



ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

**Fakulta strojní
Ústav letadlové techniky**

Vliv vůle na koncích lopatek na parametry odstředivého kompresoru

The influence of tip gap size on centrifugal compressor parameters

Diplomová práce

Master's thesis

Studijní program: Letectví a kosmonautika
Studijní obor: Letadlová a kosmická technika
Vedoucí práce: Ing. David Hlaváček

Jiří Adamec

Praha 2016



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

pro: **Bc. Jiřího ADAMCE**

program: **N 3958 LETECTVÍ A KOSMONAUTIKA**

obor: **3906T008 Letadlová a kosmická technika**

Název tématu: **Vliv vůle na koncích lopatek na parametry odstředivého kompresoru**

Title: **The influence of tip gap size on centrifugal compressor parameters**

Zásady pro vypracování:

Pro vypracování diplomové práce proveďte:

- rešerši využití odstředivých kompresorů v letadlových motorech
- stručný úvod do teorie stupně radiálního kompresoru s přihlédnutím k vlivu vůle mezi konci lopatek oběžného kola a skříní kompresoru (dále jen *vůle*)
- konfiguraci matematického modelu vysokotlakého stupně odstředivého kompresoru se zadanou geometrií v programu ANSYS CFX
- numerické výpočty charakteristik kompresorového stupně při různých velikostech vůle
- porovnání dosažených výsledků, zhodnocení vlivu vůle na dosahovaný tlakový poměr a izoentropickou účinnost stupně

Rozsah grafických prací: dle pokynů vedoucího DP
Rozsah průvodní zprávy: 60 stran
Seznam odborné literatury: Dle doporučení vedoucího DP
Předměty SZZ: **Aerodynamika a mechanika letu**
Letadlová technika
Letadlové soustavy a systémy
Vedoucí diplomové práce: Ing. David Hlaváček
Konzultant/i: -

Datum zadání diplomové práce: 25. 04. 2016

Datum odevzdání diplomové práce: 08. 08. 2016


Neodevzdá-li student/ka diplomovou práci v určeném termínu, tuto skutečnost předem písemně zdůvodnil a omluva byla děkanem uznána, stanoví děkan studentovi náhradní termín odevzdání diplomové práce. Pokud se však student/ka řádně neomluvil/a nebo omluva nebyla děkanem uznána, může si student/ka zapsat diplomovou práci podruhé.

Posluchač/ka bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.


Zadání diplomové práce převzal dne: 22.04.2016

.....


student/ka

.....

Ing. Robert Theiner, Ph.D.
vedoucí Ú 12 122



.....

prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
děkan FS ČVUT v Praze

V Praze dne 04. 04. 2016

PROHLÁŠENÍ O PŮVODNOSTI

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval samostatně za použití literatury uvedené v seznamu použitých zdrojů.

V Praze dne:

Podpis:

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu diplomové práce Ing. Davidu Hlaváčkovi za cenné rady a podněty, které mi byly poskytnuty při řešení této práce.

ABSTRAKT

Vliv vůle na koncích lopatek na parametry odstředivého kompresoru

Diplomová práce se zabývá radiálním stupněm odstředivého kompresoru. Cílem práce je zjistit a kvantitativně vyčíslit, jaký vliv má změna vůle mezi konci lopatek a krycím diskem na integrální parametry pomocí numerického výpočetního modelu. Úvodní částí je rešerše turbínových motorů používající stupeň radiálního kompresoru. Teoretická část se zabývá stručným úvodem do teorie odstředivého kompresoru zaměřeným zvláště na vliv vůle mezi konci lopatek oběžného kola a krycího disku.

V hlavní části práce je provedena konfigurace matematického modelu vysokotlakého stupně odstředivého kompresoru s uvedením jednotlivých kroků.

V závěru práce je provedeno vyhodnocení napočítaných integrálních i lokálních parametrů stupně odstředivého kompresoru v závislosti na koncové vůli lopatek.

ABSTRACT

The influence of tip gap size on centrifugal compressor parameters

The master's thesis deals with radial centrifugal compressor stage. The goal of thesis is to identify and quantify the impact of the change in the tip clearance between the blade tips and the shroud disc on the integral parameters using numerical calculation model. The research part of the turbine engine using centrifugal compressor stage is in the introduction part. The theoretical part gives a brief introduction to the theory of centrifugal compressor focusing particularly on the impact of clearance between blade tips and the shroud disc.

The main part is about configuration of the mathematical model of high pressure stage centrifugal compressor with an indication of the individual steps.

In the conclusion part of thesis, there is an evaluation of counted integral and local parameters of centrifugal compressor stage depending on the final clearance of the blades.

KLÍČOVÁ SLOVA

Radiální kompresor, vůle na koncích lopatek, integrální parametry odstředivého kompresoru, lokální parametry odstředivého kompresoru

KEY WORDS

Centrifugal compressor, tip gap size, integral parameters of centrifugal compressor, local parameters of centrifugal compressor

OBSAH

Abstrakt	6
1. Úvod	10
2. Rešerše turbínových motorů používajících stupně radiálního kompresoru	11
2.1 Turbomeca	11
2.1.1 Turbomeca - Arriel	11
2.1.2 Turbomeca - Arrius	12
2.1.3 Turbomeca – TM333	13
2.1.4 Turbomeca - Ardiden	14
2.2 Honeywell	16
2.2.1 Honeywell – T53/T55 (Lycoming)	16
2.2.2 Honeywell – LTS101/LTP101 (Lycoming)	17
2.2.3 Honeywell – HTS900	18
2.2.4 Honeywell – ALF502/LF507	19
2.3 Honda	21
2.3.1 Honda – HF118/HF120	21
2.4 Rolls-Royce	22
2.4.1 Rolls-Royce M250/RR300/RR500	22
2.5 General Electric	24
2.5.1 GE H80	24
2.5.2 GE38	25
2.6 Pratt & Whitney Canada	26
2.6.1 PT6	26
2.6.2 PW100/150	27
2.6.3 PW200	28
2.6.4 PW300	29
3. Úvod do teorie stupně radiálního kompresoru	31
3.1 Termodynamické změny ve stupni kompresoru	31
3.2 Eulerova turbínová rovnice	33

3.3 Průtok plynu stupněm kompresoru.....	33
3.3.1 Vstupní ústrojí.....	33
3.3.2 Oběžné kolo	34
3.3.3 Difuzor stupně odstředivého kompresoru.....	39
3.4 Sekundární proudění v oběžném kole	42
3.5 Vliv vřele na koncích lopatek na chování stupně	45
3.6 Charakteristiky stupně odstředivého kompresoru	46
3.6.1 Redukované parametry	48
4. Cíl diplomové práce	49
5. Popis řešeného vysokotlakého stupně radiálního kompresoru.....	50
5.1 Turbovrtulový motor M602.....	50
5.2 Vysokotlaký stupeň radiálního kompresoru 420	51
6. Konfigurace matematického modelu vysokotlakého stupně odstředivého kompresoru	52
6.1 BladeGen	52
6.2 DesignModeler	53
6.3 TurboGrid	53
6.4 CFX-Pre.....	54
6.4.1 Okrajové podmínky	54
6.4.2 Vlastnosti tekutiny	55
6.4.3 Model turbulence	55
6.4.4 Rozhraní mezi kolem a difuzorem.....	56
6.5 CFX Solver.....	56
6.6 CFX Pos.....	56
7. Vyhodnocení	57
7.1 Integrální parametry	57
7.2 Lokální parametry.....	58
7.2.1 Rozložení Machových čísel	58
7.2.2 Rozložení radiální složky relativní rychlosti	62
7.2.3 Rozložení vírové viskozity	64

8. Závěr.....	68
Seznam použitých zdrojů.....	70
Seznam hlavních použitých označení.....	73
Seznam použitých zkratk	75
Seznam obrázků.....	76
Seznam tabulek.....	78

1. ÚVOD

Odstředivé kompresory mají v dnešní době nemalý význam v konstrukci menších turbovrtulových, popřípadě turbo-hřídelových motorů, převážně jako poslední stupně kompresoru. Jejich výhod a spočívá ve velkém tlakovém poměru, v porovnání s axiálními kompresory, při stejném průtočném množství. Tím lze použít jeden stupeň radiálního, namísto více axiálních. Dále stupeň radiálního kompresoru dosahuje při menších průtočných množstvích zpravidla lepších izoentropických účinností v porovnání se stupněm axiálním. To je zapříčiněno tím, že lopatky posledních stupňů axiálních kompresorů mají kratší třetinu. Tomu odpovídá menší Reynoldsovo číslo a tím i větší vliv vazkých sil v proudovém poli. Dále vzhledem k menší výšce lopatky nabývají většího vlivu mezní vrstvy. Radiální stupně mají oproti tomu výrazně delší meziopátkový kanál a tím i vyšší Reynoldsovo číslo. Proto se radiální stupeň hodí pro vysokotlaké stupně kompresorů menších průtoků.

2. REŠERŠE TURBÍNOVÝCH MOTORŮ POUŽÍVAJÍCÍCH **STUPNĚ RADIÁLNÍHO KOMPRESORU**

2.1. TURBOMECA

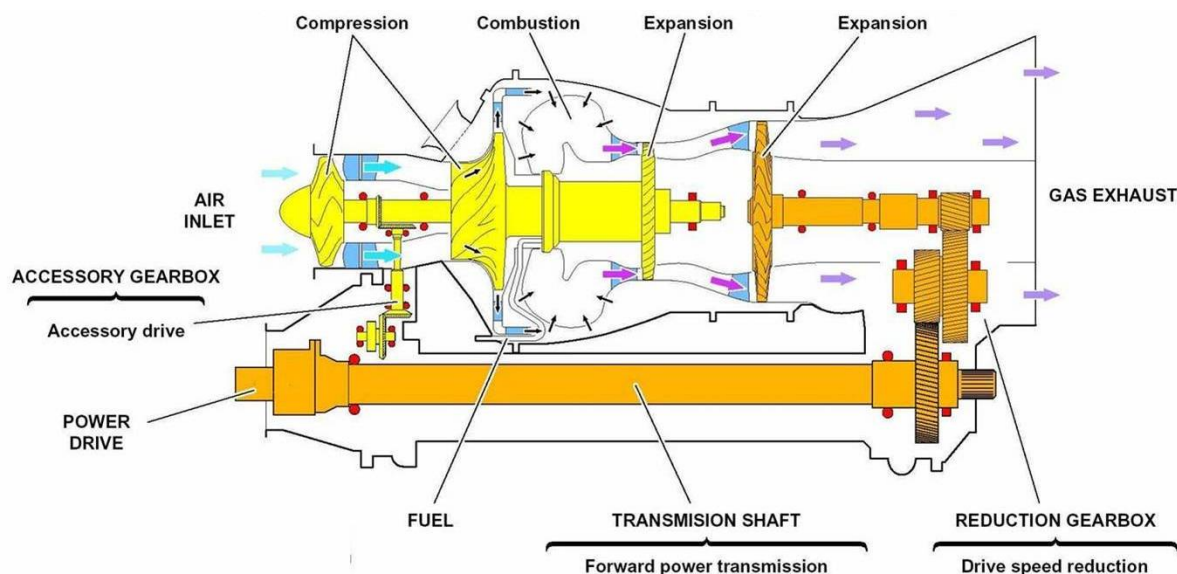
2.1.1. TURBOMECA - ARRIEL

Série Francouzského turbovrtulového motoru, který byl poprvé uveden do provozu roku 1974. [1] Do roku 2014 se jich vyrobilo okolo 11 000 kusů. V současnosti existují dvě základní rodiny Arriel-1 a Arriel-2. Tyto motory jsou zabudovány, převážně do lehkých až středně těžkých vrtulníků ve výkonovém rozsahu 500 až 700 kW (700 až 950 SHP) u následujících typů:

- Augusta A109
- Eurocopter AS365/AS350/AS565
- Eurocopter BK117
- Eurocopter EC130/EC135/EC145/EC155
- MBB/Kawasaki BK117
- Sikorsky S-76

Konstrukce

- Provedení turbo-hřídelový
- Počet rotorů 1. generátor plynů
 2. volná turbína
- Kompresor 2 stupňový – 1. stupeň axiální
 2. stupeň radiální
- Spalovací komora prstencová
- Turbína 2 stupňová -1. stupeň axiální turbína generátoru plynů
 -2. stupeň axiální výkonová turbína
- ostatní výstupní převodovka s nominálními otáčkami 6000 ot/min



Obr. 2.1 Turbo-hřídelový motor Turbomeca-Ariel [2]

Základní parametry

Jako příklad jsou zde uvedeny dvě základní verze motoru tohoto typu

Turbomeca - Ariel													
verze	rozměry [mm]			m_D [kg]	P_{TO} [kW]	π [-]	T_{CVG} [°C]	\dot{m} [kg/s]	n_{G1TO} [ot/min]	n_{G2TO} [ot/min]	n_{Vmax} [ot/min]	n_{Pmax} [ot/min]	M_{TO} [Nm]
	délka	výška	šířka										
1	1118	590	408	111	478	-	810	-	52000	-	-	6780	829.92
1D1	1195	610	465	122	712	-	845	-	52330	-	-	-	829.92

Tabulka 1 : Základní parametry motoru Turbomeca - Ariel

2.1.2. TURBOMECA - ARIUS

Série Francouzského turbovrtulového motoru, který byl uveden do provozu roku 1981. [3] Do roku 2014 se jich vyrobilo okolo 2700 kusů. Tyto motory jsou zabudovány, převážně do lehkých vrtulníků ve výkonovém rozsahu 357 až 530 kW u následujících typů:

- Eurocopter EC120/EC135
- Eurocopter AS355/AS555
- Augusta 109
- Kamov 226

Konstrukce

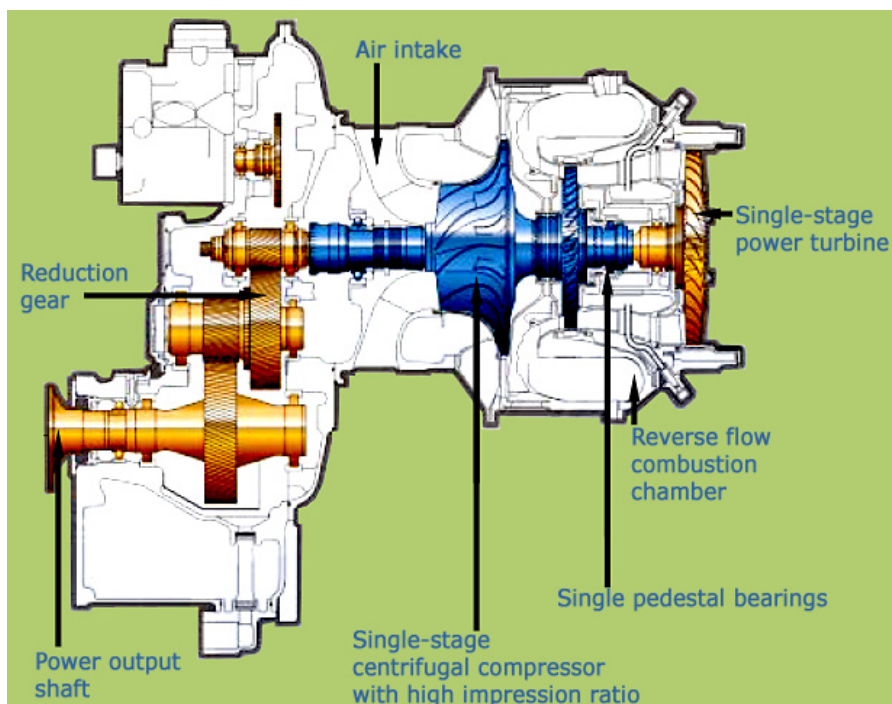
- Provedení turbo-hřídelový
- Počet rotorů 1. generátor plynů
2. volná turbína
- Kompresor 1 stupňový radiální
- Spalovací komora prstencová protiproudá
- Turbína 2 stupňová - 1. stupeň axiální turbína generátoru plynů
2. stupeň axiální výkonová turbína
- ostatní výstupní převodovka

Základní parametry

Jako příklad jsou zde uvedeny dvě základní verze motoru tohoto typu

Turbomeca – Arrius													
verze	rozměry [mm]			m_b [kg]	P_{TO} [kW]	π [-]	T_{CVG} [°C]	\dot{m} [kg/s]	n_{G1TO} [ot/min]	n_{G2TO} [ot/min]	n_{Vmax} [ot/min]	n_{Pmax} [ot/min]	M_{TO} [Nm]
	délka	výška	šířka										
2F	1418	674	488	104	322	-	870	-	54768	-	48410	6240	650
2K1	973	638	538	113	504	-	905	-	54706	-	49290	6360	760

Tabulka 2 : Základní parametry motoru Turbomeca - Arrius



Obr. 2.2 Turbo-hřídelový motor Turbomeca – Arrius [4]

2.1.3. TURBOMECA – TM333

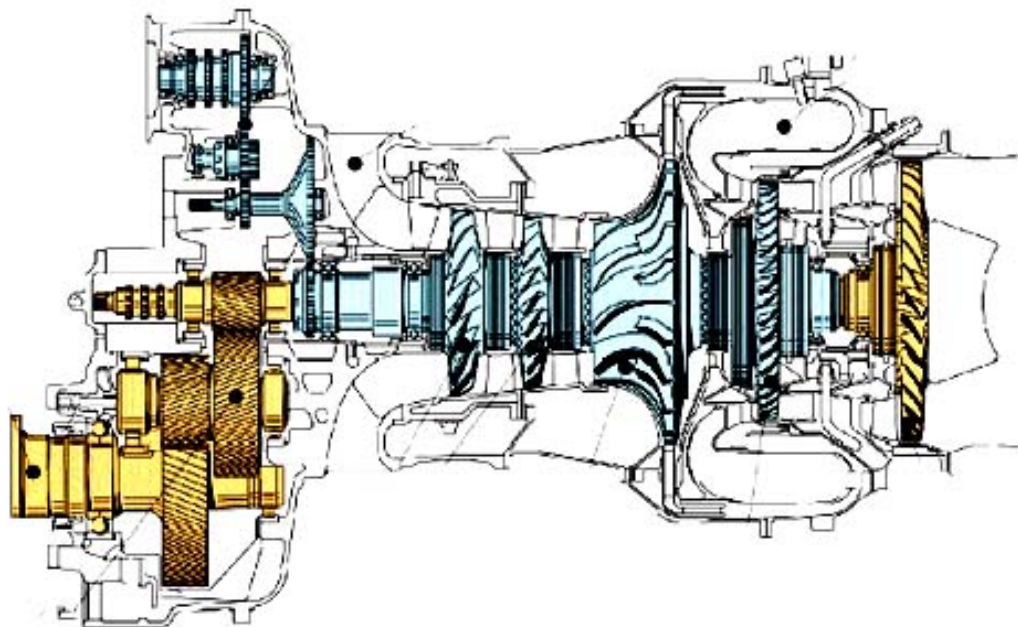
Série Francouzského turbovrtulového motoru, který byl uveden do provozu roku 1974. [5] Vyrobito se okolo 250 kusů. Tyto motory jsou určeny, převážně do středně těžkých vrtulníků ve výkonovém rozsahu 825 až 900 kW u následujících typů:

- Eurocopter Dauphin/Panther
- HAL Dhruv/Cheetah/Chetak

Konstrukce

- Provedení turbo-hřídelový
- Počet rotorů 1. generátor plynů
2. volná turbína
- Kompresor 3. stupňový 1. a 2. stupeň axiální
3. stupeň radiální
- Spalovací komora prstencová protiproudá

- Turbína 2 stupňová -1. stupeň axiální turbína generátoru plynů
-2. stupeň axiální výkonová turbína
- ostatní výstupní převodovka



Obr. 2.3 Turbo-hřídelový motor Turbomeca-TM333 [6]

Základní parametry

Zde jsou uvedeny základní parametry pro verze 2B2/2M2

Turbomeca - TM333													
verze	rozměry [mm]			m_D [kg]	P_{TO} [kW]	π [-]	T_{CVG} [°C]	\dot{m} [kg/s]	n_{G1TO} [ot/min]	n_{G2TO} [ot/min]	n_{Vmax} [ot/min]	n_{Pmax} [ot/min]	M_{TO} [Nm]
	délka	výška	šířka										
2B2	1045	754	454	166	825	cca 10	904	-	45088	-	40192	6300	1230
2M2	1045	754	454	163	807	cca 10	897	-	44946	-	40192	6300	1230

Tabulka 3 : Základní parametry motoru Turbomeca – TM333

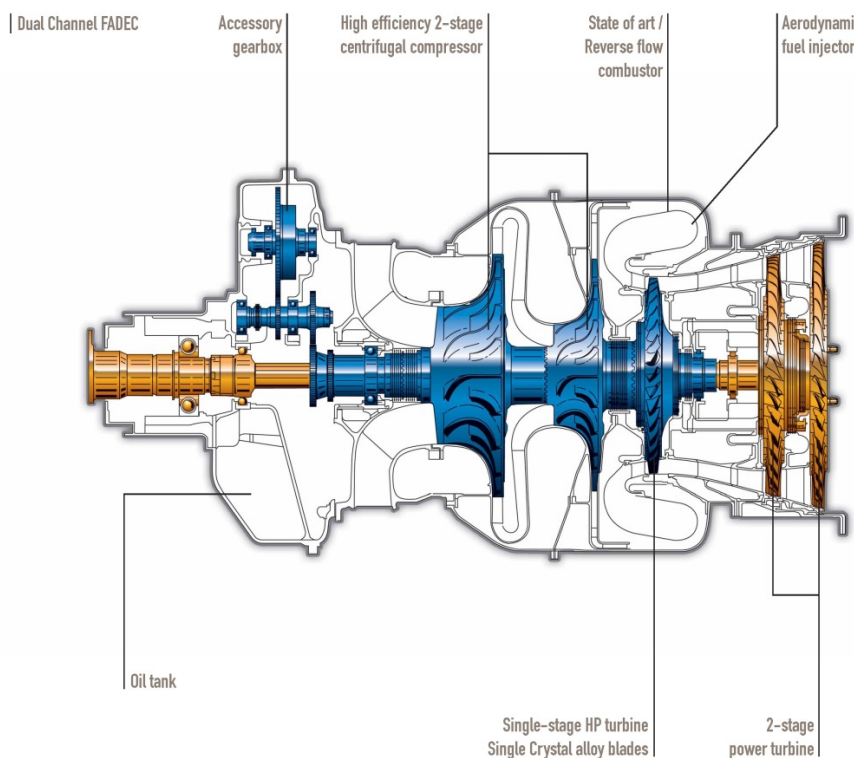
2.1.4. TURBOMECA - ARDIDEN

Turbo-hřídelový motor vyvinut ve spolupráci Francie (Turbomeca) a Indie (HAL), uveden do provozu v roce 2007. [7] Motor je určen převážně pro středně těžké vrtulníky s výkonem od 1000 do 1800 kW. Motor je dodáván pro vrtulníky:

- HAL Dhruv
- HAL Light Vombat Helicopter
- Kamov KA-62

Konstrukce

- Provedení turbo-hřídelový
- Počet rotorů 1. generátor plynů
2. volná turbína
- Kompresor 2. stupňový -1. a 2. stupeň radiální
- Spalovací komora prstencová protiproudá
- Turbína 3. stupňová -1. stupeň axiální turbína generátoru plynů
-2. a 3. stupeň axiální výkonová turbína
- ostatní radiální vstup



Obr. 2.4 Turbo-hřídelový motor Turbomeca-Ardiden [8]

Základní parametry

Zde jsou uvedeny základní parametry pro verze 1H/1H1

Turbomeca - Ardiden													
verze	rozměry [mm]			m_D	P_{TO}	π	T_{CVG}	\dot{m}	n_{G1TO}	n_{G2TO}	n_{Vmax}	n_{Pmax}	M_{TO}
	délka	výška	šířka										
1H	1250	694	519	205	640	-	900	-	39368	-	17944	6580	1360
1H1	1250	694	519	205	640	-	983	-	40095	-	17944	6580	1179

Tabulka 4 : Základní parametry motoru Turbomeca - Ardiden

2.2. HONEYWELL

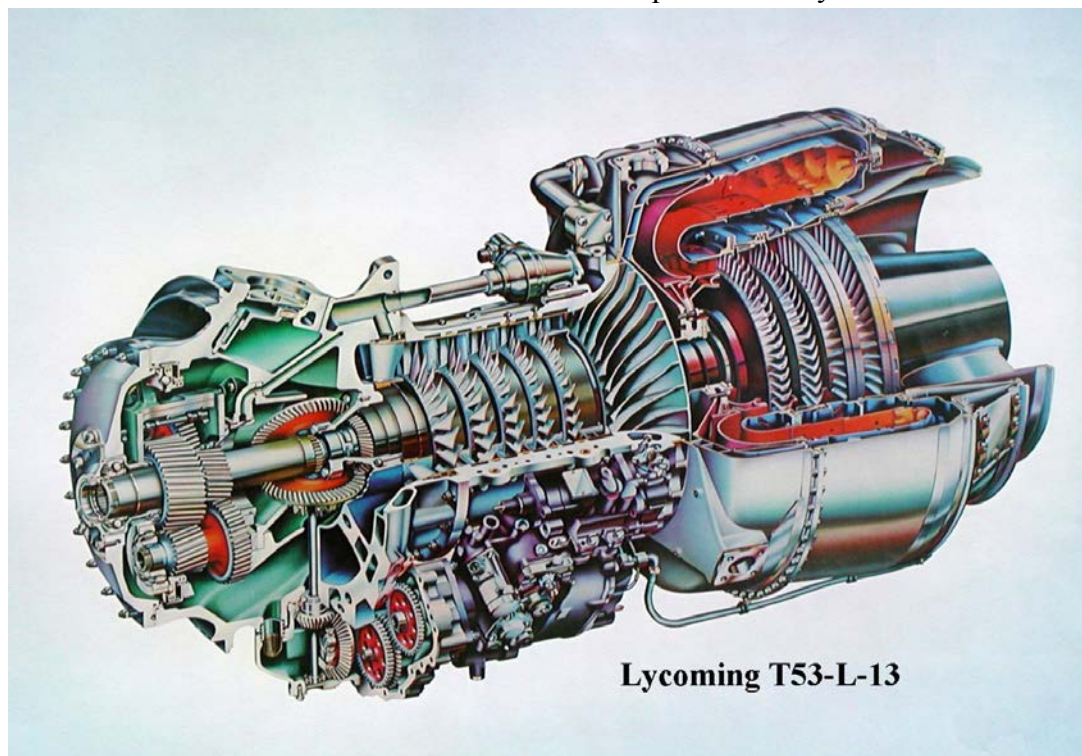
2.2.1. HONEYWELL – T53/T55 (LYCOMING)

Turbo-hřídelový motor vyvinut firmou Lycoming (dnes Honeywell), který byl uveden do provozu roku 1950. [9] Motor je určen převážně pro lehké vrtulníky s výkonem od 615 do 1343 kW. Tento motor je nejčastěji zabudován ve vrtulnicích

- Bell AH-1 Cobra
- Kaman K-MAX
- Grumman OV-1 Mohawk
- Bell UH-1 Iroquois
- AIDC T-CH-1/XC-2
- Bell 204/205
- Boeing Vergil VZ-2
- Canadair CL-84

Konstrukce

- Provedení turbo-hřídelový
- Počet rotorů 1. generátor plynů
2. volná turbína
- Kompresor 6. stupňový - 1. – 5. stupeň axiální
- 6. stupeň radiální
- Spalovací komora prstencová protiproudá
- Turbína 4. stupňová -1. a 2. stupeň axiální turbína generátoru plynů
-3. a 4. stupeň axiální výkonová turbína



Obr. 2.5 Turbo-hřídelový motor Honeywell –T53 (Lycoming) [10]

Základní parametry

Vzhledem k velkému množství variant tohoto motoru bude uvedeno pouze rozmezí parametrů.

Honeywell - T53 verze L-1B/L11/L13B/L701/L703													
Rozmezí parametrů	rozměry [mm]			m_D [kg]	P_{TO} [kW]	π [-]	T_{CVG} [°C]	\dot{m} [kg/s]	n_{G1TO} [ot/min]	n_{G2TO} [ot/min]	n_{Vmax} [ot/min]	n_{Pmax} [ot/min]	M_{TO} [Nm]
	délka	výška	šířka										
Od	1209	584	584	245	615	7,2	-	-	25600	-	22500	6640	1627
Do	1209	584	584	285	1343	8,3	-	-	25600	-	22500	6640	2983

Tabulka 5 : Základní parametry motoru Honeywell – T53

Turbo-hřídelový motor T55, uveden do provozu roku 1953, [11] jako výkonnější verze motoru T53. Motor je určen převážně pro střední až těžké vrtulníky nebo v turbovrtulovém provedení pro lehké letouny s výkonem okolo 3600 kW. Tento motor je nejčastěji zabudován v:

- Bell 309
- Boeing CH-47 Chinook
- Boeing 360/RC135
- Piper PA48

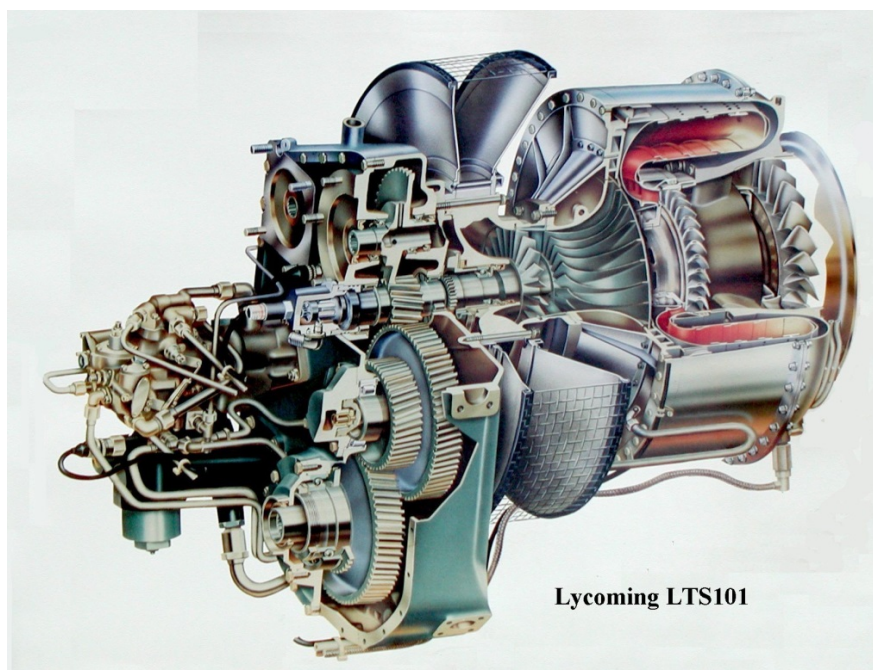
2.2.2. HONEYWELL – LTS101/LTP101 (LYCOMING)

Turbo-hřídelový LTS101 respektive turbovrtulový LTP101 motor vyvinut firmou Lycoming (dnes Honeywell), [12] který byl poprvé uveden do provozu roku 1960. Motor je určen převážně pro lehké vrtulníky resp. letouny s výkonem od 485 do 634 kW (650 do 850 SHP). Tento motor je nejčastěji zabudován v letadlech:

- Air Tractor AT-302
- Bell 222
- H-65 Dolphin

Konstrukce

- Provedení turbo-hřídelový
- Počet rotorů 1. generátor plynů
2. volná turbína
- Kompresor 2. stupňový 1. stupeň axiální
2. stupeň radiální
- Spalovací komora prstencová protiproudá
- Turbína 2. stupňová -1. stupeň axiální turbína generátoru plynů
-2. stupeň axiální výkonová turbína
- ostatní převodovka



Obr. 2.6 Turbo-hřídelový motor Honeywell –LTS101 (Lycoming) [13]

Základní parametry

Bylo vyrobeno mnoho verzí motoru LTS101, avšak budou zde uvedeny dvě typické verze tohoto motoru.

Honeywell - typ LTS101													
verze	rozměry [mm]			m_D [kg]	P_{TO} [kW]	π [-]	T_{CVG} [°C]	\dot{m} [kg/s]	n_{G1TO} [ot/min]	n_{G2TO} [ot/min]	n_{Vmax} [ot/min]	n_{Pmax} [ot/min]	M_{TO} [Nm]
	délka	výška	šířka										
650B-1	789	644	470	127	410	8,5	782	5,4	49638	-	49225	6120	704
850B-2	789	644	470	128	582	8,8	848	5,9	51029	-	51029	6780	809

Tabulka 6 : Základní parametry motoru Honeywell – LTS101

2.2.3. HONEYWELL – HTS900

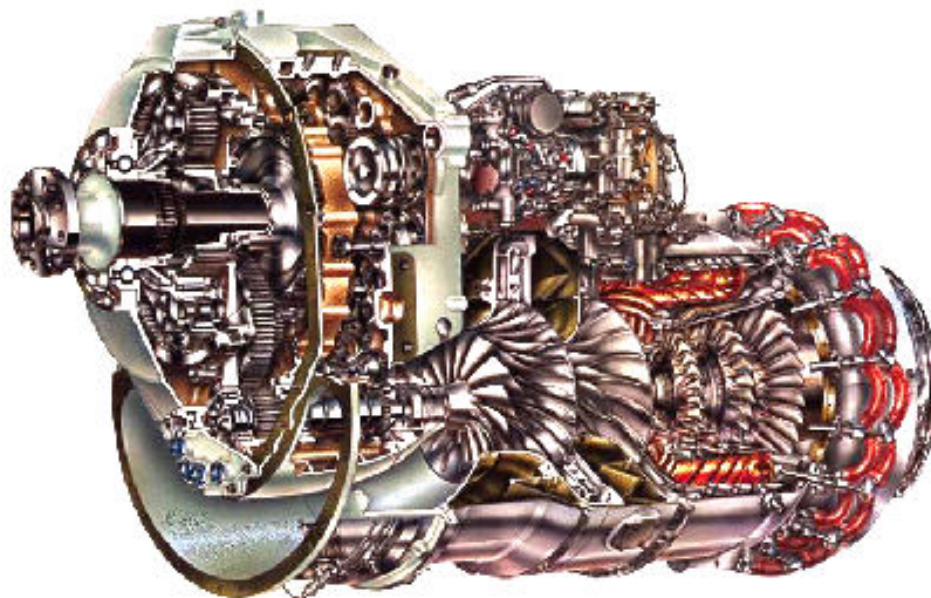
Nejnovější turbo-hřídelový motor firmy Honeywell, který má nahradit sérií motorů LTS101. [14] Motor byl certifikován v roce 2009 s nominálním výkonem 750kW. Motor se zabudovává do vrtulníků:

- Bell ARH-70
- SwissHelicopter SKY SH09

Konstrukce

- Provedení turbo-hřídelový
- Počet rotorů 1. generátor plynů
 2. volná turbína
- Kompresor 2. stupňový radiální
- Spalovací komora prstencová protiproudá

- Turbína 2. stupňová -1. stupeň axiální turbína generátoru plynů
-2. stupeň axiální výkonová turbína
- ostatní radiální vstup
axiální výstup



Obr. 2.7 Turbo-hřídelový motor Honeywell –HTS900 [15]

Základní parametry

Honeywell –HTS900													
verze	rozměry [mm]			m_D [kg]	P_{TO} [kW]	π [-]	T_{CVG} [°C]	\dot{m} [kg/s]	n_{G1TO} [ot/min]	n_{G2TO} [ot/min]	n_{Vmax} [ot/min]	n_{Pmax} [ot/min]	M_{TO} [Nm]
	délka	výška	šířka										
-	-	-	-	-	713	-	-	-	-	-	-	9598	-

Tabulka 7 : Základní parametry motoru Honeywell – HTS900

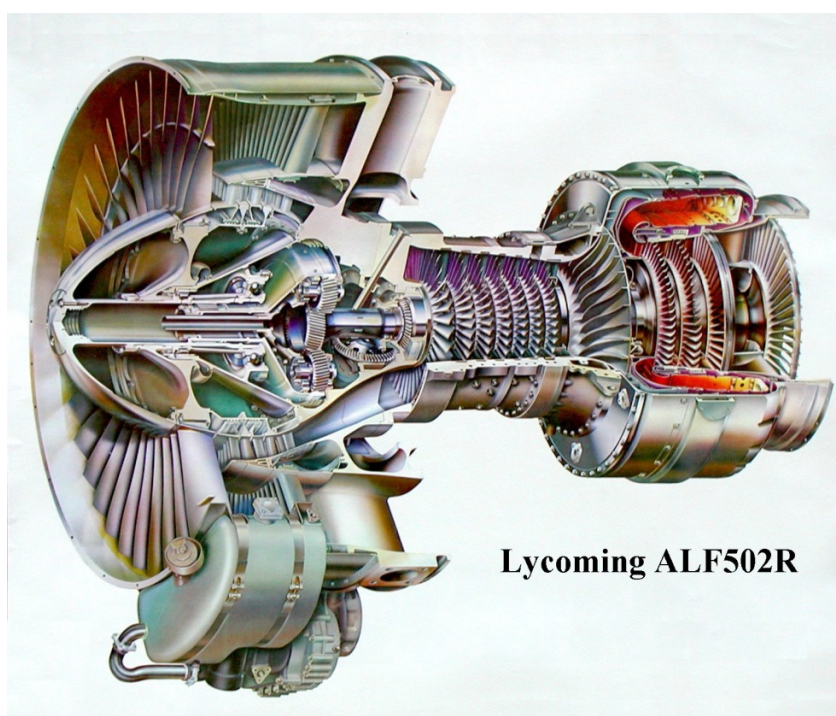
2.2.4. HONEYWELL – ALF502/LF507

Motor Honeywell-ALF502 dříve pod značkou Lycoming YF102 je dvouhřídelový turbo-ventilátorový dvouproudový motor, [16] který vznikl na základě konstrukce motoru Lycoming T55 (výše popsáný), přidáním dmychadla. Tento motor byl certifikován v roce 1980 a později dodáván pro letouny:

- Bombardier Challenger 600
- British aerospace 146
- Northrop YA-9

Konstrukce

- Provedení dvousproudový turbo-ventilátorový
- Počet rotorů 1. vysokotlaké stupně
 2. nízkotlaké stupně
- dmychadlo připojené přes reduktor na hřídel nízkotlakých stupňů
- Kompresor 9 stupňový 1. stupeň nízkotlaký axiální
 2. až 8. vysokotlaký axiální
 9. vysokotlaký radiální
- Spalovací komora prstencová protiproudá
- Turbína 4. stupňová 1. a 2. stupeň axiální turbína vysokotlaká
 3. a 4. stupeň axiální turbína nízkotlaká
- Hnací tryska oddělená pro vnitřní a vnější proud
- ostatní planetový reduktor



Obr. 2.8 Turbo-ventilátorový motor Honeywell –ALF502 (Lycoming YF102) [17]

Základní parametry

verze ALF502								
verze	rozměry [mm]			hmotnost [kg]	Tah vzl. [kN]	Tlak poměr [-]	obtokový poměr	průtok [kg/s]
	délka	výška	šířka					
-	1620	1020	1020	606	34,7	13,6	5,7	116

Tabulka 8 : Základní parametry motoru Honeywell ALF502

Turboventilátorový motor Honeywell LF507 je vylepšenou verzí motoru Honeywell ALF502, [18] původně vyráběný pod značkou Lycoming. Hlavní rozdíl spočívá v přidání dalšího stupně nízkotlakého axiálního kompresoru. Motor je použit v letounech Avro RJ

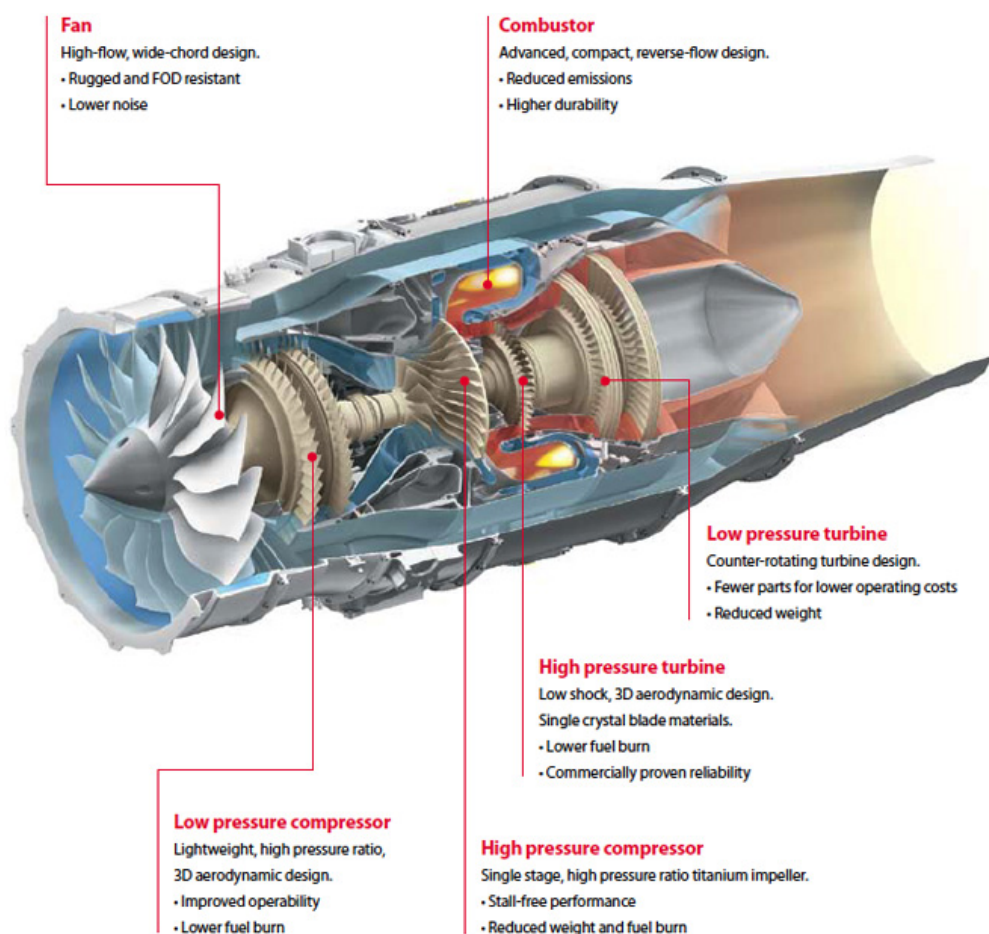
2.3. HONDA

2.3.1. HONDA – HF118/HF120

Malý dvouproudový motor určený pro lehké letouny typu business jet. HF120 vyvinut z motoru Honda HF118, [19] který je první proudovým motorem vyvinut koncernem Honda. Motor byl uveden do provozu v roce 2000 a používá se převážně na letounech Honda HA-420 a Spectrum S-40

Konstrukce

- Provedení turbo-ventilátorový dvouproudový
- Počet rotorů
 1. nízkotlaká
 2. vysokotlaká
- Dmychadlo poháněné nízkotlakou turbínou
- Kompresor
 3. stupňový
 1. a 2. stupeň axiální nízkotlaký
 3. radiální vysokotlaký
- Spalovací komora prstencová protiproudá
- Turbína
 3. stupňová
 - 1. stupeň axiální turbína vysokotlaká
 - 2. a 3. stupeň axiální turbína nízkotlaká
- Hnací tryska se směšovačem vnitřního a vnějšího proudu
- ostatní reverz vnějšího proudu – dvířkový



Obr. 2.9 Turbo-ventilátorový motor Honda – HF118/HF120 [20]

Základní parametry

verze HF118/HF120								
verze	rozměry [mm]			hmotnost [kg]	Tah vzl. [kN]	Tlak poměr [-]	obtokový poměr	průtok [kg/s]
	délka	Výška	šířka					
HF118	1384	538	548	178	7,6	24	2,9	-
HF120	1118	441	441	180	9,1	24	2,9	-

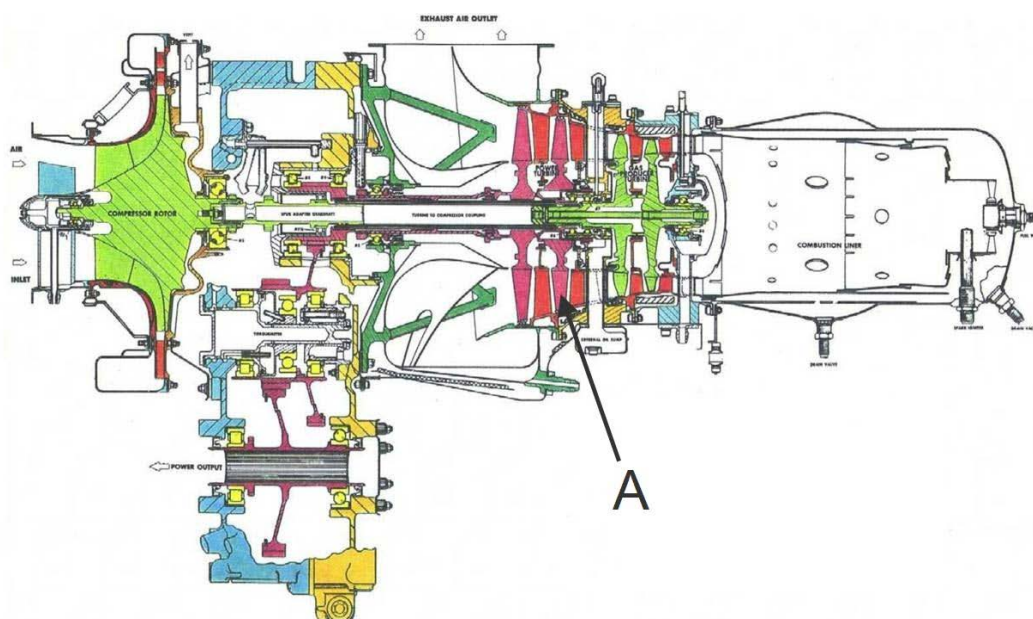
Tabulka 9 : Základní parametry motoru Honda HF118/HF120

2.4. ROLLS-ROYCE

2.4.1. ROLLS-ROYCE M250/RR300/RR500

Turbo-hřídelový motor RR M250 vyvinutý firmou Allison (později koncern Rolls Royce), který poprvé vyšel do provozu roku 1960. [21] Motor je převážně určen pro lehké a středně těžké vrtulníky a malé letouny, nicméně je využit u motocyklu MTT Turbine Superbike. Tento typ je nejúspěšnějším turbínovým motorem firmy Rolls Royce, bylo jich vyrobeno něco přes 30 000 v mnoha modelech. Motor je použit nejčastěji u vrtulníků:

- Bell 206
- MD Helicopters MD500
- MBB BO105
- Sikorsky S-76



Obr 2.10 Turbo-hřídelový motor Rolls Royce M250 [22]

Konstrukce

- Provedení turbo-hřídelový
- Vstup axiální
- Počet rotorů 1. generátor plynů
 2. volná turbína

- Kompresor 1 až 7 stupňový dle typu 0 až 6 stupeň axiální
1 stupeň radiální
- Spalovací komora prstencová
- Turbína 4. stupňová 1 a 2 stupeň axiální turbína generátoru plynů
3 a 4 stupeň axiální výkonová turbína

Základní parametry

Z důvodu velkého množství variant tohoto typu motoru budou uvedeny pouze dva zástupci.

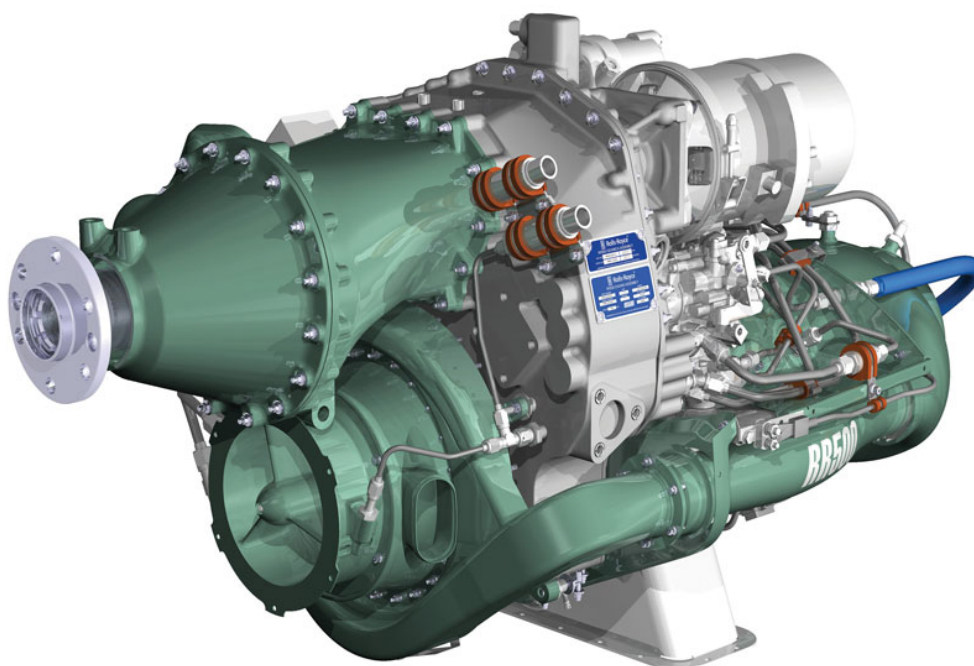
Rolls Royce M250													
Rozmezí paramet.	rozměry [mm]			m_D [kg]	P_{TO} [kW]	π [-]	T_{CVG} [°C]	\dot{m} [kg/s]	n_{G1TO} [ot/min]	n_{G2TO} [ot/min]	n_{Vmax} [ot/min]	n_{Pmax} [ot/min]	M_{TO} [Nm]
	délka	výška	šířka										
C20R	1038	589	527	79	336	6,2	810	1,23	47370	-	54000	6500	542
C300/A1	954	603	545	91	224	9,3	782	2,77	53000	-	54000	6300	390

Tabulka 10 : Základní parametry motoru Rolls Royce M250

Turbo-hřídelový motor RR300 je modernější verze typu RR-M250, [23] uvedenou na trh v roce 1965. Motor má zmenšený odstředivý kompresor oproti modelu M250. Motor se dále nevyvíjel, což mělo za následek, že novější modely M250 dosáhly lepších parametrů.

- Robinson R66
- Bell 47
- RotorWay 300T Eagle

Turbínový motor RR500 respektive turbo-hřídelový RR500TP je výkonnější verzí typu RR300 určeným pro malé letouny nebo lehké helikoptéry. [24] V podstatě došlo k zvýšení průtočné hmotnosti motoru oproti typu RR300



Obr 2.11 Turbo-hřídelový motor Rolls Roys RR500 [24]

2.5. GENERAL ELECTRIC

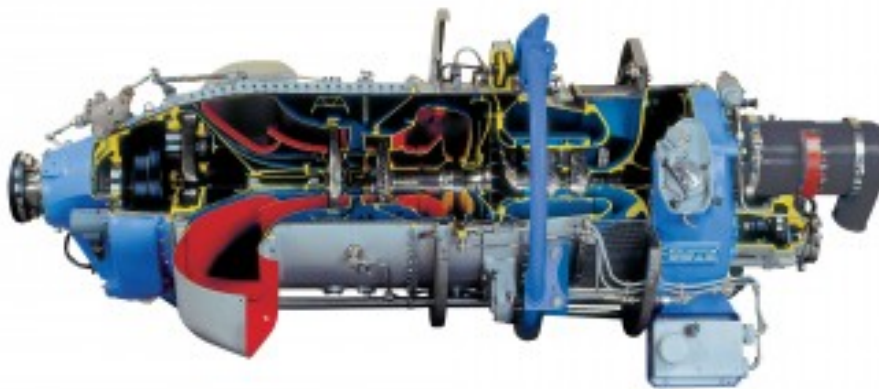
2.5.1. GE H80

Turbínový motor GE H80 respektive deriváty H75 a H85 je určen pro lehké dopravní letouny a zemědělské letouny. [25] Byl vyvinut jako novější verze Walter M601 a uveden prvně do provozu v roce 2009. Je navrhnut pro provoz ve vyšších nadmořských výškách a vyšších teplotách.

- Let-L410NG
- Thrush Model 510
- Techniavia Rysachok

Konstrukce

- Provedení turbo-vrtulový
- Vstup radiální
- Počet rotorů 1. generátor plynů
2. volná turbína
- Kompresor 3. stupňový -2 stupně axiální
-1 stupeň radiální (generátor plynů)
- Spalovací komora prstencová
- Turbína 2. stupňová 1 stupeň axiální turbína generátoru plynů
2 stupeň axiální výkonová turbína



Obr. 2.12 Turbo-vrtulový motor GE H80 [26]

Základní parametry

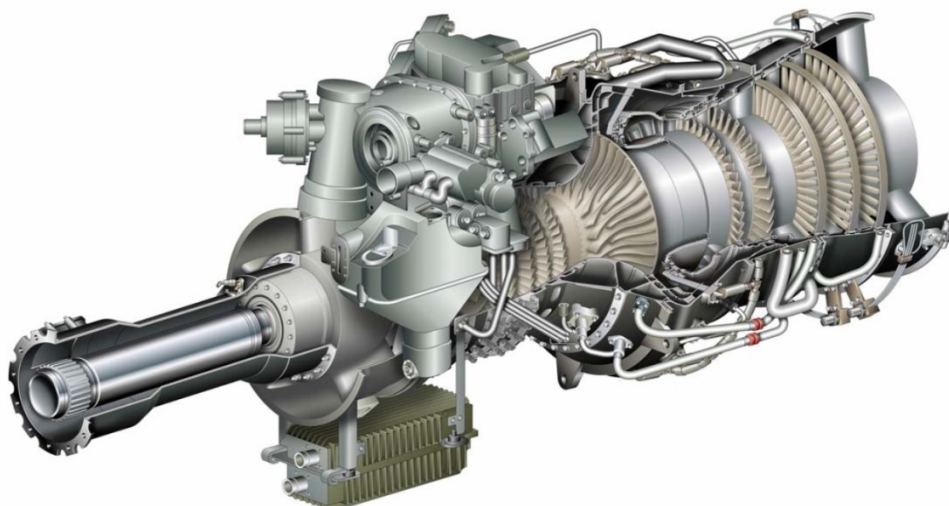
General Electric H80													
verze	rozměry [mm]			m_D [kg]	P_{TO} [kW]	π [-]	T_{CVG} [°C]	\dot{m} [kg/s]	n_{G1TO} [ot/min]	n_{G2TO} [ot/min]	n_{Vmax} [ot/min]	n_{Pmax} [ot/min]	M_{TO} [Nm]
	délka	Výška	šířka										
H80	1675	650	590	202	597	6,7	780	-	31023	-	-	2080	2740

Tabulka 11 : Základní parametry motoru General Electric H80

2.5.2. GE38

Turbovrtulový resp. Turbo-hřídelový motor GE38 vyroben ve spolupráci MTU aero engines a General Electric, který byl uveden na trh v 1980, jako vylepšená verze typu GE27. [27] Program byl financován americkou armádou pro pohon těžké helikoptéry Bell-Boeing V-22

- Lockheed P-7 (varianta T407)
- Sikorsky CH-53K (varianta T408)



Obr. 2.13 Turbo-hřídelový motor GE38 [28]

