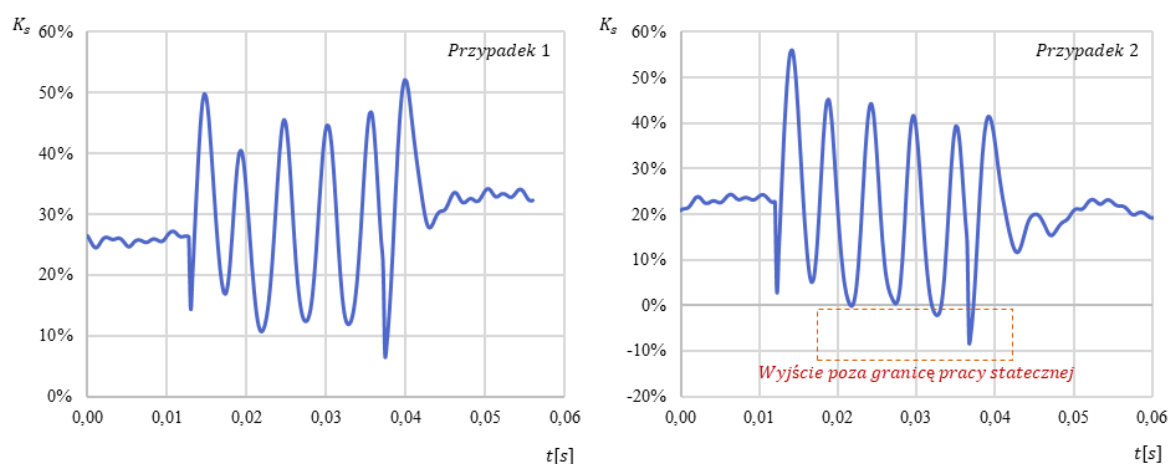
Rys. 5.66. Przebieg prędkości i temperatur dla przypadku drugiego

Przebieg sprężu dla poszczególnych stopni w czasie dla przypadku pierwszego oraz drugiego zaburzenia sinusoidalnego przedstawia rysunek 5.67. Największe oscylacje parametru sprężu w obu przypadkach występują na stopniu pierwszym, gdzie dla przypadku pierwszego przyjmują one wartości od $\pi_I^* = 1,41$ do $\pi_I^* = 1,80$, a dla drugiego od $\pi_{II}^* = 1,37$ do $\pi_{II}^* = 1,98$. Na stopniu drugim oscylacje zostają nieco stłumione, podczas gdy dla stopnia trzeciego wartości sprężu podlegają niewielkim wahaniom, a ich maksymalne wartości często występują z pewnym przesunięciem względem pozostałych stopni. Wynika to z opisanej wcześniej nieco innej charakterystyki ostatniego stopnia wentylatora. Można zaobserwować, że kiedy na dwóch pierwszych stopniach spręż spada do wartości minimalnych, to na stopniu trzecim rośnie on do wartości maksymalnej wynoszącej około $\pi_{III}^* = 1,10$. Mimo to, znaczne oscylacje sprężu pierwszych dwóch stopni są przyczyną intensywnych zmian całego sprężu maszyny przepływowej występujących w wyniku działania zaburzenia zewnętrznego.



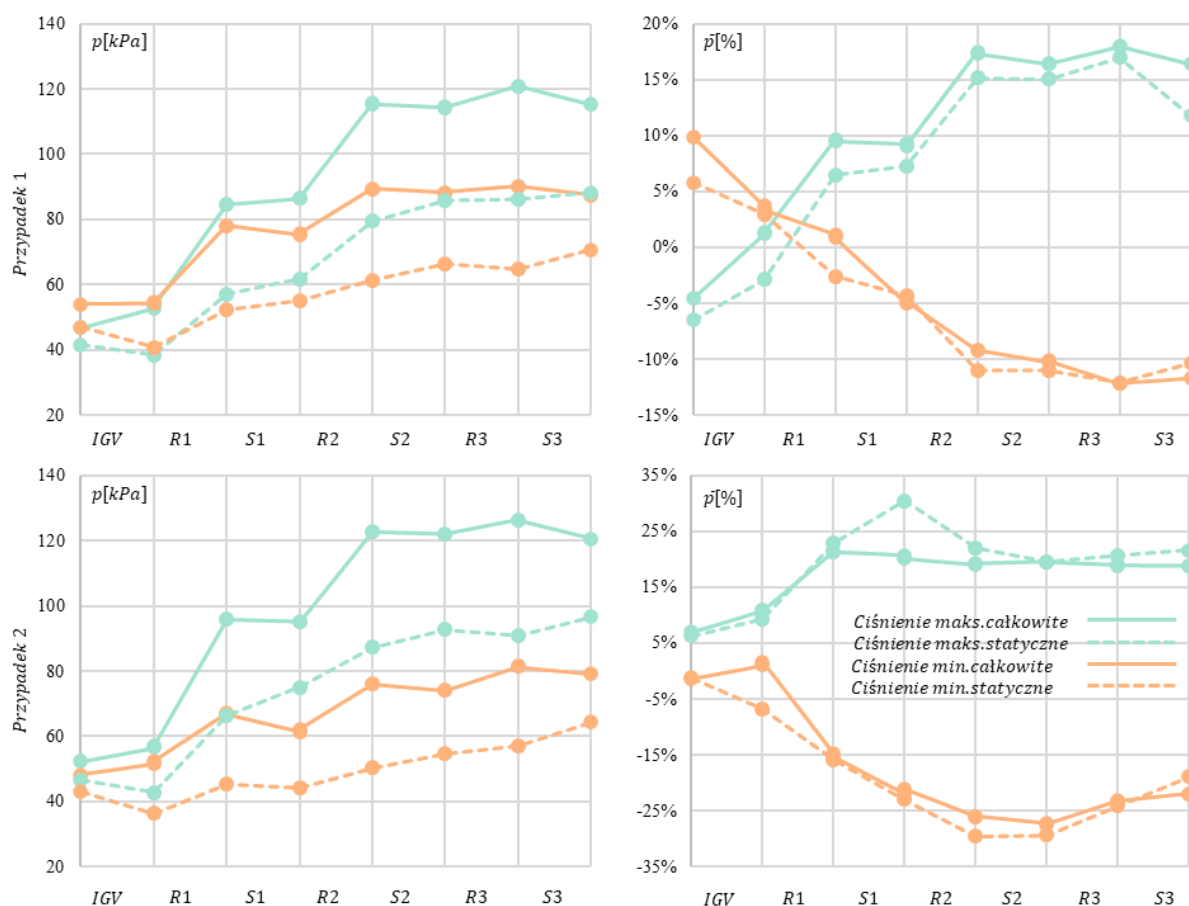
Rys. 5.67. Przebieg sprężu poszczególnych stopni wentylatora dla przypadku pierwszego a) i drugiego b)

Na rysunku 5.68 przedstawiono przebieg parametru zapasu stateczności w czasie, w trakcie występowania zaburzenia. Największy zapas stateczności w ustalonym stanie pracy wentylator osiągał dla $n_1 = 90\%$ i wynosił on $K_S = 25,05\%$. Przy sinusoidalnym zaburzeniu wlotowym parametr ten również podlega oscylacjom. Dla przypadku pierwszego jego minimalne wartości wynoszą $K_S < 10,0\%$, co świadczy o bliskości punktu pracy w danej chwili czasu do granicy stateczności. Dla przypadku drugiego momentami zapas stateczności przyjmuje wartości ujemne, co świadczy o przekroczeniu granicy statecznej pracy na charakterystyce wentylatora. Należy również zwrócić uwagę, że parametr ten stabilizuje się na nieco innej wartości po ustąpieniu zaburzenia, niż przed jego wystąpieniem. Warto również nadmienić, że wyznaczony w poprzednim etapie pracy współczynnik zaburzenia wlotu DPC uznawany jest w literaturze [6] jako równy co do wartości zmniejszeniu zapasu stateczności sprężarki lub wentylatora silnika w wyniku zaburzenia zewnętrznego. Dla warunków z przypadku pierwszego współczynnik ten wynosił $DPC = 13,64$, co oznaczałoby, że jeśli potraktować go jako równoznaczność utraty stateczności wentylatora, to jego zapas stateczności w trakcie trwania tego zaburzenia wyniósłby $K_S = 11,41\%$. Porównując tę wartość z rysunkiem 5.68 obserwuje się wartości z zakres $K_S = 10,72 \div 12,70\%$. Z tego powodu można uznać, że potwierdzono dla badanego przypadku, że wartość współczynnika DPC , określającego stopień zaburzenia strumienia wlotowego jest również bliską estymacją utraty stateczności sprężarki silnika.



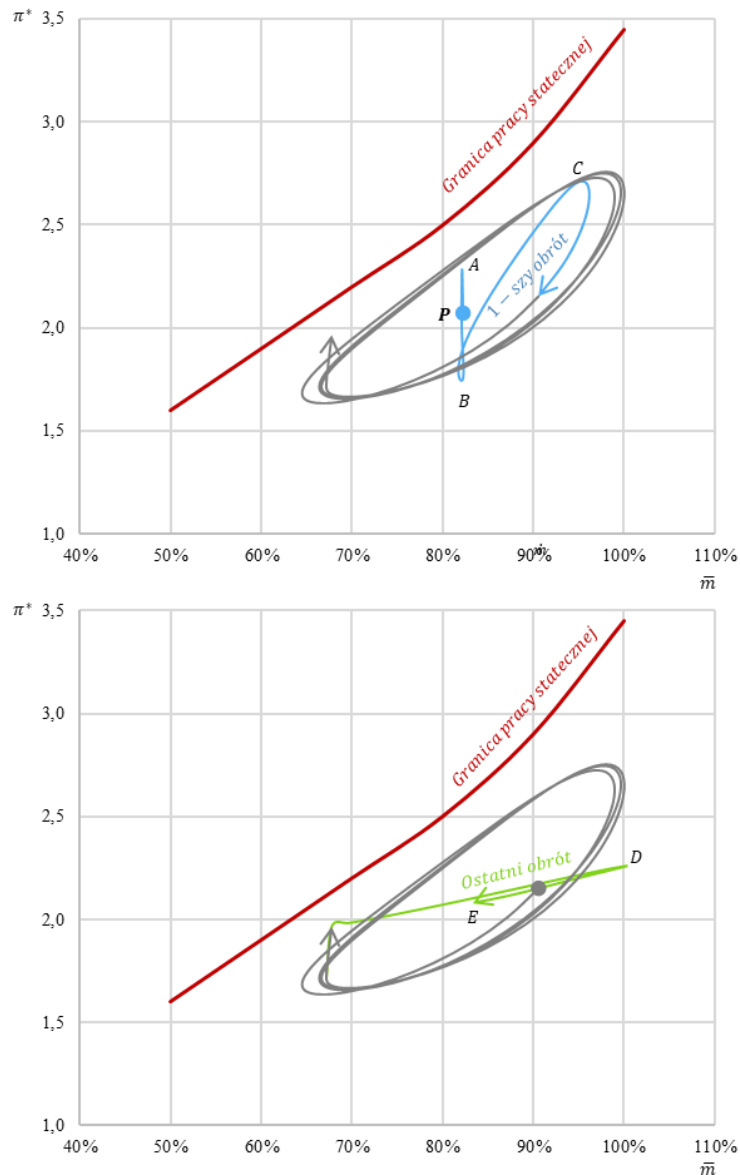
Rys. 5.68. Przebieg zapasu stateczności dla przypadku pierwszego i drugiego

Maksymalne i minimalne wartości ciśnienia całkowitego i statycznego wzdłuż kanału przepływowego oraz jego zmianę procentową względem wartości w warunkach ustalonej pracy wentylatora w danym przekroju zawarte są na rysunku 5.69. Największe zmiany ciśnienia zachodzą na pierwszych dwóch stopniach wentylatora. Dla przypadku pierwszego, pierwszy stopień wentylatora wykazuje niewielkie zmiany względem jego pracy w stanie ustalonym, natomiast dla stopnia drugiego osiągają one już różnice rzędu ($-10\% \div +15\%$). Dla przypadku drugiego zmiany względem stanu ustalonego są już znacznie większe i dla pierwszego stopnia wynoszą ($-15\% \div +20\%$), a dla stopnia drugiego prawie ($-20\% \div +25\%$). W stanie zaburzenia obserwuje się również dodatkowo pojawiające się straty ciśnienia pomiędzy poszczególnymi stopniami, w tym głównie na stopniach kierownic, które związane są z nieoptymalnymi kątami napływu na nieruchome wieńce łopatek. Należy zwrócić uwagę na względną stabilizację parametrów przepływu na trzecim stopniu wentylatora, gdzie nie następuje wzrost zmian procentowych względem jego pracy w stanie ustalonym.



