

Politechnika Wrocławska

Wydział Mechaniczno-Energetyczny
kierunek studiów: Mechanika i Budowa Maszyn
specjalność: Inżynieria lotnicza

PRACA DYPLOMOWA INŻYNIERSKA

Projekt wstępny wentylatora silnika dwuprzepływowego o ciągu
210 kN.

Omar Salloum

Opiekun pracy
Dr inż. Roman Róziecki

Wrocław 2019

STRESZCZENIE

Celem pracy jest wykonanie projektu wstępnego jednostopniowego, naddźwiękowego wentylatora osiowego dla dwuprzepływowego turbinowego silnika odrzutowego o wysokim stopniu dwuprzepływowości charakteryzującego się siłą ciągu 210 kN. Poprzez analizę układów konstrukcyjnych dwuprzepływowych silników odrzutowych obecnie eksploatowanych w statkach powietrznych linii lotniczych, uzyskano dane pozwalające wykonać wstępne obliczenia gazodynamiczne wentylatorowego silnika dwuprzepływowego. Następnie dokonano szczegółowych obliczeń gazodynamicznych jednostopniowego naddźwiękowego wentylatora. Na podstawie uzyskanych wyników sporządzono obliczenia wytrzymałościowe łopatek wirnikowych, zamków i tarczy wentylatora. Znając wymiary geometryczne wentylatora zaprojektowano w programie SolidWorks aparat kierujący, wirnik oraz pośrednie części konstrukcyjne tworzące razem jedną całość – wentylator. Bazując na wykonanym modelu sporządzono rysunki wykonawcze łopatki wirnikowej i tarczy wentylatora.

Słowa kluczowe: wentylator, silnik dwuprzepływowy.

ABSTRACT

The aim of this paper is to realize the preliminary draft of the one stage, supersonic, axial fan for the high by-pass ratio turbo-jet engine with the thrust of 210 kN. By the analysis of the high by-pass ratio turbo-jet engine that are currently applied for airline airplanes, obtained general and circumstantial gas-dynamic calculations. Taking into consideration gas-dynamic calculations, rotor blade, locks and fan's disc strength calculations were made. Having known the geometry of the fan, digital 3D model of rotor, stator and intake casing were designed thanks to the computer aided design program SolidWorks. The last part of the paper is working drawing of the rotor blade and fan's disc.

Keywords: fan, high by-pass ratio.

SPIS TREŚCI

Wykaz skrótów i oznaczeń.....	6
Wstęp.....	7
1. Analiza układów konstrukcyjnych dwuprzepływowych silników odrzutowych.	8
2. Wstępne obliczenia gazodynamiczne silnika.....	14
2.1. Praca obiegu	15
3. Wymiary geometryczne wentylatora	23
4. Szczegółowe obliczenia stopnia wentylatora	28
4.1. Określenie trójkątów prędkości na średnim promieniu	28
4.2. Określenie trójkątów prędkości na promieniu wewnętrznym	33
4.3. Określenie trójkątów prędkości na promieniu zewnętrznym	38
4.4. Wykreślenie profilu łopaty wieńca wirnikowego na promieniu wewnętrznym.....	42
4.5. Wykreślenie profilu łopaty wieńca wirnikowego na średnim promieniu.....	47
4.6. Wykreślenie profilu łopaty wieńca wirnikowego na promieniu zewnętrznym	50
4.7. Wykreślenie profilu łopaty wieńca dyfuzorowego wentylatora.....	53
5. Obliczenia wytrzymałościowe łopat wirnikowych, zamków i tarczy wentylatora na rozciąganie siłą masową.	55
5.1.Obliczenia wytrzymałościowe łopat wirnika wentylatora na rozciąganie siłą masową. 55	
5.2.Obliczenia wytrzymałościowe zamków wentylatora na rozciąganie siłą masową.	60
5.3.Obliczenia wytrzymałościowe tarczy wentylatora na rozciąganie siłą masową.	63
6. Model wentylatora i rysunki wykonawcze tarczy oraz łopaty.	69
7. Podsumowanie i wnioski.....	74
8. Spis pozycji literaturowych	75

WYKAZ SKRÓTÓW I OZNACZEŃ

- A – pole powierzchni przekroju
 a – lokalna prędkość dźwięku
 C – godzinowe zużycie paliwa
 C_s – sekundowe zużycie paliwa
 c – prędkość bezwzględna
 c_p – ciepło właściwe przemiany izobarycznej
 l_w – praca efektywna wentylatora
 \bar{m} – stosunek natężeń przepływów (współczynnik dwuprzepływowości silnika)
 p_H – ciśnienie statyczne otoczenia
 R – indywidualna stała gazowa (dla powietrza $R=287\frac{J}{kg\cdot K}$)
 u – prędkość obwodowa
 w – prędkość względna
 η_{st}^* – sprawność stopnia (wentylatora)
 η_{II} – sprawność kanału zewnętrznego
 κ – wykładnik izentropy (dla powietrza $\kappa = 1,4$)
 μ – stopień obciążenia turbiny
 π^* – spręż silnika
 π_s^* – spręż sprężarki
 π_w^* – spręż wentylatora
 π_{WL}^* – spręż wlotu
 σ_{WL} – współczynnik strat ciśnienia całkowitego we wlocie
 τ – względne zużycie paliwa
- AK – aparat kierujący/wieniec kierujący/wieniec dyfuzorowy
 WW – wieniec wirnikowy
 $1 - 1$ – przekrój przed wieńcem wirnikowym wentylatora
 $1' - 1'$ – przekrój za wieńcem wirnikowym wentylatora
 $1'' - 1''$ – przekrój za aparatem kierującym wentylatora

WSTĘP

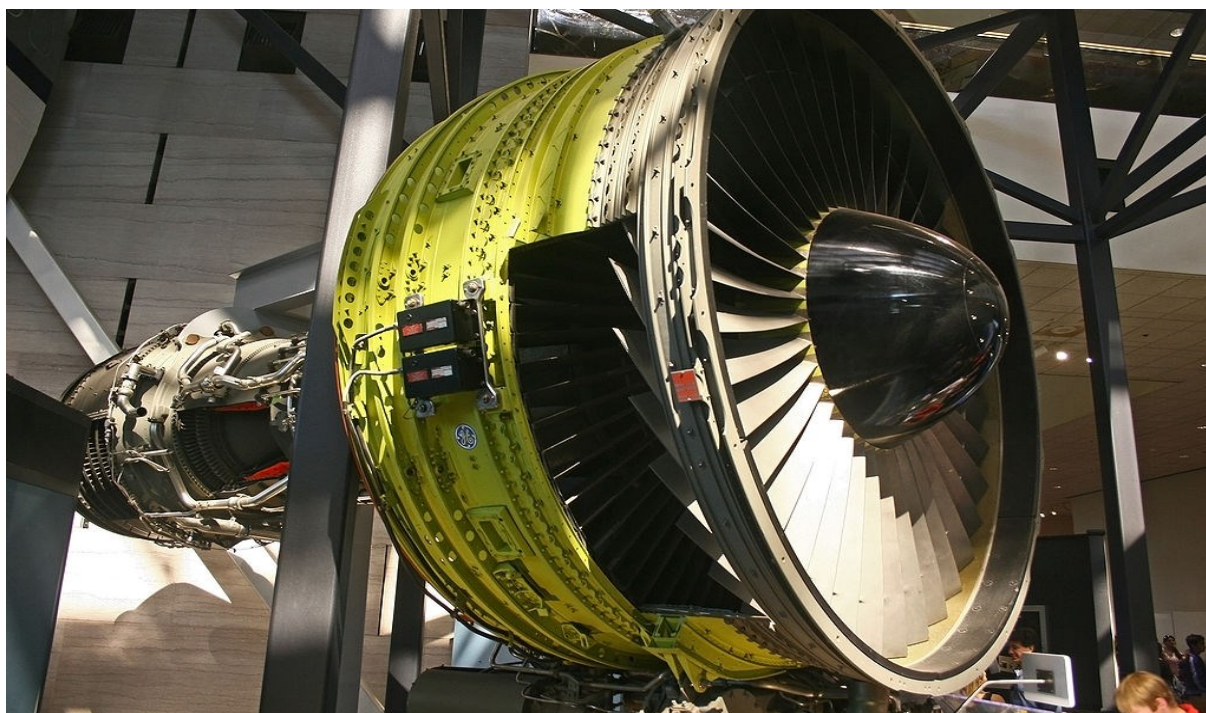
Wraz z rozwojem techniki i wymaganiami ekologicznymi dotyczącymi mniejszej emisji spalin silników lotniczych, zaczęły przeważać silniki dwuprzepływowe. Zadaniem wentylatora jest doprowadzenie powietrza o określonym strumieniu masy i ciśnieniu do wlotu sprężarki oraz tłoczenie wymaganej ilości powietrza do kanału zewnętrznego silnika pod ciśnieniem umożliwiającym wypływ z tego kanału z odpowiednią prędkością, przy zachowaniu właściwej wartości ciśnienia, umożliwiających wytworzenie ciągu. Obecnie dąży się do uzyskania coraz większej wartości strumienia masy powietrza w kanale zewnętrznym (większy stopień dwuprzepływowości), co implikuje mniejszą emisję spalin, mniejszy hałas, ale również większe wymiary promieniowe wentylatora (silnika). Skutkiem tego może być osiąganie prędkości naddźwiękowych końcówek łopat wentylatora co jest sporym problemem związanym z niestateczną pracą sprężarki wywołaną gwałtownymi zmianami ciśnienia, które zostały wygenerowane przez falę uderzeniową. Elementy wentylatorów są zagrożone podczas lotu na zderzenia z kroplami wody, bryłkami gradu, pojedynczymi ptakami lub ich stadami, a podczas startu czy lądowania na zderzenia z ziarnami piasku, wyrwanymi z podłoża i zassanymi przez wir wlotowy okruchami nawierzchni i innymi ciałami obcymi. Skutki zderzeń są bardzo groźne, ponieważ prędkości obwodowe wierzchołków łopat wentylatorów przekraczają 500 m/s, co stanowi o energii zderzeń zbliżonych do energii pocisków opuszczających lufy broni strzeleckiej. [1]

1. ANALIZA UKŁADÓW KONSTRUKCYJNYCH DWUPRZEPŁYWOWYCH SILNIKÓW ODRZUTOWYCH.

Analiza układów konstrukcyjnych zawiera przegląd czterech najbardziej popularnych wentylatorowych silników turbinowo – odrzutowych o wysokim stopniu dwuprzepływowości stosowanych w lotnictwie cywilnym, w liniach lotniczych. Są to takie silniki jak: GE CF6, RB211, GE90 oraz GEnx. Znajac rząd wartości charakterystycznych wielkości tj.: jednostkowe zużycie paliwa, sumaryczny strumień masy, stosunek natężeń przepływów, spręż oraz wymiary promieniowe wentylatora, dobrano wartości tych wielkości.

Pierwszym rozpatrywanym silnikiem jest turbowentylatorowy dwuprzepływowy, dwuwałowy silnik lotniczy CF6 firmy General Electric (USA) o ciągu 27 000 daN (rys.1.1). Charakteryzuje się jednostkowym zużyciem paliwa $c_j = 0,36 \frac{kg}{daN \cdot h}$, sumarycznym strumieniem masy $\dot{m}_\Sigma = 874 \frac{kg}{s}$, stosunkiem natężeń przepływów $\bar{m} = 5,3$ oraz sprężem $\pi^* = 34,8$. Wymiary promieniowe silnika GE CF6 o masie 5 091,6 kg są zdefiniowane przez jego średnicę o wartości $d = 2\,873,5\,mm$.

W większości przypadków średnica silnika jest ekwiwalentem średnicy zewnętrznej wentylatora.[2]

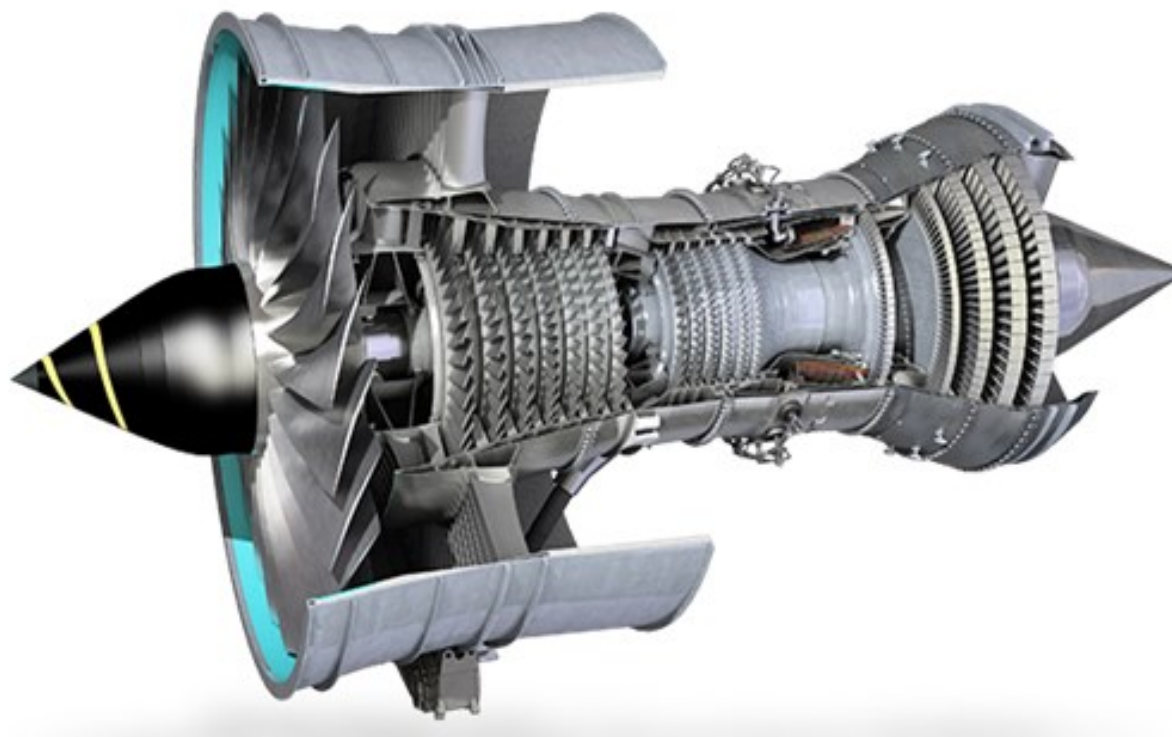


Rys. 1.1 Silnik GE CF6 [5].

GE CF6 napędza takie statki powietrzne jak: Airbus A330-200, A330 oraz Boeing 767,747. Jednostopniowy wentylator (WW+ AK) składa się z wieńca wirnikowego posiadającego 38 łopatek.

Łopatki wirnikowe wentylatora silnika GE CF6 posiadają półki, których obecność stanowi element antywibracyjny. Pod względem wytrzymałości piór łopatek wirnikowych półki stanowią poważne obciążenie – ze skokową zmianą naprężeń w miejscu usytuowania półki.[1]

Następnym rozpatrywanym silnikiem jest turbowentylatorowy, dwuprzepływowy, trójwałowy silnik RB211 firmy Rolls – Royce (Wielka Brytania) przedstawiony w formie przekroju na rys.1.2. Silnik generuje siłę ciągu 33 430 daN oraz waży 6 271 kg. Charakteryzuje się sprężem o wartości $\pi^* = 35,3$; sumarycznym strumieniem masy $\dot{m}_\Sigma = 1\,225 \frac{kg}{s}$, stosunkiem natężeń przepływów $\bar{m} = 8,7$ oraz jednostkowym zużyciem paliwa o wartości $c_j = 0,41 \frac{kg}{daN \cdot h}$. Średnica silnika równoważna średnicy zewnętrznej wentylatora wynosi $d = 3\,944\,mm$.

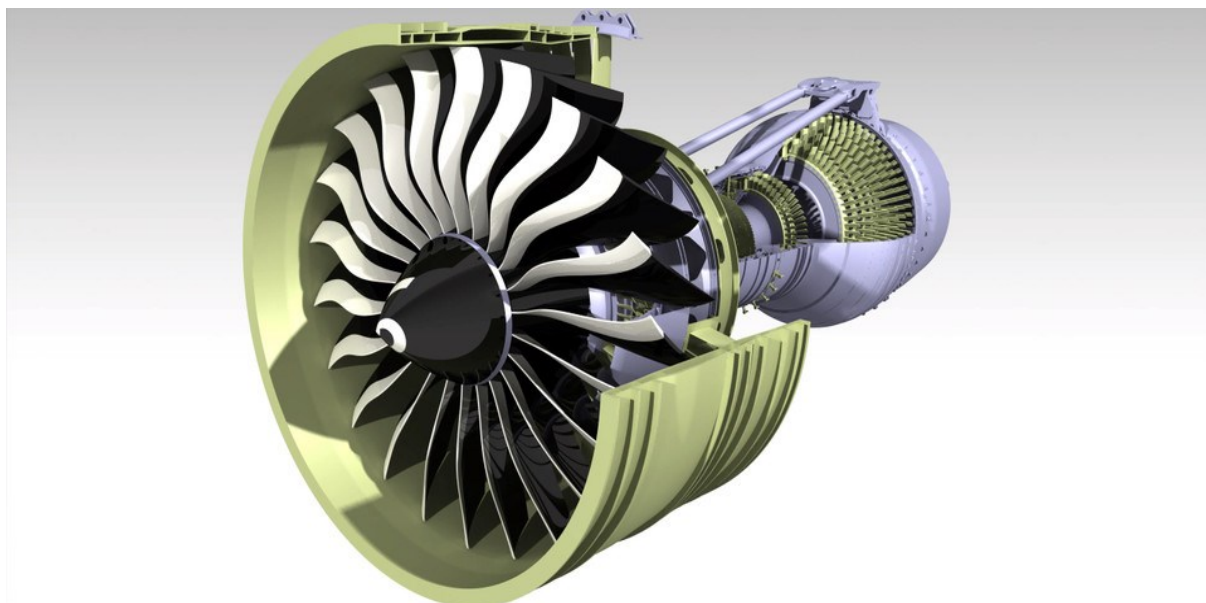


Rys. 1.2 Przekrój silnika RB211. [7]

RB 211 napędza takie statki powietrzne jak: Boeing 747,757,767, Airbus A-380 oraz Tupolew Tu 204. [2]

W silniku RB 211 naddźwiękowy wentylator jest jednostopniowy (WW + AK), składa się z 22 tytanowych łopat o charakterystycznej szerokiej cięciwie aerodynamicznej oraz jest napędzany przez trójstopniową turbinę niskiego ciśnienia. [8]

Kolejnym rozpatrywanym silnikiem w analizie układów konstrukcyjnych jest turbowentylatorowy, dwuprzepływowy o dużym stopniu dwuprzepływowości silnik GE90 firmy General Electric (USA), przedstawiony w postaci przekroju na rys.1.3. GE90 charakteryzuje się sprężem $\pi^* = 40$, stosunkiem natężeń przepływów $\bar{m} = 9$, sumarycznym strumieniem masy $\dot{m}_\Sigma = 1\,361 \frac{kg}{s}$, jednostkowym zużyciem paliwa $c_j = 0,29 \frac{kg}{daN \cdot h}$, średnicą opisującą wymiary promieniowe $d = 3\,944\,mm$, siłą ciągu o wartości 33 550 daN i masą 7 559 kg.



Rys. 1.3 Silnik GE90. [9]

GE90 napędza takie statki powietrzne jak Boeing 777-200/200ER. Naddźwiękowy wentylator składa się z wieńca wirnikowego, który posiada 22 łopaty o szerokiej cięciwie aerodynamicznej, wykonane z włókna węglowego, ze wzmacniającą matrycą epoksydową, oraz aparatu kierującego. Łopaty WW są unikalnie zaprofilowane, usprawniając aerodynamikę, co ma znaczący wpływ na jednostkowe zużycie paliwa. Krawędź natarcia każdej łopaty jest wzmocniona tytanową nakładką. Wentylator jest zasilany 6-stopniową turbiną niskiego ciśnienia. [10]

Ostatnim analizowanym silnikiem jest turbowentylatorowy, dwuprzepływowy, dwuwłowy silnik GEnx (rys.1.4) firmy General Electric (USA) o sile ciągu 29 580 *daN*, charakteryzuje się sprężem $\pi^* = 44,7$; stosunkiem natężeń przepływów $\bar{m} = 8$, wagą 5 623 *kg* oraz średnicą $d = 2\,659,4\text{ mm}$.



Rys. 1.4 Silnik GEnx [11]

GEnx napędza takie statki powietrzne jak Boeing 787, 747-8. Naddźwiękowy, jednostopniowy (WW+AK) wentylator zasilany jest 7-stopniową turbiną niskiego ciśnienia. Łopaty wieńca wirnikowego, charakteryzujące się szeroką cięciwą aerodynamiczną, wykonane są z materiału kompozytowego, m.in. włókna węglowego. Krawędź natarcia łopaty jest wzmocniona tytanową nakładką. W silniku GEnx zredukowano ilość łopat z 22 do 18. Opisana struktura wentylatora usprawnia aerodynamikę, zmniejsza zużycie paliwa, redukuje poziom hałasu oraz zwiększa siłę ciągu. [11],[12]

Bazując na przedstawionej analizie konstrukcyjnej sporządzono tabelę zbiorczą (Tab.1.1), w celu oszacowania wartości niezbędnych do obliczeń gazodynamicznych silnika.

Tab. 1.1. Dane techniczne silników opisanych w rozdziale 1.

Silnik	Ciąg	Jednostkowe zużycie paliwa	Sumaryczny strumień masy	Stosunek natężeń przepływów	Spręż	Wymiary	Masa
	K	c _j	\dot{m}_Σ	\bar{m}	π^*	średnica	
	daN	kg/daN·h	kg/s	-	-	mm	
GE CF6	27 000	0,36	874,0	5,3	34,8	2 873,5	5 091,6
RB211	33 430	0,41	1 225,0	8,7	35,3	3 944,0	6 271,0
GE90	33 550	0,29	1 361,0	9,0	40,0	3 944,0	7 559,0
GENX	29 580	-	-	8,0	44,7	2 659,4	5 623,0

Dla rozpatrywanych parametrów silników GE CF6, RB211, GE90 oraz GENx policzono wartości średnie.

Skorzystano ze wzoru na średnią arytmetyczną:

$$x_{\text{śr}} = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} x_i}{n} \quad (1.1)$$

Wielkości charakteryzujące dany silnik zamieszczone w tabeli 1.1 mają indeksy: dla GE CF6 – 1, dla RB211 – 2, dla GE90 – 3 oraz dla GENx – 4.

Zatem średnie jednostkowe zużycie paliwa wynosi:

$$c_{j\text{śr}} = \frac{\sum_{i=1}^{i=3} c_{j_i}}{3} = \frac{c_{j_1} + c_{j_2} + c_{j_3}}{3} \quad (1.2)$$

Dla $c_{j_1} = 0,36 \frac{\text{kg}}{\text{daN} \cdot \text{h}}$, $c_{j_2} = 0,41 \frac{\text{kg}}{\text{daN} \cdot \text{h}}$, $c_{j_3} = 0,29 \frac{\text{kg}}{\text{daN} \cdot \text{h}}$

$$c_{j\text{śr}} = 0,35 \frac{\text{kg}}{\text{daN} \cdot \text{h}}$$

Średni sumaryczny strumień masy wynosi:

$$\dot{m}_{\text{śr}} = \frac{\sum_{i=1}^{i=3} \dot{m}_i}{3} = \frac{\dot{m}_1 + \dot{m}_2 + \dot{m}_3}{3} \quad (1.3)$$

Dla $\dot{m}_1 = 874 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$, $\dot{m}_2 = 1\,225 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$, $\dot{m}_3 = 1\,361 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$

$$\dot{m}_{\text{śr}} = 1\,153 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Średni stosunek natężeń przepływów wynosi:

$$\bar{m}_{\dot{s}r} = \frac{\sum_{i=1}^{i=4} \bar{m}_i}{4} = \frac{\bar{m}_1 + \bar{m}_2 + \bar{m}_3 + \bar{m}_4}{4} \quad (1.4)$$

Dla $\bar{m}_1 = 5,3$; $\bar{m}_2 = 8,7$; $\bar{m}_3 = 9$; $\bar{m}_4 = 8$

$$\bar{m}_{\dot{s}r} = 7,75$$

Średni spręż silnika wynosi:

$$\pi_{\dot{s}r}^* = \frac{\sum_{i=1}^{i=4} \pi_{ci}}{4} = \frac{\pi_{c1} + \pi_{c2} + \pi_{c3} + \pi_{c4}}{4} \quad (1.5)$$

Dla $\pi_{c1}^* = 34,8$; $\pi_{c2}^* = 35,3$; $\pi_{c3}^* = 40$; $\pi_{c4}^* = 44,7$

$$\pi_{\dot{s}r}^* = 38,7$$

Średnia średnica silnika wynosi:

$$d_{\dot{s}r} = \frac{\sum_{i=1}^{i=4} d_{\dot{s}r}}{4} = \frac{d_1 + d_2 + d_3 + d_4}{4} \quad (1.6)$$

Dla $d_1 = 2\,873,5\text{ mm}$, $d_2 = 3\,944\text{ mm}$, $d_3 = 3\,944\text{ mm}$, $d_4 = 2\,659,4\text{ mm}$

$$d_{\dot{s}r} = 3\,355,2\text{ mm}$$

Średnia masa silnika wynosi:

$$m_{\dot{s}r} = \frac{\sum_{i=1}^{i=4} m_i}{4} = \frac{m_1 + m_2 + m_3 + m_4}{4} \quad (1.7)$$

Dla $m_1 = 5\,091\text{ kg}$, $m_2 = 6\,271\text{ kg}$, $m_3 = 7\,559\text{ kg}$, $m_4 = 5\,623\text{ kg}$

$$m_{\dot{s}r} = 6\,136\text{ kg}$$

Na podstawie powyższych układów konstrukcyjnych dwuprzepływowych silników odrzutowych, w celu przeprowadzenia obliczeń gazodynamicznych silnika dobrano:

- Wartość stosunku natężeń przepływów $\bar{m} = 7,75$
- Założono spręż silnika $\pi_{z\dot{s}r}^* = 30$

Średnie wartości jednostkowego zużycia paliwa, średnicy silnika, sumarycznego strumienia masy oraz masy silnika będą potrzebne w dalszej części pracy, w celu porównania z wartościami wyliczonymi. Dzięki takiemu porównaniu można dowiedzieć się czy uzyskane wartości są zbliżone do wartości powyższych wielkości charakteryzujących obecnie eksploatowane silniki w przemyśle lotniczym.

2. WSTĘPNE OBLICZENIA GAZODYNAMICZNE SILNIKA

W celu przeprowadzenia wstępnych obliczeń gazodynamicznych wentylatorowego silnika dwuprzepływowego założono pracę silnika w warunkach statycznych na ziemi ($c_H = 0, M_{aH} = 0, T_H^* = 288,15 \text{ K}, p_H = 101325 \text{ Pa}$) oraz temperaturę całkowitą przed turbiną $T_3^* = 1550 \text{ K}$.