Konstrukce

- Provedení turbo-vrtulový, turbo-hřídelový
- Počet rotorů 1. generátor plynů
2. volná turbína
- Kompresor 6. stupňový -5. stupňů axiální
-6. stupeň radiální
- Spalovací komora prstencová
- Turbína 5. stupňová -2 stupňová axiální turbína generátoru plynů
-3 stupňová axiální výkonová turbína

Základní parametry

MTU GE38													
verze	rozměry [mm]			m_D [kg]	P_{TO} [kW]	π [-]	T_{CVG} [°C]	\dot{m} [kg/s]	n_{G1TO} [ot/min]	n_{G2TO} [ot/min]	n_{Vmax} [ot/min]	n_{Pmax} [ot/min]	M_{TO} [Nm]
	délka	výška	šířka										
-	1460	690	690	501	5600	18,6	780	-	-	-	-	-	-

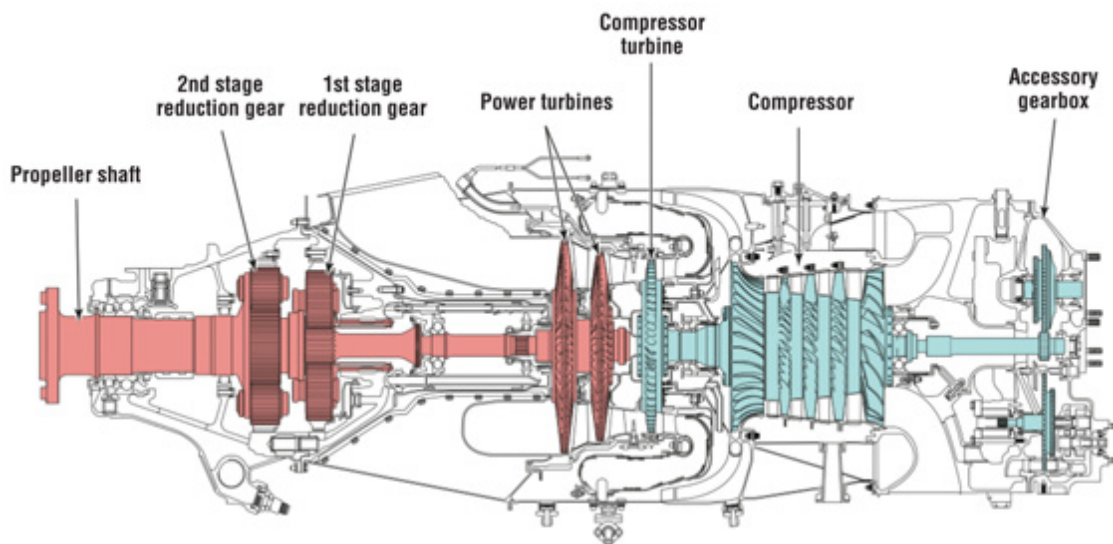
Tabulka 12 : Základní parametry motoru MTU – GE38

2.6. PRATT & WHITNEY CANADA

2.6.1. PT6

Turbovrtulový respektive turbo-hřídelový motor PT6 je jeden z nejúspěšnějších motorů ve své třídě vůbec a pokrývá širokou škálu výkonnostních parametrů od 400 kW do 1450 kW. [29] Poprvé byl uveden na trh v roce 1960, a od této doby bylo vyrobeno přes 41 000 kusů od lehkých po středně těžké letadla, ale i například lokomotiva UAC Turbo Train. Použití tohoto motoru je tak široké, že zde budou uvedeny jen některé letouny a helikoptéry, ve kterých motor PT6 je použit.

- Antonov AN28
- Let L410 Turbolet
- Beechcraft 1900,
- Pilatus PC-7,9,12,21
- Beechcraft King Air
- Piper PA31P
- Casa C 212
- Piper PA42 Cheyenne
- Cessna 208 Caravan
- Socata TBM
- Cessna 425 Corsair
- Sikorsky S76B
- de Havilland Canada DHC-2,3,6
- Eurocopter EC175
- Embraer EMB 110



Obr. 2.14 Turbo-hřídelový motor PT6 [30]

Konstrukce

- | | |
|----------------|--|
| • Provedení | turbo-vrtulový, turbo-hřídelový |
| • Vstup | radiální |
| • Počet rotorů | 1. generátor plynů
2. volná turbína |

- Kompresor 4-5. stupňový -3 až 4 stupně axiální (dle typu)
-1 stupeň radiální
- Spalovací komora prstencová protiproudá
- Turbína 2 až 3. stupňová 1 st. axiální turbína generátoru plynů
1 až 2 st. axiální výkonová turbína

Základní parametry

Z důvodu velkého množství modelů zde budou vypsány pouze rozmezí parametrů variant tohoto typu motoru.

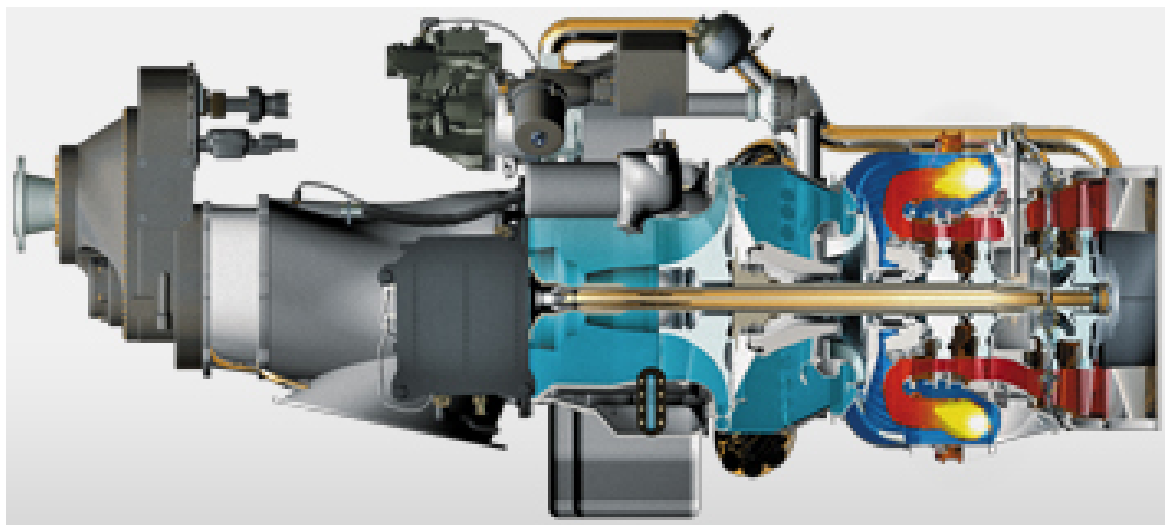
Pratt & Whitney PT6													
Rozmezí paramet.	rozměry [mm]			m_D [kg]	P_{TO} [kW]	π [-]	T_{CVG} [°C]	\dot{m} [kg/s]	n_{G1TO} [ot/min]	n_{G2TO} [ot/min]	n_{Vmax} [ot/min]	n_{Pmax} [ot/min]	M_{TO} [Nm]
	délka	výška	šířka										
od	1500	480	480	120	500	6,9	730	-	29894	-	-	1700	-
do	1830	900	900	350	1500	-	860	-	39000	-	-	1700	-

Tabulka 13 : Základní parametry motoru Pratt & Whitney PT6

2.6.2. PW100/150

Turbo-vrtulový motor PW100/150 , taktéž značený jako PT7, vyvinutý firmou Pratt and Whitney Canada, který byl certifikován roku 1984. [31] Motor je převážně určen pro dopravní letouny a je vyroben v 38 modelech o výkonech 1343 až 3730 kW (1800 do 5000 SHP)

- Embraer EMB120 Brasilia
- Alenia Aeronautica EADS ATR 42-300/320
- Bombardier Aerospace Q100
- Alenia Aeronautica EADS ATR 72-210/500
- Ilyushin IL-114-100



Obr 2.15 Turbo-vrtulový motor PW100/150 [32]

Konstrukce

- Provedení turbo-vrtulový
- Vstup radiální
- Počet rotorů 1. generátor plynů vysokotlaký
2. generátor plynů nízkotlaký
3. volná turbína
- Kompresor 2. stupňový radiální nezávislý vysoko a nízkotlaký
- Spalovací komora prstencová protiproudá
- Turbína 4. stupňová 2 stupňová axiální turbína generátoru plynů (HP a LP)
2 stupňová axiální výkonová turbína
- Startér elektrický

Základní parametry

Z důvodu velkého množství modelů zde bude vypsáno pouze rozmezí parametrů pro modely tohoto typu motoru.

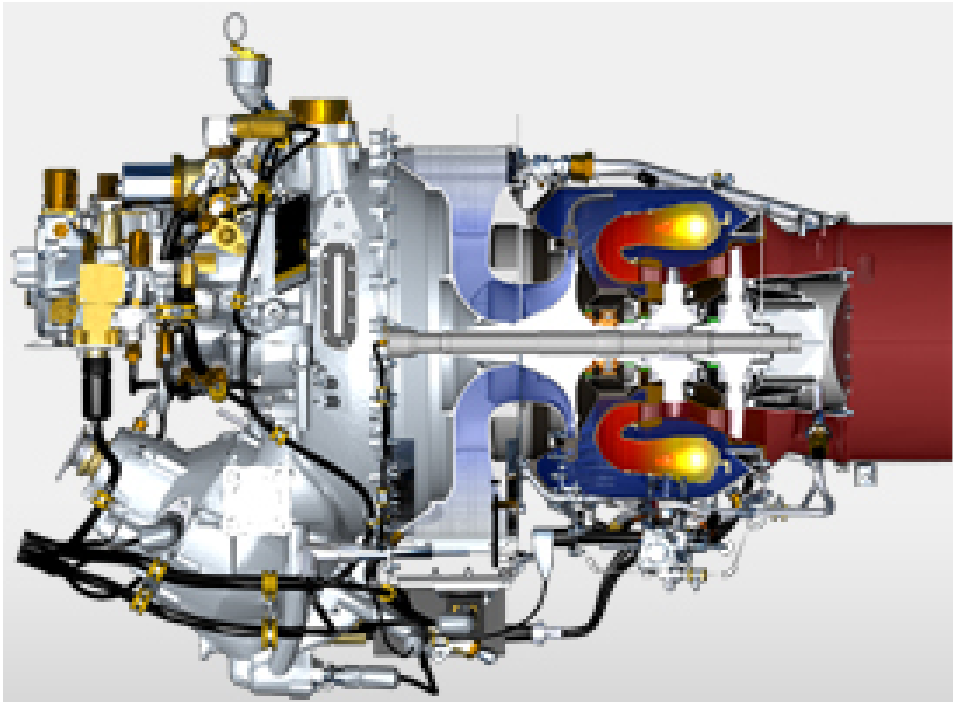
Pratt & Whitney PW100/150													
Rozmezí paramet.	rozměry [mm]			m_D [kg]	P_{TO} [kW]	π [-]	T_{CVG} [°C]	\dot{m} [kg/s]	n_{G1TO} [ot/min]	n_{G2TO} [ot/min]	n_{Vmax} [ot/min]	n_{Pmax} [ot/min]	M_{TO} [Nm]
	délka	výška	šířka										
od	2046	635	635	391	1491	-	800	-	28870	34200	-	1212	12324
do	2130	679	679	482	2051	-	816	-	28900	34360	-	1339	17354

Tabulka 14 : Základní parametry motoru Pratt & Whitney PW100/150

2.6.3. PW200

Turbo-vrtulový motor rodiny PW200, vyrobený v 10 modelech ve výkonovém rozmezí 370 až 520 kW (500 až 700 shp). [33] Motor je převážně určen pro lehké dvumotorové vrtulníky a byl uveden na trh v 90 letech. Do dnes jich bylo vyrobeno řádově 4000 kusů

- Eurocopter EC135
- Bell 427
- Bell 429
- Kazan Ansat



Obr 2.16 Turbo-vrtulový motor PW200 [33]

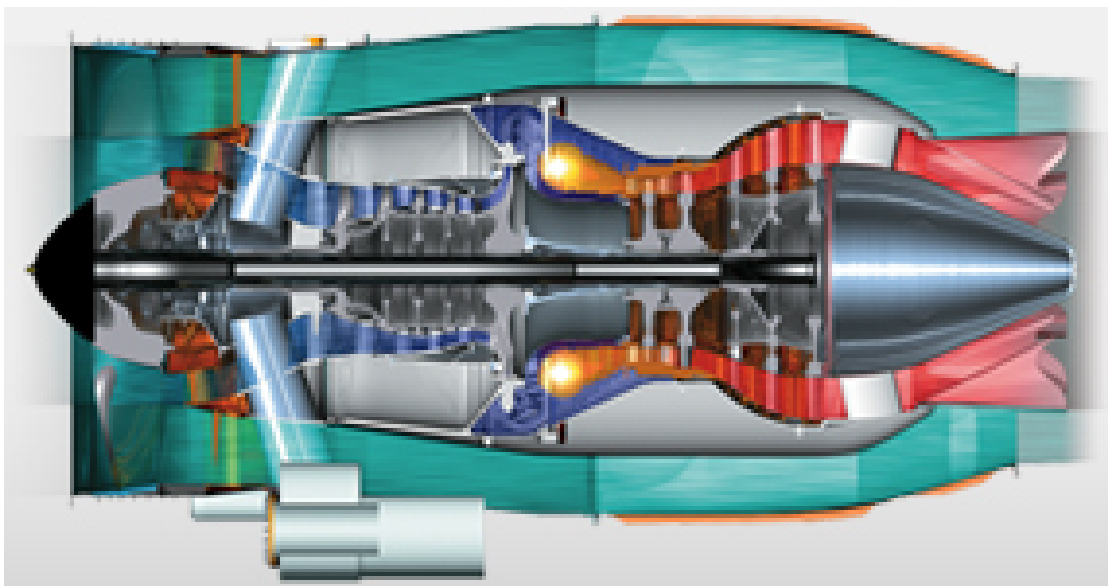
Konstrukce

- Provedení turbo-hřídelový
- Vstup radiální
- Počet rotorů 1. generátor plynů
2. volná turbína
- Kompresor 1. stupňový radiální
- Spalovací komora prstencová protiproudá
- Turbína 2. stupňová 1 stupňová axiální turbína generátoru plynů
1 stupňová axiální výkonová turbína
- Startér elektrický

2.6.4. PW300

Turbo-ventilátorový motor rodiny PW300, vyrobený ve 13 modelech a v rozmezí propulsní tažné síly 20 až 31 kN. [34] Motor je převážně určen pro letouny typu business jet

- Bombardier Learjet 60
- Hawker 1000
- Dornier 328JET
- Bombardier Learjet 85
- Dassault Falcon 2000EX/DX/LX



Obr 2.17 Turbo-ventilátorový motor PW300 [35]

Konstrukce

- Provedení dvouproudový turbo-ventilátorový
- Počet rotorů 2 rotory - Vysokotlaký a nízkotlaký stupeň
- dmychadlo připojené na hřídel nízkotlakého stupně
- Kompresor 5 stupňový 4. stupně vysokotlaké axiální
5.tý stupeň vysokotlaký radiální
- Spalovací komora prstencová protiproudá
- Turbína 5. stupňová -1. a 2. stupeň axiální turbína vysokotlaká
-3.,4, a 5. stupeň axiální turbína nízkotlaká
- Hnací tryska oddělená pro vnitřní a vnější proud

Základní parametry

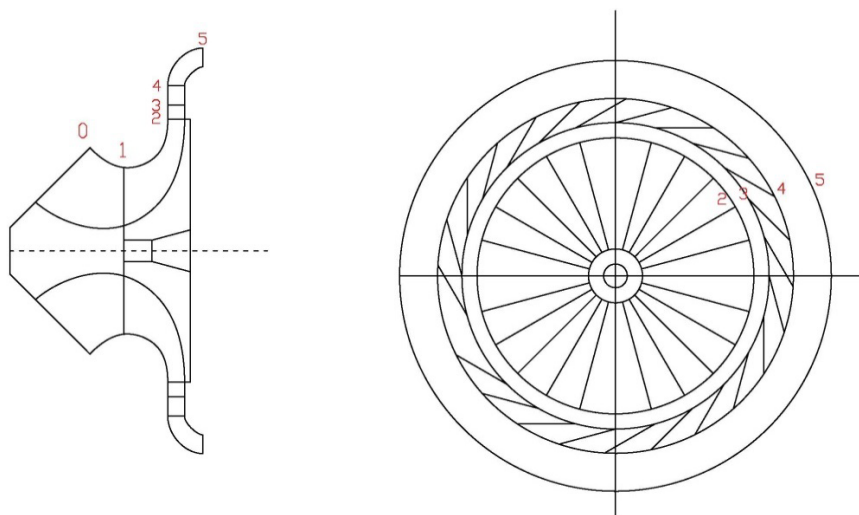
verze PW300								
Rozmezí paramet.	rozměry [mm]			hmotnost [kg]	Tah vzl. [kN]	Tlak poměr [-]	obtokový poměr	průtok [kg/s]
	délka	výška	šířka					
-	2184	1270	1270	522	21-31	20,6	4,23	-

Tabulka 15 : Základní parametry motoru Pratt & Whitney – PW300

Turbo-ventilátorový motor rodiny PW500, vyrobený v 8 modelech a v rozmezí propulsní tažné síly 12,8-18,3 kN (2900-4100 lbf). [36], [37] Motor je převážně určen pro letouny typu business jet.

3. ÚVOD DO TEORIE STUPNĚ RADIÁLNÍHO KOMPRESORU

Radiální kompresor je stroj měnící mechanickou energii hnací hřídele na tlakovou energii vystupujícího plynu, pomocí odstředivé síly působící na plyn, který protéká jeho kanálem. [38] Každý stupeň radiálního kompresoru viz Obr. 3.1 se skládá, ze vstupního ústrojí (oblast 0 až 1), oběžného kola oblast (1 až 2), difuzoru (oblast 2 až 4) a výstupního ústrojí (oblast 4 až 5). Vstupní ústrojí přivádí plyn do oběžného kola. V oběžném kole se mu předá práce na zvýšení tlakové i kinetické energie vlivem odstředivých sil. V difuzoru se pak dále mění kinetická energie plynu na tlakovou. Výstupní ústrojí poté odvádí a nasměruje plyn buď k dalším stupňům, nebo do spalovací komory.