Rys. 5.69. Maksymalne i minimalne wartości ciśnienia całkowitego i statycznego wzdłuż kanału przepływowego dla przypadku pierwszego i drugiego

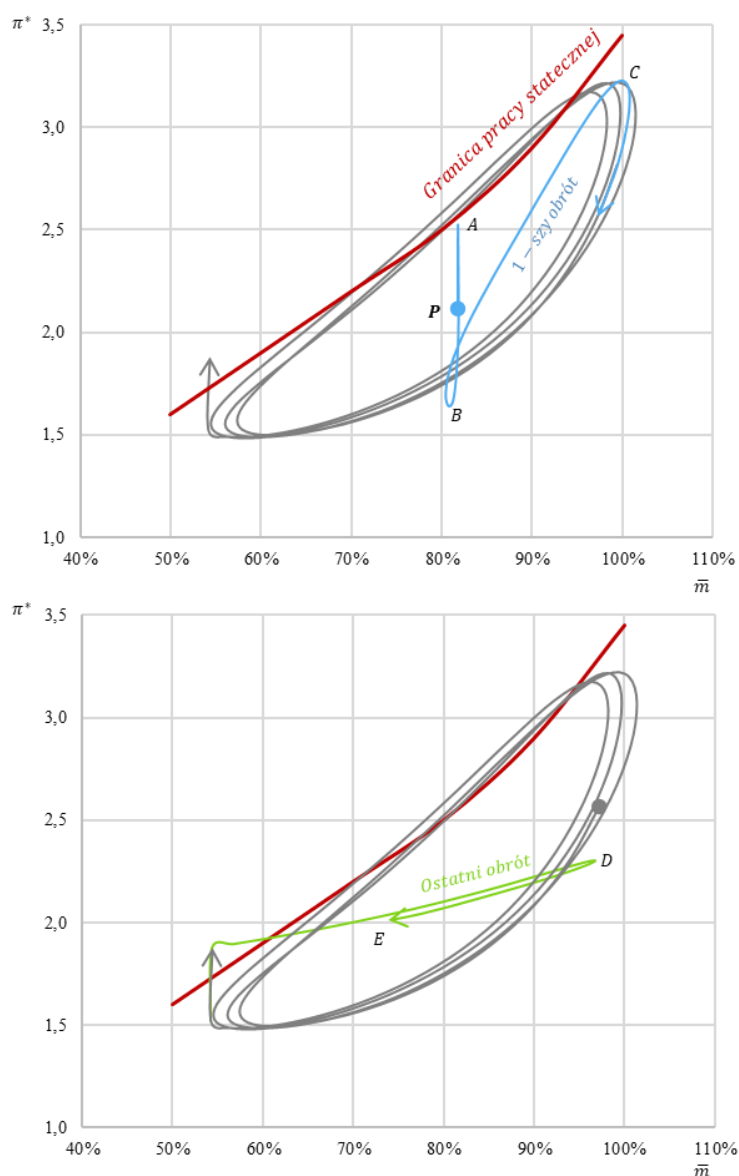
Nakładając przebieg punktu pracy wentylatora w czasie na jego charakterystykę otrzymano zobrazowanie pracy wentylatora na zakresach przejściowych (rys. 5.70). Dla przypadku pierwszego, w trakcie pierwszego obrotu po wystąpieniu zaburzenia (w punkcie P) następuje skokowy wzrost sprężu (A), a następnie jego spadek (B). Później punkt pracy przesuwa się w kierunku granicy pracy statecznej (C) i wchodzi w oscylacje. Po ustaniu zaburzenia wentylator wraca do stanu stabilnej pracy w ciągu jednego obrotu wirnika. Kierunek przebiegu zmiany parametrów wskazuje strzałka. Od momentu ustania zaburzenia obserwuje się skokową zmianę masowego natężenia przepływu (D), po której następuje stabilizacja w nowym punkcie pracy (E). Wszystkie zmiany parametrów, mimo przebiegu charakterystycznego dla pompażu, utrzymują się poniżej granicy pracy statecznej.



Rys. 5.70. Przebieg punktu pracy na charakterystyce dla przypadku pierwszego zaburzenia
gdzie: P – początkowy punkt pracy

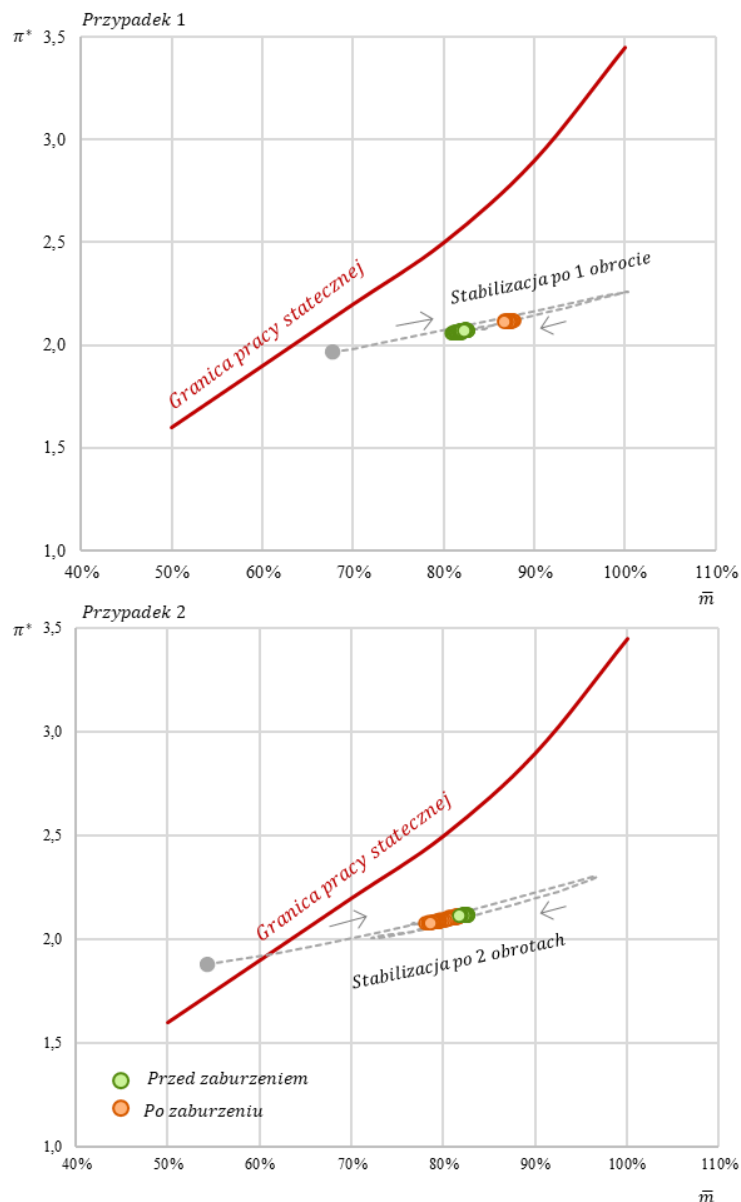
Dla przypadku drugiego (rys. 5.71), przebieg punktu pracy jest podobny, jednak zmiany parametrów są znacznie większe wartościowo i pętla uległa przesunięciu. W trakcie pierwszego obrotu również występuje nagły skok sprężu (A), a następnie punkt pracy porusza się chwilowo w dół (B), a następnie w kierunku granicy pracy statecznej (C), po czym wchodzi w oscylacje. Po ustaniu zaburzenia wentylator wraca do stanu stabilnej pracy nieco wolniej niż w przypadku pierwszym, czyli w czasie niecałych dwóch pełnym obrotów wirnika. Od momentu ustania zaburzenia obserwuje się skokową zmianę masowego natężenia przepływu (D), a następnie jego powrót w kierunku niższych wartości i ustalenie nowego punktu pracy (E). Zmiany

parametrów w trakcie trwania zaburzenia dla wartości skrajnych wykraczają poza granicę pracy statecznej, co może być przesłanką do wystąpienia pompażu.



Rys. 5.71. Przebieg punktu pracy na charakterystyce dla przypadku drugiego zaburzenia
gdzie: P – początkowy punkt pracy

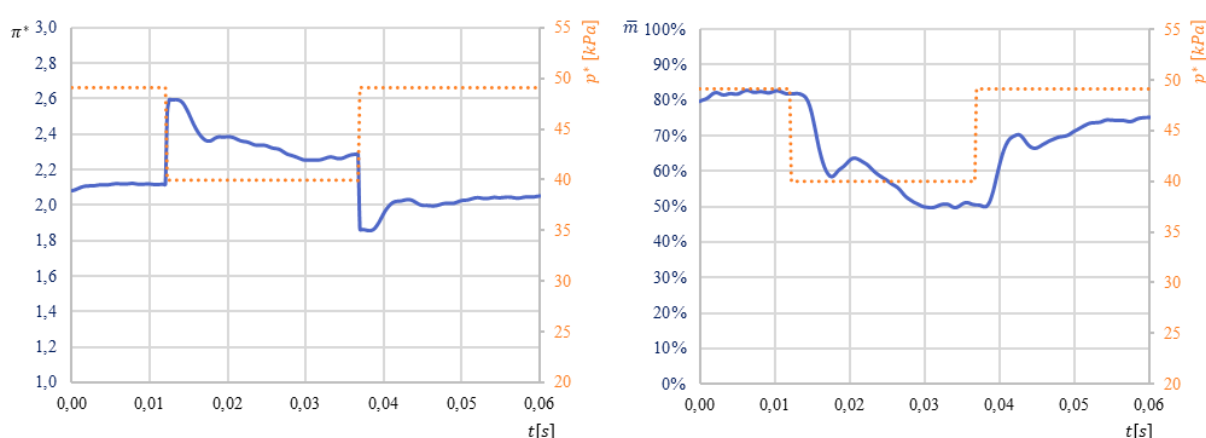
W obu przypadkach zaburzenia sinusoidalnego występuje pewna histereza punktu pracy względem jego pozycji z przed wystąpieniem zaburzenia, co pokazano na rysunku 5.72. Jej wielkość można określić zmianą zapasu stateczności, czyli odległości punktu pracy od granicy pracy statecznej. W tym ujęciu dla przypadku pierwszego zapas stateczności wzrósł o 6,76%, a dla przypadku drugiego spadł o –2,10%.



Rys. 5.72. Histereza punktu pracy po wystąpieniu zaburzenia

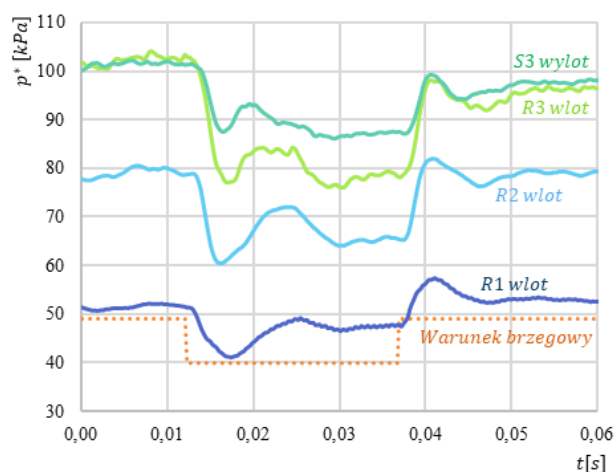
W trzecim przypadku zaburzenia zastosowano warunek brzegowy na wejściu w postaci skokowego spadku ciśnienia (rys. 5.73). Takie warunki odwzorowują w rzeczywistości nagły spadek ciśnienia w całym przekroju kanału wlotowego, który mógłby być wywołany np. poprzez gwałtowną zmianę kąta natarcia w trakcie wykonywania manewru. Całkowite ciśnienie początkowe na wejściu wynosi $p_1^* = 49150 \text{ [Pa]}$, a następnie jego wartość zostaje zmieniona skokowo na $p_1^* = 40000 \text{ [Pa]}$. Rysunek 5.73 przedstawia przebieg sprężu wentylatora oraz masowego natężenia przepływu w czasie, w trakcie wystąpienia zaburzenia strumienia wlotowego. W warunkach ustalonych spręż wentylatora wynosi $\pi^* = 2,12$. W pierwszym momencie po wystąpieniu zaburzenia następuje gwałtowny skok sprężu, z uwagi

na powstałą różnicę ciśnień, a następnie, po trzech pełnych obrotach wirnika, parametr stabilizuje się na wartości sprężu $\pi^* = 2,28$. Po ustąpieniu zaburzenia, spręż spada do wartości $\pi^* = 1,86$, a po jednym obrocie wirnika stabilizuje się na wartości $\pi^* = 2,05$, czyli niższej niż przed wystąpieniem zaburzenia. W przypadku masowego natężenia przepływu, w warunkach początkowych ustalonych parametr ten wynosi $\bar{m} = 81,75\%$, a jego spadek następuje z pewnym opóźnieniem względem zaburzenia wlotowego. Po czterech obrotach wirnika, masowe natężenie przepływu spada do wartości zaledwie $\bar{m} = 50,45\%$. Po ustąpieniu zaburzenia, parametr ten wraca do wartości bliższych wartościom początkowym, jednak ostatecznie stabilizuje, na wartości niższej, która wynosi $\bar{m} = 74,96\%$.



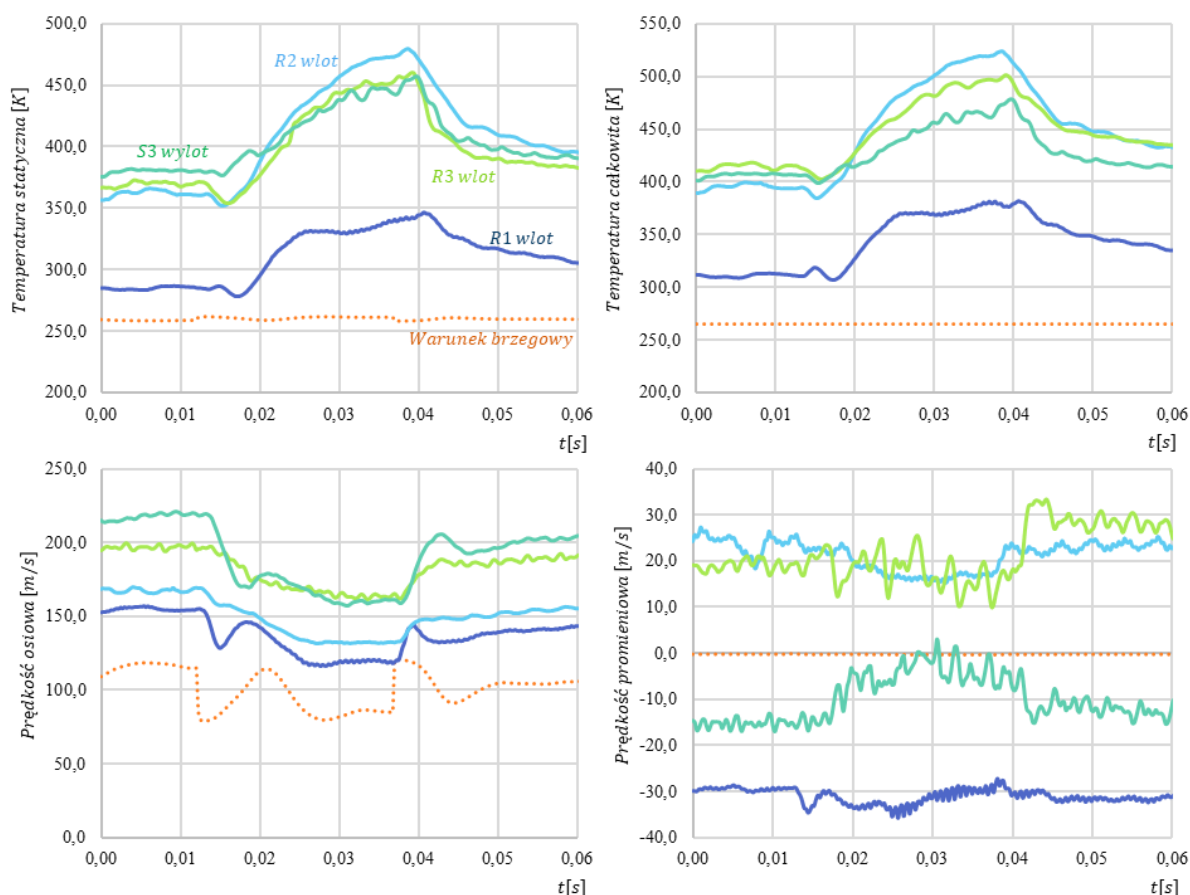
Rys. 5.73. Przebieg sprężu, zmiany ciśnienia i masowego natężenia przepływu w czasie dla przypadku trzeciego zaburzenia