Na podstawie analizy przeprowadzonej w rozdziale 1 dobrano wartość stosunku natężeń przepływów $\bar{m} = 7,75$.

Założono spręż silnika $\pi_{zał}^* = 30$.

Miernikiem efektywności działania wlotu jest jego spręż:

$$\pi_{WL}^* = \frac{p_1^*}{p_H} \quad (2.1)$$

p_1^* - ciśnienie całkowite przed wieńcem wirnikowym wentylatora

Straty ciśnienia we wlocie określa współczynnik strat ciśnienia całkowitego:

$$\sigma_{WL} = \frac{p_1^*}{p_H^*} \quad (2.2)$$

Parametry spiętrzenia można wyrazić jako funkcje gazodynamiczne liczby Macha i statycznej wartości danego parametru:

$$T^* = T + \frac{c^2}{2c_p} = T \left(1 + \frac{c^2}{2 \frac{\kappa}{\kappa-1} RT} \right) = T \left(1 + \frac{c^2}{2 a^2} \right) = T \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} Ma^2 \right) \quad (2.3)$$
$$T^* = T \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} Ma^2 \right)$$

Proces spiętrzenia strumienia (wyhamowywania) potraktowano jako izentropowy:

$$\frac{p^*}{p} = \left(\frac{T^*}{T} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \Rightarrow p^* = p \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} Ma^2 \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (2.4)$$

Przekształcając wzór (2.1):

$$\pi_{WL}^* = \frac{p_1^*}{p_H} \cdot \frac{p_H^*}{p_H^*} = \frac{p_1^*}{p_H^*} \cdot \frac{p_H^*}{p_H} \quad (2.5)$$

oraz wykorzystując zależność (2.4) otrzymano:

$$\pi_{WL}^* = \sigma_{WL} \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} Ma^2 \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (2.6)$$

Zatem zakładając warunki statyczne na ziemi (podstawiając do wzoru 2.6 $Ma = 0$ oraz $\sigma_{WL} = 0,99$ (krótki wlot powietrza)) spręż wlotu wynosi:

$$\pi_{WL}^* = \sigma_{WL} = 0,99 \approx 1$$

2.1. PRACA OBIEGU

Rozporządzalną (użyteczną) pracę obiegu w kanale wewnętrznym określa następujący wzór:

$$l_{ob} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} RT_H \frac{e_I - 1}{\eta_{prs_I}} \left(\frac{k_I \Delta_I^* \eta_{prs_I} \eta_{prrr_I}}{e_I} - 1 \right) \quad (2.7)$$

W celu wyznaczenia wartości pracy obiegu należy wyznaczyć:

- a) Stopień podgrzania powietrza sprężanego izentropowo w silniku

$$e_{pocz_I} = \pi_{zał}^* \frac{\kappa - 1}{\kappa} \quad (2.8)$$

$$e_{pocz_I} = 30 \frac{1,4 - 1}{1,4} = 2,642$$

- b) Sprawność procesu sprężania w silniku

$$\eta_{prs_I} = 0,83 \dots 0,85; \text{ założono } \eta_{prs_I} = 0,84$$

- c) Stopień podgrzania powietrza w silniku

$$\Delta_I^* = \frac{T_3^*}{T_H} \quad (2.9)$$

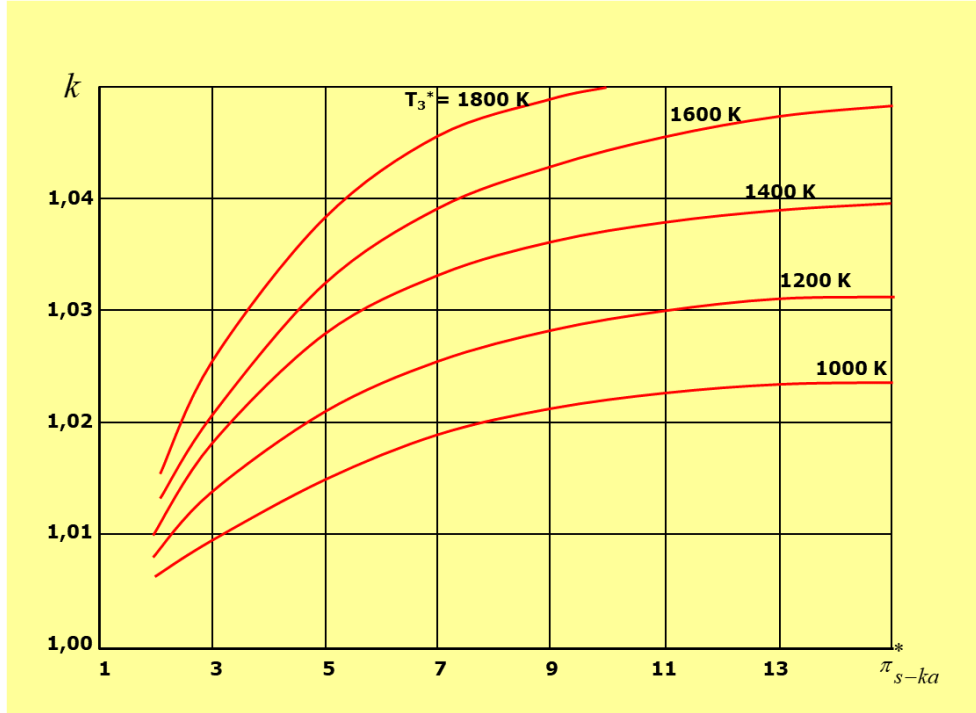
$$\Delta_I^* = \frac{1550}{288,15} = 5,379$$

- d) Sprawność procesu rozprężania spalin w silniku

$$\eta_{prrr_I} = 0,88 \dots 0,92; \text{ założono } \eta_{prrr_I} = 0,9$$

- e) Współczynnik k uwzględniający różnicę między ciepłami właściwymi spalin i powietrza

Wartość współczynnika k_I odczytano z wykresu (rys.2.1.) Temperatura całkowita przed turbiną wynosi $T_3^* = 1550 \text{ K}$, zatem dla sprężu silnika $\pi_{zał}^* = 30$, dobierając krzywą pomiędzy krzywymi dla wartości $T_3^* = 1400 \text{ K}$ i $T_3^* = 1600 \text{ K}$ można aproksymować wykres funkcji, która przyjmuję wartość 1,045.



Rys. 2.1. Zależność współczynnika k od sprężu silnika i temperatury przed turbiną.
Zatem:

$$k_I = 1,045$$

Podstawiając powyższe wartości do wzoru (2.7) otrzymano wartość $l_{ob} = 344,283 \frac{kJ}{kg}$.

W celu optymalizacji pracy obiegu należy ją rozpatrzyć jako funkcję od zmiennej e [$l_{ob} = f(e)$]. Różniczkując badaną funkcję po zmiennej e oraz przyrównując wyliczoną pochodną funkcji do zera, można otrzymać optymalną wartość stopnia podgrzania powietrza sprężanego izentropowo w silniku (e_{opt}), dającą maksymalną wartość pracy obiegu (ekstremum funkcji $l_{ob} = f(e)$).

$$l_{ob\ max} = f(e_{opt_I}) \quad (2.10)$$

$$\frac{\partial l_{ob}}{\partial e_I} = \frac{\partial}{\partial e_I} \left[\frac{\kappa}{\kappa - 1} R T_H \frac{e_I - 1}{\eta_{pr\ s_I}} \left(\frac{k_I \Delta_I^* \eta_{pr\ r_I}}{e_I} - 1 \right) \right] \quad (2.11)$$

$$\frac{\partial l_{ob}}{\partial e_I} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} R T_H \left(\frac{k_I \Delta_I^* \eta_{pr\ r_I}}{e_I^2} - \frac{1}{\eta_{pr\ s_I}} \right) \quad (2.12)$$

$$\frac{\partial l_{ob}}{\partial e_I} = 0 \Rightarrow \frac{k_I \Delta_I^* \eta_{pr\ r_I}}{e_I^2} = \frac{1}{\eta_{pr\ s_I}} \rightarrow e_{opt_I} = \sqrt{k_I \Delta_I^* \eta_{pr\ s_I} \eta_{pr\ r_I}} \quad (2.13)$$

Podstawiając $e_{opt_I} = 2,061$ do wzoru na rozporządzalną pracę obiegu otrzymano:

$$l_{ob\ max} = f(e_{opt_I}) = 388,239 \frac{kJ}{kg}$$

Na podstawie optymalnej wartości stopnia podgrzania powietrza sprężanego izentropowo w silniku, która daje maksymalną wartość pracy obiegu, można wyliczyć optymalną wartość sprężu silnika:

$$e_{opt_I} = \sqrt{\kappa \Delta_I^* \eta_{pr_{s_I}} \eta_{pr_{r_I}}} = \pi_{opt_I}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \Rightarrow \pi_{opt_I}^* = (k_I \Delta_I^* \eta_{pr_{s_I}} \eta_{pr_{r_I}})^{\frac{\kappa}{2(\kappa-1)}} \quad (2.14)$$

Zatem, dla: $k_I = 1,045$; $\eta_{pr_{r_I}} = 0,9$; $\Delta_I^* = 5,379$; $\eta_{pr_{s_I}} = 0,84$; otrzymano:

$$\pi_{opt_I}^* = (1,045 \cdot 5,379 \cdot 0,84 \cdot 0,9)^{\frac{1,4}{2(1,4-1)}} = 12,577$$

Optymalna wartość stopnia podziału pracy obiegu między kanały silnika, odpowiadająca maksymalnemu ciągowi jednostkowemu i minimalnemu zużyciu paliwa można wyrazić zależnością:

$$\beta_{opt} = \frac{\eta_{II} - \frac{c_H^2}{2l_{ob}}(1 - \eta_{II})}{\frac{1}{\bar{m}} - \eta_{II}} \quad (2.15)$$

Dla $c_H = 0$:

$$\beta_{opt} = \frac{\eta_{II}}{\frac{1}{\bar{m}} - \eta_{II}} \quad (2.16)$$

Zakładając wartość sprawności kanału zewnętrznego $\eta_{II} = 0,77$ i $\bar{m} = 7,75$:

$$\beta_{opt} = \frac{0,77}{\frac{1}{7,75} - 0,77} = 0,85$$

Dla każdej wartości stopnia podziału pracy obiegu między kanały silnika przyporządkowana jest określona wartość sprężu wentylatora (wzrost β odpowiada wzrostowi sprężu wentylatora).

$$\pi_{W_{opt}}^* = \left[\frac{\beta_{opt} l_{ob} \eta_W^*}{\bar{m} \frac{\kappa}{\kappa-1} R T_H} + 1 \right]^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (2.17)$$

Zakładając wartość sprawności wentylatora $\eta_W^* = 0,88$; $l_{ob} = l_{ob_{max}} = 388,239 \frac{kJ}{kg}$; $T_H = 288,15 K$:

$$\pi_{W_{opt}}^* = \left[\frac{0,85 \cdot 388,239 \cdot 0,88}{7,75 \cdot \frac{1,4}{1,4-1} 287 \cdot 288,15} + 1 \right]^{\frac{1,4}{1,4-1}} = 1,5$$

Ciąg jednostkowy można wyliczyć ze wzoru:

$$k_j = \frac{1}{1 + \bar{m}} (k_{j_I} + \bar{m} k_{j_{II}}) \quad (2.18)$$

Ciąg jednostkowy kanału wewnętrznego:

$$k_{j_I} = \sqrt{2(1 - \beta)l_{ob} + c_H^2} - c_H \quad (2.19)$$

Dla $c_H = 0$ oraz $l_{ob} = l_{ob_{max}}$

$$k_{j_I} = \sqrt{2(1 - \beta)l_{ob}} \quad (2.20)$$

$$k_{j_I} = \sqrt{2(1 - 0,85) \cdot 388\,239} = 333,83 \frac{m}{s}$$

Ciąg jednostkowy kanału zewnętrznego:

$$k_{j_{II}} = \sqrt{2 \left(\frac{\beta}{\bar{m}} l_{ob} + \frac{c_H^2}{2} \right) \eta_{II}} - c_H \quad (2.21)$$

Dla warunków statycznych oraz $l_{ob} = l_{ob_{max}}$:

$$k_{j_{II}} = \sqrt{2 \frac{\beta}{\bar{m}} l_{ob} \eta_{II}} \quad (2.22)$$

$$k_{j_{II}} = \sqrt{2 \cdot \frac{0,85}{7,75} \cdot 388\,239 \cdot 0,77} = 257,05 \frac{m}{s}$$

Zatem wartość ciągu jednostkowego wynosi:

$$k_j = \frac{1}{1 + 7,75} (333,83 + 7,75 \cdot 257,05) = 265,82 \frac{m}{s}$$

Strumień masy powietrza w zależności od wymaganego ciągu można wyznaczyć z poniższej zależności:

$$\dot{m}_\Sigma = \frac{K}{k_j} \quad (2.23)$$

$$\dot{m}_\Sigma = \frac{210\,000}{265,82} = 790 \frac{kg}{s}$$

Korzystając z zależności określających stopień dwuprzepływowości i sumaryczny wydatek masowy powietrza można wyprowadzić wzór na strumień masy w kanale wewnętrznym i zewnętrznym.

$$\begin{cases} \bar{m} = \frac{\dot{m}_{II}}{\dot{m}_I} \\ \dot{m}_\Sigma = \dot{m}_I + \dot{m}_{II} \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} \dot{m}_I = \frac{\dot{m}_\Sigma}{\bar{m} + 1} \\ \dot{m}_{II} = \frac{\dot{m}_\Sigma \bar{m}}{\bar{m} + 1} \end{cases} \quad (2.24)$$

$$\dot{m}_I = \frac{790}{7,75 + 1} = 89,26 \frac{kg}{s} \text{ oraz } \dot{m}_{II} = \frac{790 \cdot 7,75}{7,75 + 1} = 699,71 \frac{kg}{s}$$

Związek między podgrzaniem powietrza w sprężarce, a sprężem sprężarki przy założeniu $\pi_{WL}^* \approx 1$:

$$\pi_S^* = \frac{e_I^{*\frac{\kappa}{\kappa-1}}}{\pi_{WL}^* \pi_W^*} = \frac{e_I^{*\frac{\kappa}{\kappa-1}}}{\pi_W^*} \quad (2.25)$$

Postać analityczna funkcji opisującej zależność względnego zużycia paliwa od temperatury całkowitej za sprężarką dla poszczególnych wartości temperatury całkowitej przed turbiną:

$$\tau = (3,1034 \cdot T_3^* - 2,6897 \cdot T_2^* - 380) \cdot 10^{-5} \quad (2.26)$$

Temperaturę całkowitą za sprężarką, potrzebną do odczytu wartości τ można policzyć z następującego wzoru:

$$T_2^* = T_H^* \left(1 + \frac{\pi_S^{*\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\eta_S^*} \right) \quad (2.27)$$

Założono wartość sprawności efektywnej sprężarki w parametrach spiętrzenia: $\eta_S^* = 0,85$.

Jednostkowe zużycie paliwa definiuje wzór:

$$c_j = \frac{C}{K} = \frac{3600 C_S}{K} = \frac{3600 \tau \dot{m}_I}{K} \quad (2.28)$$

Podstawiając zależności opisane wzorami (2.18), (2.20) oraz (2.22) do wzoru (2.23) otrzymano następującą zależność:

$$c_j = \frac{3600 \dot{m}_I \left[\left(3,1034 T_3^* - 2,6897 T_H^* \left(1 + \frac{\left(\frac{e_I^{*\frac{\kappa}{\kappa-1}}}{\pi_{WL}^* \pi_W^*} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}{\eta_S^*} \right) - 1 \right) \right]}{K} \quad (2.29)$$

Podstawiając wartości:

$$T_3^* = 1550 \text{ K}, T_H^* = 288,15 \text{ K}, \pi_{WL}^* = \pi_{opt}^* = 1,5; \eta_S = 0,85; \dot{m}_I = 89,26 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

otrzymano:

$$c_j = \frac{3600 \cdot 89,26 \left[\left(3,1034 \cdot 1550 - 2,6897 \cdot 288,15 \left(1 + \frac{\left(\frac{2,061^{\frac{1,4}{1,4-1}}}{1,5} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}}}{0,85} \right) - 1 \right) \right]}{210\,000} = 0,21 \frac{\text{kg}}{\text{daN} \cdot \text{h}}$$

W celu wyznaczenia charakterystyki jednostkowego zużycia paliwa w funkcji stopnia podgrzania powietrza sprężanego izentropowo w silniku, należy wyprowadzić zależność wydatku masowego w kanale wewnętrznym od rozporządzalnej pracy obiegu.

Do wyznaczenia opisanej powyżej zależności należy skorzystać z poniższego wzoru:

$$K = \dot{m}_\Sigma k_j = (\dot{m}_I + \dot{m}_{II}) \left[\frac{1}{1 + \bar{m}} (k_{jI} + \bar{m} k_{jII}) \right] \quad (2.30)$$

Podstawiając zależność (2.20) i (2.22) otrzymano:

$$K = \dot{m}_I (1 + \bar{m}) \left[\frac{1}{1 + \bar{m}} \left(\sqrt{2(1 - \beta) l_{ob}} + \bar{m} \sqrt{2 \frac{\beta}{\bar{m}} l_{ob} \eta_{II}} \right) \right] \quad (2.31)$$

$$\dot{m}_I = \frac{K}{\sqrt{l_{ob} \left(\sqrt{2(1 - \beta)} + \bar{m}(\bar{m} + 1) \sqrt{2 \frac{\beta}{\bar{m}} \eta_{II}} \right)}} \quad (2.32)$$

Maksymalnej wartości pracy obiegu $l_{ob_{max}} = 388,239 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$, odpowiada wartość jednostkowego zużycia paliwa $c_j = 0,21 \frac{\text{kg}}{\text{daN} \cdot \text{h}}$. Zakładając warunki ekonomiczne, wartość pracy obiegu wynosi $l_{ob_{ek}} = 138 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ dla $c_{j_{min}} = 0,15 \frac{\text{kg}}{\text{daN} \cdot \text{h}}$ (rys.2.2). Wybór warunków ekonomicznych nie jest najlepszym rozwiązaniem, głównie ze względu na zbyt duży spadek wartości l_{ob} (spadek o 64,46%) przy 25% spadku c_j .

Na podstawie powyższych zależności dobrano $l_{ob}(e = 2,4) = 372 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ oraz $c_j = 0,176 \frac{\text{kg}}{\text{daN} \cdot \text{h}}$. Zmniejsza to zużycie paliwa w ciągu sekundy o $0,14 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$, co w przypadku dwugodzinnego lotu (dla samolotu pasażerskiego) oszczędza 1008 kg paliwa (1230 litrów).

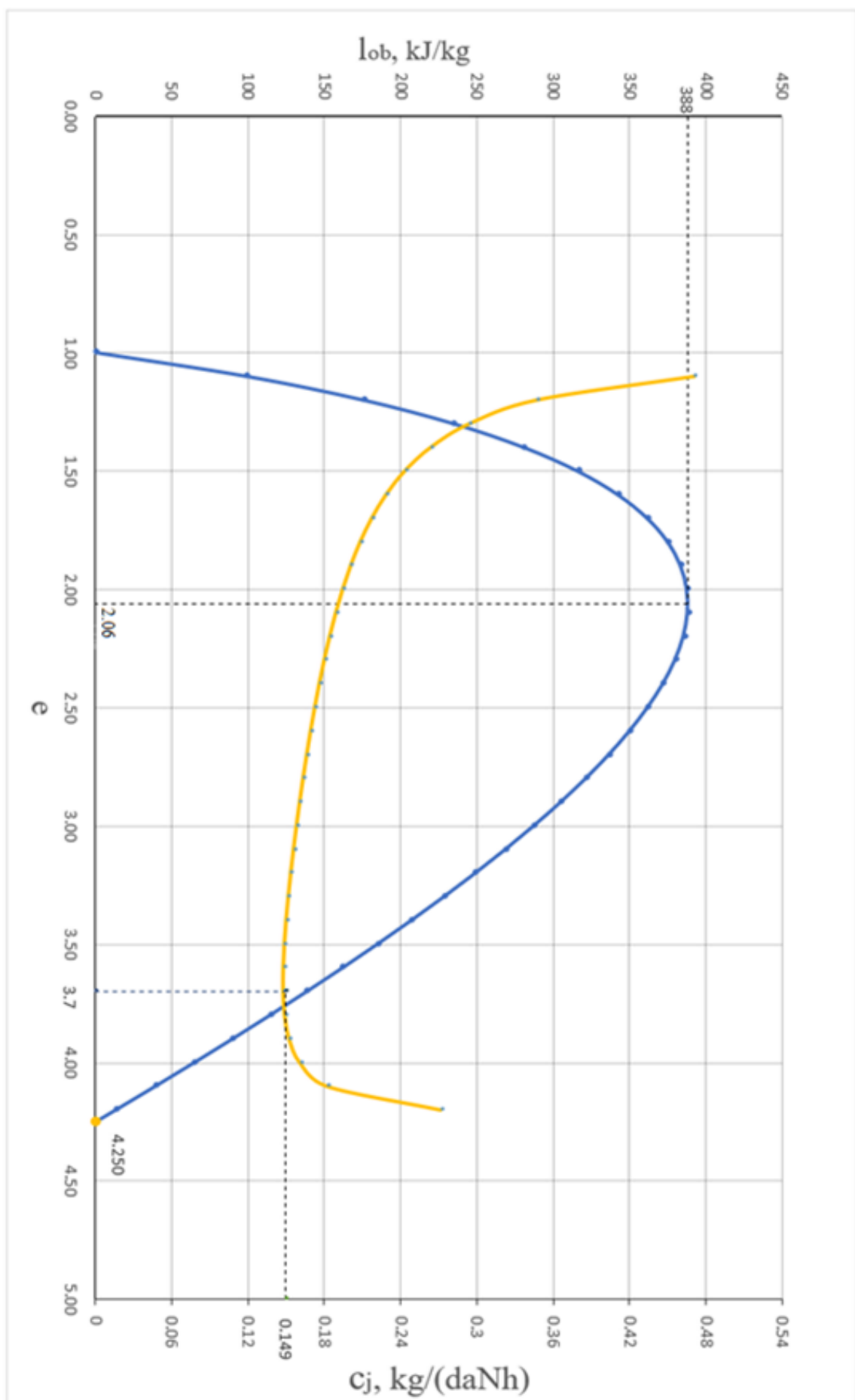
Cena nafty lotniczej wynosi średnio 4,62 zł/litr, zatem dla dwugodzinnego lotu potencjalne linie lotnicze mogłyby zyskać około 6 tys. złotych. Zakładając średni nalot 80 godzin w miesiącu (960 godzin w ciągu roku), roczny zysk osiąga wartość 2,88 mln PLN.

Finalne parametry gazodynamiczne silnika:

$$K = 210 \text{ kN}, c_j = 0,176 \frac{\text{kg}}{\text{daN} \cdot \text{h}}, l_{ob} = 372 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}, \bar{m} = 7,75; \Delta^* = 5,379; \eta_{prrr} = 0,9; \pi_{WL}^* = 1$$

$$\eta_{prs} = 0,84; \pi^* = 21,4; \eta_{II} = 0,77; \beta_{opt} = 0,85; \pi_W^* = 1,48; k_{j_I} = 326,77 \frac{\text{m}}{\text{s}};$$

$$k_{j_{II}} = 251,61 \frac{\text{m}}{\text{s}}; k_j = 260,2 \frac{\text{m}}{\text{s}}; \dot{m}_\Sigma = 807,07 \frac{\text{kg}}{\text{s}}; \dot{m}_I = 92,23 \frac{\text{kg}}{\text{s}}; \dot{m}_{II} = 714,84 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$



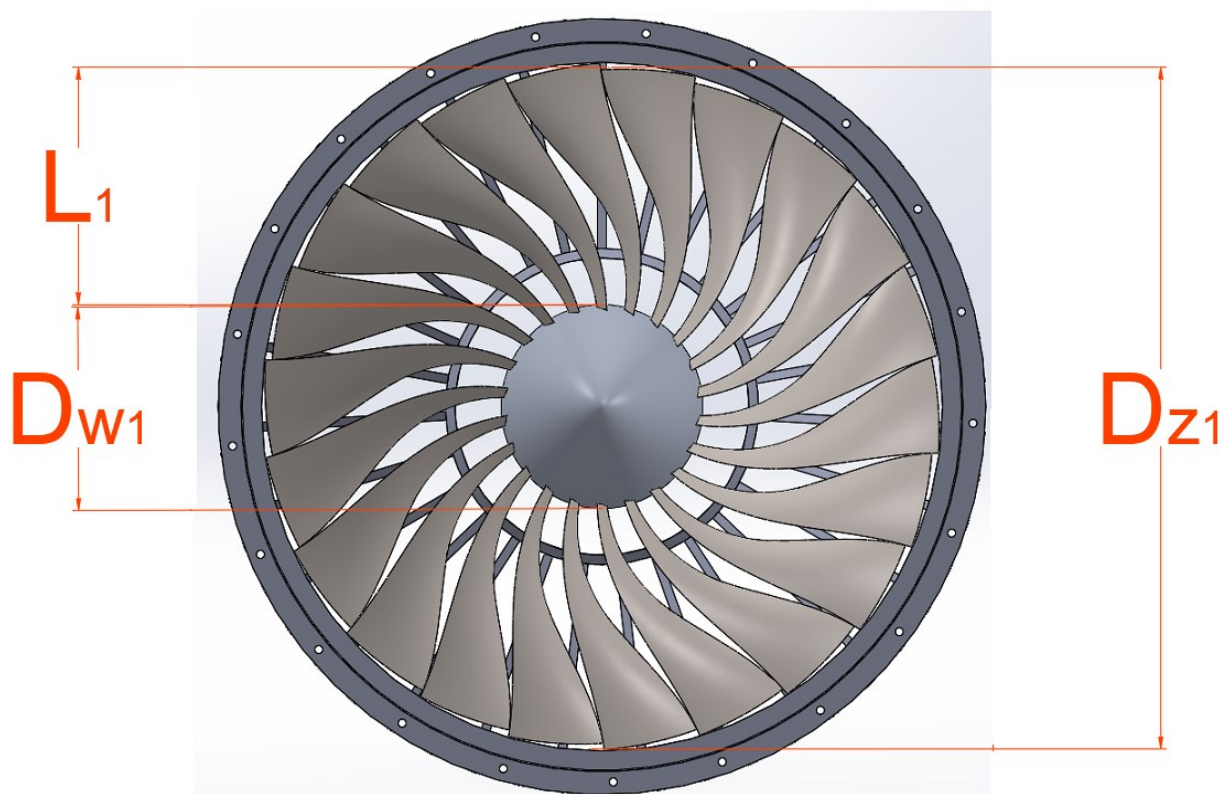
Rys.2.2 Charakterystyka pracy użytecznej obiegu (kolor niebieski) i jednostkowego zużycia paliwa (kolor pomarańczowy) w funkcji stopnia podgrzania powietrza sprężanego izentropowo w silniku.