Obr. 3.1 : Základní části stupně radiálního kompresoru

3.1. TERMODYNAMICKÉ ZMĚNY VE STUPNI KOMPRESORU

Plyn na vstupu do stroje přitéká absolutní rychlostí c_0 (viz Obr. 3.2), čemuž odpovídá celková teplota T_{0C} . [39] Ve vstupním ústrojí se ideálně nepřivádí ani neodvádí žádné teplo, a tudíž i celková teplota se nemění $T_{0C}=T_{1C}$. Rychlost zpravidla roste, a tím klesá statická teplota. Vlivem ztrát ve vstupním ústrojí klesá celkový tlak a roste entropie.

$$T_{0C} = T_{1C} = \frac{c_0^2}{2 \cdot c_p} + T_{0s} \quad (1)$$

$$T_{1s} < T_{0s} \quad p_{1s} < p_{0s} \quad p_{1C} < p_{0C} \quad (2)$$

V oběžném kole kompresoru se přivádí práce plynu, a proto roste celková teplota, celkový tlak, statická teplota, statický tlak, rychlost plynu v kanále a taktéž entropie.

$$T_{2C} > T_{1C} \quad T_{2s} > T_{1s} \quad p_{2s} > p_{1s} \quad p_{2C} > p_{1C} \quad (3)$$

Plyn dále vstupuje do difuzoru, kde se mění kinetická energie plynu, vystupujícího z oběžného kola, na energii tlakovou [38]. Zde máme difuzor rozdělen jak na bezlopatkový (oblast 2 až 3), tak lopatkový (oblast 3 až 4). Celková teplota plynu se nemůže zvětšovat, jelikož se do proudu nepřivádí žádná energie a v ideálním případě se nepřivádí a ani neodvádí

teplo. Vlivem ztrát třením a mísením proudu klesá statický tlak a roste entropie a taktéž klesá celkový tlak. Vše platí pro oba typy difuzoru.

$$T_{3C} = T_{2C} \quad T_{3S} > T_{2S} \quad p_{3S} > p_{2S} \quad p_{3C} < p_{2C} \quad (4)$$

$$T_{4C} = T_{3C} \quad T_{4S} > T_{3S} \quad p_{4S} > p_{3S} \quad p_{4C} < p_{3C} \quad (5)$$

Výstupní ústrojí je určeno k nasměrování proudu plynu podle požadavku, kam plyn dále pokračuje. Zde se taktéž nepřivádí energie a v ideálním případě se nepřivádí ani neodvádí teplo. Tudiž je celková teplota neměnná. Rychlost plynu mírně klesá, a proto mírně roste statická teplota i statický tlak. Vlivem ztrát mísením a třením mírně poklesne celkový tlak.

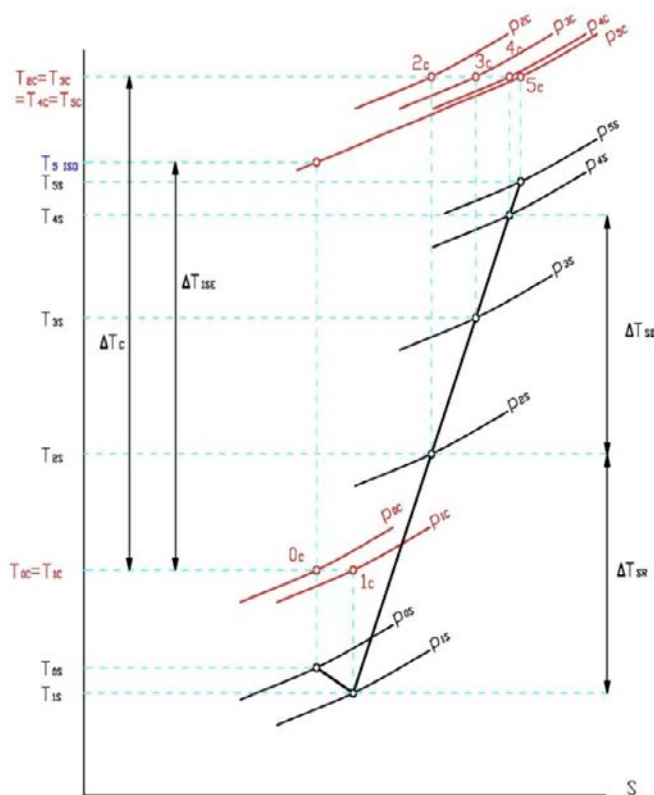
$$T_{5C} = T_{4C} \quad T_{5S} > T_{4S} \quad p_{5S} > p_{4S} \quad p_{5C} < p_{4C} \quad (6)$$

Ze vstupních a výstupních parametrů lze určit izoentropickou účinnost a tlakový poměr kompresoru. Izoentropická účinnost je poměr dvou entalpií. [39] Kde Δi_{IS} je entalpický spád na stupni kompresoru, pokud uvažujeme konstantní entropii. A Δi_C je skutečný entalpický spád stupně kompresoru mezi body 5c a 0c

$$\eta_{ISO} = \frac{\Delta i_{ISO}}{\Delta i_C} = \frac{\Delta T_{ISO}}{\Delta T_C} \quad (7)$$

Tlakový poměr stupně kompresoru se určí jako poměr celkových tlaků na výstupním ústrojí 5c a na vstupním ústrojí 0c a taktéž lze určit z poměru teplot T_{5ISO} a T_{0C}

$$\pi = \frac{p_{5C}}{p_{0C}} = \left(\frac{T_{5ISO}}{T_{0C}} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (8)$$



Obr. 3.2 : T-s diagram stupně kompresoru

3.2. EULEROVA TURBÍNOVÁ ROVNICE

Leonhard Euler zformuloval vztah na základě změny hybnosti ustáleného proudění tekutiny. [40] Podle této rovnice nám postačují ke stanovení sil pouze parametry na hranicích kontrolních objemů. Na tekutinu tak působí moment sil, který je dán změnou hybnosti tekutiny.

$$dM_K = d\dot{m} \cdot (c_{2u} \cdot r_2 - c_{1u} \cdot r_1) \quad (9)$$

Kde: dM_K je moment působící na tekutinu v kontrolním objemu

r_1 střední poloměr vstupu

r_2 poloměr výstupu z kola

c_{1u} absolutní rychlost v obvodovém směru na vstupu do kola

c_{2u} absolutní rychlost v obvodovém směru na výstupu z kola

Vynásobíme-li rovnici úhlovou rychlostí, pak součinem poloměru a úhlové rychlosti dostaneme obvodovou rychlost a součinem momentu a úhlové rychlosti dostaneme výkon.

$$dP_K = d\dot{m} \cdot (c_{2u} \cdot u_2 - c_{1u} \cdot u_1) \quad (10)$$

Nebo pro měrnou práci po vykrácení měrným hmotnostním tokem dostaneme

$$l_K = c_{2u} \cdot u_2 - c_{1u} \cdot u_1 \quad (11)$$

Pomocí Cosinových vět rychlostních trojúhelníků lze tento tvar přepsat do podoby

$$l_K = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} \quad (12)$$

Tato rovnice nám dává lepší přehled o jednotlivých složkách energií.

$$\frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} \quad \text{udává růst statické energie v oběžném kole.}$$

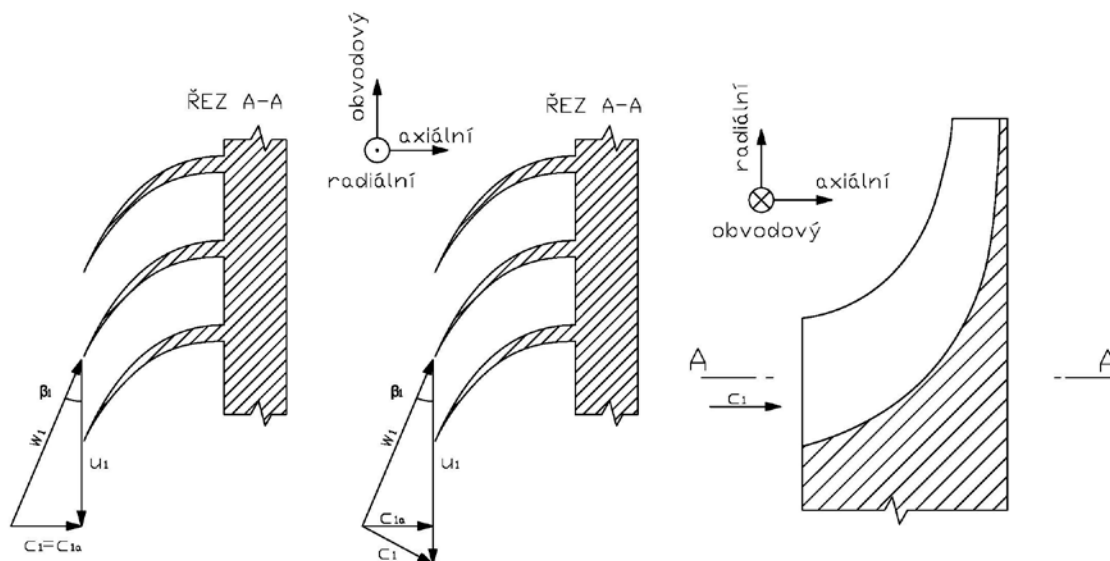
3.3. PRŮTOK PLYNU STUPNĚM KOMPRESORU

3.3.1. Vstupní ústrojí

Vstupní ústrojí kompresoru slouží k přívodu plynu na oběžné kolo. Musí být taktéž zajištěno rovnoměrné rozložení rychlosti proudu na vstupu do oběžného kola, za minimálních hydraulických ztrát, které nám snižují účinnost. [38] Typy přívodů se liší dle toho, na co příslušný stupeň kompresoru navazuje (osový, s kolenem, vstupní spirála).

Ze vstupního ústrojí může plyn vytékat na oběžné kolo v čistě axiálním směru. Takové vstupní ústrojí se nazývá "Bez rozvření", to je zobrazeno na Obr. 3.3 vlevo. Nebo může plyn vytékat na vstup oběžného kola s částečně obvodového směru Obr. 3.3 uprostřed. Takový vstup se nazývá "S rozvřením".

Celkový tlak před kolem kompresoru p_{1c} je vždy menší než celkový tlak na vstupu do vstupního ústrojí p_{0c} , a to z důvodu ztrát, které činí u běžných leteckých kompresorů 1 až 3 % z p_{0c} .



Obr. 3.3 : Rychlostní trojúhelník v záběrné části oběžného kola

3.3.2. Oběžné kolo

Plyn vtéká do oběžného kola kompresoru v tzv. záběrné části (záběrníku) absolutní rychlostí c_1 . Záběrník se pohybuje obvodovou rychlostí u_1 , která je závislá na otáčkách kola a poloze. u_1 roste s poloměrem záběrníku.[38] Rychlost plynu, která je v kanále záběrníku, je sklad absolutní a obvodové rychlosti a nazývá se relativní rychlost w_1

$$u_1 = \omega \cdot r \quad (13)$$

$$w_1^2 = u_1^2 + c_1^2 \quad (14)$$

Je žádoucí, aby úhel nabíhajícího proudu na záběrník byl co nejmenší po výšce lopatky (ve výpočtovém stavu to činí 2 až 4 stupně) tak, aby nedocházelo k utržívání proudu již na záběrníku. Takto utržený proud již nelze stabilizovat. Proto je nutné, aby záběrník měl po výšce proměnný úhel nastavení β_1

$$\text{tg} \beta_1 = \frac{\text{konst}}{r} \quad (15)$$

Relativní rychlost plynu na záběrné části kola w_1 roste směrem od osy rotace po výšce lopatky a neměla by dosáhnout místní rychlosti zvuku. [38] V takovém případě by došlo k rychlému nárůstu ztrát, vzniklým rázovými vlnami. Toto bývá často hlavní faktor omezující maximální obvodovou rychlost kola.

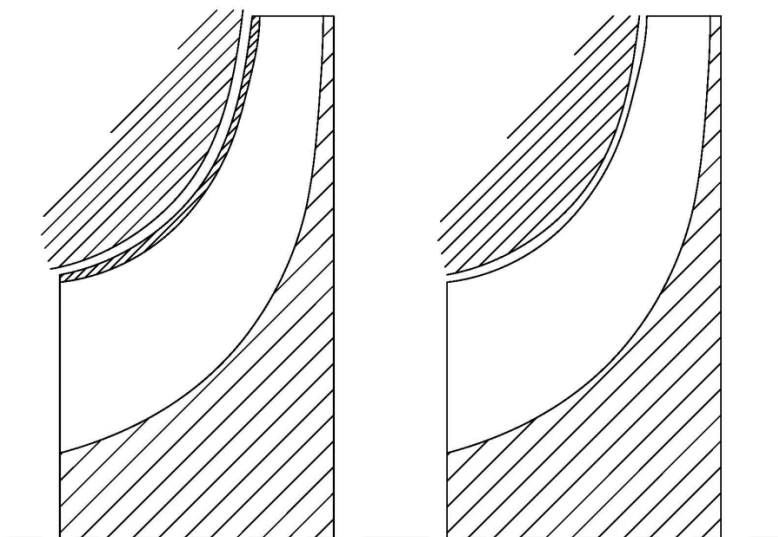
$$1 > M_{w_{1e}} = \frac{w_{1e}}{\sqrt{\kappa \cdot r \cdot T_{1e}}} \quad (16)$$

Částečně lze obvodovou rychlost zvýšit pomocí výše uvedeného vstupu s rozvířením, viz Obr. 3.3 uprostřed. Zde má nabíhající proud absolutní rychlosti c_1 složku axiální c_{1a} a obvodovou c_{1u} . Díky tomu lze zvýšit obvodovou rychlost u_1 právě o rychlost c_{1u} , za dodržení maximální relativní rychlosti w_1 . Toto řešení má však nevýhodu, že s růstem c_{1u} klesá předaná práce vzduchu v kole (dle Eulerovy turbínové rovnice). Vyosení nabíhající absolutní rychlosti je provedeno usměrňujícími lopatkami před záběrníkem.

Samotným úkolem záběrníku je převést plyn ze vstupního ústrojí na oběžné kolo a otočit proudění plynu ze směru rychlosti w_1 do axiálního směru. Záběrník je tvarován jako difuzor, ve kterém klesá relativní rychlost plynu za růstu statického tlaku a teploty. Záběrník musí být dostatečně dlouhý tak, aby došlo k pozvolnému otáčení relativní rychlosti v kanále a nedocházelo tak k utržívání proudu od stěn. Taktéž velká difuzornost způsobuje utržívání proudu od stěn.

V další části oběžného kola dochází k otáčení proudu z axiálního směru do radiálního a působením odstředivé síly ke stlačování plynu v kanále.

Podle konstrukce kanálu je možné dělit kola na zakrytá a odkrytá [38] (Obr. 3.4). U kol zakrytých (Obr. 3.4 vlevo) je jeden celek nosný kotouč a lopatky, na něž je připevněn krycí kotouč svařováním nebo pájením. Proto vedou plyn v uzavřeném kanále, tudíž ztráty plynoucí z přetoku jsou menší. Avšak technologická složitost obrobít kanál s minimální drsností vede k větším třecím ztrátám. Taktéž se nedá kolo použít pro větší otáčky, kvůli velkým odstředivým silám, což je hlavní důvod proč se nepoužívá u kompresorů leteckých motorů. U kol odkrytých (Obr. 3.4 vpravo) se otáčí nosný kotouč s lopatkami, ale krycí disk je už součástí statoru. Tyto kola se používají v letectví a vyhovují vyšším otáčkám. Přetokům mezi nosným kotoučem a skříní se zabráňuje pomocí labyrintových ucpávek.



Obr. 3.4 : Kola zakrytá a odkrytá

Průřez kanálu je ovlivněn změnou tlaku a rychlosti při průtoku kolem. Kanály se nejčastěji konstruují tak, že relativní rychlost na vstupu je rovna relativní rychlosti na výstupu $w_{1a}=w_{2r}$. To znamená, že se rychlost plynu při průtoku kanálem výrazně nemění. [38] Při průchodu kanálem nám roste statický tlak, a proto nám roste i hustota plynu. Podle rovnice spojitosti nám proto klesá průřez kanálem.

$$\rho = \frac{p_s}{r \cdot T_s} \quad (17)$$

$$\rho_i \cdot w_i \cdot S_i = konst \quad (18)$$

Statický tlak nám roste nejvíce v "zadní" radiální části kola, a proto se zde mění nejvíce průřez kanálu.