Przebieg ciśnienia całkowitego w czasie, w poszczególnych, charakterystycznych przekrojach wentylatora przedstawia rysunek 5.74. Po spadku ciśnienia wlotowego, z niewielkim opóźnieniem następuje nagły spadek ciśnienia we wszystkich przekrojach wentylatora. Dla stopnia pierwszego oraz ostatniego spadek ten wynosi ok. 10 [kPa], gdy na pozostałych wartość ta wynosi ok. 20 [kPa], a na wejściu wirnika trzeciego stopnia nawet przekracza tę wartość. Ciśnienie całkowite następnie w trakcie trzech obrotów wirnika stabilizuje się na nieco wyższej wartości. Największa stabilność parametru została odnotowana na wyjściu ze stopnia trzeciego, gdzie obserwuje się zarówno relatywnie mniejszy spadek i ogólne wahania ciśnienia całkowitego. Po ustąpieniu zaburzenia, stopień pierwszy i drugi powraca do wartości początkowych, natomiast wartość wejściowa i wyjściowa trzeciego stopnia pozostaje na poziomie 98 [kPa] w stosunku do wartości przed zaburzeniem, która wynosiła 101 [kPa].



Rys. 5.74. Przebieg ciśnienia całkowitego w czasie dla przypadku trzeciego zaburzenia

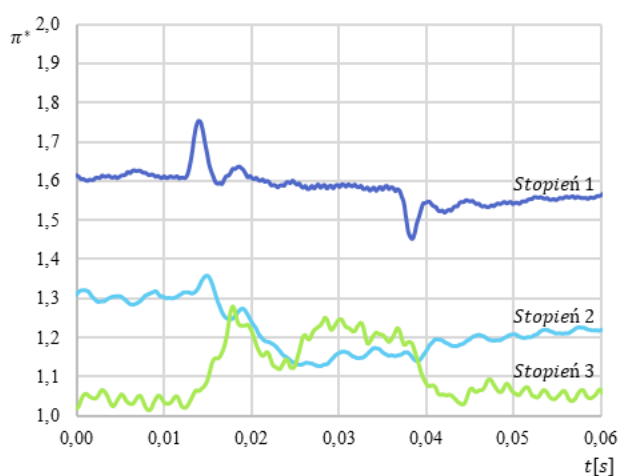
Charakter przebiegu zmian uzyskano dla temperatury całkowitej i statycznej (rys. 5.75), gdzie w wyniku spadku natężenia przepływu przez wentylator jej wartości w poszczególnych przekrojach rosną o ok. 100 [K]. Odwrotny charakter do zmian ciśnienia wykazuje w początkowym okresie przebieg prędkości osiowej, gdzie po spadku ciśnienia wejściowego, następuje jej szybka stabilizacja na niższych wartościach parametru. W przypadku prędkości promieniowej następują natomiast znacznie bardziej interesujące zmiany. Na wejściu stopnia pierwszego oraz drugiego zaburzenie prędkości promieniowej nie jest znaczące. Występujące zaburzenie ma widoczny wpływ na przebieg parametru w czasie, jednak zmiany jego wartości nie przekraczają 3,0 [m/s]. Następnie na wejściu stopnia trzeciego następują nieregularne wahania prędkości promieniowej o wartościach przekraczających 10,0 [m/s]. Natomiast na wyjściu z ostatniego stopnia kierownic wentylatora obserwuje się wzrost prędkości promieniowej o 15,0 [m/s] i jej znaczne zaburzenia. Charakter przebiegu parametrów prędkości, gdzie występuje stabilność prędkości osiowej, przy oscylacjach prędkości promieniowej, wskazuje na charakter zjawiska niestatecznej pracy lub nagłej niestatecznej pracy (ang. *abrupt stall*) [4].



Rys. 5.75. Przebieg prędkości i temperatur dla przypadku trzeciego zaburzenia

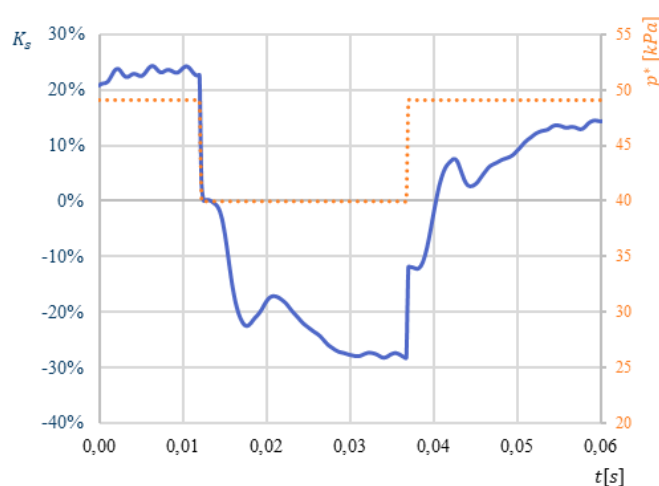
Przebieg sprężu poszczególnych stopni w czasie, w trakcie trwania zaburzenia dla przypadku trzeciego przedstawia rysunek 5.76. Spręż pierwszego stopnia podlega niewielkim zmianom i utrzymuje się na wartości $\pi_I^* = 1,55 \div 1,60$. Jedynie w momencie skokowej zmiany ciśnienia występuje istotna, lecz chwilowa zmiana wartości. Zupełnie inaczej zachowuje się spręż stopnia drugiego i trzeciego. Kiedy podczas wystąpienia zaburzenia spręż drugiego stopnia gwałtownie spada z wartości $\pi_{II}^* = 1,30$ do wartości $\pi_{II}^* = 1,15$, trzeci stopień natychmiast kompensuje ten spadek. Jego spręż rośnie z wartości ustalonej wynoszącej $\pi_{III}^* = 1,07$ do wartości $\pi_{III}^* = 1,20$, a następnie spada po ustaniu zaburzenia. Przebieg ten potwierdza zaobserwowaną we wcześniejszych analizach różnicę w charakterystyce między pierwszymi dwoma stopniami, a stopniem trzecim. W literaturze [4] stopnie takie określa się jako stopnie stabilizujące, które celowo projektuje się tak aby ich charakterystyka pracy odróżniała się od pozostałych. Ich główną funkcją jest utrzymywanie stabilności pracy całej maszyny przepływowej w zakresach poza obliczeniowych. W warunkach niezaburzonych pracują one z mniejszą sprawnością niż pozostałe stopnie, jednak przesunięcie ich

charakterystyki pozwala na utrzymanie częściowej stabilności maszyny w zakresach poza obliczeniowych.



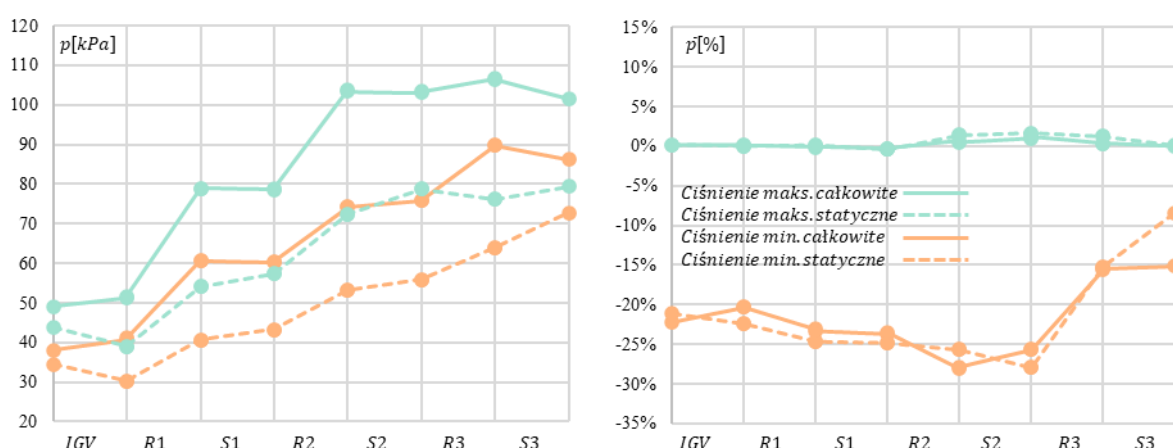
Rys. 5.76. Przebieg sprężu poszczególnych stopni wentylatora dla przypadku trzeciego zaburzenia

Przebieg zapasu stateczności w czasie dla przypadku trzeciego zaburzenia przedstawia rysunek 5.77. W przypadku skokowego spadku ciśnienia wlotowego, zapas stateczności w ciągu jednego obrotu przyjmuje ujemne wartości, a więc przekracza granicę pracy statecznej, po czym stabilizuje się na nowym punkcie pracy. W niniejszym przypadku przekroczenie granicy statecznej pracy następuje natychmiastowo wraz ze spadkiem ciśnienia wlotowego.



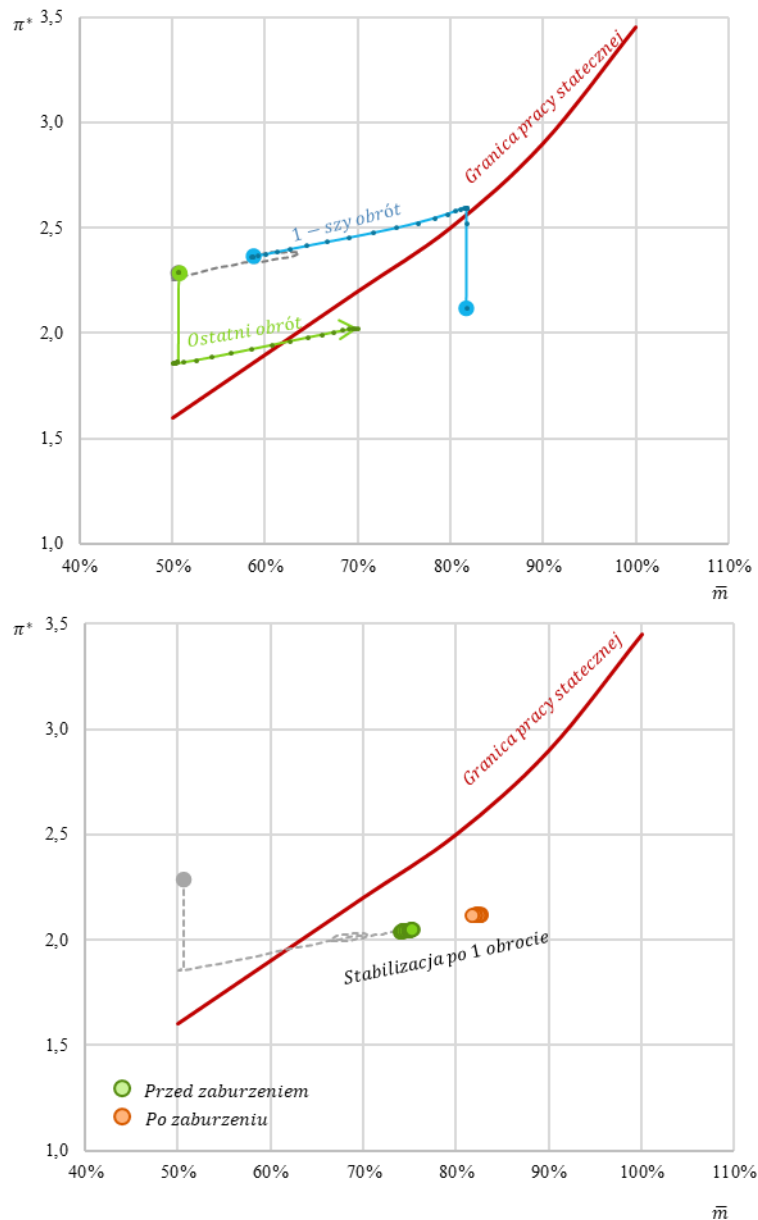
Rys. 5.77. Przebieg zmiany ciśnienia wlotowego i zapasu stateczności dla przypadku trzeciego rodzaju zaburzenia

Rysunek 5.78 przedstawia maksymalne i minimalne wartości ciśnienia całkowitego i statycznego wzdłuż kanału przepływowego oraz jego zmianę procentową względem wartości w warunkach ustalonej pracy wentylatora w danym przekroju. Zmiany ciśnienia w poszczególnych przekrojach są równomierne wzdłuż całego kanału i wartościowo są bliskie wartości utraty zapasu stateczności wentylatora. Jedynie z uwagi na rosnący w trakcie zaburzenia spręż trzeciego stopnia, spadki ciśnienia są o połowę mniejsze niż w pozostałych przekrojach.



Rys. 5.78. Maksymalne i minimalne wartości ciśnienia całkowitego i statycznego wzdłuż kanału przepływowego dla przypadku trzeciego

Przebieg punktu pracy wentylatora na charakterystyce dla przypadku trzeciego zaburzenia, czyli skokowego spadku ciśnienia na wlocie, zawarto na rysunku 5.79. Po wystąpieniu zaburzenia punkt pracy natychmiastowo porusza się w górę, na wyższe wartości sprężu, a następnie w ciągu jednego obrotu wirnika przechodzi na niższe wartości masowego natężenia przepływu. Po jednym obrocie wirnika wartość punktu pracy stabilizuje się na zakresie $\bar{m} = 50 \div 60\%$. Charakter przebiegu punktu pracy odpowiada zjawisku sklasyfikowanemu w literaturze jako wejście w nagłą niestateczną pracę (ang. *abrupt stall*) (rys. 1.4). Następnie po powrocie ciśnienia wlotowego do pierwotnej wartości, punkt pracy natychmiast przechodzi na wartości niższego sprężu, a później masowe natężenie przepływu ulega stopniowemu zwiększeniu. W tym przypadku również następuje histereza punktu pracy po wystąpieniu zaburzenia strumienia wlotowego. Dla tego przypadku zapas stateczności w wyniku histerezy spadł o $(-9,72\%)$.