3. WYMIARY GEOMETRYCZNE WENTYLATORA

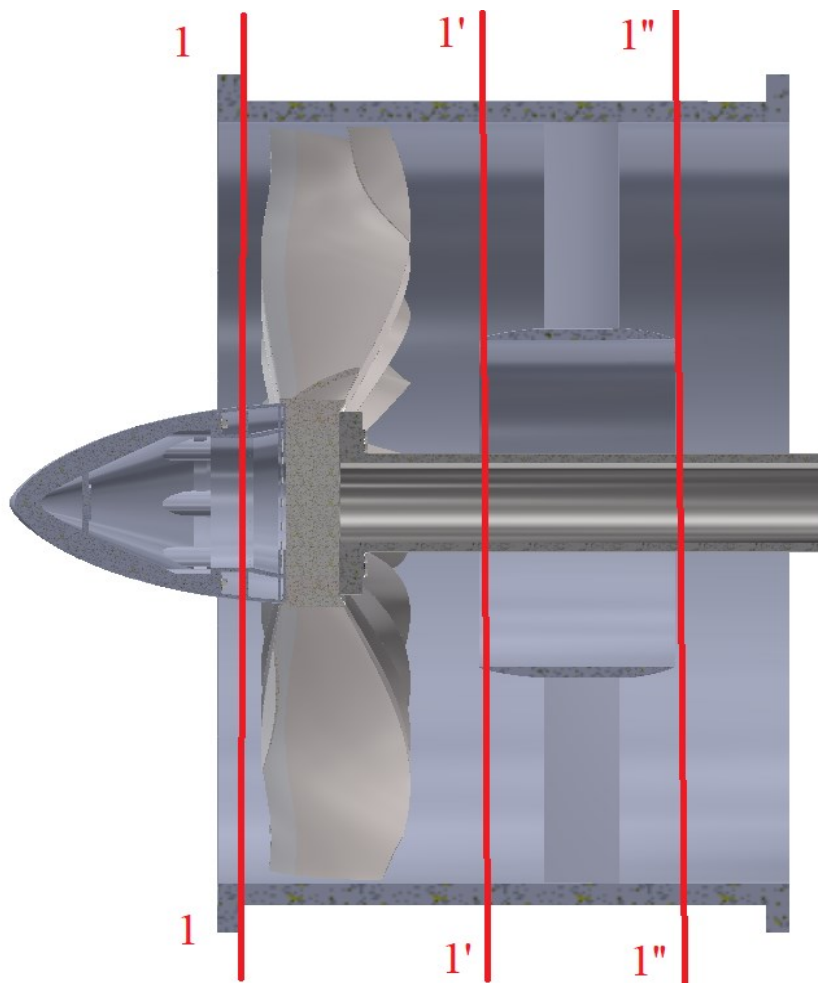
W celu wyznaczenia wymiarów promieniowych wentylatora należy dobrać następujące wyjściowe parametry do obliczeń:

1. Prędkość bezwzględna strumienia powietrza c_1 w przekroju wejściowym wieńca wirnikowego wentylatora (1-1): $c_1 = 170 \frac{m}{s}$,
2. Względna średnica wewnętrzna: $\overline{D}_1 = \frac{D_w}{D_z} = 0,28$
3. Prędkość obwodowa wentylatora na średnicy zewnętrznej $u_{z1} = 380 \frac{m}{s}$,
4. Liczba Macha w przekroju wejściowym na promieniu zewnętrznym odnosząca się do prędkości względnej: $Ma_{wl} = \frac{w_1}{a_1} = 1,3$

Na rysunku 3.1 przedstawiono charakterystyczne wielkości geometryczne opisujące wieńiec wirnikowy (średnica zewnętrzna, średnica wewnętrzna i długość pióra łopaty), a na rysunku 3.2 zaznaczono trzy najważniejsze przekroje uwzględniane w obliczeniach (przekrój przed wieńcem wirnikowym 1 – 1, przekrój za wieńcem wirnikowym 1' – 1', oraz za aparatem kierującym 1'' – 1'').



Rys. 3.1. Podstawowe wielkości geometryczne opisujące wieńiec wirnikowy.



Rys. 3.2 Charakterystyczne przekroje wentylatora (1 – 1, 1' – 1', 1'' – 1'')

Parametry strumienia na średnim promieniu w przekroju przed wieńcem wirnikowym stopnia wentylatora:

- temperatura statyczna T_1

$$(c_1 = 170 \frac{m}{s}; T_1^* = T_H^* = 288,15 K; R = 287 \frac{J}{kg \cdot K})$$

$$T_1 = T_1^* - \frac{c_{1a}^2}{2 \frac{\kappa}{\kappa - 1} R} \quad (3.1)$$

$$T_1 = 288,15 - \frac{170^2}{2 \cdot \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 287} = 273,77 K$$

- prędkość dźwięku a_1 :

$$a_1 = \sqrt{\kappa R T_1} \quad (3.2)$$

$$a_1 = \sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 273,77} = 331,66 \frac{m}{s}$$

- prędkość względna w_1 :

$$w_1 = Ma_{w1} a_1 \quad (3.3)$$

$$w_1 = 1,3 \cdot 331,66 = 431,16 \frac{m}{s}$$

Prędkość obwodowa na średnim promieniu z uwzględnieniem profilowania łopatek wg prawa stałej reakcyjności ($u_{z1} = 380 \frac{m}{s}$):

$$u_{sr1} = u_{z1} \frac{D_{sr}}{D_z} = u_{z1} \sqrt{\frac{1 + \overline{D_1}^2}{2}} \quad (3.4)$$

$$\text{Dla } \overline{D_1} = 0,28 \rightarrow u_{1sr} = 380 \cdot \sqrt{\frac{1+0,28^2}{2}} = 279 \frac{m}{s}$$

Pole powierzchni wieńca wirnikowego stopnia wentylatora:

$$A_w = \frac{\dot{m}_\Sigma \sqrt{T_1^*}}{k_m \cdot j \cdot q_1 \cdot \sin \alpha_1 \cdot p_1^*} \quad (3.5)$$

k_m – współczynnik korekcyjny uwzględniający prawo zmienności parametrów strumienia wzdłuż pióra łopatek oraz wpływ warstwy przyściennej kanału ($k_m = 0,99$)

$$j = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa+1}{2(\kappa-1)}} \cdot \sqrt{\frac{\kappa}{R}} \quad (3.6)$$

Dla powietrza ($\kappa = 1,4$ oraz $R = 287 \frac{J}{kg \cdot K}$): $j \approx 0,04041$

Gęstość względna masy strumienia:

$$q_1 = \frac{c_p \rho}{c_{kr} \rho_{kr}} = \frac{Ma_1 \sqrt{\kappa R T} \frac{p}{RT}}{\left(\frac{2}{\kappa - 1} \right)^{\frac{\kappa+1}{2(\kappa-1)}} \sqrt{\frac{\kappa}{R}} \frac{p^*}{\sqrt{T^*}}} = Ma_1 \left[\left(\frac{2}{\kappa + 1} \right) \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} Ma_1^2 \right) \right]^{-\frac{\kappa+1}{2(\kappa-1)}} \quad (3.7)$$

Dla przekroju 1-1 (dla $Ma_1 = \frac{c_1}{a_1} = 0,513$):

$$q_1 = 0,513 \cdot \left[\left(\frac{2}{1,4 + 1} \right) \left(1 + \frac{1,4 - 1}{2} 0,513^2 \right) \right]^{-\frac{1,4+1}{2(1,4-1)}} = 0,7596$$

Kąt zawarty między kierunkiem prędkości bezwzględnej w przekroju wejściowym, a płaszczyzną tego przekroju: $\alpha_1 = 90^\circ$.

Ciśnienie całkowite w przekroju 1-1 równe jest ciśnieniu całkowitemu w przekroju przed silnikiem (H-H) pomniejszonemu o straty ciśnienia całkowitego:

$$p_1^* = \sigma_{WL} \cdot p_H^* = \sigma_{WL} p_H \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} Ma_H^2 \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \quad (3.8)$$

W warunkach statycznych ($Ma_H = 0$) oraz dla $\sigma_{WL} = 0,99$:

$$p_1^* = 101325 \cdot 0,99 = 100\,312 \text{ Pa}$$

Korzystając z równania ciągłości:

$$\dot{m} = A \cdot \sin \alpha \cdot c \cdot \rho \quad (3.9)$$

oraz gęstości względnej masy strumienia (3.7), otrzymano wzór (3.5).

Pole powierzchni wentylatora wynosi:

$$(\sin \alpha_1 = 1; k_m = 0,99; j \approx 0,04041; q_1 = 0,7596; \dot{m}_\Sigma = 807,07 \frac{\text{kg}}{\text{s}}; T_1^* = T_H^* = 288,15 \text{ K})$$

$$A_1 = \frac{807,07 \sqrt{288,15}}{0,99 \cdot 0,04041 \cdot 0,7596 \cdot \sin 90^\circ \cdot 100\,312} = 4,5 \text{ m}^2$$

Średnica zewnętrzna przekroju wejściowego wentylatora ($\overline{D}_1 = 0,28$):

$$D_{z1} = \sqrt{\frac{4A_1}{\pi(1 - \overline{D}_1^2)}} \quad (3.10)$$

$$D_{z1} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4,5}{3,1415 \cdot (1 - 0,28^2)}} = 2,494 \text{ m}$$

Średnica wewnętrzna przekroju 1-1:

$$D_{w1} = \overline{D}_1 \cdot D_{z1} \quad (3.11)$$

$$D_{w1} = 0,28 \cdot 2,494 = 0,698 \text{ m}$$

Wysokość pióra łopatki:

$$l_1 = \frac{D_{z1} - D_{w1}}{2} \quad (3.12)$$

$$l_1 = \frac{2,494 - 0,698}{2} = 0,898 \text{ m}$$

Sprawność efektywna wentylatora:

$$\eta_W^* = \eta_{St}^* = 0,88$$

Prędkość obrotowa wirnika wentylatora ($u_{z1} = 380 \frac{m}{s}$, $D_{z1} = 2,493 m$):

$$n = \frac{60u_{z1}}{\pi D_{z1}} \quad (3.13)$$

$$n = \frac{60 \cdot 380}{3,1415 \cdot 2,493} = 2\,912 \frac{obr}{min}$$

W stopniu wentylatora (bądź sprężarki) składowa osiowa prędkości bezwzględnej spada średnio o około $5 \div 15 m/s$.

Założono spadek wartości składowej osiowej prędkości bezwzględnej $\Delta c_a = 10 \frac{m}{s}$.

Prędkość bezwzględna za aparatem kierującym wynosi:

$$c_{1''} = c_1 - \Delta c_a \quad (3.14)$$

$$\text{Dla } c_1 = 170 \frac{m}{s} \rightarrow c_{1''} = 170 - 10 = 160 \frac{m}{s}.$$

Temperatura całkowita na średnim promieniu w przekroju wyjściowym (za AK wentylatora):

$$T_{1'}^* = T_1^* \left(1 + \frac{\pi_W^* \frac{\kappa-1}{\kappa} - 1}{\eta_W^*} \right) \quad (3.15)$$

Dla $T_1^* = T_H^* = 288,15 K$; $\pi_W^* = 1,48$ oraz $\eta_W^* = 0,88$

$$T_{1'}^* = 288,15 \left(1 + \frac{1,48 \frac{1,4-1}{1,4} - 1}{0,88} \right) = 327 K$$

Praca efektywna wentylatora:

$$l_w = \frac{\kappa}{\kappa - 1} R (T_{1''} - T_1^*) \quad (3.16)$$

Dla $R = 287 \frac{J}{kg \cdot K}$; $T_{1''} = 327 K$ i $T_1^* = 288,15 K$ w celu uzyskania założonego sprężu wentylatora należy doprowadzić do każdego kilograma powietrza przepływającego przez wentylator pracę efektywną

$$l_w = \frac{1,4}{1,4 - 1} \cdot 287 \cdot (327 - 288,15) = 39,02 \frac{kJ}{kg}.$$

Wiedząc, że sumaryczny masowy wydatek powietrza wynosi $\dot{m}_\Sigma = 807,07 \frac{kg}{s}$, można wyznaczyć moc do napędu wentylatora:

$$N_w = \dot{m}_\Sigma \cdot l_w \quad (3.17)$$

$$N_w = 807,07 \cdot 39,02 = 31,492 MW$$

4. SZCZEGÓŁOWE OBLICZENIA STOPNIA WENTYLATORA

Szczegółowe obliczenia stopnia wentylatora polegają na określeniu prędkości na promieniu wewnętrznym, średnim i zewnętrznym, wyznaczeniu gęstości palisady i zaprofilowaniu łopatek (wg prawa o stałej reakcyjności).[3]

4.1. OKREŚLENIE TRÓJKĄTÓW PRĘDKOŚCI NA ŚREDNIM PROMIENIU

Promień względny dla średniego promienia:

$$\bar{r}_{sr} = \frac{r_{sr}}{r_z} \quad (4.1)$$

Korzystając z zależności wiążącej średnią średnicę ze średnicą zewnętrzną dla łopatek o stałej reakcyjności:

$$\frac{D_{sr}}{D_z} = \sqrt{\frac{1 + \bar{D}_1^2}{2}} \quad (4.2)$$

dla $\bar{D}_1 = 0,28$

$$\frac{D_{sr}}{D_z} = \sqrt{\frac{1 + 0,28^2}{2}} = 0,734 \rightarrow D_{sr} = 0,734 \cdot 2,494 = 1,831 \text{ m}$$

$$r_{sr} = \frac{D_{sr}}{2} = \frac{1,831}{2} = 0,916 \text{ m}$$

Wiedząc, że $r_z = \frac{D_{z1}}{2} = 1,247 \text{ m}$ wyznaczono:

$$\bar{r}_{sr} = \frac{0,916}{1,247} = 0,734$$

Ważnym parametrem stopnia jest tzw. reakcyjność stopnia, wyrażana stosunkiem pracy sprężania izentropowego w wieńcu łopatek wirnika do pracy sprężania izentropowego w stopniu:

$$\rho = \frac{l_{izw}}{l_{izst}} \quad (4.3)$$

gdzie:

l_{izw} – praca sprężania izentropowego w wieńcu łopatek wirnika

l_{izst} – praca sprężania izentropowego w stopniu

Reakcyjność charakteryzuje podział pracy sprężania izentropowego w stopniu pomiędzy wieńcem wirnika, a wieńcem dyfuzora.[3]

Rozpatrywany stopień wentylatora jest stopniem o stałej reakcyjności. W takim stopniu składowa obwodowa prędkości bezwzględnej c_{1u} zwiększa się w miarę zwiększania promienia.

Stopień o stałej reakcyjności wymaga spełnienia oczywistego warunku:

$$\rho = idem \quad (4.4)$$

oraz drugiego warunku, korzystnie wpływającego na sprawność stopnia, jakim może być między innymi stałość pracy efektywnej doprowadzonej do strumienia wzdłuż piór łopatek:

$$l_w = u \cdot \Delta w_u = idem \quad (4.5)$$

Warunek (4.3) można scharakteryzować następującym wzorem:

$$\rho = 1 - \frac{c_{1u}}{u} - \frac{\Delta w_u}{2u} = idem \quad (4.6)$$

Oznacza to, że wraz ze wzrostem zawirowania strumienia (Δw_u), reakcyjność stopnia maleje (przy stałej wartości pozostałych parametrów).[3]

Prędkość obwodowa na średnim promieniu ($\overline{r_{sr}} = 0,734$; $u_{1z} = 380 \frac{m}{s}$):

$$u_{1_{sr}} = u_{1z} \cdot \overline{r_{sr}} \quad (4.7)$$

$$u_{1_{sr}} = 0,734 \cdot 380 = 279 \frac{m}{s}$$

Zawirowanie strumienia na średnim promieniu ($l_w = 39,02 \frac{kJ}{kg}$):

$$\Delta w_{u_{sr}} = \frac{l_w}{u_{1_{sr}}} \quad (4.8)$$

$$\Delta w_{u_{sr}} = \frac{39\,020}{279} = 139,86 \frac{m}{s}$$

Współczynnik zawirowania definiuje wzór:

$$\mu_{sr} = \frac{\Delta w_{u_{sr}}}{u_{1_{sr}}} \quad (4.9)$$

$$\mu_{sr} = \frac{139,86}{279} = 0,501$$

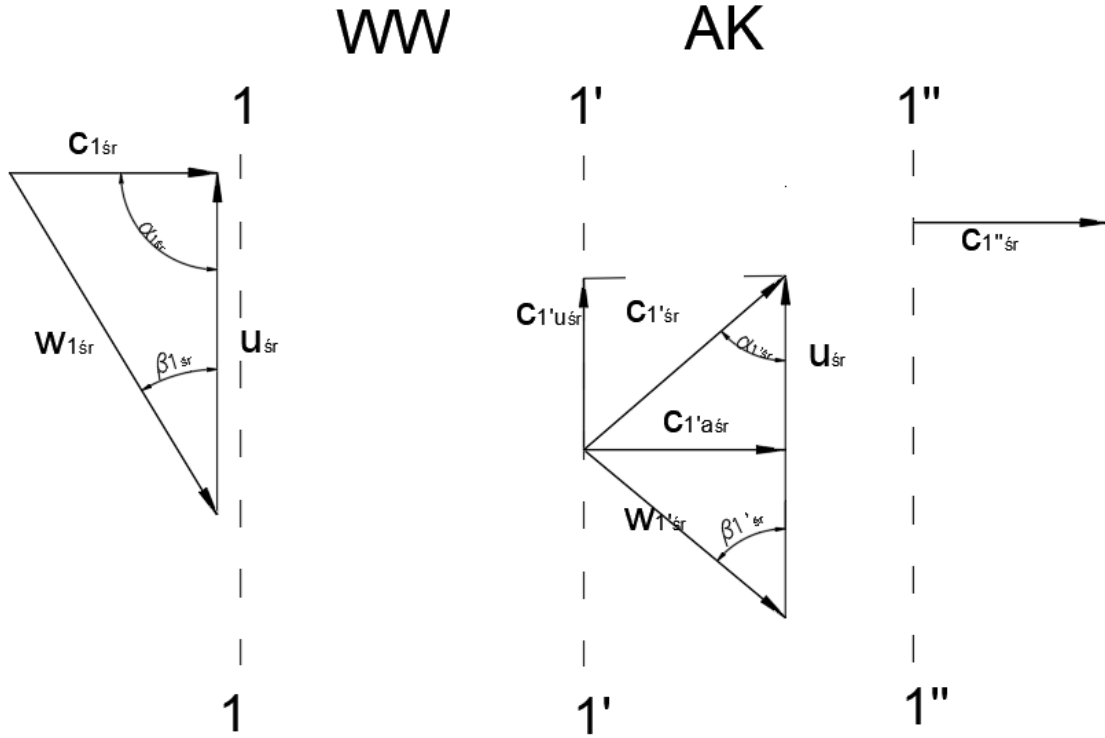
Dla osiowego kierunku prędkości bezwzględnej przed wieńcem łopatek wirnika (tj. przy $c_{1u} = 0$) reakcyjność stopnia na średnim promieniu wyraża wzór:

$$\rho = \rho_{sr} = 1 - \frac{\mu_{sr}}{2} = 1 - \frac{\Delta w_{u_{sr}}}{2u_{sr}} = idem \quad (4.10)$$

$$\rho = 1 - \frac{0,501}{2} = 0,749$$

Oznacza to, że 74,9 % pracy sprężania izentropowego w stopniu przypada na wieńiec wirnika.

Trójkąty prędkości przed wieńcem wirnikowym, za wieńcem wirnikowym oraz prędkość bezwzględna za aparatem kierującym na średnim promieniu zostały przedstawione na rysunku 4.1.



Rys. 4.1. Trójkąty prędkości dla poszczególnych przekrojów na średnim promieniu.

Zależność opisująca kąt zawarty pomiędzy wektorem prędkości bezwzględnej c_{1sr} , a wektorem prędkości obwodowej u_{sr_1} (brak wstępnego zawirowania $\rightarrow c_{1u_{sr}} = 0$):

$$\alpha_{1sr} = \arctg\left(\frac{c_1}{c_{1u_{sr}}}\right) \quad (4.11)$$

$$\alpha_{1sr} = \arctg(\infty) = 90^\circ$$

Zależność opisująca kąt zawarty pomiędzy wektorem prędkości względnej w_{1sr} , a wektorem prędkości obwodowej u_{sr_1} ($c_{1sr} = 170 \frac{m}{s}$, $u_{1sr} = u_{1'sr} = u_{sr} = 279 \frac{m}{s}$):

$$\beta_{1sr} = \arctg\left(\frac{c_{1a_{sr}}}{u_{sr} - c_{1u_{sr}}}\right) \quad (4.12)$$

$$\beta_{1sr} = \arctg\left(\frac{170}{279}\right) = 31,35^\circ$$

Składowa obwodowa prędkości bezwzględnej za wieńcem wirnikowym $c_{1'u_{\dot{s}r}}$:

$$\left(\Delta w_{u_{\dot{s}r}} = 139,86 \frac{m}{s}\right)$$

$$c_{1'u_{\dot{s}r}} = c_{1u} + \Delta w_{u_{\dot{s}r}} \quad (4.13)$$

$$c_{1'u_{\dot{s}r}} = 139,86 \frac{m}{s}$$

Składowa osiowa prędkości bezwzględnej za wieńcem wirnikowym:

$$c_{1'a_{\dot{s}r}} = 165 \frac{m}{s}$$

Zależność opisująca kąt zawarty pomiędzy wektorem prędkości względnej $w_{1'\dot{s}r}$, a wektorem prędkości obwodowej $u_{\dot{s}r}$ ($c_{1'a_{\dot{s}r}} = 165 \frac{m}{s}$; $u_{\dot{s}r} = 279 \frac{m}{s}$):

$$\beta_{1'\dot{s}r} = \arctg\left(\frac{c_{1'a_{\dot{s}r}}}{u_{\dot{s}r} - c_{1'u_{\dot{s}r}}}\right) \quad (4.14)$$

$$\beta_{1'\dot{s}r} = \arctg\left(\frac{165}{279-139,86}\right) = 49,85^\circ$$

Kąt zawarty pomiędzy wektorem prędkości bezwzględnej $c_{1'\dot{s}r}$, a wektorem prędkości obwodowej $u_{\dot{s}r}$:

$$\alpha_{1'\dot{s}r} = \arctg\left(\frac{c_{1'a_{\dot{s}r}}}{c_{1'u_{\dot{s}r}}}\right) \quad (4.15)$$

$$\alpha_{1'\dot{s}r} = \arctg\left(\frac{165}{139,86}\right) = 49,71^\circ$$

Kąt skręcenia strumienia w palisadzie:

$$\Delta\beta_{\dot{s}r} = \beta_{1'\dot{s}r} - \beta_{1\dot{s}r} \quad (4.16)$$

$$\Delta\beta_{\dot{s}r} = 49,85^\circ - 31,35^\circ = 18,5^\circ$$

Prędkość bezwzględna za wieńcem wirnikowym ($c_{1'u_{\dot{s}r}} = 128,35 \frac{m}{s}$; $c_{1'a_{\dot{s}r}} = 165 \frac{m}{s}$):

$$c_{1'\dot{s}r} = \sqrt{c_{1'a_{\dot{s}r}}^2 + c_{1'u_{\dot{s}r}}^2} \quad (4.17)$$

$$c_{1'\dot{s}r} = \sqrt{165^2 + 139,86^2} = 216,3 \frac{m}{s}$$

Średnia temperatura statyczna za wieńcem wirnikowym:

$$T_{1'\dot{s}r} = T_{1\dot{s}r} + \rho\Delta T_{st\dot{s}r} \quad (4.18)$$

gdzie:

$\Delta T_{st\dot{s}r}$ – zmiana temperatury statycznej w stopniu na średnim promieniu

$$\Delta T_{st\dot{s}r} = T_{1\dot{s}r}'' - T_{1\dot{s}r} \quad (4.19)$$

Temperatura statyczna przed wieńcem wirnikowym:

$$(T_{1\dot{s}r}^* = 288,15 \text{ K}; c_{1\dot{s}r} = 170 \frac{\text{m}}{\text{s}}; c_p = 1004,5 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}})$$

$$T_{1\dot{s}r} = T_{1\dot{s}r}^* - \frac{c_{1\dot{s}r}^2}{2c_p} \quad (4.20)$$

$$T_{1\dot{s}r} = 288,15 - \frac{170^2}{2 \cdot 1004,5} = 273,76 \text{ K}$$

Temperatura statyczna za aparatem kierującym:

$$(T_{1\dot{s}r}'' = 327 \text{ K}; c_{1\dot{s}r}'' = 160 \frac{\text{m}}{\text{s}}; c_p = 1004,5 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}})$$

$$T_{1\dot{s}r}'' = T_{1\dot{s}r}''^* - \frac{c_{1\dot{s}r}''^2}{2c_p} \quad (4.21)$$

$$T_{1\dot{s}r}'' = 327 - \frac{160^2}{2 \cdot 1004,5} = 314,26 \text{ K}$$

Zatem:

$$\Delta T_{st\dot{s}r} = 314,26 - 273,76 = 40,5 \text{ K}$$

Dla $\rho = 0,749$

$$T_{1\dot{s}r}' = 273,76 + 0,749 \cdot 40,5 = 304 \text{ K}$$

Prędkość dźwięku za wieńcem wirnikowym wentylatora:

$$a_{1\dot{s}r}' = \sqrt{\kappa R T_{1\dot{s}r}'} \quad (4.22)$$

$$a_{1\dot{s}r}' = \sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 304} = 349,49 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Liczba Macha za wieńcem wirnikowym wentylatora ($c_{1\dot{s}r}' = 216,3 \frac{\text{m}}{\text{s}}$):

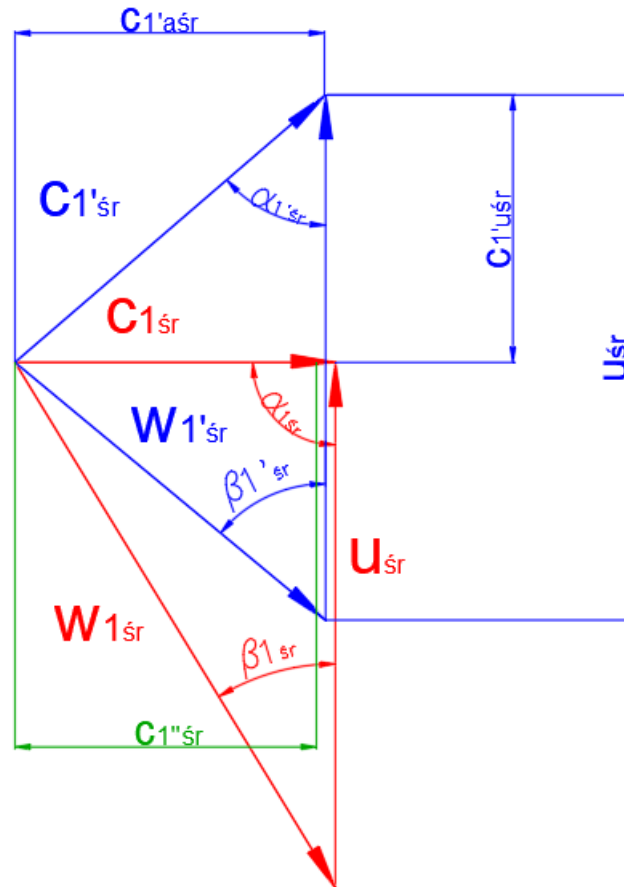
$$Ma_{1\dot{s}r}' = \frac{c_{1\dot{s}r}'}{a_{1\dot{s}r}'} \quad (4.23)$$

$$Ma_{1\dot{s}r}' = \frac{216,3}{349,49} = 0,618$$

$$c_{1\dot{s}r} = 170 \frac{\text{m}}{\text{s}}; c_{1\dot{s}r}'' = 160 \frac{\text{m}}{\text{s}}; c_{1\dot{s}r}' = 216,3 \frac{\text{m}}{\text{s}}; u_{\dot{s}r} = 279 \frac{\text{m}}{\text{s}}; c_{1\dot{s}r}' = 139,86 \frac{\text{m}}{\text{s}};$$

$$\alpha_{1\dot{s}r} = 90^\circ; \alpha_{1\dot{s}r}' = 49,71^\circ; \beta_{1\dot{s}r} = 31,35^\circ; \beta_{1\dot{s}r}' = 49,85^\circ; c_{1\dot{s}r}' = 216,3 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Na rysunku 4.2 przedstawiono trójkąty prędkości w trzech rozpatrywanych przekrojach wentylatora (1 – 1, 1' – 1', 1'' – 1'').