Proudění plynu na výstupu z kola ovlivňuje sekundární proudění [41] (viz. pozdější kapitola č. 3.4.). Proud je rozrušený jak v obvodovém, tak v osové směru. Vzniká velká nerovnoměrnost rychlostí a tlaků na výstupu z kanálu

Síly působící na element plynu v kole

Na Obr. 3.5 máme element plynu, který postupuje po střední proudnici oběžným kolem rychlostí w . Uvažujeme pouze případ částice v čistě radiální části oběžného kola. [38] Kolo se otáčí po směru hodinových ručiček úhlovou rychlostí ω . Proto na částici působí odstředivá síla dF_o

$$dF_o = dm \cdot r \cdot \omega^2 \quad (19)$$

Proti pohybu elementu působí třecí síla $dF_{tř}$ úměrná kvadrátu rychlosti w .

$$dF_{tř} \approx w^2 \cdot \mu \quad (20)$$

Dále proti zrychlení působí setrvačná síla dF_s

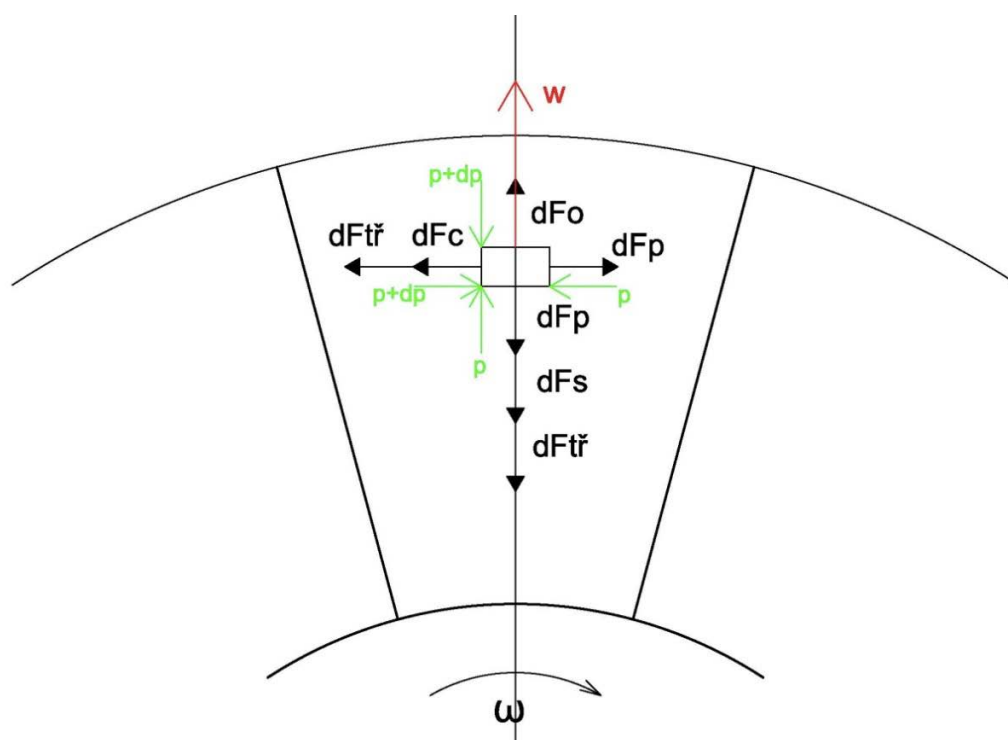
$$dF_s = dm \cdot \frac{dw}{dt} \quad (21)$$

a síla tlaková, působící proti růstu tlaku na daný element dF_p .

$$dF_p = dS \cdot dp \quad (22)$$

Kolmo k pohybu elementu působí coriolisova síla dF_c . Která spolu s tlakovými a třecími silami přispívá k sekundárnímu proudění v kanále.

$$dF_c = dm \cdot 2w\omega \quad (23)$$



Obr. 3.5 : Síly působící na částici plynu v radiální části oběžného kola

Pro rovnováhu sil ve směru radiálním, při zanedbání třecích sil je možné napsat

$$\frac{dw}{dt} = -\frac{dp}{ds} \cdot \frac{1}{\rho} + r \cdot \omega^2 \quad (24)$$

což po integraci mezi r_1 a r_2 dává

$$\frac{u^2}{2} - \frac{w^2}{2} - \frac{p}{\rho} = konst \quad (25)$$

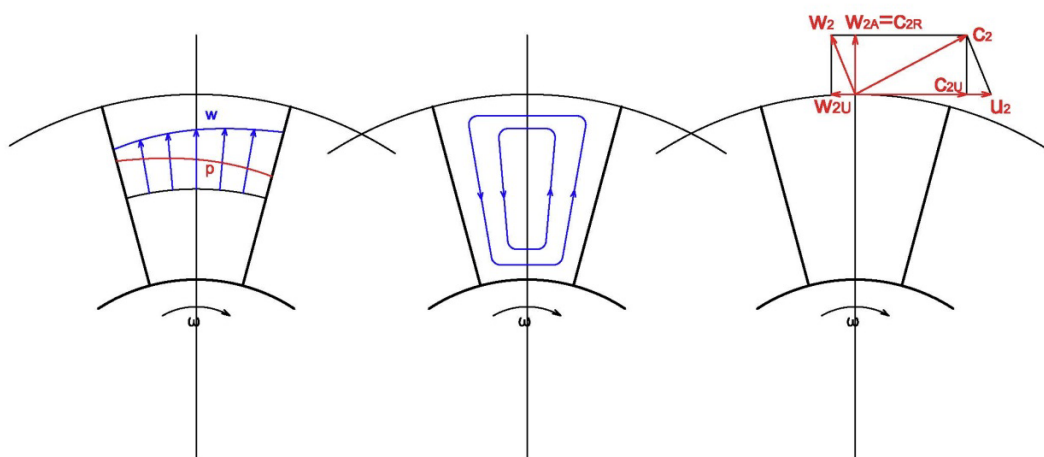
Tato rovnice ukazuje, že růst obvodové rychlosti se rozloží do růstu relativní rychlosti kanálem a růstu tlaku.

V obvodovém směru nám síla třecí, tlaková a Coriolisova vyvolává sekundární proudění, které působí změnu rozložení rychlostí a tlaku po šířce kanálu. [38] Na Obr. 3.6 vlevo je znázorněn vliv Coriolisovy síly, s uvažováním dvourozměrného proudění. To je odvozeno z rovnice rovnosti sil upravené do tvaru

$$w = w_0 + 2 \cdot x_K \cdot \omega \quad (26)$$

kde w_0 je rychlost proudění v kanále na tlakové straně lopatky, x_K je vzdálenost napříč kanálem v obvodovém směru a ω je úhlová rychlost rotace kola. Je třeba, aby byla rychlost v kanále w vždy kladná a nedocházelo tak ke zpětnému proudění. Tomu odpovídá minimální průtok plynu, při němž tento jev nenastává. Nerovnoměrnost proudění způsobuje tzv. deviaci proudu na výstupu z oběžného kola (viz Obr. 3.6 vpravo). Zde má relativní rychlost w_2 jak radiální, tak obvodovou složku. Obvodová složka w_{2U} nám snižuje účinek obvodové rychlosti u_2 , a tudíž i práci předanou plynu, a to v poměru součinitele skluzu μ_S .

$$\mu_S = \frac{c_{2U}}{u_2} \quad (27)$$



Obr. 3.6 : Rozložení rychlostí v kanále

Největší vliv na zvýšení součinitele skluzu má zvýšení počtu lopatek. Zvýšení počtu lopatek nemá velký význam v axiální části kola, jelikož se zde neuplatňuje vliv Coriolisovy síly v takové míře jak v radiální části. Navíc by vložení dalších lopatek v záběrné části kola vedlo k podstatnému růstu rychlostí vlivem zmenšené průtočné plochy záběrníkem, a tudíž i zvýšení ztrát. Proto se používají tzv. mezilopatek. Ty začínají až v místě za záběrníkem a podstatně zvyšují součinitel skluzu.

Ztráty v oběžném kole

Při proudění plynu oběžným kolem vznikají ztráty třením, vířením, přetékáním plynu nebo rázovými vlnami [38].

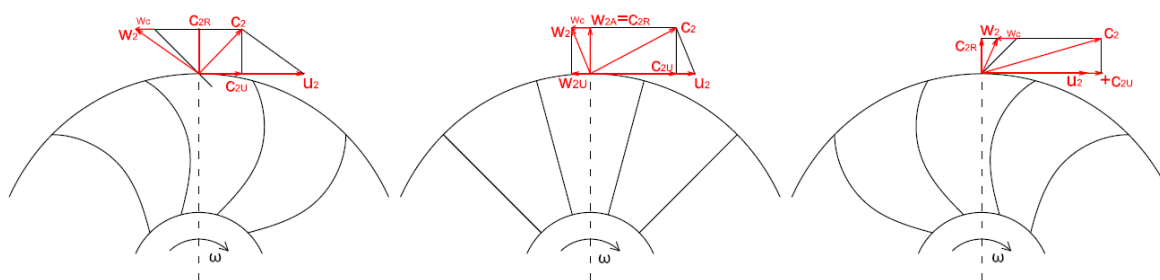
V záběrné části oběžného kola vznikají velké rychlosti a z tohoto důvodu možnost vzniku místních rázových vln, speciálně na vnější části záběrníku (na větším poloměru). Za rázovou vlnou se může proud odtrhnout od stěny a vznikne tak rozsáhlá oblast úplavu, a tudíž ztráty vířením utrženého proudu. Dále se může proud odtrhnout od stěny vlivem větších úhlů náběhu proudu, zvláště mimo návrhový bod kompresoru. Odtržení proudu taktéž napomůžou velké úhly difuzorní části a rovněž i velké úhly změny směru proudu (ze směru w_1 do axiálního směru).

V další části oběžného kola vznikají ztráty třením o stěny kanálu nebo vlivem rychlostních rozdílů napříč kanálem. Dále pak vznikají ztráty vířením utrženého proudu.

V koncové části oběžného kola vznikají ztráty vlivem přetoku proudu z difuzoru do oběžného kola, snižuje se tak efektivní průtočný průřez. Dále dochází k přetékání plynu mezi lopatkami a skříní a nakonec tření disku kola.

Lopatkování

U oběžných kol radiálních kompresorů existují tři základní typy zahnutí lopatek kola (viz Obr. 3.7). [40] Princip práce kompresoru je u všech tří typů téměř shodný. Rozdíl je pouze ve výstupní relativní rychlosti w_2 , která pro různé lopatkování má jiný směr a ovlivňuje tak zásadně rychlostní trojúhelník na výstupu (viz Obr. 3.7). U čistě radiálních lopatek (na obrázku uprostřed) nám vystupuje plyn v radiálním směru pouze pootočený o deviaci (vliv relativního víru). Proto obvodová složka absolutní rychlosti c_{2U} je tvořena téměř výhradně obvodovou rychlostí rotace kola u_2 . Jinak je tomu u lopatek zahnutých dozadu (na Obr. 3.7 vlevo). Zde obvodová složka relativní rychlosti w_2 působí proti obvodové rychlosti u_2 a snižuje tak celkovou absolutní rychlost c_2 a odklání ji do radiálního směru. Naopak je tomu u lopatek zahnutých dopředu. Obvodová složka rychlosti w_2 se přičítá k obvodové rychlosti kola u_2 a zvětšuje tak absolutní rychlost c_2 , a odklání ji ve směru obvodové rychlosti.



Obr. 3.7 : Typy lopatek oběžných kol

Stupeň reakce oběžného kola

Stupeň reakce nám udává, v jakém poměru se bude dělit spád entalpie mezi statorovou a rotorovou částí vzhledem k přivedené entalpii. [39] Rozlišujeme stupeň reakce oběžného kola ρ_K a stupeň reakce statoru ρ_S , jak je uvedeno v rovnicích níže. Kde Δi_K je statický

entalpický spád na oběžném kole, Δi_s je statický entalpický spád na statorové část a Δi_c je spád statické entalpie celého stupně kompresoru. Uvážíme-li konstantní měrnou tepelnou kapacitu c_p v našem rozsahu teplot, můžeme rovnice dále rozvést jako poměry rozdílů statických teplot na kole ΔT_{SR} a statoru ΔT_{SD} (viz Obr. 3.2). Součet reakce statoru a rotoru dává vždy 1. Nejčastěji se v literatuře setkáváme se stupněm reakce kola.

$$\rho_s = \frac{\Delta i_s}{\Delta i_c} \quad (28)$$

$$\rho_k = \frac{\Delta i_k}{\Delta i_c} \quad (29)$$

Neuvažujeme-li vazkost, potom nám reakce udává poměr práce potřebné ke stlačení plynu v oběžném kole a celkové práce stupně kompresoru. [38] To znamená, o kolik se stlačí plyn v kole oproti celkovému stlačení. S pomocí Eulerovy turbínové rovnice lze taktéž reakci vyjádřit z rychlostních trojúhelníků.

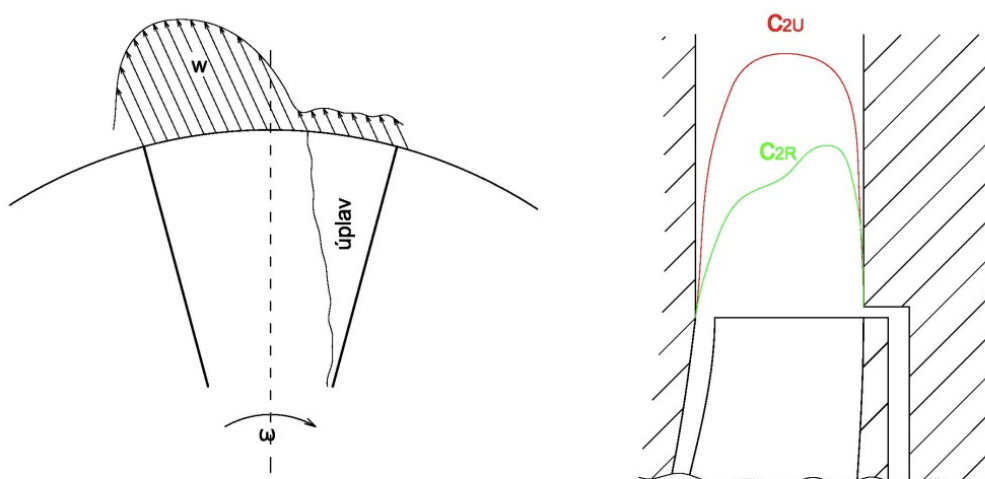
$$\rho_k = 1 - \frac{c_2^2 - c_1^2}{2 \cdot (c_{2u} \cdot u_2 - c_{1u} \cdot u_1)} \quad (30)$$

Jak již bylo řečeno výše, rychlostní trojúhelník je závislý na lopatkování oběžného kola. Takže existuje závislost lopatkování na reakci. Reakce nabývá hodnot od 0 do 1. Rozlišujeme kola s nízkou reakcí, tj. $\rho_k < 0,5$, kola se střední reakcí $\rho_k = 0,5$ a kola s vyšší reakcí $\rho_k > 0,5$. Máme-li stejné vstupní podmínky a stejné ztráty, pak u lopatek zahnutých dopředu se plynu předá větší práce, absolutní rychlost c_2 je vyšší a nárůst statického tlaku v kole nižší. To odpovídá nízké reakci kola. U takových kol dochází k největšímu růstu tlaku až v difuzoru, jelikož až tam se mění veliká kinetická energie na tlakovou. Jak bude popsáno v kapitole o difuzorech, převod kinetické energie na tlakovou je v difuzoru doprovázen velkými ztrátami, a proto tato kola nejsou v letectví používána. Navíc s rostoucím průtokem kolem rychle roste rychlost c_2 , a proto má tento typ kol nepříznivě strmou charakteristiku. Naproti tomu u kola s lopatkami zahnutými dozadu dojde k většímu nárůstu statického tlaku v kole a menší absolutní rychlosti c_2 . To je typické pro kola o vysoké reakci. Výhodou je, že nedochází k takovým ztrátám v difuzoru a kompresorová charakteristika má příznivější průběh. Avšak vlivem vysokých rychlostí dochází k nepříznivému namáhání zakřivených lopatek odstředivými silami. V leteckých motorech se nejčastěji používá radiální lopatkování, tj. kolo se střední reakcí. U takových kompresorů je přírůstek tlakové energie v kole a difuzoru přibližně stejný, charakteristika kompresoru přijatelná a pevnostně kolo vyhovuje i vysokým otáčkám.

3.3.3. Difuzor stupně odstředivého kompresoru

Difuzor je statorová část stupně kompresoru, v níž dochází k přeměně vysoké kinetické energie na energii tlakovou. [38] To je doprovázeno růstem statického tlaku a teploty při poklesu rychlosti proudu. Na základě velikosti reakce kola se nám ukazuje, jak velká část kinetické energie vstupující do difuzoru se má převést na tlakovou. U současných leteckých kompresorů se kvůli rostoucím tlakovým poměrům zvyšuje absolutní rychlost na výstupu c_2 díky rostoucím obvodovým rychlostem u_2 a je skoro pravidlem, že tato rychlost přesahuje rychlost zvuku $M_{C2} > 1$.

Na výstupu z kola kompresoru vystupuje plyn velmi rozrušený (viz. Obr. 3.8), charakterizován velkými rychlostními gradienty relativní rychlosti napříč kanálem jak v radiálním (Obr. 3.8 vlevo) tak v obvodovém směru (Obr. 3.8 vpravo). To má za následek, že v samotném difuzoru dochází nejen k poklesu rychlosti, ale také k vyrovnání rychlostních rozdílů. Proto v důsledku třecích sil proudů mezi sebou a vířením dochází k velkým ztrátám. Ztráty v difuzoru jsou tedy mnohem větší než ztráty v oběžném kole.



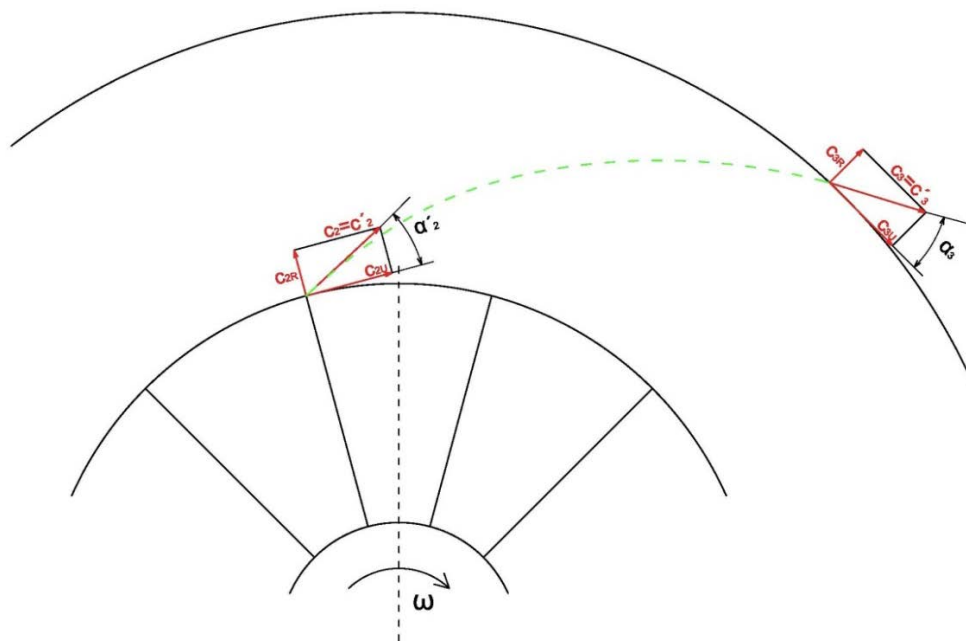
Obr. 3.8 : Proudové pole na výstupu z kola

Z obrázku rovněž vyplývá, že při rotaci kola vzniká v difuzoru periodická nestabilita proudění vzduchu daná rychlostí rotace a počtem kanálů kola [38].

V leteckých odstředivých kompresorech rozeznáváme dva druhy difuzorů, a to bezlopatkový a lopatkový.

Bezlopatkový difuzor

Konstrukčně se skládá z přední a zadní stěny skříně kompresoru. Na Obr. 3.1 se nachází mezi řezy 2 a 3. Zde nastává pokles vysoké absolutní rychlosti c_2 a růstu statického tlaku. [38] Výhoda tohoto difuzoru je, že dokáže s poměrně malými ztrátami převést nadzvukové proudění do podzvukového, a to bez výskytu rázových vln. V takovém případě však musí být rychlost radiální složky relativní rychlosti c_{2R} menší než místní rychlost zvuku. Avšak třecí ztráty jsou značné a rostou s dráhou, kterou urazí částice v difuzoru. Plyn vstupuje do difuzoru pod určitým úhlem, který udává směr vektoru absolutní rychlosti c_2 , na Obr. 3.9 značen α_2 . Pokud neuvažujeme tření, a pokud je kanál bezlopatkového difuzoru konstantní šířky, pak se částice plynu pohybuje po logaritmické spirále (na Obr. 3.9 zelená přerušovaná křivka). Tudíž dráha částice roste se zmenšujícím se úhlem α_2 .