Rys. 5.79. Przebieg punktu pracy na charakterystyce dla przypadku trzeciego

Podsumowując przeprowadzoną analizę pracy wentylatora można stwierdzić:

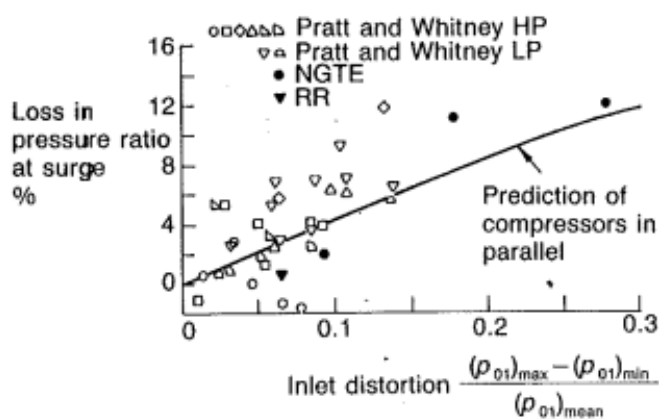
- przygotowany model numeryczny wentylatora wykazał zadowalającą zgodność z obiektem rzeczywistym, w zakresie otrzymanego sprężu, masowego natężenia przepływu, zapasu stateczności, przebiegu linii współpracy, geometrii kanału oraz łopatek,
- analiza pracy poszczególnych stopni oraz całego wentylatora w stanie ustalonym wykazała odmienną charakterystykę i zachowanie trzeciego stopnia wentylatora, który jest stopniem ustaleczającym,

- wykazano, że zaburzenie wygenerowane w układzie wlotowym dla przelotowych warunków lotu ($H = 8000 [m]$, $Ma = 0,30 \div 0,95$, $\alpha = -5^\circ \div 25^\circ$) może wprowadzić wentylator w niestateczną pracę, jednak bez utraty stabilności pracy całego podzespołu. Zaobserwowane oscylacje parametrów dla tego przypadku nie wychodzą poza granicę pracy statecznej na charakterystyce wentylatora,
- wykazano, że aby wprowadzić wentylator w głęboki pompaż, czyli wyjście punktu pracy poza granicę pracy statecznej na charakterystyce wentylatora, konieczne jest wygenerowanie zaburzenia w układzie wlotowym, silniejszego o co najmniej o 50% lub o powierzchni bliskiej całego przekroju AIP. W takich warunkach punkt pracy wentylatora przekracza granicę pracy statecznej. Należy zauważyć, że zakres analizowanych kątów natarcia samolotu mieścił się w zakresie dopuszczalnym, zgodnie z Instrukcją Użytkowania w Locie, gdy jednocześnie dokument ten wskazuje, że w przypadku wykonywania manewrów bojowych, relatywny kąt natarcia może chwilowo przekraczać 60° . Będzie to celem przyszłych badań dotyczących zakresów pozaobliczeniowych,
- opracowana w ramach rozprawy metodyka może stanowić narzędzie do wstępnego badania wentylatorów i sprężarek silników turbinowych w zakresach pozaobliczeniowych i nieustalonych, której zaletą jest brak konieczności wykonywania kosztownych i ryzykownych testów na rzeczywistych modułach silnika.

Zakończenie

W pracy dokonano analizy wpływu zaburzeń strumienia wlotowego na niestateczną pracę wentylatora lotniczego silnika turbinowego do samolotu bojowego. W pierwszym etapie badań wykonano model numeryczny układu wlotowego samolotu F-16 i przeanalizowano jego pracę dla warunków lotu na stałej wysokości i różnych liczb Macha oraz kątów natarcia. Wyznaczono pełną charakterystykę pracy układu wlotowego oraz szereg współczynników opisujących stopień zaburzenia strumienia. W wyniku przeprowadzonych analiz, wykazano, że badany układ wlotowy charakteryzuje się wzorcem zaburzenia z jedną, wyraźną strefą oderwania (ang. *single-lobe pattern*). Oderwanie pojawia się w wyniku zakrzywienia kanału, a swój początek ma na krawędzi rozdzielacza. Wyznaczając współczynniki opisujące stopień zaburzenia, zauważono, że znacznie większy wpływ na wzrost zaburzenia w kanale wlotowym ma liczba Macha niż kąt natarcia. Wraz ze wzrostem prędkości lotu, z uwagi na krzywiznę kanału wlotowego, współczynniki zaburzenia rosną znacznie szybciej, niż w wyniku zmiany samego kąta natarcia. Należy jednak zauważyć, że wykonana analiza dotyczyła jedynie kątów natarcia dopuszczalnych przez Instrukcję Użytkowania w Locie samolotu ($\alpha = -5^\circ \div +25^\circ$). W dalszej części pracy wykonano obliczenia analityczne, które doprowadziły do zbudowania modelu numerycznego wentylatora. Obliczenia wykonano, tak aby jak najbliżej odwzorować parametry rzeczywistego obiektu. Następnie model został zwalidowany i poddany analizie. Wykorzystano znane metody stosowane w obliczeniach numerycznych maszyn przepływowych, których celem była analiza odpowiedzi układu na pojawiające się zaburzenie ciśnienia z układu wlotowego. Całość wykonanych i opisanych prac badawczych w niniejszej rozprawie tworzy spójną metodykę badań stateczności układu wlot-wentylator, a więc obejmuje zbiór technik, metod i narzędzi połączonych ze sobą logicznymi zależnościami i określoną kolejnością prowadzonych prac. Należy zatem stwierdzić, że cel pracy, którym było opracowanie metodyki wykonywania badań stateczności pracy układu wlot-wentylator dla turbinowego silnika odrzutowego z wykorzystaniem metod numerycznej mechaniki płynów, został spełniony. Zbudowany w niniejszej pracy algorytm postępowania pozwala na badanie silników turbinowych w ich warunkach poza obliczeniowych. Wykonanie takich analiz na obiekcie rzeczywistym jest skomplikowane, czasochłonne i kosztowne oraz przede wszystkim wymaga dostępu do rzeczywistego samolotu. Co więcej, ponieważ częściowo zakresy takich badań mogą wychodzić poza dopuszczalne parametry, w zakresie prędkości, kątów czy wykonywanych manewrów, przez co istniałoby ryzyko uszkodzenia rzeczywistego samolotu.

Przy wykorzystaniu przedstawionego algorytmu można uzyskać zadowalające rezultaty ograniczając takie ryzyko. Potwierdzono również postawioną tezę badawczą, która zakładała, że jest możliwe określenie zbioru parametrów i ich wartości, które dostarczą informacji o wejściu badanego wentylatora w niestateczną pracę lub pompaż. Wykonane analizy potwierdziły, że kluczowymi parametrami określającymi wejście maszyny przepływowej w niestateczną pracę jest zbiór następujących parametrów, spręż oraz względne masowe natężenie przepływu, a także współczynnik natężenia przepływu i współczynnik wzrostu ciśnienia. Ciekawym wnioskiem jest również potwierdzona korelacja zagregowanego współczynnika opisującego intensywność zaburzenia w układzie wlotowym *DPC* (ang. *distortion pressure coefficient*). W literaturze wartość tego współczynnika jest uznawana za bliską równowartości utraty zapasu stateczności przez sprężarkę silnika, co wykazano w badaniach eksperymentalnych [6]. Rysunek 6.1 pokazuje korelację wyników utraty zapasu stateczności z wartością współczynnika *DPC* dla rzeczywistych konstrukcji sprężarek różnych producentów. W niniejszej pracy również potwierdzono taką korelację. Można zatem uznać, że znając zapas stateczności danej sprężarki i chcąc ocenić ogólnie jej pracę przy występującym zaburzeniu wlotowym, wystarczającym jest przeanalizowanie pracy układu wlotowego i wyznaczenie współczynnika *DPC*.



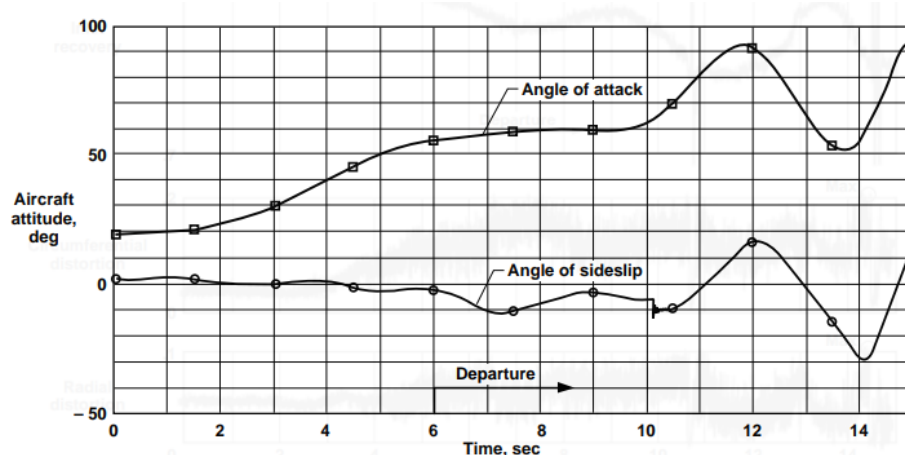
Rys. 6.1. Korelacja utraty zapasu stateczności z współczynnikiem *DPC* dla rzeczywistych konstrukcji [6]

Wyniki analiz pokazały, że dla badanej konstrukcji przy zaburzeniach strumienia wlotowego występujących w trakcie warunków przelotowych nie dochodzi do niestabilności pracy zespołu napędowego. W tym przypadku występują oscylacje parametrów wentylatora, tj. sprężu czy masowego natężenia przepływu, które mają charakter wczesnego pompażu, jednak

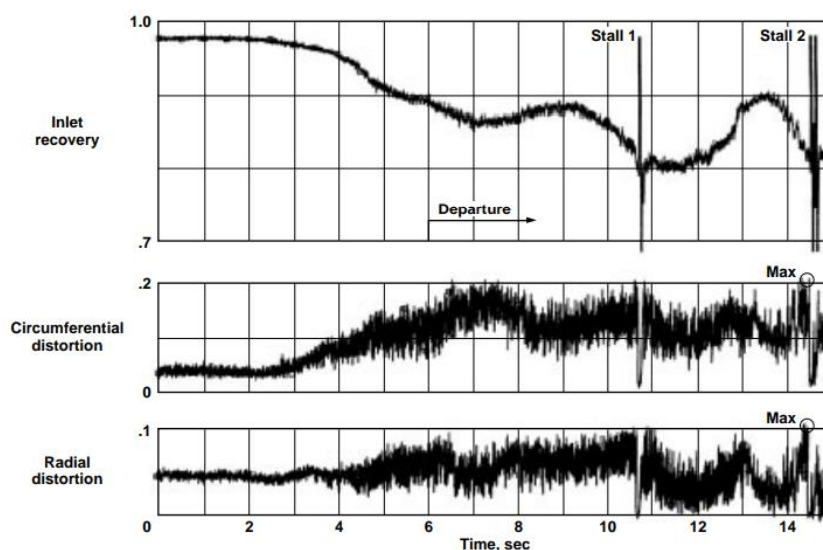
ich intensywność jest niska i nie doprowadza do zaburzenia pracy całej maszyny przepływowej. W rzeczywistej konstrukcji taka utrata zapasu stateczności może się objawiać np. w postaci zwiększonego hałasu. Wykazano, że aby wprowadzić wentylator w pompaż, występujące zaburzenia z układu wlotowego musiałyby mieć co najmniej 50% większą intensywność niż te występujące dla warunków przelotowych. Warunki takie mogą wystąpić w trakcie wykonywania manewrów bojowych, gdzie charakter zaburzenia będzie cechował się spadkiem ciśnienia w części lub całości kanału wlotowego.

Należy jednak zauważyć, że w niniejszej pracy przeanalizowano jedynie warunki lotu, które są relatywnie stabilne, a więc i zaburzenia w układzie wlotowym nie są skrajnie intensywne. Mając na uwadze, że samolot F-16 jest konstrukcją bojową, to wykonując różnego rodzaju manewry związane z walką powietrzną dopuszczalne kąty natarcia mogą zostać chwilowo przekroczone. Taki zapis znajduje się również w instrukcji użytkowania samolotu, gdzie producent podaje, że np. w trakcie startu, relatywny kąt natarcia samolotu może chwilowo wynosić nawet 60°. W momencie startu samolotu może nastąpić nagły wzrost relatywnego kąta natarcia, co obrazuje możliwy zakres kątów osiąganych przez samolot przy wykonywaniu manewrów na pułapie. W niniejszej pracy przeanalizowano w jednym z przypadków, sytuację nagłego spadku ciśnienia w całym przekroju wentylatora, co odpowiadałoby warunkom lotu z chwilowym bardzo wysokim kątem natarcia. W analizie tego przypadku uprawdopodobniono, że tak znaczne oderwanie strumienia wlotowego może prowadzić do natychmiastowej utraty stateczności wentylatora. Należy również zauważyć, że wspomniany w rozdziale pierwszym jedyny oficjalnie znany przypadek wystąpienia pompażu silnika na samolocie F-16, wydarzył się właśnie w takich warunkach, kiedy wykonywano manewr bojowy w postaci ciasnego zakrętu na małej wysokości. W tym zdarzeniu silnik wszedł w pompaż właśnie w momencie nagłej zmiany kąta natarcia, tj. w momencie inicjacji zakrętu. Steenken i Williams [118] wykazali w badaniach eksperymentalnych samolotu bojowego F/A-18A jaki zakres kątów natarcia i zaburzeń w układzie wlotowym jest osiągany przy wykonywaniu startu. Badanie obejmowało łącznie dwanaście bojowych manewrów startu wykonanych przez dwóch pilotów, ze stałym ustawieniem mocy (DSS) silnika na zakresie MIL (ang. *military power*), czyli maksymalnym ustawieniem mocy silnika bez użycia dopalacza. Rysunek 6.2 pokazuje wyniki pomiarów kąta natarcia oraz kąta ślizgu. Już po 3 sekundach od momentu zapoczątkowania zmian kąta natarcia samolotu, kąt ten przekraczał 50°, a jego maksymalna wartość w momencie wejścia w zakręt po starcie wynosiła blisko 90°. Uwzględniając czas trwania całego manewru, który wynosił 15 sekund, oznaczałoby to, że wirnik silnika w tym czasie wykonał ponad 2500

obrotów w warunkach bardzo silnego zaburzenia strumienia wlotowego. W publikacji zmierzono również wartości współczynnika strat ciśnienia, współczynnika obwodowego i współczynnika promieniowego (rys. 6.3). Liczba Macha w trakcie wykonywania manewru wynosiła $Ma = 0,30$, i dla tak znacznych kątów natarcia otrzymano wartości maksymalne CDI i RDI wynoszące ok. 0,20. Zatem, porównując te wyniki z otrzymanymi w niniejszej pracy, gdzie dla tej samej liczby Macha otrzymano wartości $CDI = 0,06$ i $RDI = 0,05$, można stwierdzić, że dla manewrów z dużymi kątami natarcia, zaburzenia wygenerowane przez układ wlotowy mogą być wielokrotnie większe. W trakcie badania wystąpiło również zjawisko niestatecznej pracy, które zostało zaznaczone na przebiegu (*Stall 1 i Stall 2*).