Rys. 4.2. Trójkąty prędkości przed wieńcem wirnikowym (kolor czerwony), za wieńcem wirnikowym (kolor niebieski) oraz za aparatem kierującym (kolor zielony) na średnim promieniu.

4.2. OKREŚLENIE TRÓJKĄTÓW PRĘDKOŚCI NA PROMIENIU WEWNĘTRZNYM

Promień względny dla promienia wewnętrznego:

$$\bar{r}_w = \frac{r_w}{r_z} \quad (4.24)$$

$$\bar{r}_w = \frac{0,349}{1,247} = 0,279$$

Prędkość obwodowa na wewnętrznym promieniu ($\bar{r}_w = 0,279$; $u_{1z} = 380 \frac{m}{s}$):

$$u_{1w} = u_{1z} \cdot \bar{r}_w \quad (4.25)$$

$$u_{w1} = 380 \cdot 0,279 = 106,02 \frac{m}{s}$$

Zawirowanie strumienia na promieniu wewnętrznym ($l_w = 39,02 \frac{kJ}{kg}$):

$$\Delta w_{u_w} = \frac{l_w}{u_{w_1}} \quad (4.26)$$

$$\Delta w_{u_w} = \frac{39\,020}{106,02} = 368,04 \frac{m}{s}$$

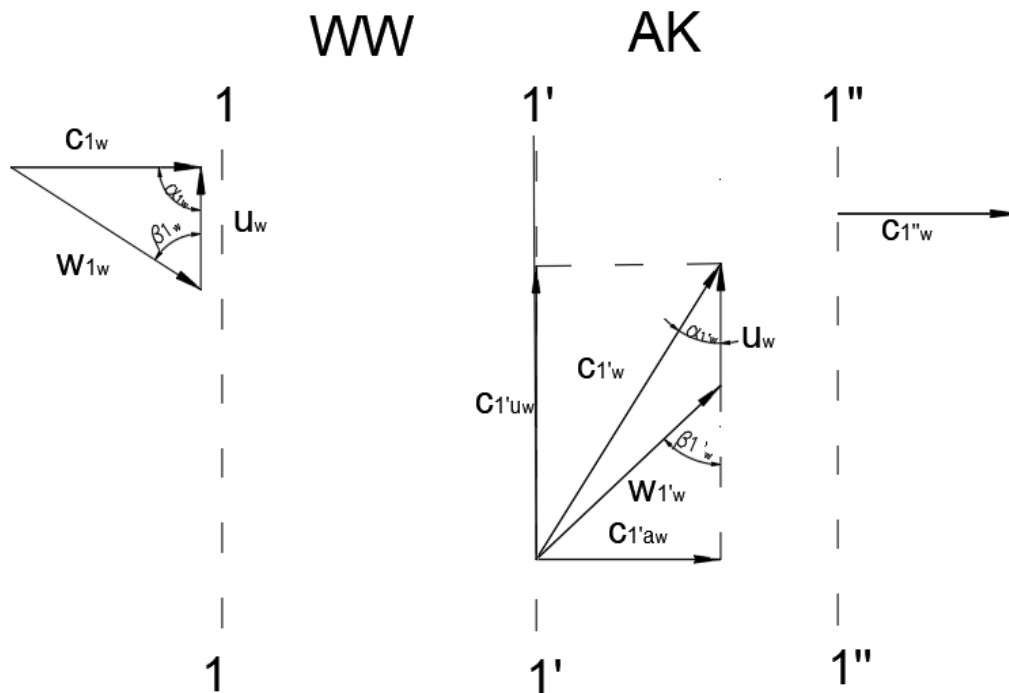
Współczynnik zawirowania definiuje wzór:

$$(\rho_w = \rho_{sr} = \rho_z = \rho = 0,749)$$

$$\mu_w = 2 \cdot (1 - \rho) \quad (4.27)$$

$$\mu_w = 2 \cdot (1 - 0,749) = 0,502$$

Trójkąty prędkości przed wieńcem wirnikowym, za wieńcem wirnikowym oraz za aparatem kierującym na promieniu wewnętrznym zostały przedstawione na rysunku (4.3).



Rys. 4.3. Trójkąty prędkości dla poszczególnych przekrojów na wewnętrznym promieniu.

Zależność opisująca kąt zawarty pomiędzy wektorem prędkości bezwzględnej c_{1_w} , a wektorem prędkości obwodowej u_{w_1} (brak wstępnego zawirowania $\rightarrow c_{1u_w} = 0$):

$$\alpha_{1_w} = \arctg\left(\frac{c_1}{c_{1u}}\right) \quad (4.28)$$

$$\alpha_{1_w} = \arctg(\infty) = 90^\circ$$

Zależność opisująca kąt zawarty pomiędzy wektorem prędkości względnej w_{1w} , a wektorem prędkości obwodowej u_{w_1} ($c_1 = 170 \frac{m}{s}$, $u_w = 106,02 \frac{m}{s}$):

$$\beta_{1w} = \arctg\left(\frac{c_1}{u_w - c_{1u}}\right) \quad (4.29)$$

$$\beta_{1w} = \arctg\left(\frac{170}{106,02}\right) = 58,05^\circ$$

Składowa obwodowa prędkości bezwzględnej za wieńcem wirnikowym $c_{1'u_w}$:

$$\left(\Delta w_{u_w} = 368,04 \frac{m}{s}\right)$$

$$c_{1'u_w} = c_{1u} + \Delta w_{u_w} \quad (4.30)$$

$$c_{1'u_w} = 368,04 \frac{m}{s}$$

Składowa osiowa prędkości bezwzględnej za wieńcem wirnikowym:

$$c_{1'a_w} = 165 \frac{m}{s}$$

Zależność opisująca kąt zawarty pomiędzy wektorem prędkości względnej $w_{1'w}$, a wektorem prędkości obwodowej $u_{w_1'}$ ($c_{1'a_w} = 165 \frac{m}{s}$; $u_{w_1} = u_{w_1'} = u_w = 106,02 \frac{m}{s}$):

$$\beta_{1'w} = \arctg\left(\left|\frac{c_{1'a_w}}{u_w - c_{1'u_w}}\right|\right) \quad (4.31)$$

$$\beta_{1'w} = \arctg\left(\left|\frac{165}{106,02 - 368,04}\right|\right) = 32,2^\circ$$

Kąt zawarty pomiędzy wektorem prędkości bezwzględnej $c_{1'w}$, a wektorem prędkości obwodowej $u_{w_1'}$:

$$\alpha_{1'w} = \arctg\left(\frac{c_{1'a_w}}{c_{1'u_w}}\right) \quad (4.32)$$

$$\alpha_{1'w} = \arctg\left(\frac{165}{368,04}\right) = 24,1^\circ$$

Kąt skrzywienia strumienia w palisadzie:

$$\Delta\beta_w = |\beta_{1'w} - \beta_{1w}| \quad (4.33)$$

$$\Delta\beta_w = |32,2^\circ - 58,05^\circ| = 25,85^\circ$$

Prędkość bezwzględna za wieńcem wirnikowym ($c_{1'u_w} = 368,04 \frac{m}{s}$; $c_{1'a_w} = 165 \frac{m}{s}$):

$$c_{1'w} = \sqrt{c_{1aw}^2 + c_{1uw}^2} \quad (4.34)$$

$$c_{1'w} = \sqrt{165^2 + 368,04^2} = 403,33 \frac{m}{s}$$

Średnia temperatura statyczna za wieńcem wirnikowym:

$$T_{1'w} = T_1 + \rho \Delta T_{st_w} \quad (4.35)$$

gdzie:

ΔT_{st_w} – zmiana temperatury statycznej w stopniu na promieniu wewnętrznym

$$\Delta T_{st_w} = T_{1''w} - T_{1w} \quad (4.36)$$

Temperatura statyczna przed wieńcem wirnikowym:

$$(T_{1w}^* = 288,15 \text{ K}; c_{1w} = 170 \frac{m}{s}; c_p = 1004,5 \frac{J}{kg \cdot K})$$

$$T_{1w} = T_{1w}^* - \frac{c_{1w}^2}{2c_p} \quad (4.37)$$

$$T_{1w} = 288,15 - \frac{170^2}{2 \cdot 1004,5} = 273,76 \text{ K}$$

Temperatura statyczna za aparatem kierującym:

$$(T_{1''w}^* = 327 \text{ K}; c_{1''w} = 160 \frac{m}{s}; c_p = 1004,5 \frac{J}{kg \cdot K})$$

$$T_{1''w} = T_{1''w}^* - \frac{c_{1''w}^2}{2c_p} \quad (4.38)$$

$$T_{1''w} = 327 - \frac{160^2}{2 \cdot 1004,5} = 314,26 \text{ K}$$

Zatem:

$$\Delta T_{st_w} = 314,26 - 273,76 = 40,5 \text{ K}$$

Dla $\rho = 0,789$

$$T_{1'w} = 273,76 - 0,789 \cdot 40,5 = 295,33 \text{ K}$$

Prędkość dźwięku za wieńcem wirnikowym wentylatora:

$$a_{1'w} = \sqrt{\kappa R T_{1'w}} \quad (4.39)$$

$$a_{1'w} = \sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 295,33} = 344,47 \frac{m}{s}$$

Liczba Macha za wieńcem wirnikowym wentylatora ($c_{1'w} = 403,33 \frac{m}{s}$):

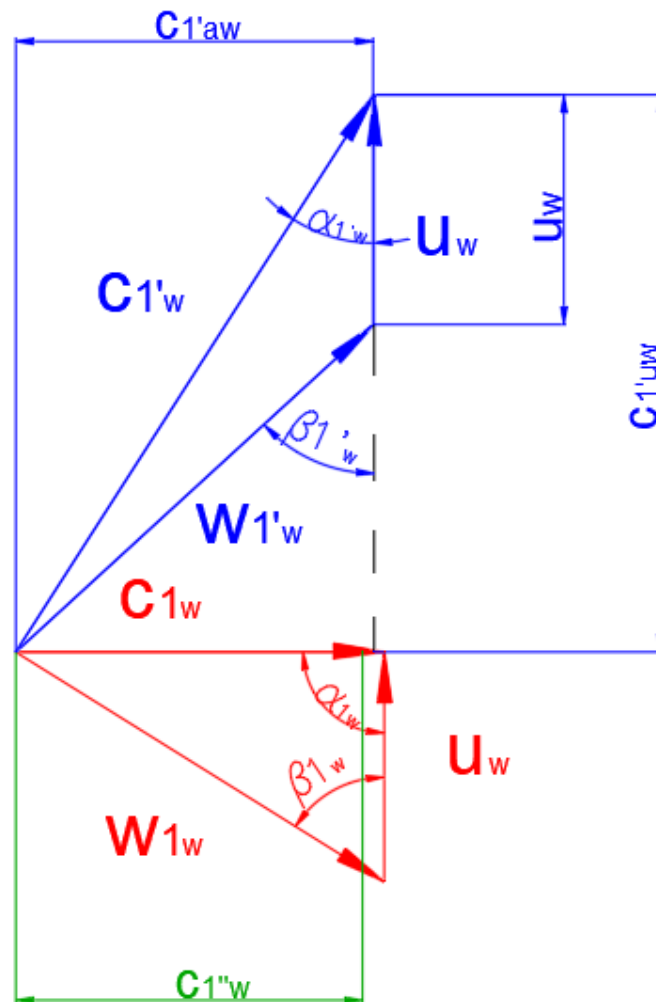
$$Ma_{1'w} = \frac{c_{1'w}}{a_{1'w}} \quad (4.40)$$

$$Ma_{1'w} = \frac{403,33}{344,47} = 1,17$$

$$c_{1w} = 170 \frac{m}{s}; c_{1''w} = 160 \frac{m}{s}; c_{1'aw} = 165 \frac{m}{s}; u_w = 106,02 \frac{m}{s}; c_{1'u_w} = 368,04 \frac{m}{s};$$

$$\alpha_{1w} = 90^\circ; \alpha_{1'w} = 24,1^\circ; \beta_{1w} = 58,05^\circ; \beta_{1'w} = 32,2^\circ; c_{1'w} = 403,33 \frac{m}{s}$$

Na rysunku 4.4 przedstawiono trójkąty prędkości w trzech rozpatrywanych przekrojach wentylatora (1 – 1, 1' – 1', 1'' – 1'').



Rys. 4.4. Trójkąty prędkości przed wieńcem wirnikowym (kolor czerwony), za wieńcem wirnikowym (kolor niebieski) oraz za aparatem kierującym (kolor zielony) na wewnętrznym promieniu.

4.3. OKREŚLENIE TRÓJKĄTÓW PRĘDKOŚCI NA PROMIENIU ZEWNĘTRZNYM

Promień względny dla promienia zewnętrznego:

$$\bar{r}_z = \frac{r_z}{r_z} \quad (4.41)$$

$$\bar{r}_z = 1$$

Prędkość obwodowa na zewnętrznym promieniu:

$$u_{z1} = 380 \frac{m}{s}$$

Zawirowanie strumienia na promieniu zewnętrznym ($l_w = 39,02 \frac{kJ}{kg}$):

$$\Delta w_{u_z} = \frac{l_w}{u_{z1}} \quad (4.42)$$

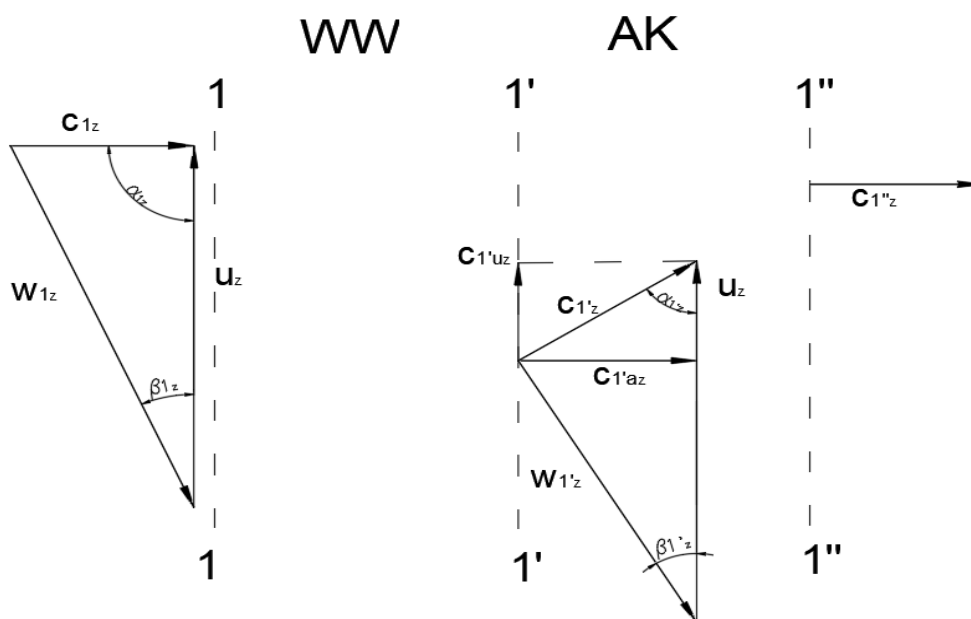
$$\Delta w_{u_z} = \frac{39\,020}{380} = 102,68 \frac{m}{s}$$

Współczynnik zawirowania definiuje wzór:

$$\mu_z = \frac{\Delta w_{u_z}}{u_{z1}} \quad (4.43)$$

$$\mu_z = \frac{102,68}{380} = 0,2702$$

Trójkąty prędkości przed wieńcem wirnikowym, za wieńcem wirnikowym oraz za aparatem kierującym na promieniu zewnętrznym zostały przedstawione na rysunku (4.5).



Rys. 4.5. Trójkąty prędkości dla poszczególnych przekrojów na promieniu zewnętrznym.

Zależność opisująca kąt zawarty pomiędzy wektorem prędkości bezwzględnej c_{1_z} , a wektorem prędkości obwodowej u_{z_1} (brak wstępnego zawirowania $\rightarrow c_{1u_z} = 0$):

$$\alpha_{1_z} = \arctg\left(\frac{c_1}{c_{1u}}\right) \quad (4.44)$$

$$\alpha_{1_z} = \arctg(\infty) = 90^\circ$$

Zależność opisująca kąt zawarty pomiędzy wektorem prędkości względnej w_{1_z} , a wektorem prędkości obwodowej u_{z_1} ($c_{1_z} = 170 \frac{m}{s}$, $u_z = 380 \frac{m}{s}$):

$$\beta_{1_z} = \arctg\left(\frac{c_{1a_z}}{u_z - c_{1u_z}}\right) \quad (4.45)$$

$$\beta_{1_z} = \arctg\left(\frac{170}{380}\right) = 24,1^\circ$$

Składowa obwodowa prędkości bezwzględnej za wieńcem wirnikowym $c_{1'u_z}$:

$$\left(\Delta w_{u_z} = 102,68 \frac{m}{s}\right)$$

$$c_{1'u_z} = c_{1u_z} + \Delta w_{u_z} \quad (4.46)$$

$$c_{1'u_z} = 102,68 \frac{m}{s}$$

Składowa osiowa prędkości bezwzględnej za wieńcem wirnikowym:

$$c_{1'a_z} = 165 \frac{m}{s}$$

Zależność opisująca kąt zawarty pomiędzy wektorem prędkości względnej $w_{1'_z}$, a wektorem prędkości obwodowej u_z ($c_{1'a_z} = 165 \frac{m}{s}$; $u_{1_z} = u_{1'_z} = u_z = 380 \frac{m}{s}$):

$$\beta_{1'_z} = \arctg\left(\frac{c_{1'a_z}}{u_z - c_{1'u_z}}\right) \quad (4.47)$$

$$\beta_{1'_z} = \arctg\left(\frac{165}{380-102,68}\right) = 30,75^\circ$$

Kąt zawarty pomiędzy wektorem prędkości bezwzględnej $c_{1'_z}$, a wektorem prędkości obwodowej u_z :

$$\alpha_{1'_z} = \arctg\left(\frac{c_{1'a_z}}{c_{1'u_z}}\right) \quad (4.48)$$

$$\alpha_{1'_z} = \arctg\left(\frac{165}{102,68}\right) = 58,1^\circ$$

Kąt skręcenia strumienia w palisadzie:

$$\Delta\beta_z = \beta_{1'_z} - \beta_{1_z} \quad (4.49)$$

$$\Delta\beta_z = 30,75^\circ - 24,1^\circ = 6,65^\circ$$

Prędkość bezwzględna za wieńcem wirnikowym ($c_{1'u_z} = 102,68 \frac{m}{s}$; $c_{1'a_z} = 165 \frac{m}{s}$):

$$c_{1'_z} = \sqrt{c_{1'a_z}^2 + c_{1'u_z}^2} \quad (4.50)$$

$$c_{1'_z} = \sqrt{165^2 + 102,68^2} = 194,34 \frac{m}{s}$$

Średnia temperatura statyczna za wieńcem wirnikowym:

$$T_{1'_z} = T_{1_z} + \rho \Delta T_{st_z} \quad (4.51)$$

gdzie:

ΔT_{st_z} – zmiana temperatury statycznej w stopniu na promieniu zewnętrznym

$$\Delta T_{st_z} = T_{1''_z} - T_{1_z} \quad (4.52)$$

Temperatura statyczna przed wieńcem wirnikowym:

$$(T_{1_z}^* = 288,15 \text{ K}; c_{1_z} = 170 \frac{m}{s}; c_p = 1004,5 \frac{J}{kg \cdot K})$$

$$T_{1_z} = T_{1_z}^* - \frac{c_{1_z}^2}{2c_p} \quad (4.53)$$

$$T_{1_z} = 273,76 \text{ K}$$

Temperatura statyczna za aparatem kierującym:

$$(T_{1'_z}^* = 327 \text{ K}; c_{1'_z} = 160 \frac{m}{s}; c_p = 1004,5 \frac{J}{kg \cdot K})$$

$$T_{1''_z} = T_{1'_z}^* - \frac{c_{1'_z}^2}{2c_p} \quad (4.54)$$

$$T_{1''_z} = 327 - \frac{160^2}{2 \cdot 1004,5} = 314,26 \text{ K}$$

Zatem:

$$\Delta T_{st_z} = 40,5 \text{ K}$$

Dla $\rho = 0,789$

$$T_{1'_z} = 295,33 \text{ K}$$

Prędkość dźwięku za wieńcem wirnikowym wentylatora:

$$a_{1'_z} = \sqrt{\kappa R T_{1'_z}} \quad (4.55)$$

$$a_{1'_z} = 344,47 \frac{m}{s}$$

Liczba Macha za wieńcem wirnikowym wentylatora ($c_{1'_z} = 194,34 \frac{m}{s}$):

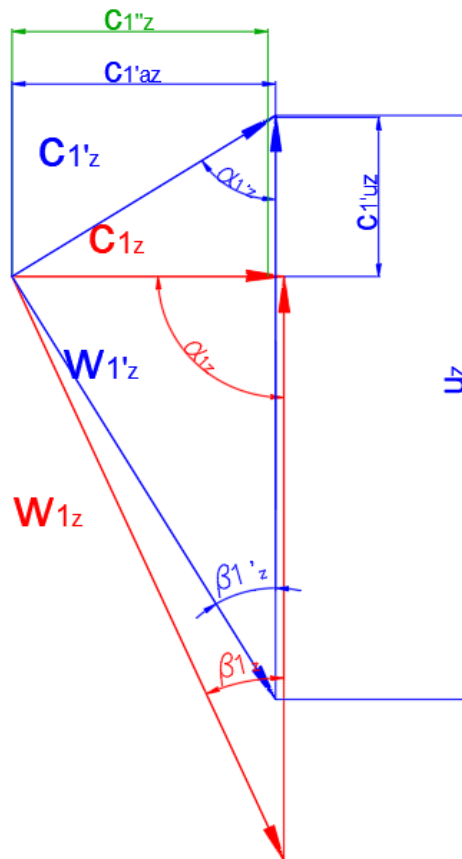
$$Ma_{1'_z} = \frac{c_{1'_z}}{a_{1'_z}} \quad (4.56)$$

$$Ma_{1'_w} = \frac{194,34}{344,47} = 0,564$$

$$c_{1_z} = 170 \frac{m}{s}; c_{1''_z} = 160 \frac{m}{s}; c_{1'_z} = 165 \frac{m}{s}; u_z = 380 \frac{m}{s}; c_{1'_u} = 102,68 \frac{m}{s};$$

$$\alpha_{1_z} = 90^\circ; \alpha_{1'_z} = 58,1^\circ; \beta_{1_z} = 24,1^\circ; \beta_{1'_z} = 30,75^\circ; c_{1'_z} = 194,34 \frac{m}{s}$$

Na rysunku 4.6 przedstawiono trójkąty prędkości w trzech rozpatrywanych przekrojach wentylatora (1 – 1, 1' – 1', 1'' – 1'').



Rys. 4.6. Trójkąty prędkości przed wieńcem wirnikowym (kolor czerwony), za wieńcem wirnikowym (kolor niebieski) oraz za aparatem kierującym (kolor zielony) na promieniu zewnętrznym.

4.4. WYKREŚLENIE PROFILU ŁOPATY WIEŃCA WIRNIKOWEGO NA PROMIENIU WEWNĘTRZNYM.

Opływanie palisad wentylatora strumieniem naddźwiękowym związane jest z powstawaniem fal uderzeniowych. Sprężanie strumienia nawet w prostopadłej fali uderzeniowej przy umiarkowanych liczbach Macha $Ma_{H_{w1}} = 1,3 - 1,5$ jest wysokosprawne, gdyż wtedy współczynnik strat spiętrzenia w fali wynosi $\sigma_{ud} = 0,9 - 0,95$. Sprężanie w układzie fal uderzeniowych jest jeszcze sprawniejsze. W ten sposób, w zakresie wymienionych prędkości strumienia, obecności fali uderzeniowej przy odpowiednim doborze parametrów profilu nie przeszkadza w osiągnięciu odpowiednio wysokiej sprawności stopnia naddźwiękowego, sięgającego rzędu $\eta \approx 0,86 - 0,9$. [3]

Profile łopaty wentylatora zostały wykreślone na trzech promieniach (wewnętrznym, średnim oraz zewnętrznym).

Dla wentylatora, w celu zwiększenia stateczności jego pracy przy zmianie kąta β_1 , wskazane jest zwiększenie wartości $\Delta\beta$ w granicach 15-20 %.