Obr. 3.9 : Bezlopatkový difuzor

Ve skutečném difuzoru statický tlak roste se zvětšující se vzdáleností od oběžného kola a s ním i hustota. To odklání teoretickou trajektorii plynu o něco blíže ke kolu a prodlužuje to tak vzdálenost, kterou urazí částice v bezlopatkovém difuzoru. Tomu napomáhá taktéž tření o stěny, mísením rozrušeného proudu.

S rostoucím stlačením stupně kompresoru rostou obvodové rychlosti a tím i rychlosti proudu na výstupu z oběžného kola. Pokud je tato rychlost už příliš velká, musel by být za kolem zařazen velmi dlouhý bezlopatkový difuzor. To by nadměrně zvyšovalo třecí ztráty. Proto se u takovýchto kompresorů zařazuje za bezlopatkový difuzor i difuzor lopatkový

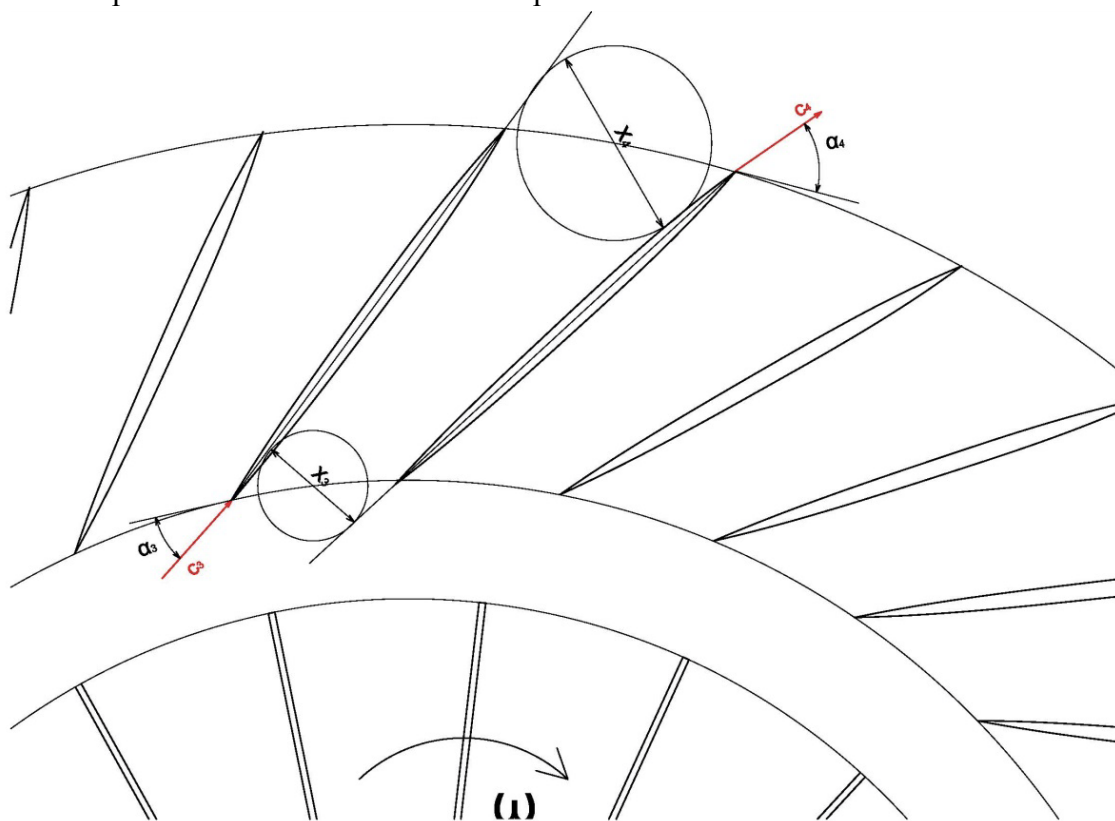
Lopatkový difuzor

Pokud je ve stupni kompresoru lopatkový difuzor, pak navazuje bezprostředně na bezlopatkový. Je tvořen přední a zadní stěnou statoru, mezi něž jsou vloženy jednotlivé lopatky (Obr. 3.10). [38] Na Obr. 3.1 se nachází mezi řezy 3 až 4. Tyto difuzory mají větší účinnost a vlivem difuzornosti kanálů tak rychleji klesá rychlost a roste tlak. To příznivě ovlivňuje průměr celého stupně kompresoru, což je jeden z významných požadavků u leteckých kompresorů.

Podle rychlosti vzduchu, který vstupuje do lopatkového difuzoru, jej rozdělujeme na podzvukové a nadzvukové. U podzvukových difuzorů mají lopatky tvar aerodynamického profilu navinutého na kruhovou křivku a nebo se používá lopatka o konstantní tloušťce. U nadzvukových lopatkových difuzorů vznikají v blízkosti náběžných hran lopatek rázové vlny, které značně deformují proudové pole. Je tak potřeba co nejefektivněji převést nadzvukové proudění do podzvukového sadou šikmých rázových vln.

Vlivem velkého nepříznivého tlakového gradientu se v oblasti poblíž stěn tvoří zpětné proudění do oběžného kola. Dále dochází ke ztrátám třením o stěny skříně a stěny lopatek, popřípadě utržení proudu u stěn.

Počet lopatek difuzoru je závislý na difuzornosti kanálu (x_4/x_3 na Obr. 3.10) i na jeho tvaru a volí se takový, aby nebyl násobkem počtu lopatek oběžného kola, a to z důvodu možnosti vzniku rezonančních kmitání nebo hluku. Ve výpočtovém stavu je volen úhel náběhu na lopatku difuzoru v rozmezí ± 2 stupně.



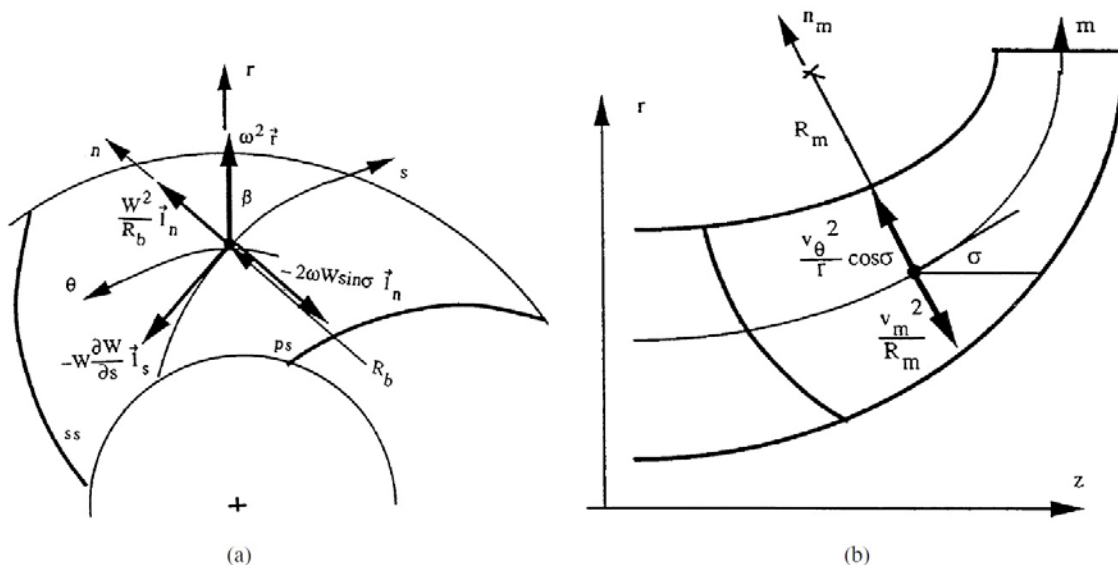
Obr. 3.10 : Lopátkový difuzor

3.4. SEKUNDÁRNÍ PROUDĚNÍ V OBĚŽNÉM KOLE

V podkapitole: " *Síly působící na element plynu v kole* " bylo stručně popsáno ideální nevazké dvourozměrné proudění v radiální části kola proudícím ve směru střední proudnice kanálu. Skutečné proudění oběžným kolem je však mnohem složitější. V kanále kola se objevuje tzv. sekundární proudění. [41] Sekundárním prouděním se uvažuje takové proudění, které neproudí ve směru střední proudnice, ale má složku kolmou. Chceme-li se podívat na zdroje tohoto proudění, musíme opět vyjít z rovnováhy sil působící na element plynu proudící kanálem oběžného kola. Dle rovnice

$$\frac{1}{\rho} \bar{\nabla} p = -\bar{F}_s + \bar{F}_{od} + \bar{F}_o - \bar{F}_c \quad (31)$$

je tlakový gradient roven sumě setrvačné síly F_s , odstředivé síly vznikající pohybem plynu po křivočaré dráze F_{od} , odstředivé síly od rotace kola F_o a Coriolisovy síly F_c . Na Obr. 3.11 máme řezy mezilopátkovým kanálem kola, s vyobrazenými silami, v nevazkém proudění a) v příčném řezu a b) v meridionálním řezu. Proudění je znázorněno v souřadnicích s, n, b , kde s je ve směru střední proudnice a n, b tvoří rovinu kolmou k proudnici.



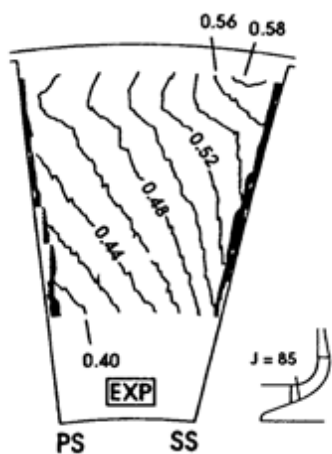
Obr. 3.11 : Síly působící v kanále kola a) příčný řez b) meridionální řez [41]

Na Obr. 3.11 a) vidíme, že proti sobě působí Coriolisova síla a síla odstředivá pohybu po křivce o poloměru R_b . Pokud máme radiální lopatkování potom R_b je zanedbatelné a Coriolisova síla vytvoří tlakový gradient rostoucí od sací strany SS k přetlakové PS.

$$\frac{W^2}{R_b} l_n - 2\omega W \sin \sigma \cdot l_n = \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial n} \quad (32)$$

V meridionálním řezu Obr. 3.13 proti sobě stojí odstředivá síla od rotace kola a odstředivá síla pohybu po křivce o poloměru R_m .

$$\frac{V_\theta^2}{r} \cos \sigma - \frac{V_m^2}{R_m} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial n_m} \quad (33)$$



Obr. 3.12 : Izočáry statického tlaku ve vstupní části kanálu [41]

Na vstupní straně kanálu je úhel σ (úhel mezi osovým směrem a směrem střední proudnice) malý, a tudíž vektor odstředivé síly se plně promítne do směru kolmého k střední čáře. Zde je taktéž malá křivost dráhy $1/R_m$ a odstředivá síla F_{od} se tolik neprojevuje. Naopak je tomu ve střední části kanálu.

Shrneme-li tyto zdroje, potom z rovnic rovnováhy pro nevázké proudění vychází, že tlakový gradient nám roste od sací strany lopatky k přetlakové straně protější lopatky, a od krycího disku k nosnému kotouči (na vstupní části kanálu) Obr. 3.12 [41] Na vstupní části kanálu proud není výrazně rozrušený a tloušťky mezních vrstev jsou nevýznamné.

Efekt viskozity se nám výrazně projevuje, pokud postoupíme dále do mezilopatkového kanálu. Oblasti mezní vrstvy jsou oblasti o nízké kinetické energii a přiložením tlakového gradientu po délce mezní vrstvy, se v ní dobře šíří proudění. Významné mezní vrstvy máme u

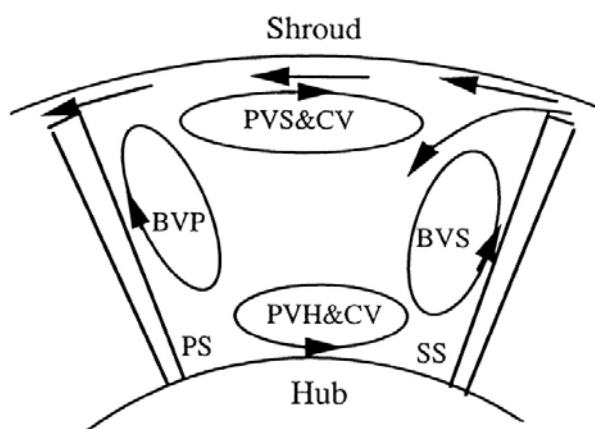
nosného kotouče, krycího disku a na lopatkách. Pomocí mezní vrstvy a výše popsaných tlakových gradientů nám vznikají v kanále víry. Na Obr. 3.13 máme základní schéma vírů v kanále oběžného kola. Vlivem tlakového gradientu mezi sací stranou lopatky a přetlakovou stranou protější lopatky v kanále nám vzniká dvojice vírů, pro tyto účely PV nazveme víry kanálové (*Passage Vortex*) PVS a u krycího a PVH nosného kotouče. Jelikož nám platí zákon zachování hmoty, vrací se nám tekutina středem kanálu zpět. Tento tlakový gradient je rovněž ovlivňován Coriolisovou silou, zvláště v radiální části kanálu, a tato dvojice vírů je proto součtem PV kanálového víru a CV Coriolisův vír. [41]

Další dvojice vírů, nazveme víry lopatkové tzv. *Blade Vortex* BV, nám vzniká v důsledku tlakového gradientu mezi krycím kotoučem a nosným kotoučem za pomoci mezní vrstvy na lopatce. Tlakový gradient od krycího k nosnému kotouči nám dává do pohybu tekutinu mezní vrstvy o nízké kinetické energii a vlivem zákona zachování hmoty se tekutina vrací středem kanálu zpět, jako v předešlém případě.

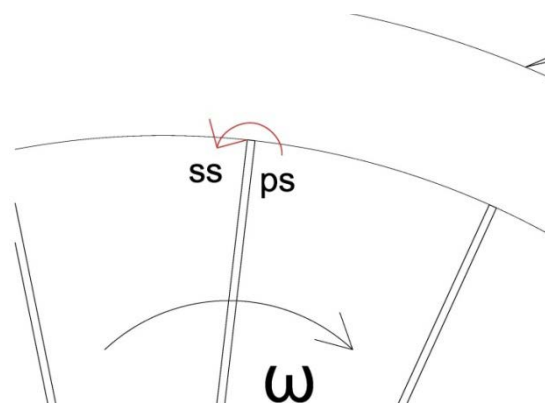
Výsledkem těchto vírů je hromadění tekutiny o nízké energii do oblasti sací strany lopatek a krycího disku. [41] Tato oblast nám, zvláště v radiální části kanálu, výrazně omezuje efektivní průřez kanálem a výrazně zvyšuje ztráty.

K těmto vírům se taktéž přidává podkovovitý vír vznikající v místě náběžné hrany lopatky v místě jejího vetknutí k nosnému kotouči. Tento vír se přičítá k víru PVH. Rovněž vlivem vůle mezi konci lopatek a skříní kompresoru vznikají přetoky mezi přetlakovou stranou a sací stranou téže lopatky a následným ovlivněním víru PVS a CV. PVS a CV vír je odsouván z oblasti sací strany a krycího disku směrem k přetlakové straně.

Rovněž rozložení proudového pole ovlivňuje přetok mezi přetlakovou a sací stranou lopatky a to kolem odtokové hrany, na výstupu z oběžného kola. Přetok je znázorněn na Obr. 3.16.



Obr. 3.13 : Schéma vírů v mezilopátkovém kanále [41]

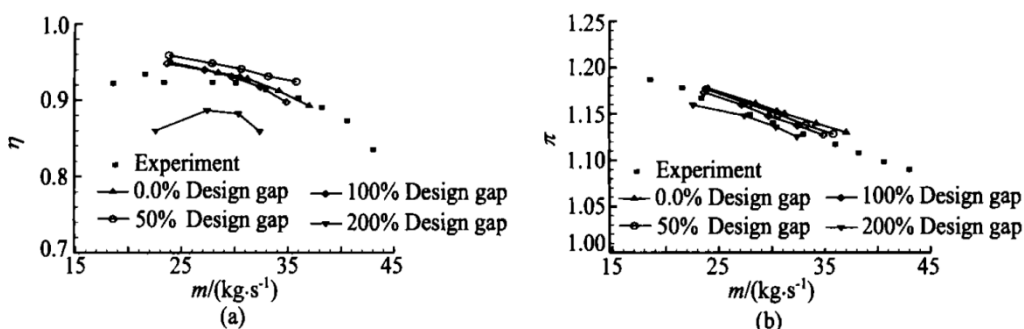


Obr. 3.14 : Přetok mezi přetlakovou a sací stranou lopatky

3.5. Vliv vûle na koncích lopatek na chování stupně

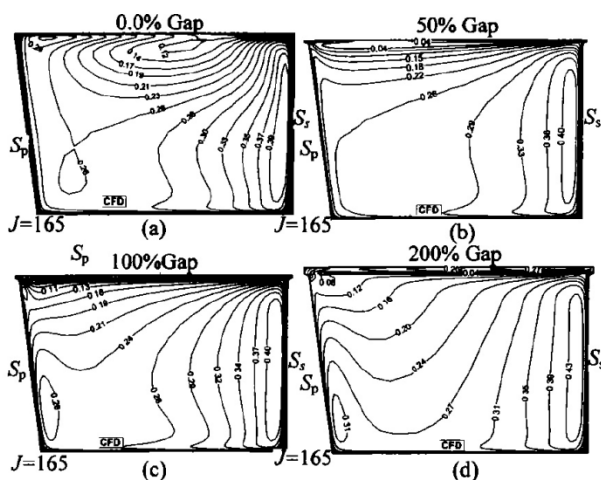
Vlivem vûle mezi konci lopatek a krycím kotoučem a jejich vzájemnému pohybu vznikají pŕetoky mezi pŕetlakovou stranou a sací stranou lopatky, ovlivňují tak významně ztráty při proudění plynu mezilopátkovým kanálem.

V práci [42] byl zkoumán vliv některých integrálních i lokálních parametrů odkrytého nízkorychlostního kompresoru LSCC NASA (Low-Speed Centrifugal Compressor) v závislosti na koncové vûli lopatek, pomocí numerického výpočtu. Bylo použito 0%, 50%, 100% a 200% koncové vûle skutečného stroje a tyto vûle byly po celé délce kanálu konstantní. Výsledkem výpočtu bylo zjišřeno, že není dosaženo nejvyšší účinnosti stroje při nulové vûli, ale existuje jistá nenulová vûle, kde stupeň dosahuje nejvyšší účinnosti. V závěru práce je však uvedeno, že autoři nezjistili důvod takového chování kompresoru.