Rys. 6.2. Wyniki pomiarów kąta natarcia i kąta ślizgu w trakcie startu samolotu [118]



Rys. 6.3. Wyniki pomiarów współczynników CDI , RDI oraz współczynnika strat ciśnienia [118]

Zatem chcąc rozwinąć niniejsze badania, należałoby rozszerzyć zakres analiz o przypadki obejmujące lot ze znacznym kątem natarcia. Przy czym metody numeryczne mogą nie być tutaj wystarczające. Znany jest problem występujący w numerycznej mechanice płynów związany badaniem obiektów na dużych kątach natarcia, gdzie występujące rozległe oderwania z powierzchni płatu powodują znaczne problemy z uzyskaniem zbieżności rozwiązania. Badanie takich przypadków wymaga również stosowania bardzo gęstych siatek i posiadania znacznych mocy obliczeniowych. Kolejnym zakresem, który nie został uwzględniony w niniejszej pracy jest intensywność zaburzeń w układzie wlotowym w lotach naddźwiękowych. Zauważono, że wzrost liczby Macha stanowi główną przyczynę intensywnego wzrostu współczynników zaburzenia strumienia wlotowego. To zagadnienie będzie stanowiło jeden z celów kontynuacji niniejszych badań w przyszłości. Potwierdzeniem tego, że są to przypadki równie interesujące może być chociażby wzmianka w Instrukcji Użytkowania w Locie samolotu F-16, która mówi o występowaniu zjawiska „grzmotu” wlotowego (ang. *inlet thump*). Zjawisko opisane jest jako występujące słyszalne i odczuwalne w kokpicie impulsowe uderzenie w konstrukcję samolotu spowodowane zjawiskami przepływowymi we wlocie silnika i występujące podczas ściągnięcia przepustnicy na wysokości poniżej wysokości 25 000 stóp oraz dla lotów z prędkościami poniżej 500 węzłów. Instrukcja zakazuje również pilotowi ściągania przepustnicy poniżej zakresu MIL przy przechodzeniu z prędkości naddźwiękowych do prędkości poddźwiękowych co sugeruje zabezpieczenie silnika przed wystąpieniem pompażu. Jednak w przypadku badania przepływów naddźwiękowych metody numeryczne również napotykają problemy, o których wspomniano powyżej.

Niniejsza praca dostarczyła również wiedzy dla autora w zakresie ogólnego stosowania metod numerycznych. Dotyczyło to między innymi budowy modelu wentylatora, gdzie jako warunek brzegowy na wlocie zastosowano *pressure inlet*, który definiuje wartość ciśnienia całkowitego i temperatury, a pole prędkości i ciśnienia statycznego jest wyznaczane przez algorytmy programu. Natomiast na wyjściu z wentylatora zastosowano warunek *pressure outlet*, który określa wartość ciśnienia statycznego. W przypadku analizy maszyn przepływowych, przy zastosowaniu tego typu warunku brzegowego na wyjściu należy zadbać o odpowiednio dużą domenę płynu za badanym obiektem aby przepływ rzeczywiście mógł ulec pełnemu rozprężeniu. Jest to nieco inne podejście niż w przypadku analiz aerodynamiki zewnętrznej, gdzie na drodze przepływu nie występują źródła zwiększające jego całkowitą energię. Ponieważ w sprężarce lub wentylatorze przepływ nie jest energetycznie odosobniony, to całkowita energia płynu na wyjściu będzie większa niż na wejściu do domeny. W przypadku

bliskości warunku brzegowego względem wyjścia z maszyny przepływowej może występować zaburzenie wyników obliczeń na ostatnich stopniach. Zbyt bliski warunek brzegowy będzie zmuszał algorytmy do szybkiego wyrównania parametrów wyjściowych z warunkiem brzegowym co może prowadzić do niefizyczności wyników. Alternatywnie należy ustawić odpowiednią wartość ciśnienia statycznego na wyjściu, tak aby model mógł zachować stabilność i fizyczność rozwiązania. W pracy przetestowano również różne podejścia i algorytmy obliczeń stosowane w analizach maszyn przepływowych. Zastosowany model MRF (ang. *Multiple Reference Frame*) okazał się dobrze dopasowany do wykonywania obliczeń na prostych modelach. Jego zaletą jest możliwość łatwej konfiguracji ustawień programu, niskie zapotrzebowanie na moc obliczeniową i szybkie osiągnięcie zbieżności rozwiązania. W pewnych warunkach zaletą modelu jest również to, że otrzymane rozwiązanie jest ustalone w czasie za pomocą zastosowanych algorytmów uśredniania. Jednak przy wykorzystaniu modelu do złożonych, wielostopniowych maszyn przepływowych dokładność osiąganego rozwiązania spada, oraz pojawia się wiele nieścisłości w wynikach otrzymanych na styku domen płynowych. Ponieważ model ten zawiera algorytmy uśredniające przepływ w interfejsach między poszczególnymi stopniami maszyny, to w przypadku wielostopniowych sprężarek błędy z takiego uśredniania kumulują się i otrzymany wynik jest niedokładny. Przykładowo dla badanego wentylatora na prędkości obrotowej $n = 80\%$, różnica w osiąganym sprężu między podejściem MRF, SMM wynosiła 0,4. Zastosowanie modelu nie pozwala również na uwzględnienie interferencji przepływu między stopniami, gdyż tego typu zjawiska zostają „zgubione” przy uśrednianiu wyniku na powierzchni interfejsów. Z drugiej strony zastosowanie modelu SMM (ang. *Sliding Mesh Model*) pozwala na otrzymanie znacznie dokładniejszych wyników i obserwacji interferencji przepływu między poszczególnymi łopatkami, jednak również nie jest pozbawione wad. Wyniki otrzymane w obliczeniach tym modelem są znacznie trudniejsze do analizy, ponieważ co do zasady wykonuje on obliczenia nieustalone w czasie. Zatem nawet analizując pracę maszyny ze stałą prędkością obrotową wirnika, obserwowana jest naturalna pulsacja parametrów w całym kanale przepływowym. Sprawia to konieczność samodzielnego uśredniania wyników otrzymanych z programu. Model wymaga również użycia wielokrotnie większej mocy obliczeniowej niż alternatywny MRF. Problemem w tym zakresie jest nie tylko moc potrzebna na wykonanie samych obliczeń ale również wygenerowania wyników w postaci wielu klatek obrazu.

Podsumowując, niniejsza praca spełniła postawiony cel, którym było opracowanie metodyki wykonywania badań stateczności pracy układu wlot-wentylator dla turbinowego silnika odrzutowego z wykorzystaniem metod numerycznej mechaniki płynów oraz potwierdziła tezę badawczą, która zakładała, że jest możliwe określenie zbioru parametrów i ich wartości, które dostarczą informacji o wejściu zespołu wentylatora silnika F-100-PW229 w niestateczną pracę lub pompaż. Praca dostarczyła również wielu cennych wniosków i nowej wiedzy w zakresie charakterystyk i pracy wybranego układu wlotowego i silnika. Należy zwrócić uwagę, że zjawisko niestatecznej pracy i pompażu silników turbinowych jest niezwykle istotne w kontekście eksploatacji i wykonywania operacji lotniczych. Istotnym zatem jest dbanie o odpowiedni poziom wyszkolenia załóg i ich świadomości w tym zakresie, a także znajomości procedur i postępowania w przypadku zaistnienia zjawiska w rzeczywistym locie. W pracy wykazano, że analizowany zespół napędowy, jako całość może wejść w niestateczną pracę lub pompaż przy wykonywaniu manewrów przekraczających dopuszczalny zakres kątów natarcia. Określono również szacunkowo dla jakiej intensywności zaburzeń wygenerowanych przez układ wlotowy takie zjawisko ma szansę wystąpić, a także pozyskano nową wiedzę w zakresie pracy silnika i jego podzespołów. Może to mieć zastosowanie w obszarze podnoszenia bezpieczeństwa eksploatacji samolotów wielozadaniowych F-16 w Siłach Powietrznych RP.

Wykaz literatury

Pozycje książkowe

1. Gresh T., 2001, Compressor Performance: Aerodynamics for the User. Second Edition, Elsevier Science & Technology Books, Grapeville.
2. Dźygadło Z., Łyżwiński M., Otyś J., Szczeciński S., Wiatrek R., 1982, Zespoły Wirnikowe Silników Turbinowych, Wojskowa Akademia Techniczna, Warszawa.
3. Pampreen R. C., 1993, Compressor Stall and Surge, Atlantic Books, Wirginia.
4. Cumpsty N. A., 2004, Compressor Aerodynamics. 2nd Edition, Krieger Publishing, Malabar.
5. Antas S., 2006, Ocena wpływu wybranych metod modyfikacji maszyn wirnikowych turbinowych silników śmigłowych i śmigłowcowych na zapas statecznej pracy sprężarki, OW Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów.
6. Goldsmith E. L., Seddon J., 1993, Practical Intake Aerodynamic Design, Blackwell Scientific Publications, Oxford.
7. Longley J., 1988, Inlet Distortion and Compressor Stability, PhD Dissertation, University of Cambridge, Cambridge.
8. Sullenberger C. B., Zaslow J., 2009, Highest Duty: My Search for What Really Matters, William Morrow, Nowy Jork.
9. Murphy J., 2008, Intake Ground Vortex Aerodynamics, Department of Aerospace Sciences, Cranfield University, Cranfield.
10. Whitford R., 1987, Design for Air Combat, Jane's, Londyn.
11. Laurence J., Loftin K., 1985, Quest for Performance. The Evolution of Modern Aircraft, National Aeronautics and Space Administration, Waszyngton.
12. Connors J., 2010, The Engines of Pratt & Whitney. A Technical History, American Institute of Aeronautics and Astronautics, Reston.
13. Gunston B., 2008, Jane's-Aero Engines, Janes Information Group, Lincolnshire.
14. Mattingly J. D., 2006, Elements of Propulsion: Gas Turbines and Rockets, American Institute of Aeronautics and Astronautics, Reston.
15. Walsh P. P., Fletcher P., 2004, Gas-Turbine Performance, Blackwell Science, Oxford.
16. Cumpsty N. A., 2003, Jet Propulsion: A Simple Guide to the Aerodynamic and Thermodynamic Design and Performance of Jet Engines – 2nd Edition, Cambridge University Press, Cambridge.

17. Kurzke J., Halliwell I., 2018, Propulsion and Power. An Exploration of Gas Turbine Performance Modelling, Springer, Cham.
18. Goldsmith E. L., Seddon J., 1985, Intake Aerodynamics, Collins, Londyn.
19. Triantafyllou T., 2018, The Effect of Inlet Distortion on Installed Gas Turbine Performance, Cranfield University, Cranfield.
20. Cengel A. Y., 2014, Fluid Mechanics. Fundamentals and Applications. 3rd Edition, McGraw-Hill, Nowy Jork.
21. Kazimierski Z., 2004, Podstawy mechaniki płynów i metod komputerowej symulacji przepływów, Politechnika Łódzka, Łódź.
22. Wilcox C. D., 2006, Turbulence Modeling for CFD. 3rd Edition, DCW Industries, Kalifornia.
23. Milkiewicz A., 2009, Praktyczna Aerodynamika i Mechanika Lotu Samolotu Odrzutowego, w tym Wysokomanewrowego, Wydawnictwo Instytutu Techniki Wojsk Lotniczych, Warszawa.
24. Wiatrek R., 1983, Teoria Silników Lotniczych, Wojskowa Akademia Techniczna, Warszawa.
25. Dzierżanowski P., Otyś J., Szczeciński S., Wiatrek R., 1972, Konstrukcja Silników Lotniczych. Projektowanie Przejściowe i Dyplomowe, Wojskowa Akademia Techniczna, Warszawa.
26. Dzierżanowski P., Kordziński W., Łyżwiński M., 1983, Turbinowe Silniki Odrzutowe, WKŁ, Warszawa.
27. Antas S., Wolański P., 1989, Obliczenia Termogazodynamiczne Lotniczych Silników Turbinowych, Politechnika Warszawska, Warszawa.
28. Balicki W., Chachurski R., Głowacki P., Kawalec K., Kozakiewicz A., Szczeciński S., 2009, Lotnicze Zespoły Napędowe, Wojskowa Akademia Techniczna, Warszawa.
29. Stolarczyk W., Wiatrek R., 1985, Teoria Lotniczych Silników Turbinowych. Wybrane Zagadnienia Przepływowe i Termodynamiczne Podzespołów, Wojskowa Akademia Techniczna, Warszawa.
30. El-Sayed A. F., 2008, Aircraft Propulsion and Gas Turbine Engines, CRC Press, Egipt.
31. Mattingly J. D., 2005, Elements of Gas Turbine Propulsion, Hill Publishing Company Limited, Delhi.
32. Dick E., 2015, Fundamentals of Turbomachines, Springer, Londyn.
33. Dixon S. L., Hall C. A., 2014, Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery. Seventh Edition, Elsevier, Oxford.