Zatem, nominalnym kątem skreślenia strumienia dla wentylatora będzie:

($\Delta\beta_w = 25,85^\circ$)

$$\Delta\beta_w^* = 1,18 \cdot \Delta\beta_w \quad (4.57)$$

$$\Delta\beta_w^* = 1,18 \cdot 25,85 = 30,5^\circ$$

Na podstawie analizy układów konstrukcyjnych dwuprzepływowych silników turbinowo odrzutowych założono:

- Liczba łopat wieńca wentylatora: $z = 22$
- Ciężka łopat wieńca wirnikowego wentylatora na wewnętrznym promieniu:
 $b_w = 0,21 \text{ m}$

Założono kąt napływu palisad: $i = -2^\circ$

Kąt wygięcia profilu na promieniu wewnętrznym:

$$\theta_w = \frac{\Delta\beta_w^* - i}{1 - m \cdot \sqrt{\frac{t_w}{b_w}}} \quad (4.58)$$

gdzie:

$$m = 0,18 + 0,23 \cdot \left(\frac{2a}{b_w}\right)^2 - 0,1 \cdot \frac{\beta_{1'_w}}{50^\circ} \quad (4.59)$$

dla $\beta_{1'_w} = 32,2^\circ$ oraz $\frac{a}{b_w} = 0,45 \rightarrow m = 0,18 + 0,23 \cdot 0,9^2 - 0,1 \cdot \frac{32,2^\circ}{50^\circ} = 0,3019$

Podziałka palisady łopat wirnika wentylatora na promieniu wewnętrznym:
($D_w = 0,698 \text{ m}$; $z = 22$)

$$t_w = \frac{\pi D_w}{z} \quad (4.60)$$

$$t_w = \frac{3,1415 \cdot 0,698}{22} = 0,099$$

Zatem kąt wygięcia profilu wynosi ($\Delta\beta_w^* = 25,85^\circ$; $i = -2^\circ$):

$$\Theta_w = \frac{30,5 + 2}{1 - 0,3019 \cdot \sqrt{\frac{0,099}{0,21}}} = 41^\circ$$

Kąt odchylenia strumienia:

$$\delta = m \cdot \Theta_w \cdot \sqrt{\frac{t_w}{b_w}} \quad (4.61)$$

$$\delta = 0,3019 \cdot 41^\circ \cdot \sqrt{\frac{0,099}{0,21}} = 8,49^\circ$$

Przedni kąt wygięcia profilu:

$$\chi_{1_w} = \Theta_w \cdot \left(1,5 - 2 \cdot \frac{a}{b_w}\right) \quad (4.62)$$

$$\chi_{1_w} = 41^\circ \cdot (1,5 - 2 \cdot 0,45) = 24,6^\circ$$

Tylny kąt wygięcia profilu:

$$\chi_{1'_w} = \Theta_w - \chi_{1_w} \quad (4.63)$$

$$\chi_{1'_w} = 41^\circ - 24,6^\circ = 16,4^\circ$$

Kąt konstrukcyjny na wejściu z palisady ($\beta_{1_w} = 58,05^\circ$; $i = -2^\circ$):

$$\beta_{1_{k_w}} = \beta_{1_w} + i \quad (4.64)$$

$$\beta_{1_{k_w}} = 56,05^\circ$$

Kąt konstrukcyjny na wyjściu z palisady ($\beta_{1'w} = 32,2^\circ; \delta = 8,49^\circ$):

$$\beta_{1'kw} = \beta_{1'w} + \delta \quad (4.65)$$

$$\beta_{1'kw} = 32,2^\circ + 8,49^\circ = 40,69^\circ$$

Kąt ustawienia profilu w palisadzie ($\beta_{1kw} = 56,05^\circ; \chi_{1w} = 24,6^\circ$):

$$\gamma = \beta_{1kw} + \chi_{1w} \quad (4.66)$$

$$\gamma = 56,05^\circ + 24,6^\circ = 80,65^\circ$$

Pod kątem γ przeprowadza się cięciwę profilu.

Badania wykazują, że korzystnymi w przypadku naddźwiękowego stopnia, są palisady wentylatorów zestawione z profilów analogicznych do profilów skrzydłowych przeznaczonych dla naddźwiękowych prędkości lotu. Profile te winny mieć małą grubość względną ($\bar{g} = 0,05 - 0,03$), z maksymalną grubością profilu odsuniętą znacznie do tyłu (na około 50 – 60 % b), w celu otrzymania ostrej krawędzi natarcia. Zaokrąglone krawędzie natarcia i spływu wykonuje się promieniom równym $r \approx (0,005 - 0,007)b$.

Zadowalające rezultaty mogą być osiągnięte przy wykorzystaniu profilów, w których linia szkieletowa składa się z dwóch łuków o różnych promieniach: [3] ($\chi_{1w} = 24,6^\circ; \chi_{1'w} = 16,4^\circ$)

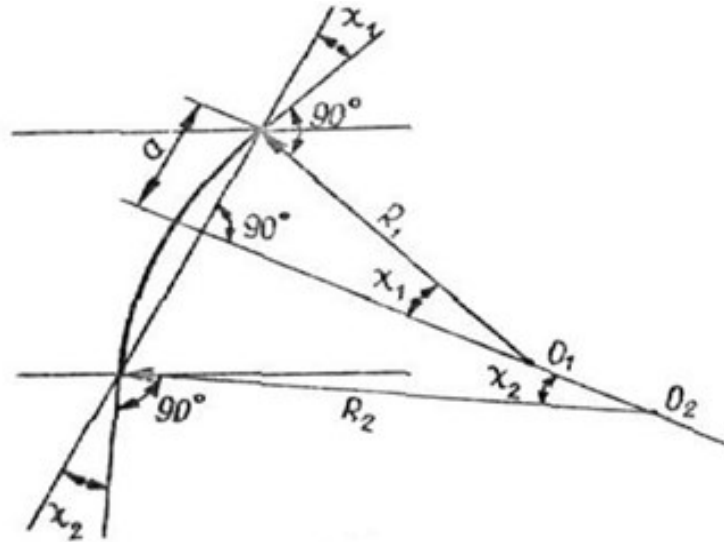
$$R_{1w} = \frac{a}{\sin \chi_{1w}} \quad (4.67)$$

$$R_{1'w} = \frac{b_w - a}{\sin \chi_{1'w}} \quad (4.68)$$

Gdzie: $a = 0,45 \cdot b_w \rightarrow a = 0,0945 \text{ m}$

Zatem: $R_{1w} = \frac{0,0945}{\sin 24,6^\circ} = 0,227 \text{ m}; R_{1'w} = \frac{0,21 - 0,0945}{\sin 16,4^\circ} = 0,409 \text{ m}$

Na rysunku 4.7 zostało przedstawiona graficzna interpretacja wygięcia linii szkieletowej.



Rys. 4.7. Wygięcie linii szkieletowej profilu według dwóch łuków o różnych promieniach [3].

Punkty O_1 i O_2 leżą na linii przecinającej cięciwę pod kątem prostym w miejscu maksymalnej strzałki ugięcia linii szkieletowej.

Maksymalna strzałka ugięcia linii szkieletowej wynosi:

$$f_w = b_w \frac{1 - \cos \frac{\Theta_w}{2}}{2 \sin \frac{\Theta_w}{2}} \quad (4.69)$$

$$f_w = 0,21 \cdot \frac{1 - \cos \frac{41^\circ}{2}}{2 \sin \frac{41^\circ}{2}} = 0,018 \text{ m}$$

Założono grubość względną profilu: $\bar{g} = 0,035$

Maksymalna grubość profilu:

$$g_w = \bar{g} \cdot b_w \quad (4.70)$$

$$g_w = 0,035 \cdot 0,21 = 0,0074 \text{ m}$$

Przy wyznaczonej maksymalnej grubości profilu, górna i dolna krzywizna profilu tworzone są łukami promieni opierającymi się na cięciwie i mającymi strzałki wygięcia odpowiednio wynoszące: $f_w - \frac{g_w}{2}$ oraz $f_w + \frac{g_w}{2}$.

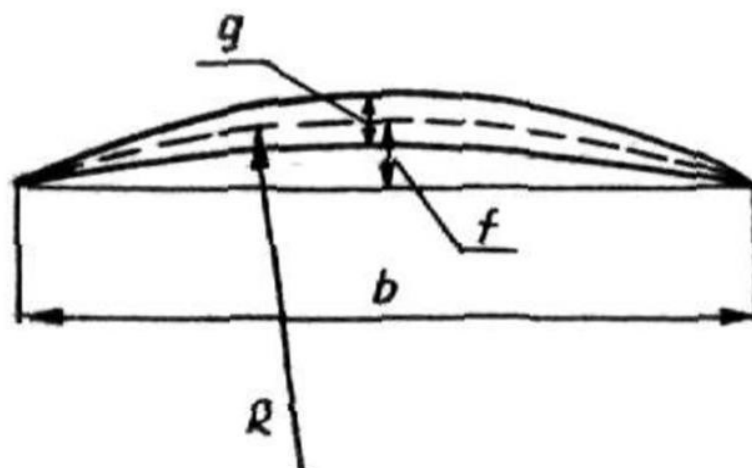
Promienie zaokrąglenia krawędzi natarcia i krawędzi spływu łopatki założono:

$$r_1 \approx r_2 = 0,0025 \cdot b_w \quad (4.71)$$

$$r_1 = 0,52 \text{ mm}$$

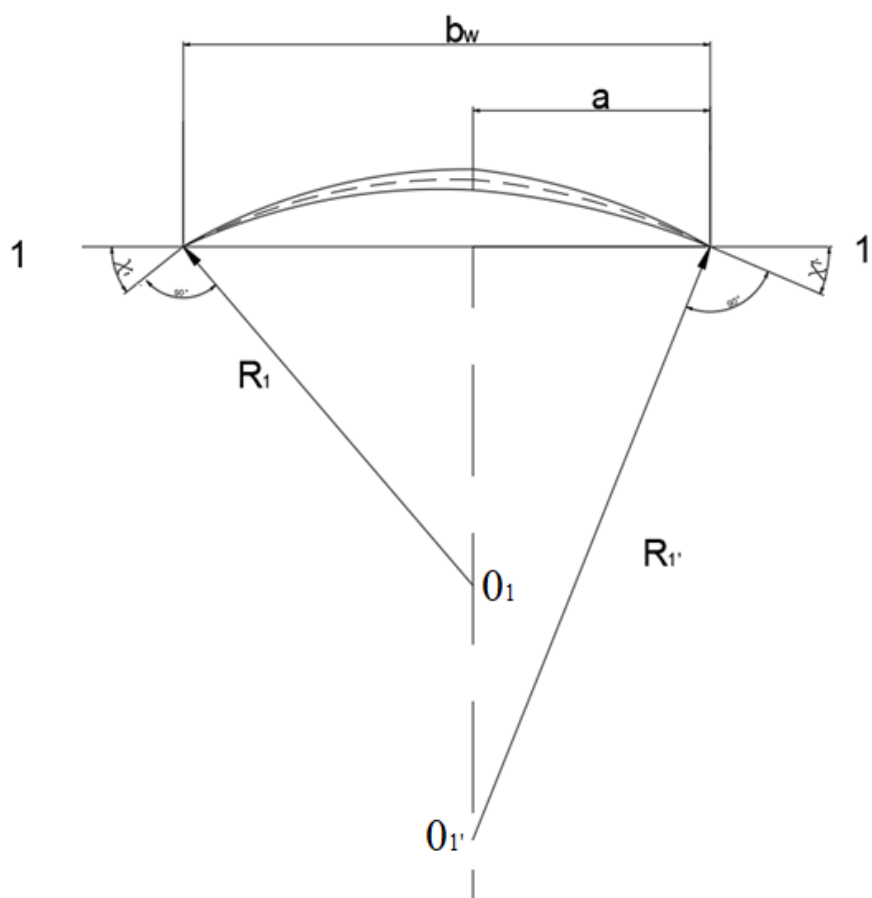
Maksymalną grubość profilu odsunięto do tyłu na 55% b_w .

Rysunek 4.8 przedstawia profil naddźwiękowy zbudowany według metody łuków dwóch okręgów.



Rys. 4.8. Profil naddźwiękowy zbudowany wg łuków dwóch okręgów.

Rys.4.9 przedstawia wykreślony profil łopaty wentylatora w wieńcu wirnikowym na promieniu wewnętrznym.



Rys. 4.9. Profil łopaty wentylatora na promieniu wewnętrznym

4.5. WYKREŚLENIE PROFILU ŁOPATY WIĘŃCA WIRNIKOWEGO NA ŚREDNIM PROMIENIU.

Nominalny kąt skręcenia strumienia:

$$(\Delta\beta_{\dot{s}r} = 18,5^\circ)$$

$$\Delta\beta_{\dot{s}r}^* = 1,18 \cdot \Delta\beta_{\dot{s}r} \quad (4.72)$$

$$\Delta\beta_{\dot{s}r}^* = 1,18 \cdot 18,5^\circ = 21,83^\circ$$

Cięciwa łopat wieńca wirnikowego wentylatora na średnim promieniu: $b_{\dot{s}r} = 0,45 \text{ m}$

Założono kąt napływu palisad: $i = -2^\circ$

Kąt wygięcia profilu:

$$\Theta_{\dot{s}r} = \frac{\Delta\beta_{\dot{s}r}^* - i}{1 - m \cdot \sqrt{\frac{t_{\dot{s}r}}{b_{\dot{s}r}}}} \quad (4.73)$$

Gdzie:

$$m = 0,18 + 0,23 \cdot \left(\frac{2a}{b_{\dot{s}r}}\right)^2 - 0,1 \cdot \frac{\beta_{1'\dot{s}r}}{50^\circ} \quad (4.74)$$

Dla $\beta_{1'\dot{s}r} = 49,85^\circ$ oraz $\frac{a}{b_{\dot{s}r}} = 0,45 \rightarrow m = 0,18 + 0,23 \cdot 0,9^2 - 0,1 \cdot \frac{49,85^\circ}{50^\circ} = 0,2666$

Podziałka palisady łopat wirnika wentylatora na średnim promieniu:

$$(D_{\dot{s}r} = 1,995 \text{ m}; z = 22)$$

$$t_{\dot{s}r} = \frac{\pi D_{\dot{s}r}}{z} \quad (4.75)$$

$$t_{\dot{s}r} = \frac{3,1415 \cdot 1,995 \text{ m}}{22} = 0,284$$

Zatem kąt wygięcia profilu wynosi ($\Delta\beta_{\dot{s}r}^* = 21,83^\circ; i = -2^\circ$):

$$\Theta_{\dot{s}r} = \frac{21,83^\circ + 2^\circ}{1 - 0,2666 \cdot \sqrt{\frac{0,284}{0,45}}} = 30,23^\circ$$

Kąt odchylenia strumienia:

$$\delta = m \cdot \Theta_{\dot{s}r} \cdot \sqrt{\frac{t_{\dot{s}r}}{b_{\dot{s}r}}} \quad (4.76)$$

$$\delta = 0,2666 \cdot 30,23^\circ \cdot \sqrt{\frac{0,284}{0,45}} = 6,4^\circ$$

Przedni kąt wygięcia profilu:

$$\chi_{1\dot{s}r} = \Theta_{\dot{s}r} \cdot \left(1,5 - 2 \cdot \frac{a}{b_{\dot{s}r}}\right) \quad (4.77)$$

$$\chi_{1\dot{s}r} = 30,23^\circ \cdot (1,5 - 2 \cdot 0,45) = 18,14^\circ$$

Tylne kąt wygięcia profilu:

$$\chi_{1'\dot{s}r} = \Theta_{\dot{s}r} - \chi_{1\dot{s}r} \quad (4.78)$$

$$\chi_{1'\dot{s}r} = 30,23^\circ - 18,14^\circ = 11,83^\circ$$

Kąt konstrukcyjny na wejściu z palisady ($\beta_{1\dot{s}r} = 31,35^\circ; i = -2^\circ$):

$$\beta_{1k\dot{s}r} = \beta_{1\dot{s}r} + i \quad (4.79)$$

$$\beta_{1k\dot{s}r} = 29,35^\circ$$

Kąt konstrukcyjny na wyjściu z palisady ($\beta_{1'\dot{s}r} = 49,85^\circ; \delta = 6,4^\circ$):

$$\beta_{1'k\dot{s}r} = \beta_{1'\dot{s}r} + \delta \quad (4.80)$$

$$\beta_{1'k\dot{s}r} = 49,85^\circ + 6,4^\circ = 56,25^\circ$$

Kąt ustawienia profilu w palisadzie ($\beta_{1k\dot{s}r} = 29,35^\circ; \chi_{1\dot{s}r} = 18,14^\circ$):

$$\gamma = \beta_{1\dot{s}r} + \chi_{1\dot{s}r} \quad (4.81)$$

$$\gamma = 29,35^\circ + 18,14^\circ = 47,49^\circ$$

Promień łuków tworzących szkieletową profilu:

$$R_{1\dot{s}r} = \frac{a}{\sin \chi_{1\dot{s}r}} \quad (4.82)$$

$$R_{1'\dot{s}r} = \frac{b_{\dot{s}r} - a}{\sin \chi_{1'\dot{s}r}} \quad (4.83)$$

Gdzie:

$$a = 0,45 \cdot b_{\dot{s}r} \rightarrow a = 0,45 \cdot 0,45 = 0,2025 \text{ m}$$

Zatem:
$$R_{1_{\dot{s}r}} = \frac{0,2025}{\sin 18,14^\circ} = 0,65 \text{ m}; R_{1'_{\dot{s}r}} = \frac{0,45-0,2025}{\sin 11,83^\circ} = 1,207 \text{ m}$$

Maksymalna strzałka ugięcia linii szkieletowej wynosi:

$$f_{\dot{s}r} = b_{\dot{s}r} \frac{1 - \cos \frac{\Theta_{\dot{s}r}}{2}}{2 \sin \frac{\Theta_{\dot{s}r}}{2}} \quad (4.84)$$

$$f_{\dot{s}r} = 0,45 \cdot \frac{1 - \cos \frac{30,23^\circ}{2}}{2 \sin \frac{30,23^\circ}{2}} = 0,029 \text{ m}$$

Założono grubość względną profilu: $\bar{g} = 0,035$

Maksymalna grubość profilu:

$$g_{\dot{s}r} = \bar{g} \cdot b_{\dot{s}r} \quad (4.85)$$

$$g_{\dot{s}r} = 0,035 \cdot 0,2 = 0,016 \text{ m}$$

Przy wyznaczonej maksymalnej grubości profilu, górna i dolna krzywizna profilu tworzone są łukami promieni opierającymi się na cięciwie i mającymi strzałki wygięcia odpowiednio wynoszące: $f_{\dot{s}r} - \frac{g_{\dot{s}r}}{2}$ oraz $f_{\dot{s}r} + \frac{g_{\dot{s}r}}{2}$.

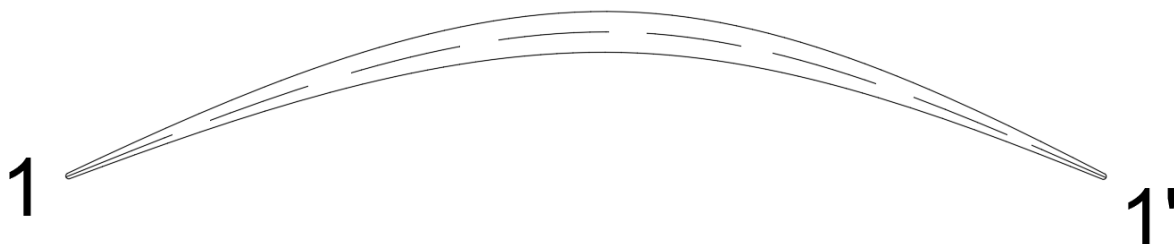
Promienie zaokrąglenia krawędzi natarcia i krawędzi spływu łopatki założono:

$$r_1 \approx r_2 = 0,0025 \cdot b_{\dot{s}r} \quad (4.86)$$

$$r_1 = 1,125 \text{ mm}$$

Maksymalną grubość profilu odsunięto do tyłu na 55% $b_{\dot{s}r}$.

Rys.4.9 przedstawia wykreślony profil łopaty wentylatora w wieńcu wirnikowym na średnim promieniu.



Rys. 4.9. Profil łopaty wentylatora na średnim promieniu.

4.6. WYKREŚLENIE PROFILU ŁOPATY WIEŃCA WIRNIKOWEGO NA PROMIENIU ZEWNĘTRZNYM

Nominalny kąt skręcenia strumienia:

$$(\Delta\beta_z = 6,65^\circ)$$

$$\Delta\beta_z^* = 1,18 \cdot \Delta\beta_z \quad (4.87)$$

$$\Delta\beta_z^* = 1,18^\circ \cdot 6,65^\circ = 7,85^\circ$$

Cięciwa łopat wieńca wirnikowego wentylatora na średnim promieniu: $b_z = 0,3 \text{ m}$

Założono kąt napływu palisad: $i = -2^\circ$

Kąt wygięcia profilu:

$$\Theta_z = \frac{\Delta\beta_z^* - i}{1 - m \cdot \sqrt{\frac{t_z}{b_z}}} \quad (4.88)$$

Gdzie:

$$m = 0,18 + 0,23 \cdot \left(\frac{2a}{b_z}\right)^2 - 0,1 \cdot \frac{\beta_{1z}'}{50^\circ} \quad (4.89)$$

$$\text{Dla } \beta_{1z}' = 30,75^\circ \text{ oraz } \frac{a}{b_z} = 0,45 \rightarrow m = 0,18 + 0,23 \cdot (0,9)^2 - 0,1 \cdot \frac{30,75^\circ}{50^\circ} = 0,3048$$

Podziałka palisady łopat wirnika wentylatora na średnim promieniu:

$$(D_z = 2,493 \text{ m}; z = 22)$$

$$t_z = \frac{\pi D_z}{z} \quad (4.90)$$

$$t_z = \frac{3,1415 \cdot 2,493}{22} = 0,887$$

Zatem kąt wygięcia profilu wynosi $(\Delta\beta_z^* = 7,85^\circ; i = -2^\circ)$:

$$\Theta_z = \frac{7,85^\circ + 2^\circ}{1 - 0,3048 \cdot \sqrt{\frac{0,887}{0,3}}} = 20,69^\circ$$

Kąt odchylenia strumienia:

$$\delta = m \cdot \Theta_z \cdot \sqrt{\frac{t_z}{b_z}} \quad (4.91)$$

$$\delta = 0,3048 \cdot 20,69^\circ \cdot \sqrt{\frac{0,887}{0,3}} = 10,84^\circ$$

Przedni kąt wygięcia profilu:

$$\chi_{1_z} = \Theta_z \cdot \left(1,5 - 2 \cdot \frac{a}{b_z}\right) \quad (4.92)$$

$$\chi_{1_z} = 20,69^\circ \cdot (1,5 - 2 \cdot 0,45) = 12,41^\circ$$

Tylony kąt wygięcia profilu:

$$\chi_{1'_z} = \Theta_z - \chi_{1_z} \quad (4.93)$$

$$\chi_{1'_z} = 20,69^\circ - 12,41^\circ = 8,28^\circ$$

Kąt konstrukcyjny na wejściu z palisady ($\beta_{1_z} = 24,1^\circ; i = -2^\circ$):

$$\beta_{1_{k_z}} = \beta_{1_z} + i \quad (4.94)$$

$$\beta_{1_{k_z}} = 26,1^\circ$$

Kąt konstrukcyjny na wyjściu z palisady ($\beta_{1'_z} = 30,75^\circ; \delta = 10,84^\circ$):

$$\beta_{1'_{k_z}} = \beta_{1'_z} + \delta \quad (4.95)$$

$$\beta_{1'_{k_z}} = 30,75^\circ + 10,84^\circ = 41,59^\circ$$

Kąt ustawienia profilu w palisadzie ($\beta_{1_{k_z}} = 26,1^\circ; \chi_{1_z} = 12,41^\circ$):

$$\gamma = \beta_{1_{k_z}} + \chi_{1_z} \quad (4.96)$$

$$\gamma = 26,1^\circ + 12,41^\circ = 38,51^\circ$$

Promień łuków tworzących szkieletową:

$$R_{1_z} = \frac{a}{\sin \chi_{1_z}} \quad (4.97)$$

$$R_{1'_z} = \frac{b_z - a}{\sin \chi_{1'_z}} \quad (4.98)$$

Gdzie:

$$a = 0,45 \cdot b_z \rightarrow a = 0,135 \text{ m}$$

Zatem: $R_{1z} = \frac{0,135}{\sin 12,41^\circ} = 0,628 \text{ m}; R_{1'z} = \frac{0,3-0,135}{\sin 8,28^\circ} = 1,145 \text{ m}$

Maksymalna strzałka ugięcia linii szkieletowej wynosi:

$$f_z = b_z \frac{1 - \cos \frac{\theta_z}{2}}{2 \sin \frac{\theta_z}{2}} \quad (4.99)$$

$$f_z = 0,3 \frac{1 - \cos \frac{20,69^\circ}{2}}{2 \sin \frac{20,69^\circ}{2}} = 0,0135 \text{ m}$$

Założono grubość względną profilu: $\bar{g} = 0,035$

Maksymalna grubość profilu:

$$g_z = \bar{g} \cdot b_z \quad (4.100)$$

$$g_z = 0,0105 \text{ m}$$

Przy wyznaczonej maksymalnej grubości profilu, górna i dolna krzywizna profilu tworzone są łukami promieni opierającymi się na cięciwie i mającymi strzałki wygięcia odpowiednio wynoszące: $f_z - \frac{g_z}{2}$ oraz $f_z + \frac{g_z}{2}$.

Promienie zaokrąglenia krawędzi natarcia i krawędzi spływu łopatki założono:

$$r_1 \approx r_2 = 0,0025 \cdot b_z \quad (4.101)$$

$$r_1 = 0,75 \text{ mm}$$

Maksymalną grubość profilu odsunięto do tyłu na 45% b_z .

Rysunek 4.10 przedstawia wykreślony profil łopaty wentylatora w wieńcu wirnikowym na promieniu zewnętrznym.



Rys. 4.10. Schematyczny rysunek profilu łopaty wentylatora.

4.7. WYKREŚLENIE PROFILI ŁOPATY WIĘŃCA DYFUZOROWEGO WENTYLATORA

Obliczenia pozwalające wykreślić profil wieńca dyfuzorowego (aparatu kierującego), przeprowadza się w analogiczny sposób jak dla wieńca.

W celu uniknięcia drgań rezonansowych, liczny łopat wieńca wirnika i wieńca dyfuzorowego nie powinny być wielokrotnościami.

- Liczba łopat aparatu kierującego: $z_{AK} = 21$
- Kąt napływu palisad $i = 0^\circ$
- Grubość względna profilu $\bar{g} = 0,04$

Z racji analogii przeprowadzanych obliczeń, sporządzono tabelę (4.1) zawierającą wyniki obliczeń dla wieńca dyfuzorowego na promieniu wewnętrznym, średnim oraz zewnętrznym, niezbędne do wykreślenia profili.

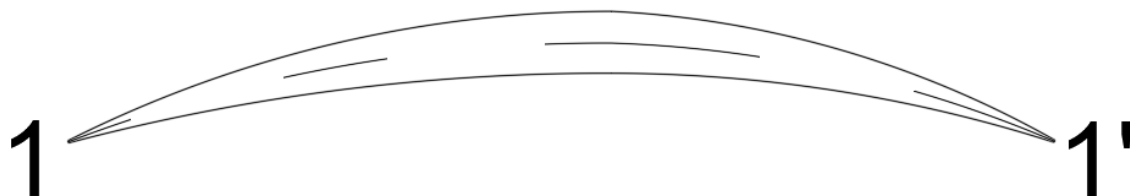
Tab. 4.1. Dane wynikowe dla poszczególnych promieni.

L.p.	Wielkość	r_w	r_{sr}	r_z
1	b	0.16	0.2	0.22
2	m	0.1863	0.1863	0.1863
3	t_{srAK}	0.104	0.274	0.373
4	$\Delta\beta_{1'}$	18.63°	30.09°	43.72°
5	$\Delta\beta_{1'}^*$	21.98°	35.5°	51.59°
6	Θ_{AK}	25.86°	45.39°	68.11°
7	δ	3.88°	9.89°	16.52°
8	χ_1	15.52°	27.23°	40.86°
9	$\chi_{1'}$	10.34°	18.16°	27.25°
10	$\beta_{1'_k}$	32.2°	49.88°	30.75°
11	$\beta_{1'_k}$	36.08°	59.77°	47.27°
12	γ	47.72°	77.11°	71.61°
13	R_1	0.269 m	0.196 m	0.151 m
14	$R_{1'}$	0.49 m	0.353 m	0.264 m
15	f	9 mm	20 mm	33 mm
16	g	6.4 mm	8 mm	8.8 mm
17	r_1	1.6 mm	2 mm	2.2 mm

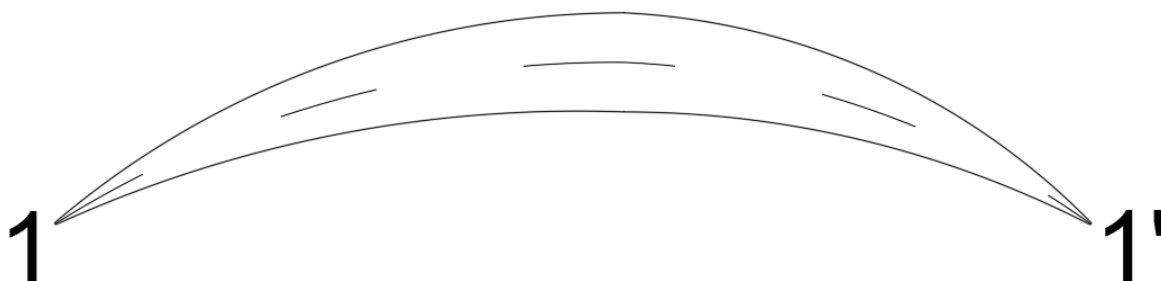
Na podstawie danych z tabeli 4.1 wykreślono profile łopaty wieńca dyfuzorowego dla trzech promieni (rys.4.11, rys.4.12 oraz rys.4.13).



Rys. 4.11. Schematyczny rysunek profilu łopaty AK wentylatora na promieniu wewnętrznym.



Rys. 4.12. Schematyczny rysunek profilu łopaty AK wentylatora na średnim promieniu.



Rys. 4.13. Schematyczny rysunek profilu łopaty AK wentylatora na promieniu zewnętrznym.

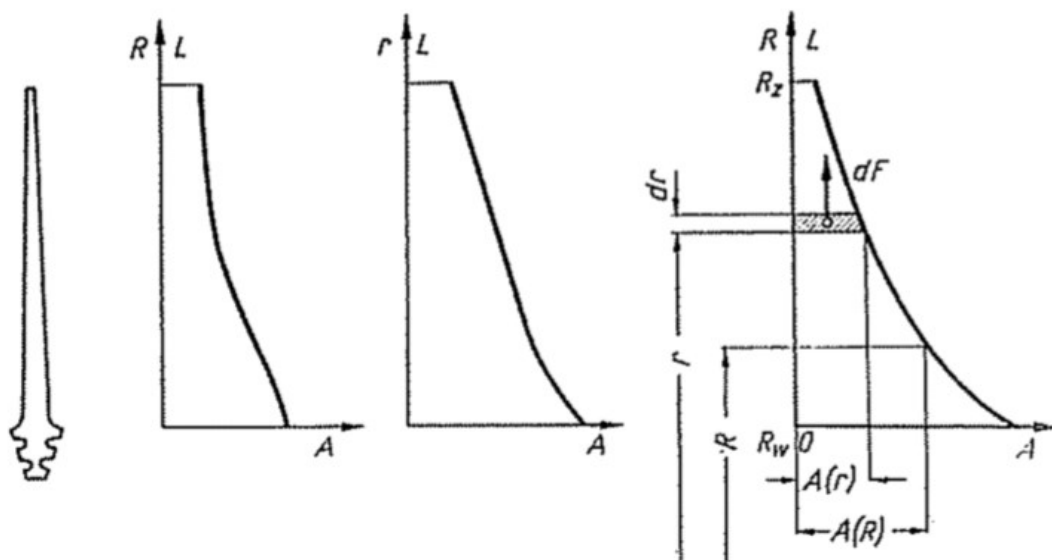
Odległość między wieńcami w stopniu dobiera się w granicach $(0,15 - 0,25)b$, co daje najmniejsze wymiary osiowe sprężarki przy dopuszczalnej nierównomierności strumienia na wejściu do następnego elementu.

5.OBLICZENIA WYTRZYMAŁOŚCIOWE ŁOPAT WIRNIKOWYCH, ZAMKÓW I TARCZY WENTYLATORA NA ROZCIĄGANIE SIŁĄ MASOWĄ.

Obliczenia wytrzymałościowe są niezbędne do sprawdzenia, czy dany materiał będzie odpowiedni dla projektowanej konstrukcji, i czy dana maszyna bądź urządzenie wytrzyma generowane naprężenia wynikające z sił, które są powszechnym czynnikiem podczas eksploatacji. W tym rozdziale skupiono się na obliczeniach wytrzymałościowych łopat wirnikowych, zamków i tarczy wentylatora na rozciąganie siłą masową.

5.1. OBLICZENIA WYTRZYMAŁOŚCIOWE ŁOPAT WIRNIKA WENTYLATORA NA ROZCIĄGANIE SIŁĄ MASOWĄ.

Obciążenia decydujące o wartości maksymalnych naprężeń w łopatkach wirnikowych stanowią siły odśrodkowe bezwładności, działające na ich masę. Siły odśrodkowe bezwładności wywołują w łopatkach naprężenia rozciągające, których wartości są zmienne wzdłuż pióra. Na rysunku 4.1 przedstawiono łopatkę wirnikową oraz charakterystyczne dla łopat wentylatorowych przebiegi zmian wartości przekrojów poprzecznych łopatek, w zależności od długości piór. [4]



Rys. 5.1. Rozkłady przekrojów poprzecznych łopatek wirnikowych. [4]

Elementarną siłę określa zależność:

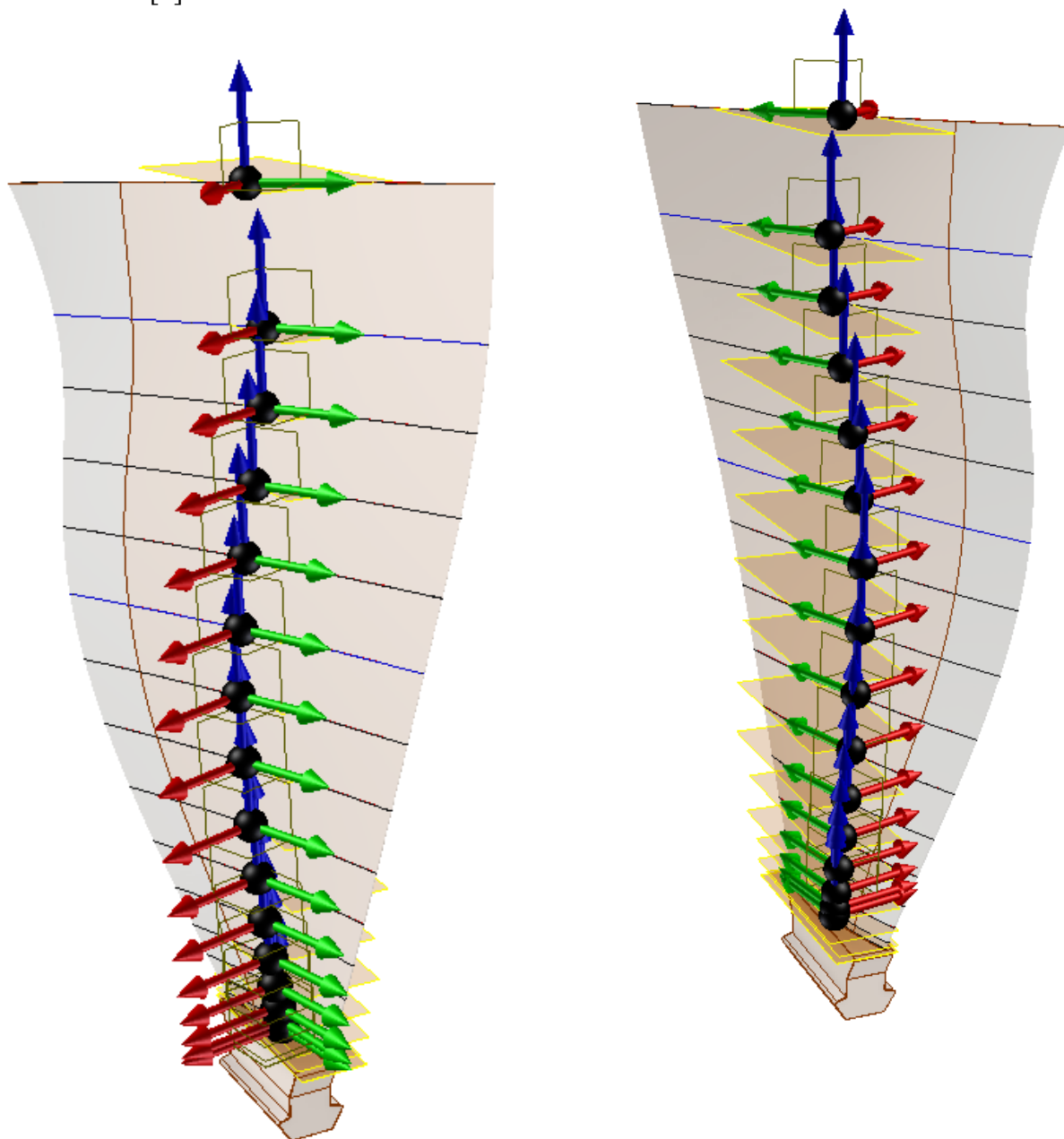
$$dF = dm \cdot r \cdot \omega^2 \cdot A(r) \cdot r \cdot dr \quad (5.1)$$

W celu wyznaczenia naprężeń rozciągających w dowolnym przekroju \$A(R)\$ na promieniu \$R\$ wirnika, należy wyznaczyć sumaryczną siłę odśrodkową \$F(R)\$ działającą na część pióra łopatki, znajdującą się powyżej promienia \$R\$ i podzielić jej wartość przez przekrój \$A(R)\$ łopatki na tym promieniu:

$$\sigma(R) = \frac{1}{A(R)} \int_R^{R_1} dF = \rho \cdot \omega^2 \cdot \frac{1}{A(R)} \int_R^{R_1} A(r) \cdot r \cdot dr \quad (5.2)$$

Ze względu na wzajemne wpływy czynników konstrukcyjnych, przepływowych, wytrzymałościowych, dynamicznych i wreszcie technicznych na wynikowy przebieg zmian powierzchni przekrojów poprzecznych piór łopatek wirnikowych, przebiegów tych nie można opisać zależnością analityczną; są one przedstawione w postaci odpowiedniej tabeli. W takim przypadku, z dostateczną dokładnością, dla celów projektowych, wykorzystuje się w obliczeniach wytrzymałościowych piór łopatek wirnikowych metody przybliżone.

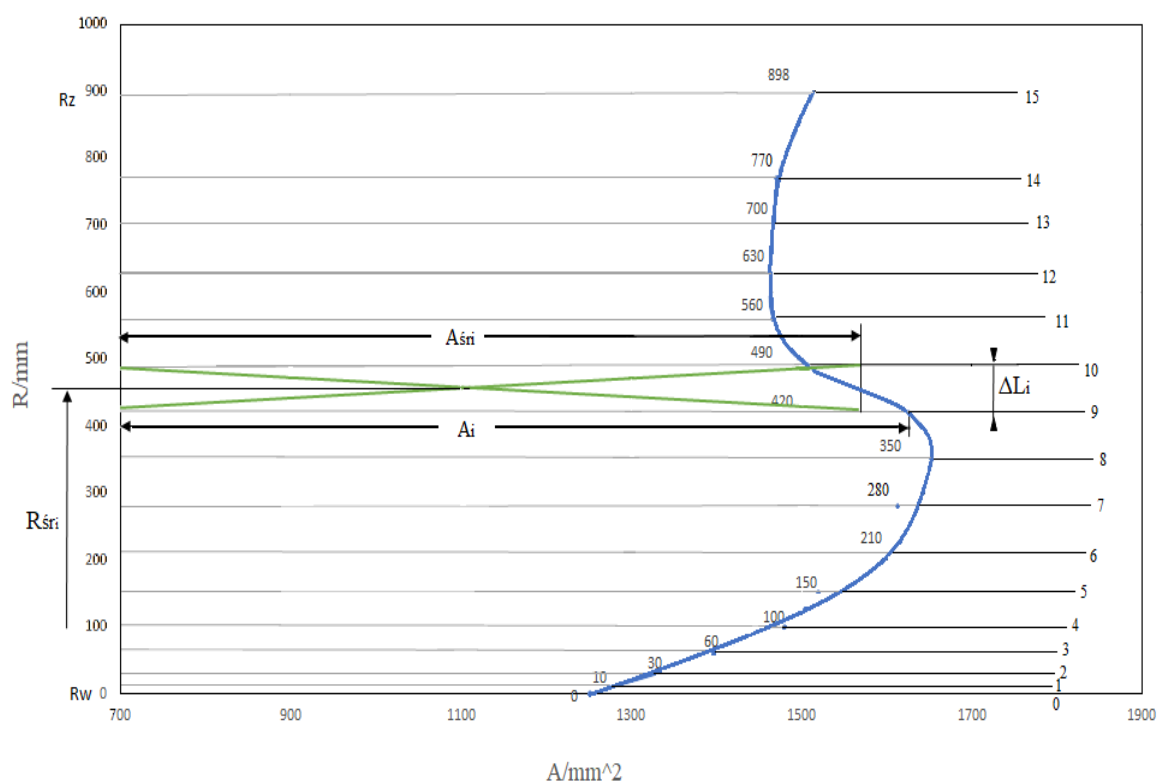
Na podstawie tabelarycznego zestawienia przekrojów (Tab. 5.1) sporządzono wykres rozkładu przekrojów poprzecznych wzdłuż pióra (rys.5.3). Przekroje łopaty wieńca wirnikowego (rys.5.2) zagęszczono w pobliżu podstawy pióra ze względu na większą intensywność zmian w tym obszarze. [4]



Rys. 5.2. Przekroje wzdłuż rozpiętości łopaty wieńca wirnikowego

Tab. 5.1. Zestawienie średnich wartości przekrojów, odległości między poszczególnymi przekrojami oraz odległości poszczególnych płaszczyzn od powierzchni podstawy pióra.

L.p	A _{śr i}	ΔL _i	R _{śr i}
	mm ²	mm	mm
0 - 1	1264	10	5
1 - 2	1302	20	20
2 - 3	1363	30	45
3 - 4	1440	40	80
4 - 5	1501	50	125
5 - 6	1566	60	180
6 - 7	1612	70	249
7 - 8	1633	70	315
8 - 9	1640	70	390
9 - 10	1567	70	460
10 - 11	1488	70	530
11 - 12	1466	70	595
12 - 13	1467	70	665
13 - 14	1471	70	740
14 - 15	1492	70	840



Rys. 5.3. Rozkład pól powierzchni przekrojów poprzecznych łopaty wieńca wirnikowego wentylatora.

Dla poszczególnych odcinków (od 0-1 do 14-15) pióra łopaty uśredniono powierzchnię przekroju poprzecznego. Następnie wyznaczono objętość tego odcinka oraz jego masę.

Obliczenia naprężeń przeprowadza się, zaczynając od przekroju najbliższego wierzchołkowi łopaty (w tym przypadku jest to przekrój 15). Dla każdego odcinka pióra łopaty uśrednia się powierzchnię, wyznacza się objętość tego odcinka, a następnie jego masę.

Siłę działającą na odcinek pióra opisuje następujący wzór:

$$F_{(0-1)} = \rho \cdot \omega^2 \cdot A_{\dot{s}r(0-1)} \cdot \Delta L_{(0-1)} \cdot R_{\dot{s}r(0-1)} \quad (5.3)$$

gdzie: $R_{\dot{s}r(0-1)}$ – promień środka masy rozważanego odcinka pióra łopaty

$A_{\dot{s}r(0-1)}$ – średnia wartość powierzchni przekroju poprzecznego odcinka pióra łopaty ograniczonego płaszczyznami 0 i 1

Naprężenie w przekroju 1 łopatki można wyznaczyć z zależności:

$$\sigma(F_1) = \frac{F_{(0-1)}}{A_1} = \rho \cdot \omega^2 \cdot \frac{A_{\dot{s}r(0-1)}}{A_1} \cdot \Delta L_{(0-1)} \cdot R_{\dot{s}r(0-1)} \quad (5.4)$$

W celu wyznaczenia naprężeń o największej wartości należy obliczyć siły odśrodkowe bezwładności działające na wszystkie odcinki i podzielić je przez pole powierzchni przekroju podstawy pióra ($A_p = A_0 = 1252 \text{ mm}^2$). Ogólna zależność na naprężenia w dowolnym przekroju i ma postać:

$$\sigma(A_i) = \frac{1}{A_i} \sum_{i=1}^{i=n} F_i = \rho \cdot \omega^2 \cdot \frac{1}{A_i} \cdot \sum_{i=1}^{i=n} A_{\dot{s}r_i} \cdot \Delta L_{(i)} \cdot R_{\dot{s}r(i)} \quad (5.5)$$

Zatem dla przekroju przy podstawie pióra łopaty (przekrój ostatni licząc od wierzchołka pióra – przekrój 0) zależność przyjmuje następującą postać:

$$\sigma(A_p) = \frac{1}{A_p} \sum_{i=1}^{i=15} F_i = \rho \cdot \omega^2 \cdot \frac{1}{A_p} \cdot \sum_{i=1}^{i=15} A_{\dot{s}r_i} \cdot \Delta L_{(i)} \cdot R_{\dot{s}r(i)} \quad (5.6)$$

Założono, że cała łopata jest wykonana z jednorodnego materiału, jakim jest tytan. Gęstość tytanu wynosi $\rho_{Ti} = 4,506 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3}$.

Prędkość kątową wieńca wirnikowego wentylatora można wyliczyć z następującej zależności:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \quad (5.7)$$

Jeśli prędkość obrotowa wieńca wirnikowego wyznaczona w rozdziale 3 (wzór (3.13)) wynosi $n = 2912 \frac{\text{obr}}{\text{min}}$, to prędkość kątowa osiąga wartość:

$$\omega = \frac{3,1415 \cdot 2912}{30} = 305 \frac{1}{\text{s}}$$

Napężenia w przekroju podstawy wynoszą:

$$\begin{aligned}\sigma_{obl} &= \sigma(A_p) = \rho \cdot \omega^2 \cdot \frac{1}{A_p} \cdot \sum_{i=1}^{i=15} A_{sr_i} \cdot \Delta L_{(i)} \cdot R_{sr_{(i)}} = \\ &= \rho \cdot \omega^2 \cdot \frac{1}{A_p} \cdot [(A_{sr_{14-15}} \cdot \Delta L_{14-15} \cdot R_{sr_{14-15}}) + (A_{sr_{13-14}} \cdot \Delta L_{13-14} \cdot R_{sr_{13-14}}) \\ &\quad + (A_{sr_{12-13}} \cdot \Delta L_{12-13} \cdot R_{sr_{12-13}}) + (A_{sr_{11-12}} \cdot \Delta L_{11-12} \cdot R_{sr_{11-12}}) \\ &\quad + (A_{sr_{10-11}} \cdot \Delta L_{10-11} \cdot R_{sr_{10-11}}) + (A_{sr_{9-10}} \cdot \Delta L_{9-10} \cdot R_{sr_{9-10}}) \\ &\quad + (A_{sr_{8-9}} \cdot \Delta L_{8-9} \cdot R_{sr_{8-9}}) + (A_{sr_{7-8}} \cdot \Delta L_{7-8} \cdot R_{sr_{7-8}}) + (A_{sr_{6-7}} \cdot \Delta L_{6-7} \cdot R_{sr_{6-7}}) \\ &\quad + (A_{sr_{5-6}} \cdot \Delta L_{5-6} \cdot R_{sr_{5-6}}) + (A_{sr_{4-5}} \cdot \Delta L_{4-5} \cdot R_{sr_{4-5}}) + (A_{sr_{3-4}} \cdot \Delta L_{3-4} \cdot R_{sr_{3-4}}) \\ &\quad + (A_{sr_{2-3}} \cdot \Delta L_{2-3} \cdot R_{sr_{2-3}}) + (A_{sr_{1-2}} \cdot \Delta L_{1-2} \cdot R_{sr_{1-2}}) \\ &\quad + (A_{sr_{0-1}} \cdot \Delta L_{0-1} \cdot R_{sr_{0-1}})] \\ \sigma_{obl} &= \sigma(A_p) = \frac{1}{1252} \cdot 4,506 \cdot 305^2 \cdot 10^{-3} \\ &\quad \cdot [(1492 \cdot 70 \cdot 840) + (1471 \cdot 70 \cdot 740) + (1467 \cdot 70 \cdot 665) + (1466 \cdot 70 \cdot 595) \\ &\quad + (1488 \cdot 70 \cdot 530) + (1567 \cdot 70 \cdot 460) + (1640 \cdot 70 \cdot 390) + (1633 \cdot 70 \cdot 315) \\ &\quad + (1612 \cdot 70 \cdot 249) + (1566 \cdot 60 \cdot 180) + (1501 \cdot 50 \cdot 125) + (1440 \cdot 40 \cdot 80) \\ &\quad + (1363 \cdot 30 \cdot 45) + (1302 \cdot 20 \cdot 20) + (1264 \cdot 10 \cdot 5)] = 181,153 \text{ MPa}\end{aligned}$$

$$\sigma_{obl} = 181,153 \text{ MPa}$$

Współczynnik bezpieczeństwa definiuje następujący wzór $\nu = \frac{\sigma_{dop}}{\sigma_{obl}}$

σ_{dop} – napężenia dopuszczalne

σ_{max} – napężenia maksymalne

Dla tytanu granica proporcjonalności (granica stosowalności prawa Hooke'a) wynosi:

$$R_{H_{Ti}} = 800 \text{ MPa}$$

zakłada się, że:

$$\sigma_{dop} \approx R_H$$

zatem wzór określający współczynnik bezpieczeństwa przyjmuje następującą postać:

$$\nu = \frac{R_H}{\sigma_{obl}} \quad (5.8)$$

$$\nu = \frac{800}{181,153} = 4,41$$

Konstrukcje lotnicze charakteryzują się $\nu = 1,5$. Łopaty wentylatora są narażone na zderzenia z ciałami obcymi (ptactwo) podczas pracy, dlatego też współczynnik bezpieczeństwa osiągnął tak sporą wartość.

Zakłada się napężenia dopuszczalne na rozciąganie jednostronnie tętniące:

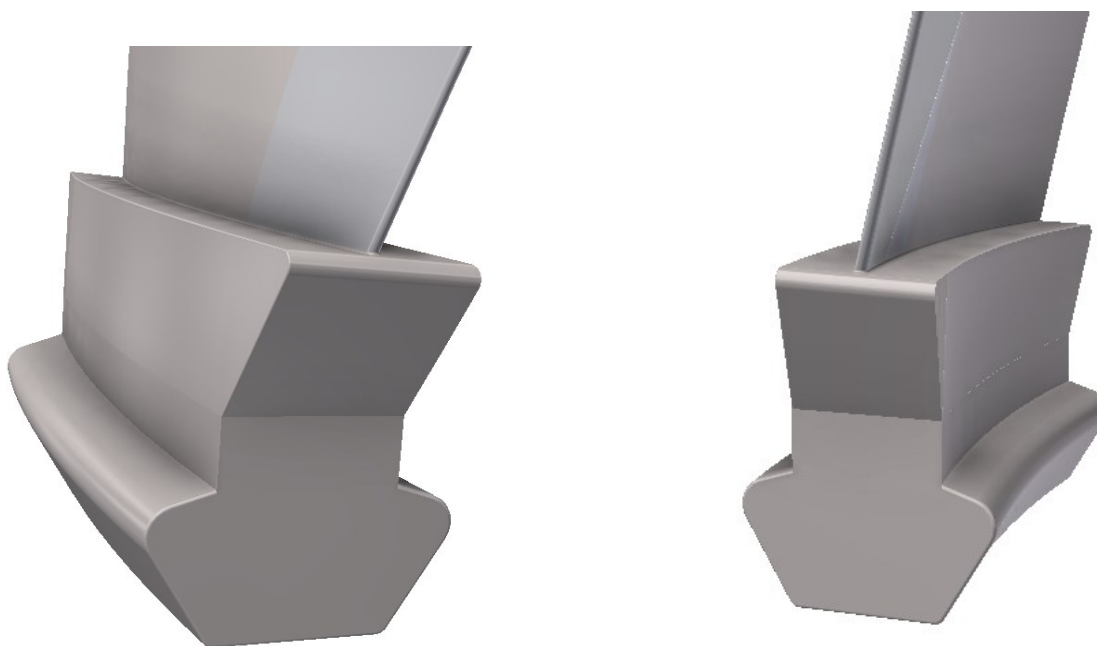
$$\sigma_{dop_{r_j}} = 0,35 \cdot R_H \quad (5.9)$$

$$\sigma_{dop_{r_j}} = 0,35 \cdot 800 = 280 \text{ MPa}$$

Dla $\sigma_{obl} = 181,153 \text{ MPa}$ warunek wytrzymałościowy $\sigma_{obl} \leq \sigma_{dop}$ został spełniony.

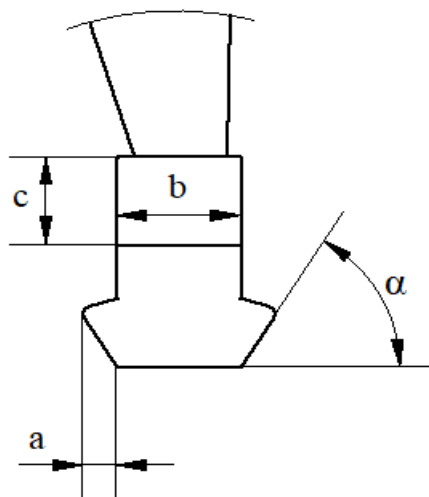
5.2. OBLICZENIA WYTRZYMAŁOŚCIOWE ZAMKÓW WENTYLATORA NA ROZCIĄGANIE SIŁĄ MASOWĄ.