34. Farokhi, 2014, Aircraft Propulsion, Wiley, West Sussex.
35. Sahin F. C., 2012, Passive Vortex Generators as End-Wall Flow Control Elements, Von Karman Institute for Fluid Dynamics, Sint-Genesius-Rode.
36. Balafas G., 2014, Polyhedral Mesh Generation for CFD-Analysis of Complex Structures, Technische University at Munchen, Monachium.
37. Muszyński M., Orkisz M., 1997, Modelowanie Turbinowych Silników Odrzutowych, Wydawnictwa Instytutu Lotnictwa, Warszawa.

Artykuły w czasopismach

38. Balicki W., Chachurski R., Kawalec K., Kozakiewicz A., Szczeciński S., 2010, Praca Niestateczna Silników Turbinowych – Przyczyny Powstawania i Sposoby Zapobiegania, Prace Instytutu Lotnictwa, Nr 4, s. 50-55, Warszawa.
39. Kozakiewicz A., Kowalski M., 2016, Parametry Określające Wejście Lotniczego Silnika Turbinowego w Niestateczną Pracę Sprężarki, Prace Instytutu Lotnictwa, Nr 3, s. 373-384, Warszawa.
40. Day I., Cumpsty N. A., 1978, The Measurement and Interpretation of Flow Within Rotating Stall Cells in Axial Compressors, Journal of Mechanical Engineering Science, Vol. 20, No. 2, pp. 101-115.
41. Langston L. S., 2020, Averting the Pall of Stall, American Scientist, Vol. 108, No. 1, pp. 30.
42. Day I., 1994, Axial Compressor Performance During Surge, Journal of Propulsion Power, Vol. 10, No. 3, pp. 329-336.
43. Emmons H., Pearson C., Grant H., 1955, Compressor Surge and Stall Propagation, American Society of Mechanical Engineers, No. 53-A-65.
44. Stenning A., Kriebel A., 1958, Stall Propagation in a Cascade of Airfoils, American Society of Mechanical Engineers, No. 57-SA-29.
45. Sears W., 1953, On Asymmetric Flow in an Axial-Flow Compressor Stage, American Society of Mechanical Engineers, No. 52-F-15.
46. Marble F., 1955, Propagation of Stall in Compressor Blade Rows, Journal of Aeronautical Science, Vol. 22, No. 8, pp. 541-554.
47. Emmons H., Pearson C., Grant H., 1955, Compressor Surge and Stall Propagation, American Society of Mechanical Engineers, No. 53-A-65.
48. Fabri J., Siestrunk R., 1957, Rotating Stall Propagation in an Axial Flow Compressor, Journal of Aeronautical Science, Vol. 24, No. 11, pp. 805-820.

49. Greitzer E., 1976, Surge and Rotating Stall in Axial Flow Compressors – Part I: Theoretical Compression System Model, American Society of Mechanical Engineers, The Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 98, No. 2, pp. 190–198.
50. Greitzer E., 1976, Surge and Rotating Stall in Axial Flow Compressors – Part II: Experimental Results and Comparison With Theory, American Society of Mechanical Engineers, The Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 98, No. 2, pp. 199–211.
51. Cumpsty N. A., Greitzer E., 1982, A Simple Model for Compressor Stall Cell Propagation,” American Society of Mechanical Engineers, The Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 104, No.1, pp. 170–176.
52. Moore F., 1984, A Theory of Rotating Stall of Multistage Axial Compressors: Part I - Small Disturbances, American Society of Mechanical Engineers, The Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 106, No. 2, pp. 313–320.
53. Moore F., 1984, A Theory of Rotating Stall of Multistage Axial Compressors: Part II - Finite Disturbances, American Society of Mechanical Engineers, The Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 106, No. 2, pp. 321-326.
54. Moore F., 1984, A Theory of Rotating Stall of Multistage Axial Compressors: Part III - Limit Cycles, American Society of Mechanical Engineers, The Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 106, No. 2, pp. 327–334.
55. Moore F. K., Greitzer E. M., 1986, A Theory of Post-Stall Transients in Axial Compression Systems: Part I - Development of Equations, American Society of Mechanical Engineers, The Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 108, No. 1, pp. 68-76.
56. Moore F. K., Greitzer E. M., 1986, A Theory of Post-Stall Transients in Axial Compression Systems: Part II - Application, American Society of Mechanical Engineers, The Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 108, No. 2, pp. 231-239.
57. Askari R., Soltani M. R., Mostoufi K., Khajeh Fard A., Abedi M., 2019, Angle of Attack Investigations on the Performance of a Diverterless Supersonic Inlet, Journal of Applied Fluid Mechanics, Vol. 12, No. 6.
58. Kozakiewicz A., Kowalski M., 2013, Unstable Operation of the Turbine Aircraft Engine, Journal of Theoretical and Applied Mechanics, Vol. 51, No. 3, pp. 719-727.
59. Kozakiewicz A., Frant M., 2013, Analysis of the Gust Impact on Inlet Vortex Formation of the Fuselage-Shielded Inlet of an Jet Engine Powered Aircraft, Journal of Theoretical and Applied Mechanics, Vol. 51, No. 4, pp. 993-1002.

60. Kozakiewicz A., Frant M., Majcher M., 2021, Impact of the Intake Vortex on the Stability of the Turbine Jet Engine Intake System, *International Review of Aerospace Engineering (I.RE.AS.E)*, Vol. 14, No. 4, pp. 173-180.
61. Harjes L., Bode C., Grubert J., Frantzheld P., Koch P., Friedrichs J., 2020, Investigation of Jet Engine Intake Distortions Caused by Crosswind Conditions, *Journal of the Global Power and Propulsion Society*, Vol. 4, pp.48-62.
62. Wakelam C. T., Hynes T. P., Hodson H. P., Evans S. W., Chanez P., 2012, Separation Control for Aeroengine Intakes. Part 1: Low-Speed Investigation of Control Strategies, *Journal of Propulsion and Power*, Vol. 28, No. 4, pp. 758 – 765.
63. Saheby E. B., Xing Shen, Hays A. P., 2019, Design and Performance Study of a Parametric Diverterless Supersonic Inlet, *Journal of Mechanical Engineering*, Vol. 234, No. 2, pp. 470 - 489.
64. MacManus D. G., Chiereghin N., Prieto D. G., Zachos P., 2017, Complex Aeroengine Intake Ducts and Dynamic Distortion, *American Institute of Aeronautics and Astronautics Journal*, Vol. 55, No. 7, pp. 2395-2409.
65. Tanguy G., Macmanus D. G., Garnier E., Martin P. G., 2018, Characteristics of Unsteady Total Pressure Distortion for a Complex Aero-engine Intake Duct, *Aerospace Science and Technology*, Vol. 78, pp. 297 – 311.
66. Frant M., Kozakiewicz A., Kachel S., 2020, Analysis of Impact of Gust Angle and Velocity on Position of Stagnation Point, *Advances in Science and Technology Research Journal*, Vol. 14, No. 4, pp. 49-57.
67. Kozakiewicz A., Kachel S., Frant M., Majcher M., 2022, Intake System Performance Stability as a Function of Flow Throttling, *Energies*, Vol. 15, No. 17: 6291.
68. Sun S., Wu Z., Huang H., Bangga G., Tan H., 2022, Aerodynamic Response of a Serpentine Inlet to Horizontal Periodic Gusts, *Aerospace*, Vol. 9, No. 12:824.
69. Bravo-Mosquera P.D., Abdalla A. M., Cerón-Muñoz H. D., Catalano F. M., 2019, Integration Assessment of Conceptual Design and Intake Aerodynamics of a Non-Conventional Air-to-Ground Fighter Aircraft, *Aerospace Science and Technology*, Vol. 86, pp. 497-519.
70. McLelland G., MacManus D. G., Zachos P. K., Gil-Prieto D., Migliorini M., 2020, Influence of Upstream Total Pressure Profiles on S-Duct Intake Flow Distortion, *Journal of Propulsion and Power*, Vol. 36, No. 3, pp. 1-11.
71. Kawase M., Rona A., 2019, Numerical Optimization of a Stall Margin Enhancing Recirculation Channel for an Axial Compressor, *Fluids*, Vol. 4, No. 2: 88.

72. Liu B., Qiu Y., An G., Yu X., 2019, Experimental Investigation of the Flow Mechanisms and the Performance Change of a Highly Loaded Axial Compressor Stage with/without Stator Hub Clearance, *Applied Sciences*, Vol. 9, No. 23: 5134.
73. Dvirnyk Y., Pavlenko D., Przysowa R., 2019, Determination of Serviceability Limits of a Turboshaft Engine by the Criterion of Blade Natural Frequency and Stall Margin, *Aerospace*, Vol. 6, No. 12: 132.
74. Kim S., Pullan G., Hall C. A., Grewe R. P., Wilson M. J., Gunn E., 2019, Stall Inception in Low-Pressure Ratio Fans, *American Society of Mechanical Engineers, Journal of Turbomachinery*, Vol. 141, No. 7: 071005.
75. Margalida G., Joseph P., Roussette O., Dazin A., 2020, Comparison and Sensibility Analysis of Warning Parameters for Rotating Stall Detection in an Axial Compressor, *International Journal of Turbomachinery Propulsion and Power*, Vol. 5, No. 3: 16.
76. Lia J., Dua J., Liua Y., Zhanga H., Chaoqun N., 2020, Effect of Inlet Radial Distortion on Aerodynamic Stability in a Multi-Stage Axial Flow Compressor, *Aerospace Science and Technology*, Vol. 105: 105886.
77. Sohail M.U., Elahi H., Islam A., Hamdani H. R., Parvez K., Swati R., F., 2021, CFD Analysis on the Effects of Distorted Inlet Flows with Variable RPM on the Stability of the Transonic Micro-Compressor, *Microsystem Technologies*, Vol. 27, pp. 3811–3827.
78. Hall D. K., Greitzer E. M., Tan C. S., 2017, Analysis of Fan Stage Conceptual Design Attributes for Boundary Layer Ingestion, *American Society of Mechanical Engineers, Journal of Turbomachinery*, Vol. 139, No. 7: 071012.
79. Sudasinghe A., Rajakareyar P., Matida E., Abo El Ella H., El Sayed M. S. A., 2022, Aerodynamic Shape Optimization of an Aircraft Propulsor Air Intake with Boundary Layer Ingestion, *Applied Mechanics*, Vol. 3, No.3, pp. 1123-1144.
80. Martinic G., 2015, Jet fighter aircraft: five 'generations' later, and still counting, *Australian Naval Institute*, Vol. 16.
81. Hawkins J. E., 1976, YF-16 Inlet Design and Performance, *Journal of Aircraft*, Vol. 13, No. 6, pp. 436-441.
82. Mahncke F. C., 1990, Modern Combat Aircraft Design, *Naval War College Review*, Vol. 43, No. 1: 27.
83. Hehs E., 2000, JSF Diverterless Supersonic Inlet, *Code One Magazine*, Vol. 15, No. 3.
84. Koff B. L., 1989, F100-PW-229 Higher Thrust in Same Frame Size, *American Society of Mechanical Engineers, The Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 111, No. 2, pp. 187-192.

85. Ibrahim I. H., Ng E. Y. K., Wong K, 2011, Flight Maneuverability Characteristics of the F-16 CFD and Correlation with its Intake Total Pressure Recovery and Distortion, *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, Vol. 5, No. 2, pp. 223 – 234.
86. Triantafyllou T., Nikolaidis T., Diakostefanis M., Pilidis P., 2015, Total Pressure Distortion Levels at the Aerodynamic Interface Plane of a Military Aircraft, *The Aeronautical Journal*, Vol. 119, No. 1219, pp. 1147 - 1166.
87. Triantafyllou T., Nikolaidis T., Diakostefanis M., Pilidis P., 2017, Numerical Simulation of the Airflow Over a Military Aircraft with Active Intake, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering*, Vol. 231, No. 8, pp. 1369-1390.
88. Zachos P. K., Frascella M., MacManus D. G., Gil-Prieto D., 2017, Pressure Flowfield and Inlet Flow Distortion Metrics Reconstruction from Velocity Data, *American Institute of Aeronautics and Astronautics Journals*, Vol. 55, No. 9, pp. 2929 – 2941.
89. Lumley J. L., Yaglom A. M., 2001, *A Century of Turbulence. Flow, Turbulence and Combustion*, Vol. 66, pp. 241–286.
90. Mohankumar B., Hall C. A., Wilson M. J., 2021, Fan Aerodynamics With a Short Intake at High Angle of Attack, *American Society of Mechanical Engineers, Journal of Turbomachinery*, Vol. 143, No.5: 051003.
91. Mohankumar B., Hall C. A., Wilson M. J., 2022, Sweep Effects on Fan–Intake Aerodynamics at High Angle of Attack, *American Society of Mechanical Engineers, Journal of Turbomachinery*, Vol. 144, No.10: 101001.
92. Righi M., Pachidis V., Könözy L., Zhao F., Vahdati M., 2020, Three-Dimensional Low-Order Surge Model for High-Speed Axial Compressors, *Journal of the Global Power and Propulsion Society*, Vol. 4, pp. 274-284.
93. Ji J., Hu J., Ma S., Xu R., 2022, A Computational Method of Rotating Stall and Surge Transients in Axial Compressor, *Energies*, Vol. 15, No. 14: 5246.
94. Glassman A. J., 1992, *User’s Manual for Updated Computer Code for Axial-Flow Compressor Conceptual Design*, National Aeronautics and Space Administration, Contractor Report 189171.
95. Rai M. M., Madavan N. K., 2001, Application of Artificial Neural Networks to the Design of Turbomachinery Airfoils, *Journal of Propulsion and Power*, Vol. 17, No. 1.
96. Morris A. L., Halle J. E., Kennedy E. E., 1972, High-Loading, 1800 ft/sec Tip Speed Transonic Compressor Fan Stage. 1: Aerodynamic and Mechanical Design, National Aeronautics and Space Administration, CR-120907.

97. Lieblein S., 1955, Aerodynamic Design of Axial-flow Compressors. VI - Experimental Flow in Two-Dimensional Cascades, National Aeronautics and Space Administration, RM E55K01A.
98. Tao C., Du X., Ding J., Luo Y., Wang Z., 2021, Maximum Thickness Location Selection of High Subsonic Axial Compressor Airfoils and Its Effect on Aerodynamic Performance, *Frontiers in Energy Research*, Vol. 9: 791542.
99. Danish S. N., Qureshi S. R., Imran M. M., Khan S. U., Sarfraz M. M., El-Leathy A., Al-Ansary H., Wei M., 2016, Effect of Tip Clearance and Rotor-Stator Axial Gap on the Efficiency of a Multistage Compressor, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 99, pp. 988-995.
100. Niu H., Chen J., Xiang H., 2022, Effect of Rotor-Stator Spacing on Compressor Performance at Variable Operating Conditions, *Applied Sciences*, Vol. 12, No. 14: 6932.

Artykuły w materiałach konferencyjnych

101. Kalsi H. S., Tucker P. G., 2018, Numerical Modelling of Shock Wave Boundary Layer Interactions in Aero-engine Intakes at Incidence, w materiały American Society of Mechanical Engineers Turbomachinery Technical Conference and Exposition, Oslo, 11-15 Czerwiec.
102. Savelyevn A. A., Mikhayolv S. V., Zlenko N.A., 2014, Aerodynamic Inlet Design for Civil Aircraft Nacelle, w materiały 29th Congress of the International Council of the Aeronautical Sciences, Petersburg, 7-12 Wrzesień.
103. Heath Ch. M., Slater J. W., Rallabhandi S. K., 2016, Inlet Trade Study for a Low-Boom Aircraft Demonstrator, w materiały 34th American Institute of Aeronautics and Astronautics Applied Aerodynamics Conference, Czerwiec.
104. Afzal A. A., Safdar M. M., Javed A., 2021, Performance Analysis of a Proposed Design of Diverterless Supersonic Inlet at Various Flight Conditions, w materiały American Institute of Aeronautics and Astronautics SciTech Forum, 19-21 Styczeń.
105. Montes R. A., Chandler F. O., 2019, A CFD Investigation of a Diverterless Supersonic Inlet of Ellipsoidal Entrance Shape, w materiały American Institute of Aeronautics and Astronautics Propulsion and Energy Forum, Indianapolis, 19-22 Sierpnia.
106. MacManus D. G., Chiereghin N., Gil-Prieto D., Zachos P., 2015, Complex Aero-engine Intake Ducts and Dynamic Distortion, w materiały American Institute of Aeronautics and Astronautics Aviation Forum, 33rd Applied Aerodynamics Conference, Dallas, 22-26 Czerwca.

107. Hewkin-Smith M., Pullan G., Grimshaw S. D., Greitzer E. M., Spakovszky Z. S., 2017, The Role of Tip Leakage Flow in Spike-Type Rotating Stall Inception, w materiały American Society of Mechanical Engineers Turbomachinery Technical Conference and Exposition, Charlotte, 26-30 Czerwca.
108. Popov G., Baturin O., Goriachkin E., Zubanov V., Volkov A., 2020, Axial Compressor Optimization Method, w materiały 4th International Conference on Mechanical, System and Control Engineering, Moskwa, 20-23 Czerwca.
109. Fredrick N., Davis M. Jr., 2011, Investigation of the Effects of Inlet Swirl on Compressor Performance and Operability Using a Modified Parallel Compressor Model, w materiały American Society of Mechanical Engineers Turbine Technical Conference and Exposition, Vancouver, 6-10 Czerwca.
110. Kim S., Pullan G., Hall C. A., Grewe R. P., Wilson M. J., Gunn E., 2018, Stall Inception in Low Pressure Ratio Fans, w materiały American Society of Mechanical Engineers Turbomachinery Technical Conference and Exposition, Oslo, 11-15 Czerwiec.
111. Surber E. L., Robinson P. C., 1983, Survey of Inlet Development for Supersonic Tactical Aircraft, w materiały American Institute of Aeronautics and Astronautics, Society of Automotive Engineers, American Society of Mechanical Engineers, 19th Joint Propulsion Conference, Seattle, 27-29 Czerwca.
112. Lee A. S., Singh R., Probert S. D., 2009, Modelling of the Performance of a F100-PW229 Equivalent Engine under Sea-level Static Conditions, w materiały American Institute of Aeronautics and Astronautics, Society of Automotive Engineers, American Society of Mechanical Engineers, 45th Joint Propulsion Conference and Exhibit, Denver, 2-5 Sierpnia.
113. Hendrick P., Bourdiaudhy K., Herbiet J. F., 2008, A Flight Thrust Deck for the F100 Turbofan of the F-16 Aircraft, w materiały 26th International Congress of the Aeronautical Sciences, Anchorage, 14-19 Września.
114. Wright L. C., 1974, Blade Selection for a Modern Axial-Flow Compressor, Fluid Mechanics, Acoustics, and Design of Turbomachinery Conference, Pensylwania, 1 Stycznia.
115. Kumar A., Vadlamani N. R., 2021, Inverse Design of Airfoils Using Convolutional Neural Network and Deep Neural Network, w materiały American Society of Mechanical Engineers Gas Turbine India Conference, konferencja zdalna, 2-3 Grudnia.

116. Zore K., Sasanapuri B., Parkhi G., Varghese A., 2019, Ansys Mosaic Poly-Hexcore Mesh for High-Lift Aircraft Configuration, w materiały 21st Aeronautical Society of India, Annual CFD Symposium, Bangalore, 8-9 Sierpnia.
117. Spiegel M., Redel T., Zhang J. Y., Struffert T., Hornegger J., Grossman R. G., Doerfler A., Karmonik C., 2009, Tetrahedral and Polyhedral Mesh Evaluation for Cerebral Hemodynamic Simulation - a Comparison, w materiały 31st Annual International Conference of the Institute of Electrical and Electronics Engineers, Engineering in Medicine and Biology Society, Minneapolis, 2-6 Września.
118. Steenken W. G., Williams J. G., 1997, An Inlet Distortion Assessment During Aircraft Departures at High Angle of Attack for an F/A-18A Aircraft, w materiały National Aeronautics and Space Administration High-Angle-of-Attack Technology Conference, Hampton, Virginia, Wrzesień 17-19.

Opracowania i raporty z badań

119. National Transportation Safety Board, 2009, Loss of Thrust in Both Engines After Encountering a Flock of Birds and Subsequent Ditching on the Hudson River US Airways Flight 1549 Airbus A320-214, 15 Stycznia, New Jersey.
120. Ansys Inc., 2013, Ansys Fluent Theory Guide. Release 15.0, Canonsburg.
121. Ansys Inc., 2017, Ansys Fluent Tutorial Guide. Release 18.0, Canonsburg.

Strony i komunikaty Internetowe

122. Airlines, www.airliners.net [dostęp 03.07.2024]
123. Aviation24, Noeth B., 2020, Air Canada Boeing 767 suffers engine stall during take-off from Madrid, Spain, www.aviation24.be [dostęp 03.07.2024]
124. APNews, Dazio S., 2020, Jet dumps fuel that lands on schoolkids near Los Angeles, www.apnews.com. [dostęp 03.07.2024]
125. Aviation24, Noeth B., 2019, Philippine Airlines Boeing 777-300 returns to Los Angeles after engine failure, www.aviation24.be [dostęp 03.07.2024]
126. The Aviationist, Cenciotti, D., 2009, US Air 1549 update, www.theaviationist.com, [dostęp 03.07.2024]
127. Air Force Times, Losey S., 2019, Compressor stall led to fatal T-38 crash, www.airforcetimes.com [dostęp 03.07.2024]
128. Military.com, Pawlyk O., 2020, Navy P-8 Plane Makes Emergency Landing in Japan Following Compressor Stall, www.military.com [dostęp 03.07.2024]

129. The Aviationist, Cenciotti, D., 2016, Watch an F-16 suffer a compressor stall during the display at AirPower 2016 airshow, www.theaviationist.com, [dostęp 03.07.2024]
130. Aviationweek.com, www.aviationweek.com [dostęp 03.07.2024]
131. Hesja.pl, www.hesja.pl [dostęp 03.07.2024]
132. KDC Resource, Allen G., 2021, Air efficiency concepts, www.kdcresource.com, [dostęp 03.07.2024]
133. Crewdaily.com, www.crewdaily.com [dostęp 03.07.2024]
134. F16.net, www.f16.net [dostęp 03.07.2024]
135. X.com, www.x.com [dostęp 03.07.2024]
136. Mr-CFD.com, www.mr-cfd.com [dostęp 03.07.2024]
137. LinkedIn.com, Mendis H., 2018, Better meshing using ANSYS Fluent Meshing?, www.linkedin.com [dostęp 03.07.2024]

Spis tabel i rysunków

Spis rysunków

1.1. Sprężarka osiowa silnika lotniczego produkcji General Electric	9
1.2. Schemat powstawania oderwań na łopatkach sprężarki	10
1.3. Schemat rozprzestrzeniania się stref oderwań na obwodzie wieńca wirnikowego.....	12
1.4. Charakterystyczny przebieg parametrów sprężu i masowego natężenia przepływu	13
1.5. Schemat przedstawienia trójkąta prędkości dla jednego stopnia sprężarki z jego składowymi	15
1.6. Przykładowa charakterystyka sprężarki	16
1.7. Czynniki wpływające na granicę statecznej pracy	18
1.8. Model przepływu powietrza przez palisadę płaską.....	19
1.9. Przykładowa charakterystyka dwóch sprężarek i ich stopni	23
1.10. Przykład wystąpienia pompażu silnika w trakcie wznoszenia samolotu	25
1.11. Uszkodzenie układu wlotowego w wyniku pompażu po starcie.....	26
1.12. Zdarzenia lotnicze w wyniku niestatecznej pracy sprężarek na świecie w latach 2019-2020.....	27
1.13. Pompaż silnika na samolocie Boeing 777-300 Philippine Airlines	27
1.14. Lądowanie na rzece Hudson w Nowym Jorku.....	28
1.15. Zaburzenie strumienia wlotowego prowadzące do pompażu silnika F-16 w trakcie pokazów lotniczych.....	29
1.16. Dynamika zmian parametrów silnika turbinowego przy wejściu w pompaż.....	30
1.17. Dynamika zmian parametrów pracy silnika turbinowego w trakcie pompażu	30
2.1. Mapa ośrodków badawczych podejmujących zagadnienia niestatecznej pracy sprężarek.....	32
2.2. Mapa ośrodka badawczego skoncentrowanego wokół Massachusetts Institute of Technology.....	33
2.3. Wir wlotowy w trakcie testów silnika.....	35
2.4. Schemat powstawania wiru wlotowego w warunkach statycznych.....	35
2.5. Rozkład prędkości strumienia na wlocie przy napływie strumienia z $Ma = 0,45$ i prędkością bocznego wiatru $11,3 [m/s]$	36
2.6. Liczba Macha w opływie wlotów typu SPIKE i STEX	38
2.7. Porównanie wlotu myśliwca F-22 i jego następcy F-35 z wlotem typu DSI.....	39

2.8. Przykładowe wyniki obliczeń rozkładu parametrów wlotu typu DSI.....	40
2.9. Turbulentność strumienia w przykładowym kanale dolotowym typu S	40
2.10. Wyniki obliczeń wiru wlotowego powstałego na wlocie samolotu F-16	41
2.11. Wir wlotowy w układzie wlotowym samolotu F-16	41
2.12. Pole ciśnienia całkowitego dla przekroju AIP	42
2.13. Zjawiska zaburzeń przepływu na wieńcu wirnikowym dla średnicy zewnętrznej (95%) i luzu wierzchołkowego 1,8% cięciwy	44
2.14. Schemat budowy kanału recyrkulacyjnego	44
2.15. Schemat zużycia łopatkii wirnika.....	45
2.16. Dynamika zmian ciśnienia na wejściu do silnika turbinowego podczas akceleracji i deceleracji	46
2.17. Rozkład ciśnienia całkowitego w przekroju wlotowym silnika.....	47
2.18. Schemat kierunku wirowania zaburzenia.....	48
2.19. Koncepcja silników pracujących w strumieniu zaburzonym	49
3.1. Konstrukcje myśliwców 4-tej generacji z wlotami typu „normal shockwave”	52
3.2. Geometria kanału wlotowego samolotu F-16	53
3.3. Rozkład ciśnienia statycznego w kanale dolotowym samolotu F-16 dla lotu z prędkością naddźwiękową.....	54
3.4. Samolot F-16 w wersji Block 30 z wlotem typu DSI	54
3.5. Stosunek ciągu do masy dla silników produkcji Pratt & Whitney w latach 1940-2010 ...	55
3.6. Przekrój silnika F100-PW-229	57
3.7. Wyniki obliczeń modelu termodynamicznego silnika	59
3.8. Cykl termodynamiczny silnika w układzie H-S.....	59
3.9. Zależność ogólnych parametrów silnika od sprężu całkowitego	60
3.10. Zależność ogólnych parametrów silnika od sprężu wentylatora.....	61
3.11. Przebieg zmian parametrów p, c, T w charakterystycznych przekrojach silnika	61
4.1. Oderwanie strumienia na krzywiznie kanału wlotowego.....	64
4.2. Przykładowe wzorce zaburzenia (rozkład ciśnienia całkowitego).....	65
4.3. Przykładowy rozkład punktów pomiarowych w przekroju AIP	69
4.4. Przykładowe wyniki rozkładu ciśnienia całkowitego dla jednego okręgu w przekroju AIP	70
4.5. Proces generowania bryły samolotu.....	71
4.6. Wydzielona część kadłuba samolotu F-16 z kanałem dolotowym	71