Łopatkki wirnikowe wentylatora są połączone z tarczami nośnymi za pomocą tzw. zamków, stanowiących jednolitą całość z piórami łopatek. Wszystkie obciążenia działające na łopatki, są przenoszone na tarcze nośne wirników za pośrednictwem zamków. W ramach pracy zaprojektowano zamek trapezowy (rys.5.4).



Rys. 5.4. Zamek trapezowy łopaty wieńca wirnikowego wentylatora.

Zamki łopat oblicza się, wyznaczając wartości nacisków powierzchniowych i naprężeń rozciągających. Do obliczeń wytrzymałościowych zamka łopaty wieńca wirnikowego wentylatora niezbędne są charakterystyczne wymiary, przedstawione na rysunku 5.5.



Rys. 5.5. Charakterystyczne wymiary zamka łopaty wentylatora.

$$a = 17 \text{ mm}; b = 43 \text{ mm}; c = 40 \text{ mm}; \alpha = 58^\circ$$

Obliczenia zamków trapezowych przeprowadza się analogicznie jak dla zamków prostokątnych, uwzględniając jedynie nachylenie płaszczyzn styku zamka łopatki z tarczą; przy nachyleniu występuje zwiększenie nacisków, w porównaniu z zamkiem prostokątnym, z uwagi na tzw. działanie klina. [4]

Naciski powierzchniowe wyznacza poniższa zależność:

$$p = \frac{F_\Sigma}{2 \cdot a \cdot l} \quad (5.10)$$

gdzie:

F_Σ – całkowita siła odśrodkowa bezwładności działająca na masę pióra łopaty wraz z zamkiem

l – długość zamka ($l = 223 \text{ mm}$ (wartość wyznaczona w programie SolidWorks))

Całkowita siła odśrodkowa bezwładności działająca na masę pióra wraz z zamkiem składa się z sumy siły odśrodkowej bezwładności działającej na pióro (F_p) oraz siły odśrodkowej bezwładności działającej na zamek (F_z).

$$F_\Sigma = F_p + F_z \quad (5.11)$$

Siłę odśrodkową bezwładności działającą na masę pióra można wyliczyć z następującego wzoru:

$$F_p = \frac{m_p v^2}{r} = m \omega^2 r = m_p \omega^2 r_p \quad (5.12)$$

m_p – masa pióra łopaty ($m_z = 7,069 \text{ kg}$)

r_p – odległość środka masy pióra od osi obrotu wieńca wirnikowego ($r_p = 0,834 \text{ m}$)

ω – prędkość kątowna wieńca wirnikowego ($\omega = 305 \frac{1}{s}$)

$$F_p = 7,069 \cdot 305^2 \cdot 0,834 = 548,433 \text{ kN}$$

Zakładając, że zamek (jak również pióro) są wykonane z jednorodnego materiału (tytanu) siłę działającą na zamek łopaty można wyrazić następującym wzorem:

$$F_z = \frac{m_z v^2}{r} = m_z \omega^2 r_z \quad (5.13)$$

m_z – masa zamka łopaty ($m_z = 4,566 \text{ kg}$)

r – odległość środka masy zamka od osi obrotu wieńca wirnikowego ($r = 0,294 \text{ m}$)

ω – prędkość kątowna wieńca wirnikowego ($\omega = 305 \frac{1}{s}$)

m_z oraz r wyznaczono w programie SolidWorks.

zatem: $F_z = 4,566 \cdot 305^2 \cdot 0,294 = 124,877 \text{ kN}$

Całkowita siła odśrodkowa bezwładności wynosi:

$$F_\Sigma = 548,433 \text{ kN} + 124,877 \text{ kN} = 673,31 \text{ kN}$$

$$p = \frac{673,31}{2 \cdot 0,017 \cdot 0,223} = 88,8 \text{ MPa}$$

Napężenia rozciągające w „szyjce” zamka wynoszą:

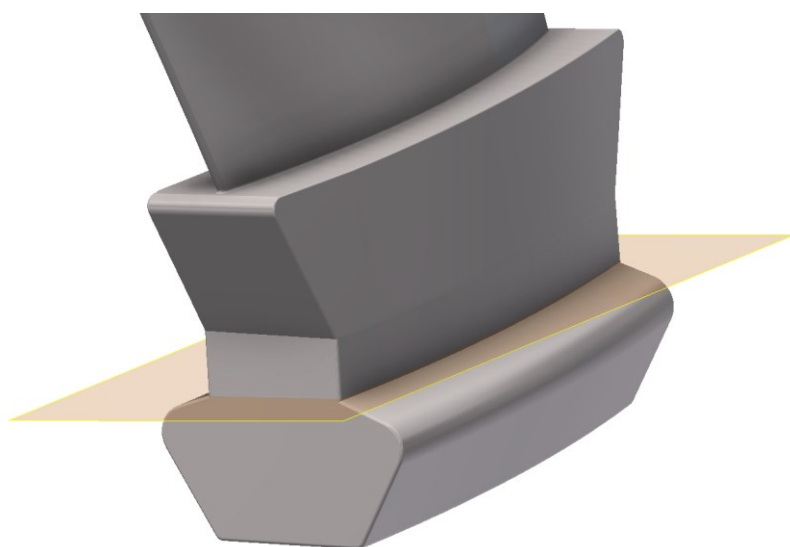
$$\sigma_r = \frac{F'_\Sigma}{b \cdot l} \quad (5.14)$$

F'_Σ – siła odśrodkowa działająca na masę pióra łopaty (oraz części zamka), znajdującej się powyżej przekroju obliczeniowego

l – długość zamka ($l = 223 \text{ mm}$)

b – grubość szyjki zamka ($b = 43 \text{ mm}$)

W tym przypadku rozpatruje się część łopaty powyżej przekroju obliczeniowego przedstawionego na rys 5.6.



Rys. 5.6.

Zamek łopaty
wieńca wirnikowego z płaszczyzną wyznaczającą przekrój obliczeniowy.

F'_Σ wyznacza się analogicznie jak F_Σ (nie bierze się pod uwagę części zamka poniżej przekroju obliczeniowego).

$$F'_\Sigma = \frac{m_l v^2}{r_l} = m_l \omega^2 r_l \quad (5.15)$$

m_l – masa rozpatrywanej części łopaty ($m_l = 9,468 \text{ kg}$)

r_l – odległość środka masy rozpatrywanej części zamka i pióra łopaty od osi obrotu wieńca wirnikowego ($r_l = 0,355 \text{ m}$)

ω – prędkość kątowa wieńca wirnikowego ($\omega = 305 \frac{1}{s}$)

m_l oraz r_l wyznaczono w programie SolidWorks.

$$F'_\Sigma = 9,468 \cdot 305^2 \cdot 0,355 = 312,67 \text{ kN}$$

$$\sigma_r = \frac{312\,670}{0,043 \cdot 0,223} = 32,6 \text{ MPa}$$

5.3. OBLICZENIA WYTRZYMAŁOŚCIOWE TARCZY WENTYLATORA NA ROZCIĄGANIE SIŁĄ MASOWĄ.

Jako podstawę do analizy wpływu oddzielnych obciążeń na naprężenia w tarczy, przyjęto model tarczy o stałej grubości, jako względnie łatwy do ocen jakościowych i ilościowych przy użyciu prostych wzorów obliczeniowych. Naprężenia wywołane obciążeniami są jednakowe na całej grubości tarczy na każdym promieniu (tzw. płaski stan naprężeń).[12]

Zależności na naprężenia w tarczy o stałej grubości bez otworu centralnego określają równania:

$$\begin{aligned} \sigma_{r_1} &= \frac{3+\nu}{8} \rho \cdot U^2 \left[1 - \left(\frac{r}{R} \right)^2 \right] \\ \sigma_{u_1} &= \frac{3+\nu}{8} \rho \cdot U^2 \left[1 - \frac{1+3\nu}{3+\nu} \left(\frac{r}{R} \right)^2 \right] \end{aligned} \quad (5.16)$$

gdzie:

$U = \omega \cdot R$ oznacza prędkość obwodową na zewnętrznym promieniu tarczy.

ν – współczynnik Poissona (dla tytanu $\nu = 0,34$)

σ_{r_1} – naprężenia promieniowe

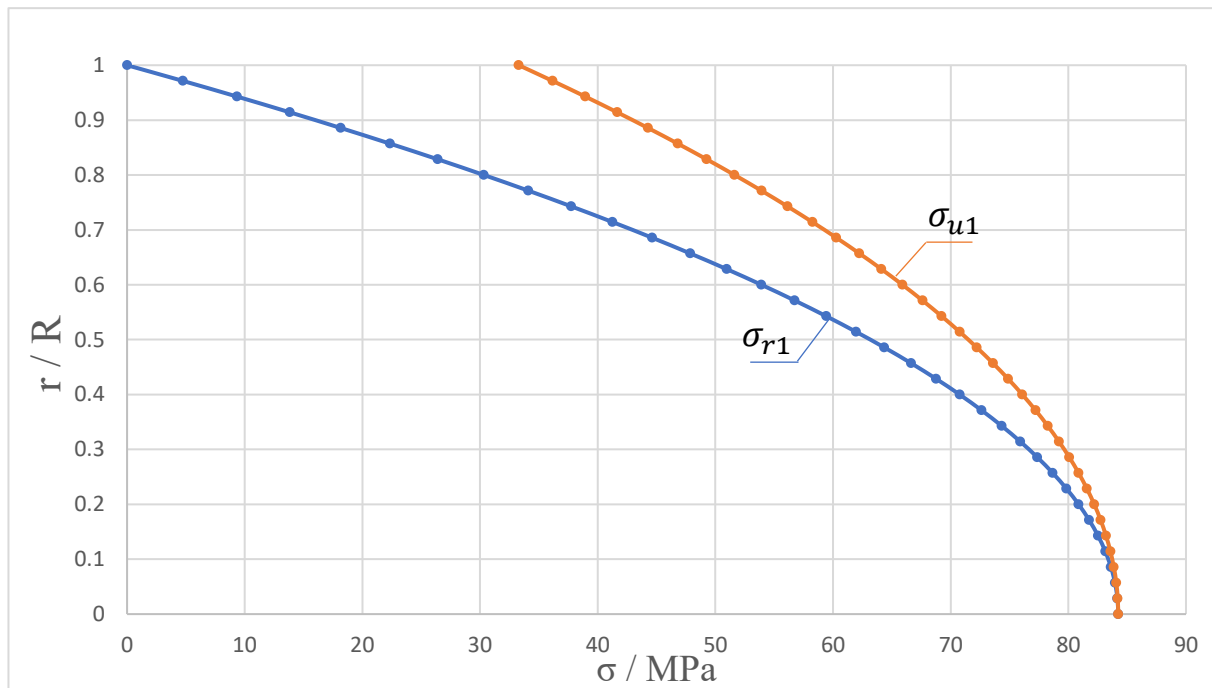
σ_{u_1} – naprężenia obwodowe

ρ – gęstość (dla tytanu $\rho = 4\,506 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$)

R – promień zewnętrzny tarczy

r – promień bieżący

Na podstawie zależności opisanych we wzorze 5.16, sporządzono obliczenia dla różnych promieni (od środka tarczy do promienia zewnętrznego co 10 mm), które pozwoliły wyznaczyć rozkład naprężeń promieniowych i obwodowych w tarczy (rys.5.7).



Rys. 5.7. Rozkład naprężeń promieniowych i obwodowych od obciążeń masowych tarczy o stałej grubości bez otworu centralnego.

Naprężenia promieniowe i obwodowe osiągają największe wartości w centralnej części tarczy i wraz z oddalaniem się od środka tarczy wartość naprężeń maleje.

Do analizy wpływu obciążeń wieńcowych na rozkład naprężeń w tarczy o stałej grubości przyjęto, że tarcza wirnikowa jest poddana wyłącznie działaniu tych naprężeń.[4]

Naprężenia wywołane obciążeniem wieńcowym w tarczy o stałej grubości, są niezależne od promienia i wynoszą:

$$\sigma_{r_2} = \sigma_{u_2} = \sigma_w = \frac{(F_p + F_z + F_g) \cdot z}{2 \cdot \pi \cdot R \cdot b} \quad (5.17)$$

F_p – siła odśrodkowa działająca na pióro łopaty ($F_p = 548,433 \text{ kN}$)

F_z – siła odśrodkowa działająca na zamek łopaty ($F_z = 124,877 \text{ kN}$)

F_g – siła odśrodkowa działająca na garb w tarczy ($F_g = 103,76 \text{ kN}$)

b – grubość tarczy ($b = 205 \text{ mm}$)

z – liczba łopat ($z = 22$)

R – promień zewnętrzny tarczy

F_g wyznacza się analogicznie jak F_z (bierze się pod uwagę tylko elementy tarczy pomiędzy łopatom – tzw. garby).

$$F_g = \frac{m_g v^2}{r_g} = m_g \omega^2 r_g \quad (5.18)$$

m_g – masa garbu ($m_g = 3,38 \text{ kg}$)

r_g – odległość środka masy garbu od osi obrotu wieńca wirnikowego ($r_g = 0,33 \text{ m}$)

ω – prędkość kątowna wieńca wirnikowego ($\omega = 305 \frac{1}{s}$)

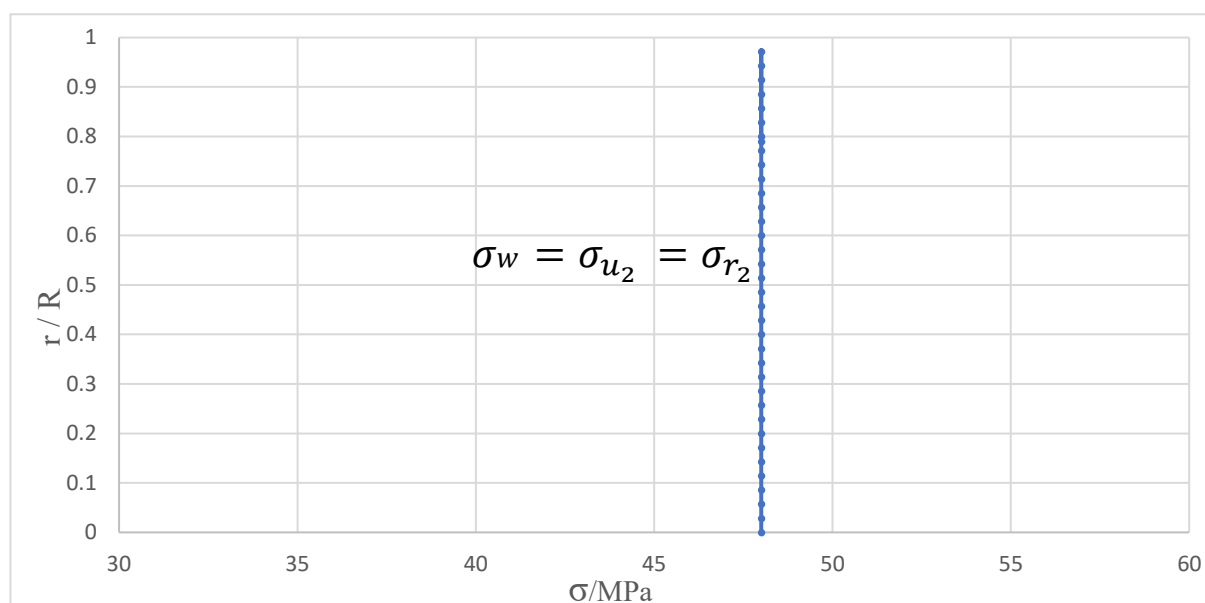
m_g oraz r_g wyznaczono w programie SolidWorks.

$$F_g = 3,38 \cdot 305^2 \cdot 0,33 = 103,76 \text{ kN}$$

Zatem wartość naprężeń wieńcowych w tarczy wynosi:

$$\sigma_w = \frac{(548\,433 + 124\,877 + 103\,760) \cdot 22}{2 \cdot 3,1415 \cdot 0,276 \cdot 0,205} = 48 \text{ MPa}$$

Na podstawie zależności 5.17 sporządzono wykres przedstawiający rozkład naprężeń wieńcowych w tarczy wieńca wirnikowego wentylatora (rys.5.8).



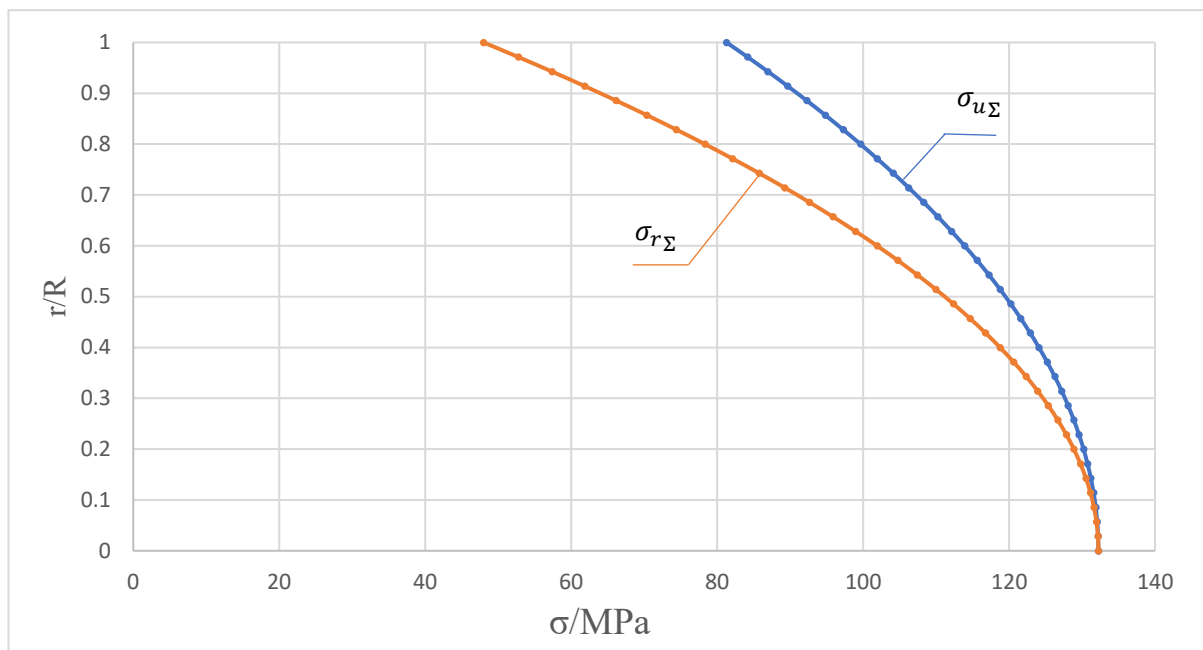
Rys. 5.8. Rozkład naprężeń promieniowych i obwodowych od obciążenia wieńcowego w tarczy wirnika wentylatora.

Znając wartości obciążeń związanych z masą tarczy oraz obciążeń wieńcowych, wyznaczono naprężenia wypadkowe (sumaryczne).

Wypadkowe naprężenia obwodowe oraz promieniowe określają równania:

$$\begin{aligned} \sigma_{r_\Sigma} &= \sigma_{r_1} + \sigma_{r_2} \\ \sigma_{u_\Sigma} &= \sigma_{u_1} + \sigma_{u_2} \end{aligned} \quad (5.19)$$

Wykorzystując zależność 5.19 sporządzono wykres naprężeń sumarycznych.

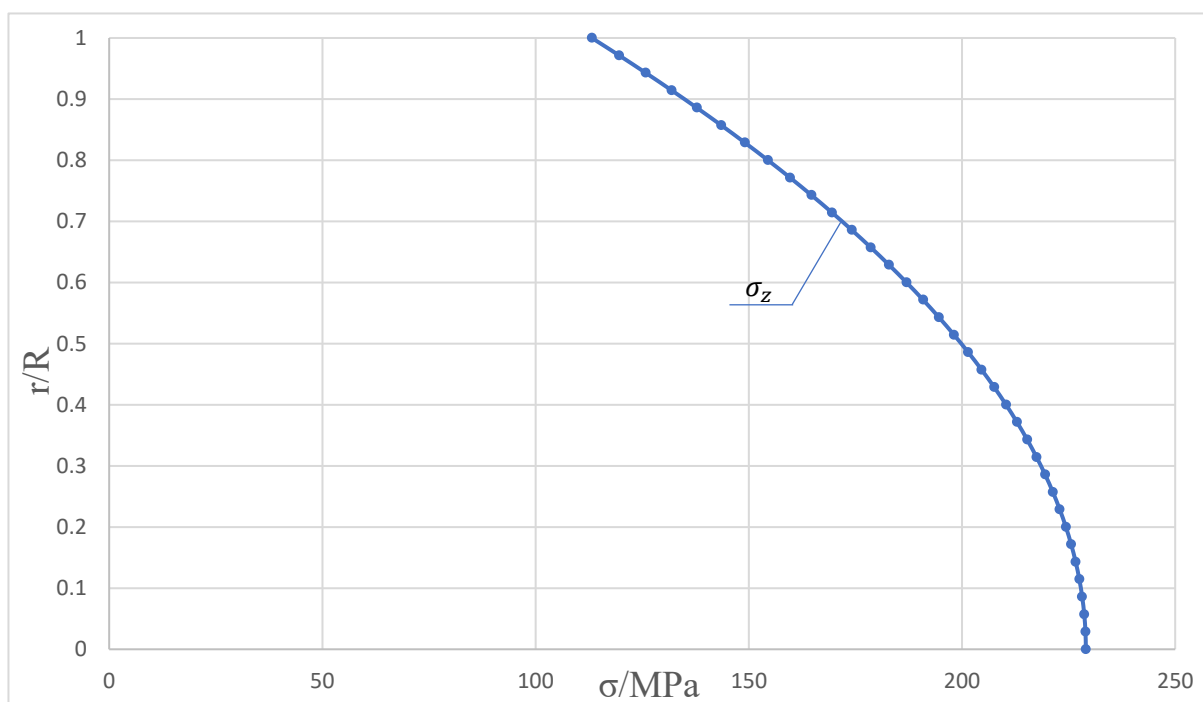


Rys. 5.9. Rozkład sumarycznych naprężeń obwodowych i promieniowych.

Znając wartości sumarycznych naprężeń promieniowych i obwodowych można wyliczyć naprężenia zastępcze:

$$\sigma_z = \sqrt{\sigma_{r\Sigma}^2 + \sigma_{u\Sigma} \sigma_{r\Sigma} + \sigma_{u\Sigma}^2} \quad (5.20)$$

Na podstawie wzoru 5.20 sporządzono wykres naprężeń zastępczych (rys.5.10).



Rys. 5.10. Rozkład naprężeń zastępczych.

Największa wartość naprężeń zastępczych wynosi $\sigma_{z_{max}} = 229,053 \text{ MPa}$.

Dla tytanu granica proporcjonalności (granica stosowalności prawa Hooke'a) wynosi:

$$R_{HTi} = 800 \text{ MPa}$$

zakłada się, że:

$$\sigma_{dop} \approx R_H$$

zatem wzór określający współczynnik bezpieczeństwa przyjmuje następującą postać:

$$\nu = \frac{R_H}{\sigma_{z_{max}}} \quad (5.21)$$

$$\nu = \frac{800}{229,053} = 3,492$$

Zakłada się naprężenia dopuszczalne na rozciąganie jednostronnie tętniące:

$$\sigma_{dop_{r_j}} = 0,35 \cdot R_H \quad (5.22)$$

$$\sigma_{dop_{r_j}} = 0,35 \cdot 800 = 280 \text{ MPa}$$

Dla $\sigma_{z_{max}} = 229,053 \text{ MPa}$ warunek wytrzymałościowy $\sigma_{obl} \leq \sigma_{dop}$ został spełniony.

W przypadku tarcz wirnikowych nagrzanych równomiernie (o stałej temperaturze wzdłuż promienia) można tak ukształtować grubość tarczy b wzdłuż promienia r , aby osiągnąć stałą wartość naprężeń $\sigma_r = \sigma_u = \sigma = const$. Istotną zaletą tak ukształtowanej tarczy będzie wysoki stopień wykorzystania materiału konstrukcyjnego (w każdym jej punkcie wyężenie materiału będzie jednakowe), co pozwala uzyskać najmniejszą masę konstrukcji przy zadanej minimalnej wartości współczynnika bezpieczeństwa. Jest to ważny aspekt w przypadku zastosowania drogich materiałów konstrukcyjnych (np.: tytan). Taka tarcza jest mniej sztywna zarówno wzdłuż promienia, jak i na zginanie na jej obwodzie, a także trudniejsza pod względem technologii wykonania. [4]

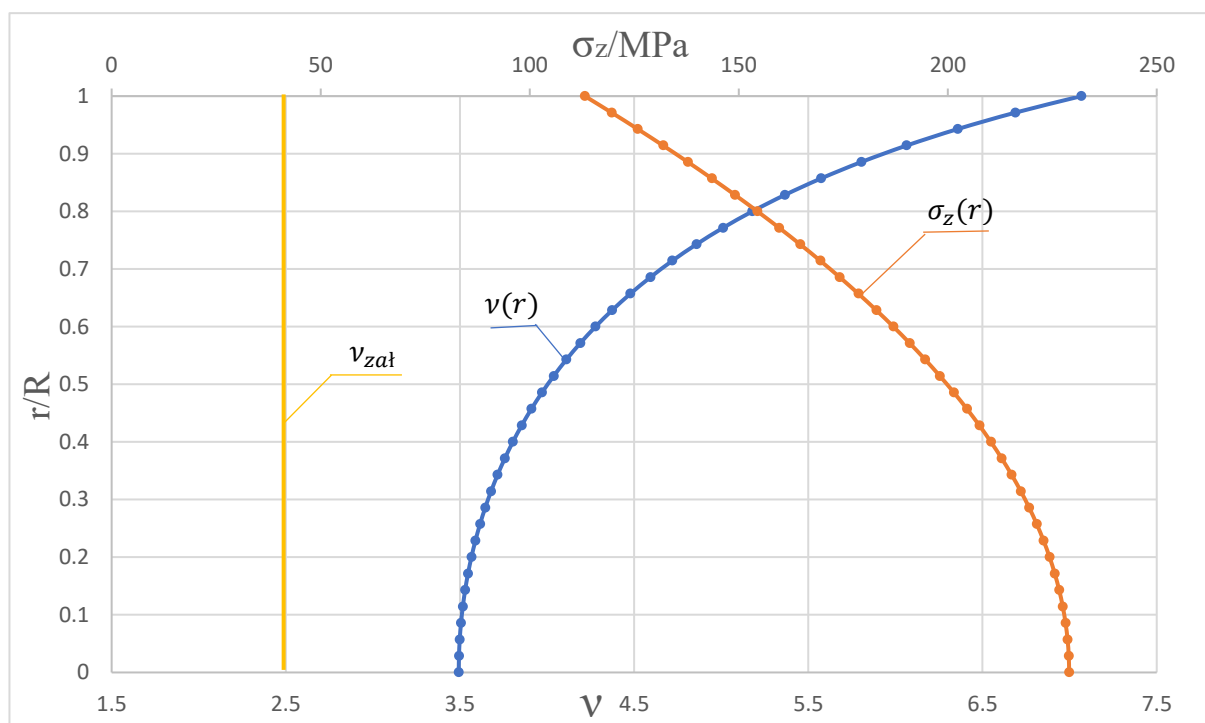
Wartość współczynnika bezpieczeństwa można wyrazić następującym wzorem:

$$\nu(r) = \frac{\sigma_{dop}(r)}{\sigma_z(r)} \quad (5.23)$$

gdzie:

$\sigma_{dop} \approx R_H = 800 \text{ MPa}$ – naprężenia dopuszczalne

Na podstawie wzoru 5.23 otrzymano różne wartości współczynnika bezpieczeństwa tarczy w zależności od jej promienia, które przedstawiono w formie wykresu na rysunku 5.11.