4.7. Domena płynu wraz z kadłubem samolotu F-16.....	72
4.8. Zbliżenie na obszar zagęszczenia siatki	73
4.9. Zbliżenie na siatkę w płaszczyźnie symetrii kanału wlotowego	73
4.10. Lokalizacja elementów siatki o najniższych parametrach jakościowych	73
4.11. Szacowana wartość ciśnienia na wyjściu układu wlotowego dla $H = 8000$ [m]	77
4.12. Rozkład liczby Macha wzdłuż przekroju podłużnego kanału wlotowego	78
4.13. Ciśnienie całkowite w przekroju podłużnym kanału wlotowego dla $Ma = 0,80$	79
4.14. Przyjęty układ badawczy przekrojów poprzecznych kanału wlotowego	80
4.15. Rozkład ciśnienia całkowitego w przekrojach poprzecznych kanału wlotowego dla $Ma = 0,80$	81
4.16. Wartości ciśnienia i temperatury całkowitej oraz liczby Macha w przekroju AIP w funkcji liczby Macha lotu (Ma_H)	82
4.17. Przyjęty rozkład punktów pomiarowych w kanale wlotowym	83
4.18. Przyjęty rozkład punktów pomiarowych na przekroju AIP	83
4.19. Parametry układu wlotowego dla różnych kątów natarcia w funkcji liczby Macha lotu.....	84
4.20. Przebieg zmian ciśnienia całkowitego i statycznego przed wentylatorem w funkcji liczby Macha lotu.....	85
4.21. Zmiany rozkładu ciśnienia całkowitego na poszczególnych okręgach w przekroju AIP w funkcji liczby Macha lotu i kąta natarcia	86
4.22. Rozkład ciśnienia całkowitego na poszczególnych okręgach.....	87
4.23. Udział obszarów niskiego i wysokiego ciśnienia na poszczególnych okręgach dla $Ma = 0,80$	88
4.24. Wyznaczone współczynniki zaburzenia w układzie wlotowym w funkcji liczby Macha	89
4.25. Porównanie wartości współczynników CDI i RDI dla $Ma = 0,80$	90
4.26. Rozkład współczynnika CDI w zależności od liczby Macha i kąta natarcia	91
4.27. Rozkład współczynnika RDI w zależności od liczby Macha i kąta natarcia	92
4.28. Rozkład współczynnika DPC w zależności od liczby Macha i kąta natarcia	93
4.29. Rozkład współczynnika T_{RMS} w zależności od liczby Macha i kąta natarcia.....	94
5.1. Schemat wymiarów kanału przepływowego wentylatora	100
5.2. Zależność sprawności stopnia od sprężu.....	101

5.3. Przebieg zmian ciśnienia i temperatury powietrza w charakterystycznych przekrojach wentylatora	103
5.4. Definicja kątów konstrukcyjnych palisady profilu	104
5.5. Trójkąty prędkości na promieniu średnim dla trzech stopni wentylatora	105
5.6. Rozkład prędkości bezwzględnej i jej składowych wzdłuż wysokości łopatki	106
5.7. Rozkład prędkości względnych oraz liczb Macha wzdłuż wysokości łopatki.....	107
5.8. Rozkład temperatury i ciśnienia spiętrzenia na wyjściu ze stopnia oraz kąta wygięcia profilu i kąta ustawienia w palisadzie po wysokości łopatki wentylatora	109
5.9. Widok łopatki wentylatora silnika turbinowego do samolotu wielozadaniowego.....	110
5.10. Parametry profilu łopatki	111
5.11. Optymalny kąt napływu strumienia na palisadę.....	112
5.12. Definicja współczynnika dyfuzyjności	113
5.13. Obszary występowania zwiększonych strat przepływu w sprężarce osiowej	115
5.14. Siatka palisady płaskiej wirnika pierwszego stopnia	116
5.15. Przyjęte warunki brzegowe w obliczeniach palisady płaskiej	117
5.16. Wartość rezyduów dla profilu wirnika pierwszego stopnia	118
5.17. Współczynniki strat ciśnienia i dyfuzyjności dla poszczególnych profili	119
5.18. Schemat ruchomego układu współrzędnych	120
5.19. Koncepcja modelu MPM na przykładzie wirnika sprężarki odśrodkowej	123
5.20. Koncepcja modelu SMM na przykładzie stopnia sprężarki osiowej	124
5.21. Profile łopatki wirnika pierwszego stopnia w rzucie z góry	125
5.22. Etapy modelowania łopatki wirnikowej.....	126
5.23. Wirnik pierwszego stopnia wentylatora	127
5.24. Wykonane łopatki wieńców wirnikowych i kierowniczych	127
5.25. Geometria kanału przepływowego oraz wieńce wentylatora.....	128
5.26. Geometria wieńców kierowniczych i wirnikowych w złożeniu	128
5.27. Kompletny model złożeniowy wentylatora.....	128
5.28. Model wentylatora w wizualizacji realistycznej	129
5.29. Model wirnika pierwszego stopnia według pierwszych wyników obliczeń i model finalny.....	129
5.30. Wyodrębnienie objętości płynu wokół jednej łopatki danego wirnika	130
5.31. Objętość płynu wyodrębniona wokół jednej łopatki wirnika.....	130
5.32. Geometria modelu do obliczeń numerycznych	131
5.33. Model obliczeniowy wentylatora naniesiony na geometrię wirników.....	132

5.34. Typy siatek w dyskretyzacji modeli numerycznych	132
5.35. Idea generacji powierzchniowej siatki polihedralnej	133
5.36. Liczba iteracji potrzebna do osiągnięcia jednakowej zbieżności	133
5.37. Przykład zastosowania siatki mozaikowej	134
5.38. Współczynnik lepkości wirowej dla siatki polihedralnej i tetrahedralnej.....	135
5.39. Siatka powierzchniowa łopatki wirnika	136
5.40. Przekrój siatki łopatki wirnika pierwszego stopnia.....	137
5.41. Rozkład ciśnienia statycznego na łopatkach wentylatora dla prędkości $N_1 = 9810$ [obr./min]	139
5.42. Rozkład ciśnienia całkowitego oraz liczby Macha na promieniu średnim łopatki dla prędkości obrotowej $N_1 = 9810$ [obr./min]	139
5.43. Rozkład temperatury statycznej i całkowitej wzdłuż kanału dla poszczególnych stopni z uwzględnieniem zmian prędkości obrotowych	140
5.44. Rozkład ciśnienia statycznego i całkowitego wzdłuż kanału dla poszczególnych stopni z uwzględnieniem zmian prędkości obrotowej	141
5.45. Rozkład ciśnienia statycznego i całkowitego wzdłuż promienia łopatki wirnika poszczególnych stopni wentylatora.....	143
5.46. Rozkład prędkości bezwzględnych i liczby Macha wzdłuż promienia łopatki wirnika poszczególnych stopni wentylatora.....	144
5.47. Rozkład składowych prędkości bezwzględnej wzdłuż promienia łopatki wirnika poszczególnych stopni wentylatora.....	145
5.48. Charakterystyka poszczególnych stopni wentylatora w układzie $\psi = f(\phi)$	146
5.49. Charakterystyka poszczególnych stopni wentylatora w układzie $\pi^* = f(\bar{m})$	146
5.50. Przykładowy przebieg parametrów wyjściowych.....	148
5.51. Pole ciśnienia całkowitego w przepływie ustalonym.....	148
5.52. Przebieg parametrów w kanale wentylatora w warunkach statycznych dla $n_1 = 75\%$ i $n_1 = 80\%$	149
5.53. Przebieg parametrów w kanale wentylatora w warunkach statycznych dla $n_1 = 90\%$ i $n_1 = 95\%$	150
5.54. Przebieg ciśnienia całkowitego i statycznego w kanale wentylatora dla różnych prędkości obrotowych.....	150
5.55. Spręż poszczególnych stopni w zależności od prędkości obrotowej wirnika	151
5.56. Przebieg ciśnienia całkowitego i statycznego na poszczególnych stopniach	152

5.57. Przebieg linii współpracy na charakterystyce sprężarki.....	153
5.58. Przebieg zapasu stateczności w funkcji prędkości obrotowej.....	154
5.59. Założenia obliczeń wentylatora w stanie nieustalonym.....	155
5.60. Zastosowane warunki brzegowe na wejściu wentylatora.....	156
5.61. Pole ciśnienia całkowitego w trakcie zaburzenia.....	157
5.62. Przebieg sprężu i masowego natężenia przepływu w czasie dla przypadku pierwszego.....	158
5.63. Przebieg sprężu i masowego natężenia przepływu w czasie dla przypadku drugiego..	158
5.64. Przebieg ciśnienia całkowitego w czasie dla przypadku pierwszego i drugiego	159
5.65. Przebieg prędkości i temperatur dla przypadku pierwszego	160
5.66. Przebieg prędkości i temperatur dla przypadku drugiego	161
5.67. Przebieg sprężu poszczególnych stopni wentylatora dla przypadku pierwszego i drugiego.....	162
5.68. Przebieg zapasu stateczności dla przypadku pierwszego i drugiego	163
5.69. Maksymalne i minimalne wartości ciśnienia całkowitego i statycznego wzdłuż kanału przepływowego dla przypadku pierwszego i drugiego	164
5.70. Przebieg punktu pracy na charakterystyce dla przypadku pierwszego zaburzenia.....	165
5.71. Przebieg punktu pracy na charakterystyce dla przypadku drugiego zaburzenia.....	166
5.72. Histereza punktu pracy po wystąpieniu zaburzenia	167
5.73. Przebieg sprężu, zmiany ciśnienia i masowego natężenia przepływu w czasie dla przypadku trzeciego zaburzenia	168
5.74. Przebieg ciśnienia całkowitego w czasie dla przypadku trzeciego zaburzenia.....	169
5.75. Przebieg prędkości i temperatur dla przypadku trzeciego zaburzenia	170
5.76. Przebieg sprężu poszczególnych stopni wentylatora dla przypadku trzeciego zaburzenia.....	171
5.77. Przebieg zmiany ciśnienia wlotowego i zapasu stateczności dla przypadku trzeciego rodzaju zaburzenia.....	171
5.78. Maksymalne i minimalne wartości ciśnienia całkowitego i statycznego wzdłuż kanału przepływowego dla przypadku trzeciego	172
5.79. Przebieg punktu pracy na charakterystyce dla przypadku trzeciego.....	173
6.1. Korelacja utraty zapasu stateczności z współczynnikiem <i>DPC</i> dla rzeczywistych konstrukcji.....	176
6.2. Wyniki pomiarów kąta natarcia i kąta ślizgu w trakcie startu samolotu.....	178
6.3. Wyniki pomiarów współczynników <i>CDI</i> , <i>RDI</i> oraz współczynnika strat ciśnienia.....	178

Spis tabel

3.1. Parametry silnika F100-PW-229	57
4.1. Parametry jakościowe wygenerowanej siatki.....	73
4.2. Zakres parametrów lotu wykorzystanych do analizy układu wlotowego	76
4.3. Wyznaczone współczynniki w charakterystycznych punktach obwiedni.....	95
5.1. Podstawowe parametry wentylatora silnika F-100-PW229	99
5.2. Parametry profili łopatek wirnika wentylatora.....	111
5.3. Porównanie wyników obliczeń dla różnych typów siatek	135
5.4. Porównanie kluczowych parametrów wyników numerycznych względem obliczeń analitycznych.....	142

Streszczenie

mgr inż. Maciej ADAMCZYK

Analiza wpływu układu wlotowego na niestateczność pracy sprężarki osiowej silnika turbinowego

Słowa kluczowe: *inżynieria mechaniczna, lotnicze silniki turbinowe, pompaż, sprężarki, układy wlotowe, niestateczna praca sprężarki*

Problem niestatecznej pracy sprężarek w silnikach turbinowych jest przedmiotem intensywnych badań i stanowi istotne zagrożenie dla bezpieczeństwa wykonywania operacji lotniczych. Przedmiotem niniejszej pracy jest przeanalizowanie wpływu zaburzeń strumienia powietrza generowanych przez układ wlotowy na możliwość wywołania niestatecznej pracy wentylatora silnika. W pracy przedstawiono podstawy teoretyczne występowania zjawiska niestatecznej pracy i pompażu w lotniczych silnikach turbinowych oraz przeanalizowano rzeczywiste przypadki jej wystąpienia i wpływ na wykonywanie operacji lotniczych. Wykonano analizę układu wlotowego, której celem było określenie stopnia zaburzenia strumienia wlotowego i jego wartości dla wybranych warunków lotu. Wyznaczono również pełną charakterystykę układu wlotowego. Przeanalizowano pracę wentylatora silnika i wyznaczono jego charakterystyki w stanie ustalony oraz wykonano obliczenia numeryczne i przeanalizowano charakter pracy wentylatora w warunkach zaburzenia wygenerowanego przez układ wlotowy. Do wykonania wszystkich obliczeń wykorzystano szeroko metody numerycznej mechaniki płynów. W pracy wykazano, że analizowany zespół napędowy, jako całość może wejść w niestateczną pracę lub pompaż przy wykonywaniu manewrów przekraczających dopuszczalny zakres kątów natarcia. Określono również szacunkowo dla jakiej intensywności zaburzeń wygenerowanych przez układ wlotowy takie zjawisko ma szansę wystąpić, a także pozyskano nową wiedzę w zakresie pracy silnika i jego podzespołów.

Analysis of the impact of the intake system on the stall and surge of the axial compressor of a turbine engine

Keywords: *mechanical engineering, turbine aircraft engines, surge, compressors, intake systems, compressor stall*

The problem of compressor stall in turbine engines is the subject of intensive research and poses a significant threat to the safety of flight operations. The subject of this paper is to analyze the impact of airflow disturbances generated by the intake system on the possibility of causing unsteady operation of the engine's fan. The paper presents the theoretical basis for the occurrence of the phenomenon of compressor stall and surge in aircraft turbine engines, and analyzes actual cases of its occurrence and the impact on the performance of flight operations. An analysis of the intake system was carried out, the purpose of which was to determine the degree of intake disturbance and its values for selected flight conditions. The full characteristics of the intake system were also determined. The operation of the engine fan was analyzed and its steady-state characteristics were determined. Numerical calculations were made and the fan's operating characteristics were analyzed under the disturbance generated by the intake system. Computational fluid mechanics methods were used extensively to perform all calculations. The paper shows that the analyzed propulsion system, as a whole, can suffer compressor stall or surge when performing maneuvers exceeding the certified range of angles of attack. An estimate was also determined for what intensity of disturbance generated by the intake system such a phenomenon is likely to occur. New knowledge was gained regarding the operation of the engine and its components.