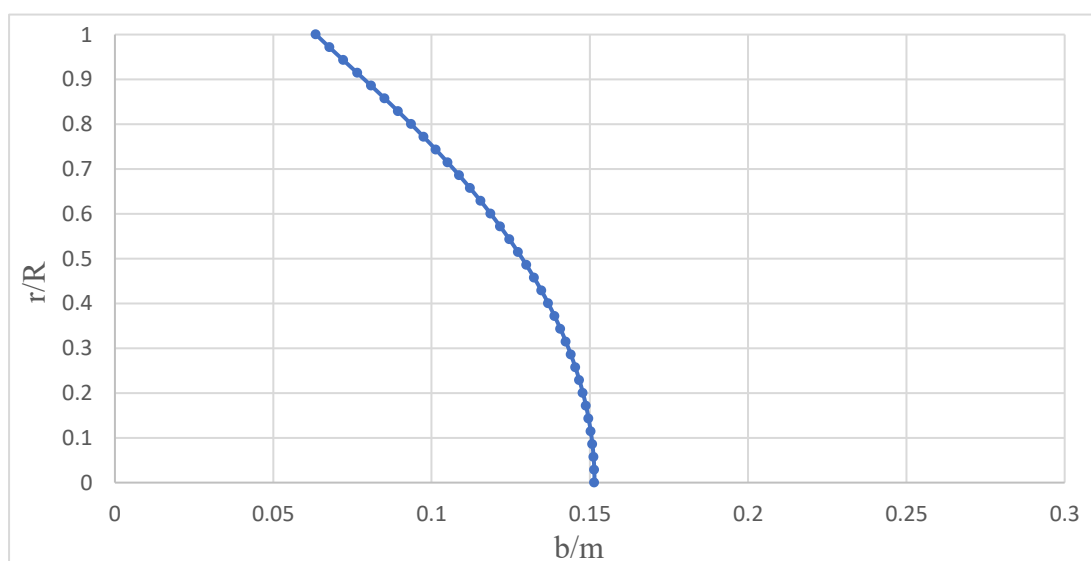
Rys. 5.11. Rozkład współczynnika bezpieczeństwa, założonej wartości współczynnika bezpieczeństwa oraz naprężeń zastępczych wzdłuż promienia tarczy.

Znając rozkład współczynnika bezpieczeństwa przyjęto jego stałą wartość $v_{zal} = 2,5$. Zatem, na każdym promieniu można wyznaczyć grubość b tarczy, przy której byłby spełniony warunek założonego współczynnika bezpieczeństwa wg następującej zależności: [4]

$$b(r) = b_0 \frac{v_{zal}}{v(r)} \quad (5.24)$$

gdzie: b_0 – grubość tarczy (przed profilowaniem); $b_0 = 0,205 \text{ m}$

Na podstawie zależności 5.24 sporządzono wykres obrazujący zmianę grubości tarczy wzdłuż jej promienia (rys.5.12).



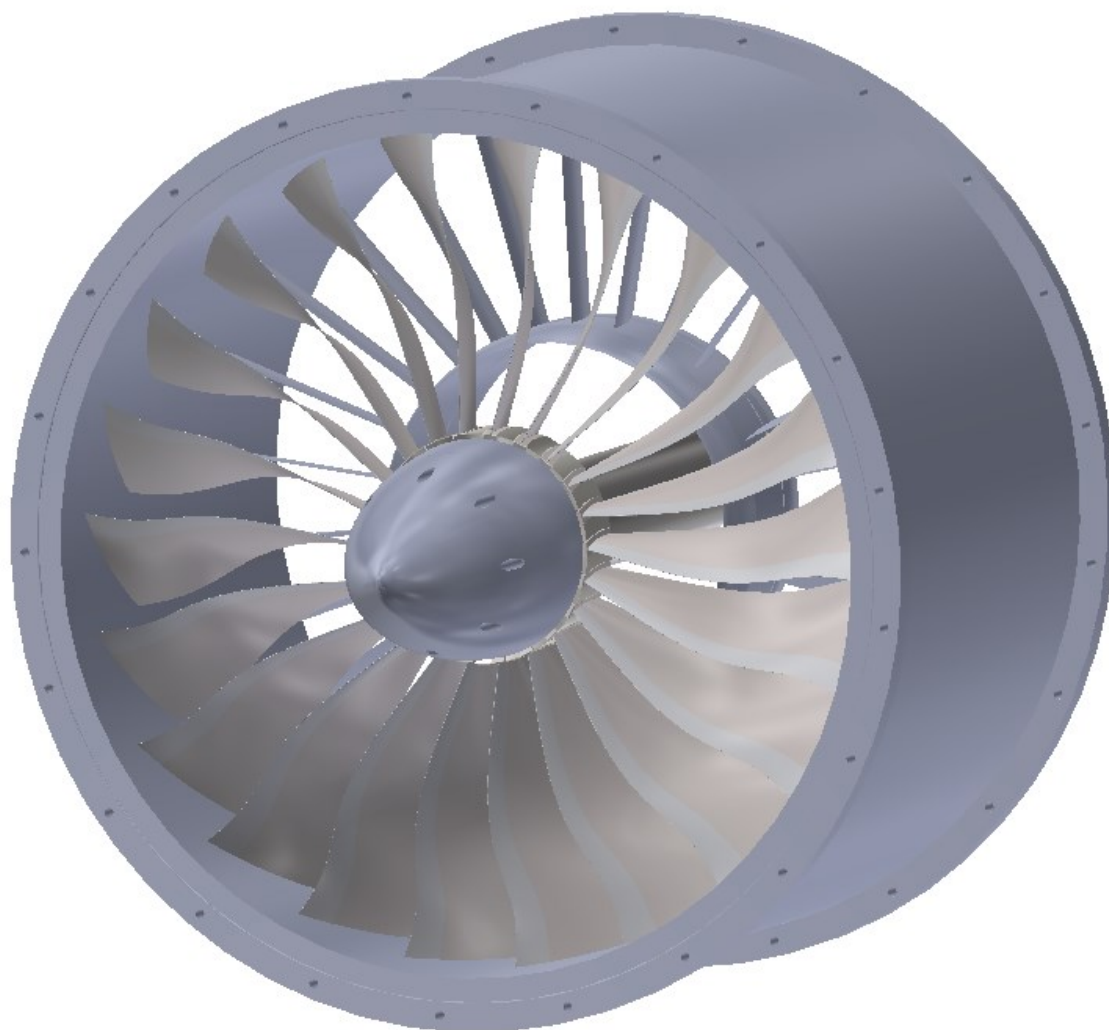
Rys. 5.12. Grubość tarczy w zależności od jej promienia.

W programie SolidWorks zaprojektowano uproszczoną tarczę (bez miejsc na zamki łopat) przed profilowaniem oraz po profilowaniu. Przedstawiony jeden etap profilowania tarczy wieńca wirnikowego wentylatora zredukował masę z 353,788 kg do 246,928 kg.

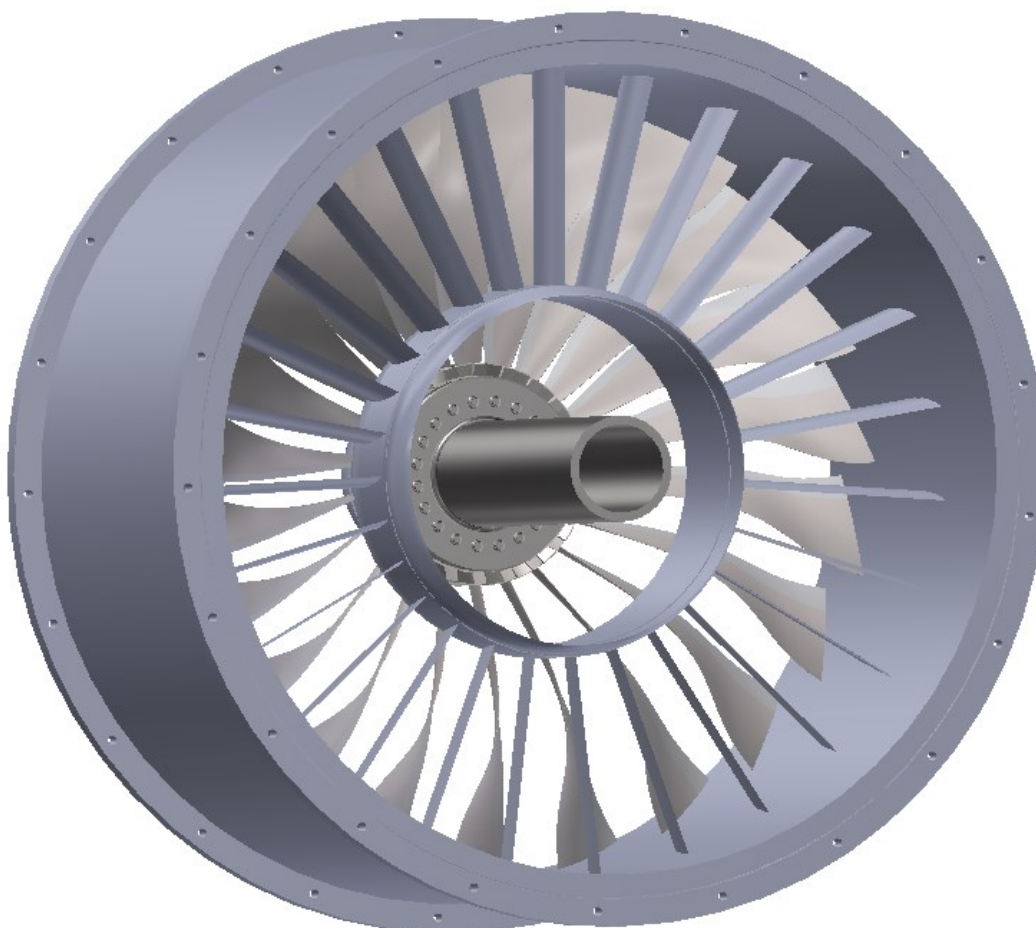
Dalsze etapy profilowania tarczy charakteryzują się dużą złożonością, dlatego w celu dalszego profilowania powinno się przeprowadzić obliczenia metodą elementów skończonych (wykorzystując m.in. takie programy jak ANSYS).

6. MODEL WENTYLATORA I RYSUNKI WYKONAWCZE TARCZY ORAZ ŁOPATY.

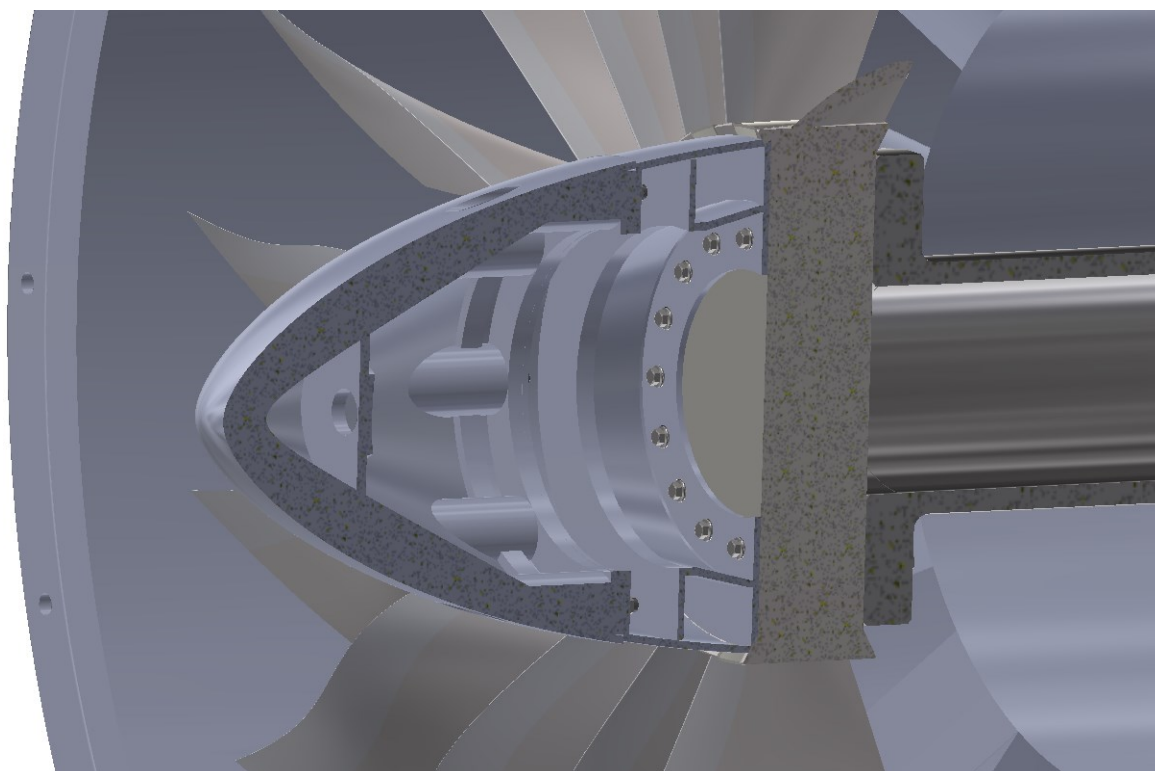
Tarczę wieńca wirnikowego, łopaty, aparat kierujący wraz z obudową oraz kołpak wentylatora zaprojektowano w programie SolidWorks. Kołpak wentylatora składa się z dwóch części. Część granicząca z tarczą stanowi jednocześnie element blokujący ruch łopaty w kierunku osiowym. Wszystkie połączenia, które można zauważyć na rys 6.2, rys.6.3 oraz rys.6.4 są śrubowe. Drugim elementem blokującym ruch łopat w kierunku osiowym jest wał, połączony z tarczą.



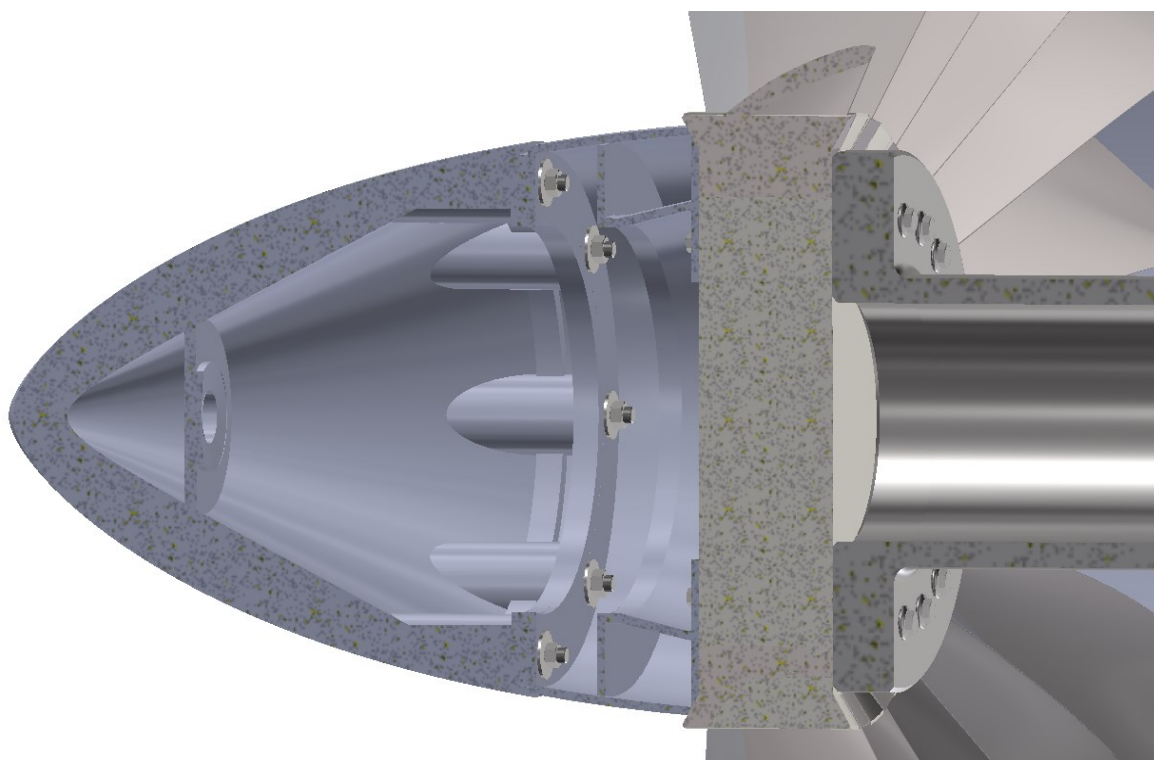
Rys. 6.1. Rzut aksonometryczny wentylatora (widok z przodu).



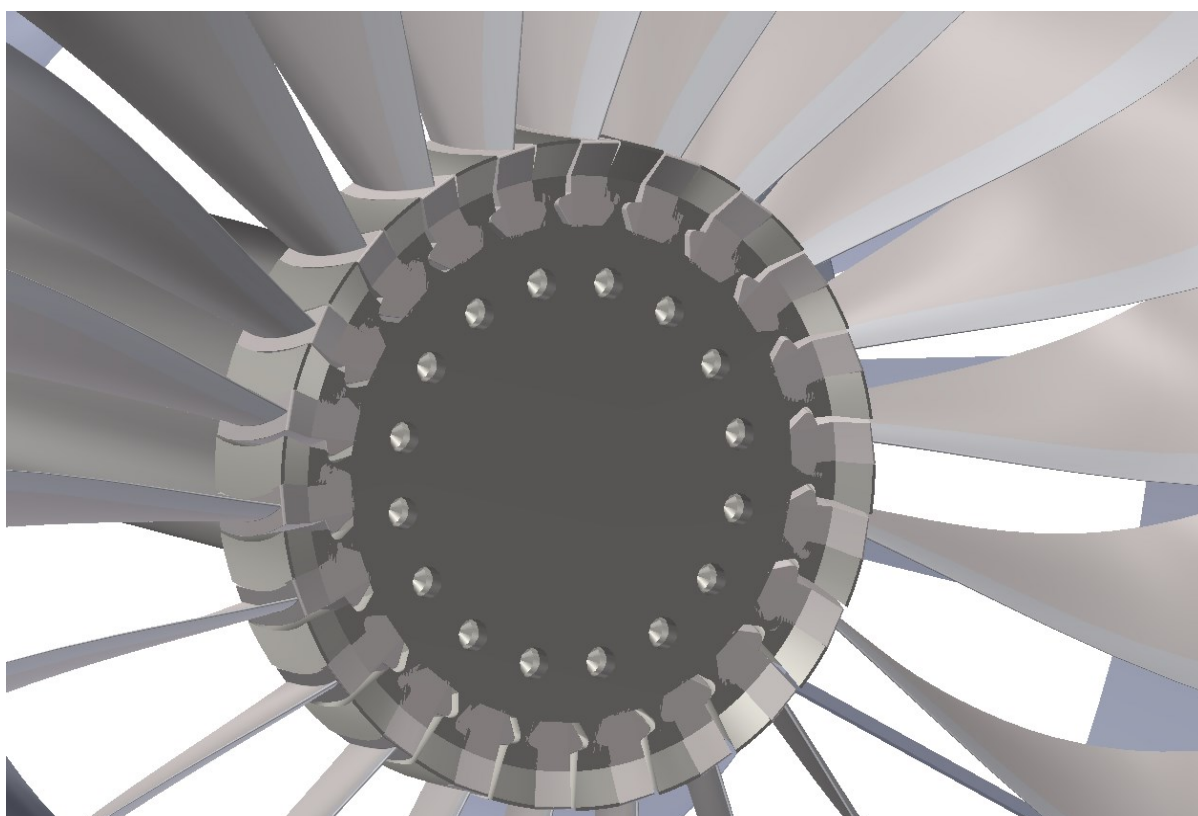
Rys. 6.2. Rzut aksonometryczny wentylatora (widok od tyłu).



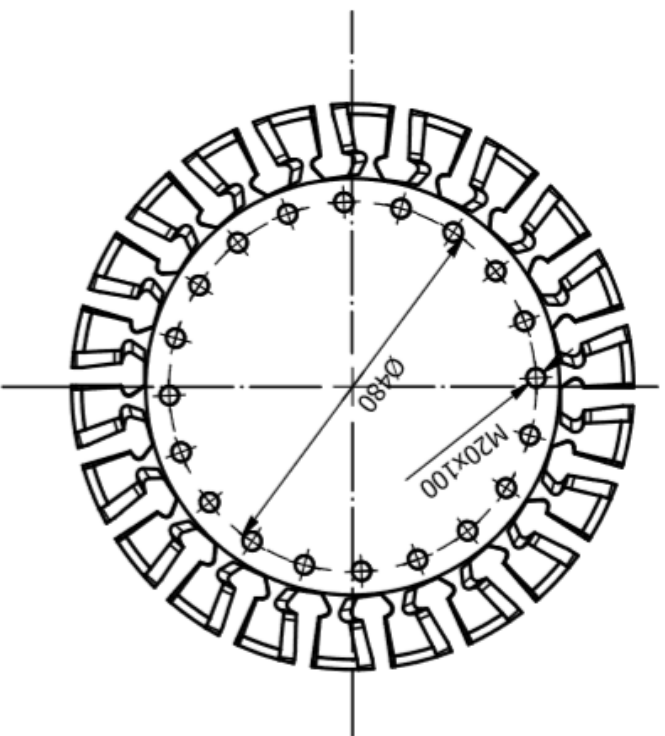
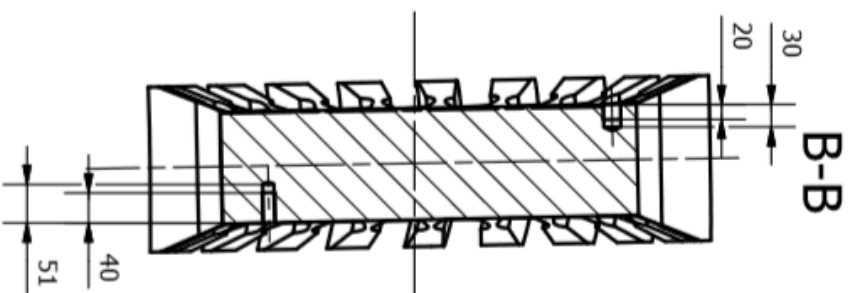
Rys. 6.3. Mocowanie kołpaka do tarczy.



Rys. 6.4. Mocowanie kołpaka i połączenie tarczy z wałem.



Rys. 6.5. Mocowanie łopat w tarczy wieńca wirnikowego wentylatora.



Konstr.					Praca dyplomowa inżynierska	Rysunek wykonawczy tarczy wentylatora
Rysował	SALLIUM					
Sprawdził	RÓŻIECKI					
Kont.norm						
Zatwierdził	RÓŻIECKI					
Podziałka 1:10	Politechnika Wrocławska Wydział Mechaniczno-Energetyczny W-9	Format: A4	Ilość ark.: 	Uwagi: 		

7. PODSUMOWANIE I WNIOSKI

W silnikach dwuprzepływowych turbinowo odrzutowych o wysokim stopniu dwuprzepływowości wentylator pełni istotną rolę. Projektowanie tego podzespołu wymaga znajomości zjawisk fizycznych zachodzących podczas pracy silnika. Opisując matematycznie zjawiska fizyczne, ukształtowano elementy wentylatora (profilowanie pióra łopaty). Pogodzenie ze sobą ograniczeń, np.: wynikających z wytrzymałości materiału oraz aspektu finansowego (koszt materiału) wraz z technologią wykonania danego obiektu jest zadaniem wyjątkowo trudnym i złożonym, wymagającym znajomości wielu dziedzin nauki, co jest wyzwaniem dla inżynierów.

Następnym etapem pracy, realizowanej już jako praca magisterska, mogłyby być badania tunelowe wydrukowanej (w drukarce 3D) łopaty. Korzystając z programów ANSYS oraz Nastran Patran, wykorzystując metody numeryczne (np.: MES czy CFD) można by było przeprowadzić symulacje dające dokładniejsze wyniki naprężeń w łopacie i tarczy oraz ukształtować lepsze pod względem aerodynamicznym łopaty (wykorzystujące zjawisko kryzysu falowego spowodowanego osiąganiem prędkości naddźwiękowych końcówek łopat wieńca wirnikowego wentylatora w sposób bardziej efektywny).

8. SPIS POZYCJI LITERATUROWYCH

- [1] Balicki W., Chachurski R., Głowacki P., Godzimirski J. i inni - Lotnicze Silniki Turbinowe – część I,
- [2] Balicki W., Chachurski R., Głowacki P., Godzimirski J. i inni - Lotnicze Silniki Turbinowe – część II,
- [3] Dzierżanowski P., Otyś J., Szczeciński S., Wiatrek R.: Konstrukcja silników lotniczych – projektowanie przejściowe i dyplomowe;
- [4] Dźygadło Z., Łyżwiński M., Otyś J.: Napędy lotnicze – zespoły wirnikowe silników turbinowych, WKiŁ 1982;
- [5] https://www.wikiwand.com/en/General_Electric_CF6 ; z dnia 25.10.2019.
- [6] <https://www.mtu.de/en/engines/commercial-aircraft-engines/widebody-jets/genx/>; z dnia 25.10.2019 r,
- [7] https://www.rolls-royce.com/products-and-services/civil-aerospace/airlines/rb211-524gh-and-t.aspx#; z dnia 25.10.2019 r,
- [8] <https://www.gknaerospace.com/globalassets/downloads/aerospace---fan-blade-repair-capabilities/rb211-535-fan-blade.pdf>; z dnia 25.10.2019 r,
- [9] <https://grabcad.com/library/general-electric-ge90-94b-turbofan-engine-1>, z dnia 25.10.2019 r,
- [10] <https://www.geaviation.com/commercial/engines/ge90-engine>; z dnia 25.10.2019 r,
- [11] <https://www.mtu.e/en/engines/commercial-aircraft-engines/widebody-jets/genx/>; z dnia 25.10.2019 r,
- [12] <https://www.geaviation.com/commercial/engines/genx-engine>, z dnia 25.10.2019 r.