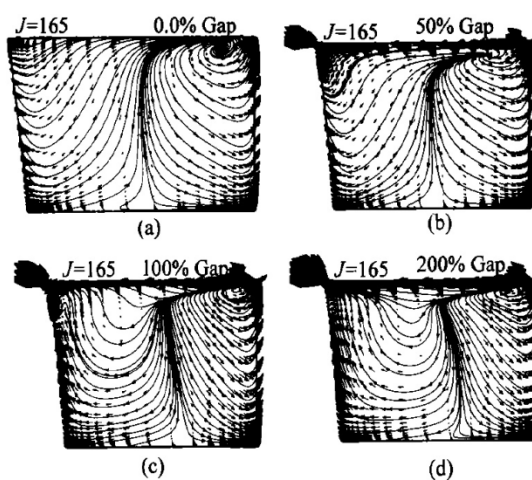


Obr. 3.15 : Charakteristiky stupně kompresoru pro různé vûle na koncích lopatek [42]

Na Obr. 3.15 (a) je znázorněna závislost účinnosti na hmotnostním pŕetoku stupněm pro výše vyjmenované 4 koncové vûle. Zde je vidět, že nejvyšší účinnosti je dosaženo při 50% návrhové vûle konců lopatek a pŕevyšuje tak i nulovou vûli. Naopak je tomu pro 200% návrhové vûle, kde křivka účinnosti se posouvá směrem k menšímu hmotnostnímu pŕetoku a nižší účinnosti. Na Obr. 3.15 (b) je vidět závislost tlakového poměru na hmotnostním pŕetoku, kde s rostoucí vûlí klesá tlakový poměr. Z těchto charakteristik byl odvozen závěr, že pravděpodobně existuje určitá nenulová optimální vûle konců lopatek, při níž jsou nejmenší ztráty proudění stupněm kompresoru.



Obr. 3.16 : Rozložení absolutních meridionálních rychlostí [42]



Obr. 3.17 : Rozložení vektorů sekundárních rychlostí [42]

Na Obr. 3.16 můžeme sledovat vliv koncové vůle lopatek pomocí rozložení absolutních meridionálních rychlostí v průřezu mezilopátkového kanálu těsně za výstupem z oběžného kola. V práci [42] je definována oblast úplavu jako poměr rychlostí $c_m/u_2 < 0,2$ (c_m -absolutní meridionální rychlost v daném místě, u_2 -obvodová rychlost na výstupu z kola). Oblast úplavu je pro nulovou vůli v místě sací strany lopatky u krycího kotouče a s rostoucí vůlí se posouvá směrem k přetlakové straně. Dále rozložení rychlostí znázorňuje, že nejméně rozsáhlá oblast úplavu je v případě 50% vůle.

Výše uvedená práce [42] se rovněž zabývala rozložením vektorů rychlosti sekundárního proudění, jež je pro jednotlivé koncové vůle znázorněn na Obr. 3.17 V každém případě koncové vůle je vidět dvojice vírů v místě blízko krycího kotouče. První vír blíže u sací strany lopatky při zvětšující vůli roste jeho intenzita a jeho střed se nepohybuje. Druhý vír blíže k přetlakové straně lopatky s rostoucí vůlí zvětšuje svoji intenzitu a posouvá se směrem od krycího kotouče k nosnému kotouči. Je tedy zřejmé, že nejslabší sekundární proudění je v případě nulové vůle konců lopatek a se zvyšující vůlí roste. V práci bylo z výsledků vyvozeno, že není jednoznačná závislost mezi ztrátami proudění v kanále a rychlostí sekundárního proudění, jelikož nejmenší sekundární proudění bylo v případě nulové koncové vůle, avšak nejmenší ztráty proudění při 50% koncové vůle, což odpovídá 0,9% výšky lopatky.

3.6. CHARAKTERISTIKY STUPNĚ ODSTŘEDIVÉHO KOMPRESORU

Letecký motor, tudíž i stupeň kompresoru, pracuje ve svém provozu v širokém rozmezí podmínek, které ovlivňují jeho činnost. Mezi hlavní veličiny, které charakterizují práci kompresoru, řadíme tlakový poměr a účinnost. Tyto a další veličiny jsou závislé na parametrech, jako jsou fyzikální vlastnosti stlačovaného plynu, vnější (atmosférické) podmínky, za jakých stupeň pracuje, a v neposlední řadě režim práce kompresoru. [38] Pokud vyšetřujeme například vliv kompresoru na jeho geometrii (lopatkování, vůle, rozměry, atd.), pak i toto jsou podmínky ovlivňující parametry kompresoru. Za fyzikální vlastnosti plynu považujeme vazkost, tepelnou vodivost, Poissonovu konstantu a měrné tepla plynu. Vnější podmínky, za jakých stupeň pracuje, jsou tlaky a teploty vstupující do stupně a rovněž rychlost plynu na vstupu. Jako režim práce stupně se uvádí otáčky kola a hmotnostní průtok stupněm.

Základní charakteristikou kompresoru je závislost tlakového poměru π na hmotnostním průtoku m/t , při neměnných fyzikálních vlastnostech plynu, podmínkách

$$l_K = (\mu_s + a) \cdot u_2^2 - c_{1u} \cdot u_1 = c_p \cdot T_{1C} \cdot \left(\pi_k^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \quad (34)$$

vstupujícího plynu a konstantních otáčkách kola. Vyjdeme z Eulerovy rovnice (levá část), která nám udává práci, kterou předá kolo plynu, a položíme ji rovnou rovnici udávající změnu stavových veličin při dodání práce (pravá část)

Kde μ_s – součinitel skluzu – poměr u_2 a c_{2U}
 a – součinitel vyjadřující koncové ztráty (přetoky, tření disku kola, atd.)

pak nám vyjádřením tlakového poměru vyjde

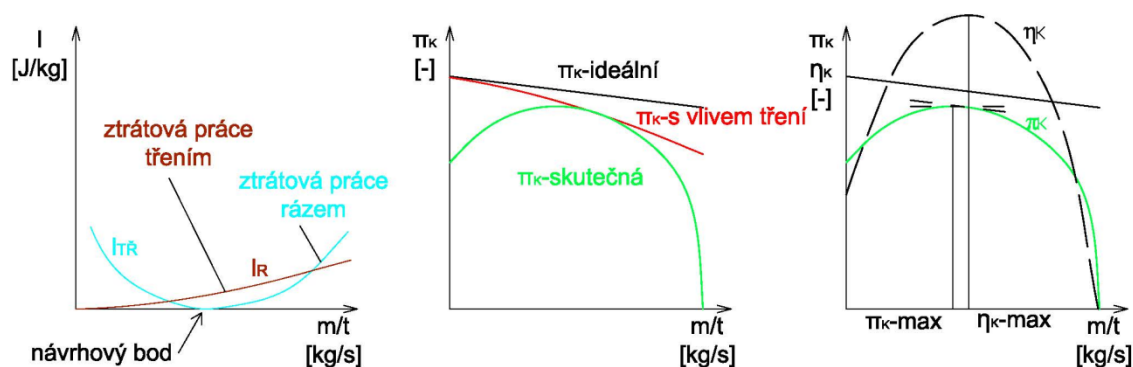
$$\pi_K = \left(\frac{(\mu + a) \cdot u_2^2 - c_{lu} \cdot u_1}{c_p \cdot T_{1C}} + 1 \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (35)$$

Uvažujeme-li pro začátek radiální lopatkování a vstup bez rozvíření, pak jedinou proměnnou, závislou na průtoku stupněm, jsou koncové ztráty "a". Ty jsou nepřímo úměrné průtoku stupněm kompresoru, a tudíž se zvyšujícím průtokem nám klesá i tlakový poměr. Podíváme-li se na součinitel skluzu, tak ten nám minimálně závisí na průtoku stupněm, a tudíž ho uvažujeme v tomto případě jako konstantu. To vše platí pouze za předpokladu převedení veškeré energie kolem plynu. Ideální kompresorovou charakteristiku vidíme na Obr. 3.18 uprostřed reprezentovaný křivkou π_K -ideální

K těmto ztrátám se přidávají třecí ztráty, které jsou úměrné kvadrátu rychlosti, a tudíž i kvadrátu průtočné hmotnosti. Ztráty třením můžeme reprezentovat třecí prací l_{TR} , která se odečte od práce, kterou předává kolo plynu l_K , což má za následek menší tlakový poměr.

Dalšími ztrátami, které přispívají ke změně předané práce kolem, jsou ztráty rázem. [38] Tyto ztráty vznikají jako důsledek změny úhlu náběhu δ plynu vstupujícího do lopatkových kanálů (záběrník, lopatkový difuzor atd.). Ty jsou navrženy a umístěny tak, aby měly nejlepší účinnost i nejmenší úhel náběhu v návrhovém bodě. Mimo něj se úhly náběhu mění podle velikosti průtočného množství plynu a vzdaluje-li se průtok od návrhového průtoku, dochází tak k růstu ztrátové práce l_R (Obr. 3.18 vlevo). Odsud je vidět, že nejmenší ztrátová práce je v návrhovém bodě a se změnou průtoku se ztráty zvyšují.

$$\pi_K = \left(\frac{[(\mu + a) \cdot u_2^2 - c_{lu} \cdot u_1] - l_{TR}(w, c) - l_R(\delta)}{c_p \cdot T_{1C}} + 1 \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (36)$$



Obr. 3.18 : Kompresorová charakteristika

Vliv otáček na tlakový poměr vyplývá z Eulerovy rovnice. S růstem otáček nám rostou obvodové rychlosti, ty mají charakter druhé mocniny. Proto se změnou otáček nám výrazně roste i tlakový poměr.

Zaměříme-li se na účinnost stupně kompresoru η_K , tak ta vychází z poměru práce adiabatické a práce, kterou předá kolo plynu. [38] To lze převést na zlomek tlakových poměrů. Kde π_{ideal} je ideální tlakový poměr při uvážení převodu veškeré práce z kola plynu. A $\pi_{skutečná}$ je tlakový poměr při uvážení ztrát třecích a rázem. Z tohoto poměru plyne, že nejvyšší

účinnost bude při měrném průtoku, který je vyšší než průtok odpovídající maximálnímu tlakovému poměru (nejmenší vzdálenost mezi křivkami π_{ideal} a $\pi_{skutečná}$.) Křivka účinnosti je znázorněna na Obr. 3.18 vpravo.

$$\eta_K = \frac{l_{adiab}}{l_K} = \frac{c_p \cdot \Delta T_{Cadiab}}{c_p \cdot \Delta T_{Cideal}} = \frac{\pi_{skutečku}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\pi_{ideal}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1} \quad (37)$$

3.6.1. Redukované parametry

Atmosferické podmínky, za jakých kompresor pracuje, se z důvodu sjednocení vztahují k Mezinárodní standartní atmosféře $p_{1S}=101325\text{Pa}$, $T_{1S}=288\text{K}$. Avšak měření nemůžeme provést za těchto podmínek, tomu by odpovídaly i různé charakteristiky. Proto je zapotřebí provést přepočet převod na takzvané redukované parametry, které budou pro všechny podmínky stejné. [38]

Tlakový poměr π a účinnost η je již bezrozměrná veličina a není zapotřebí je převádět. To však neplatí pro otáčky a hmotnostní tok.

Pro převod hmotnostního toku platí

$$\dot{m}_R = \dot{m} \cdot \sqrt{\frac{T_{1C}}{288}} \cdot \frac{101325}{p_{1C}} \quad (38)$$

Pro převod otáček platí

$$n_R = n \cdot \sqrt{\frac{288}{T_{1C}}} \quad (39)$$

Ostatní parametry se v převodu zanedbávají, avšak úplně přesně nám tato úprava nevyloučí změnu atmosferických podmínek. Zanedbáváme například vliv Reynoldsova čísla plynovou konstantu nebo měrná tepla plynu. Avšak v jisté míře je toto dostačující.

4. CÍL DIPLOMOVÉ PRÁCE

Cílem mojí diplomové práce je v rámci možností kvantitativně zjistit, jaký má vliv vůle na koncích lopatek na integrální parametry (η , \dot{m} a π), a to pomocí CFD výpočetního modelu pro stupeň vysokotlakého kompresoru 420 (kapitola 5.). Dále bych chtěl ověřit předpoklady vyvozené v práci [42], je-li i v mém případě optimální nenulová vůle, a to bez nároků proč tomu tak je. V práci [42] byly vyvozeny závěry na základě jiného výpočtového modelu a jiného stupně radiálního kompresoru než v mém případě. Bude tedy zajímavé ověřit, zda-li závěry práce [42] budou platit i pro jiný stupeň odstředivého kompresoru a jiný výpočetní model, zda-li jsou přenosné. Návrhová vůle vysokotlakého stupně 420 je 0,7mm po celé délce lopatky. Budou tedy postupně voleny vůle konců lopatek 0 mm, 0,5 mm, 0,7 mm, 1,0 mm a 1,5 mm. S tím že nulová vůle odkrytého oběžného kola kompresoru je pouze teoretická a v praxi neproveditelná. Lopatky oběžného kola budou otáčeny jmenovitou úhlovou rychlostí, a krycí kotouč bude stacionární.

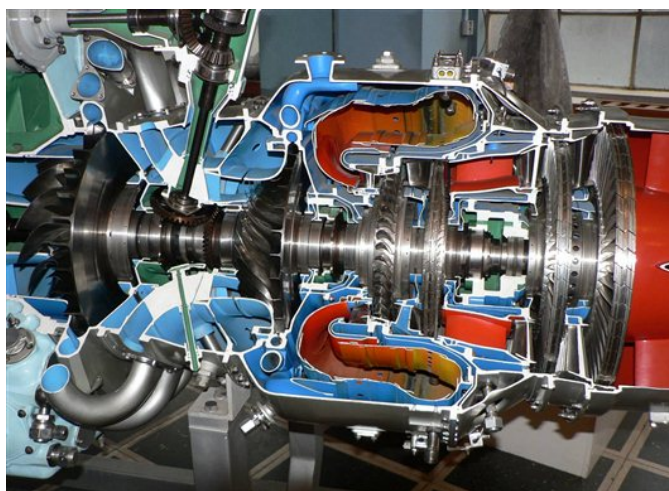
5. POPIS ŘEŠENÉHO VYSOKOTLAKÉHO STUPNĚ RADIÁLNÍHO KOMPRESORU

Tato diplomová práce se zabývá vysokotlakým stupněm odstředivého kompresoru (označen jako 420), který je součástí turbovrtulového motoru Walter M602.

5.1. TURBOVRTULOVÝ MOTOR M602

Turbovrtulový motor M602 (Obr. 5.1) byl vyvinut firmou Walter Aircraft Engines pro malý dopravní letoun L-610 o maximální vzletové hmotnosti 14 500 kg, maximální rychlostí 490 km/h, kapacitou 40 cestujících s požadavkem vzletů a přistání z nezpevněných ploch a s minimálními požadavky na údržbu. [44],[47] V 90-tých letech byl vývoj letounu i motoru pozastaven

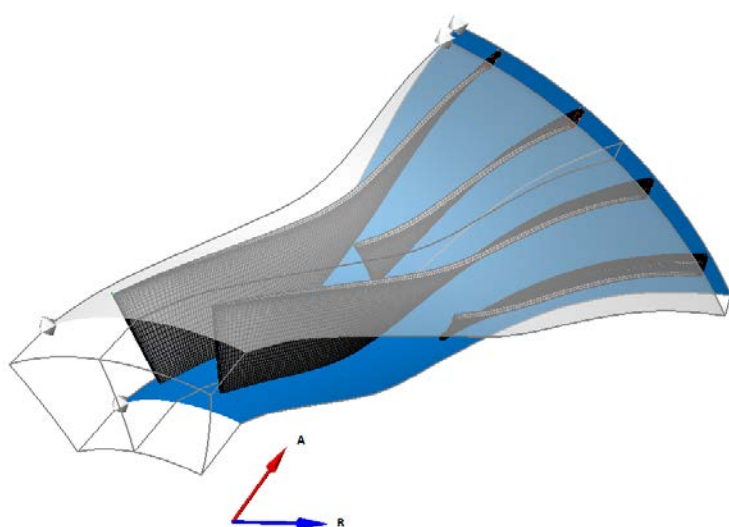
Motor se skládá se samostatných konstrukčních celků, které umožňují jednodušší kontrolu a údržbu v jeho provozu. Základním konstrukčním celkem je generátor plynů, na něj je napojena část výkonové turbíny a výstupního systému. Dále tento motor je tvořen reduktorem a příslušenstvím. Generátor plynů se skládá z dvouhřídelového odstředivého kompresoru s celkovým tlakovým poměrem 12. Plyn dále postupuje do prstencové protiproudé spalovací komory, axiálních turbín vysokotlakého a nízkotlakého rotoru. Vysokotlaká turbína má vzduchem chlazené lopatky rozváděcího a oběžného kola, které umožňují dosahovat vysokých teplot (až 1388 K), [44] měřeno na vstupu do turbíny. Ke



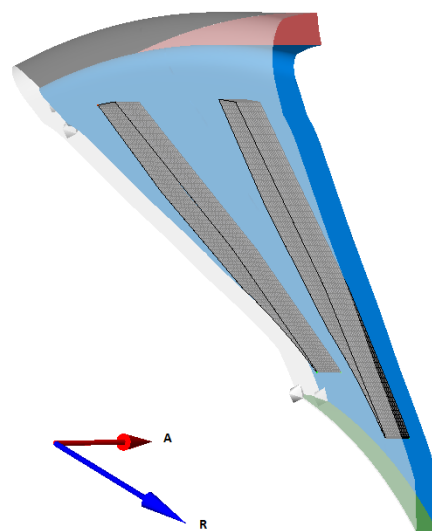
Obr. 5.1 : Pohled na řez motorem M602 [44]

generátoru plynu je připevněn konstrukční celek dvoustupňové výkonové turbíny a navazující celek výstupní trysky. Ke střední části motoru je připevněna olejová nádrž a na ní skříň pohonů, poháněná šikmou hřídelí. Ke skříni pohonů je připevněno palivové čerpadlo, motor-generátorický startér, regulátor paliva atd. Regulace motoru je elektro-hydraulicko-mechanická typ MACS (Multi Applications Controls Systém), řídící přímo dodávku paliva do motoru v normálním režimu.

5.2. VYSOKOTLAKÝ STUPĚŇ RADIÁLNÍHO KOMPRESORU 420



Obr. 5.2 : Oběžné kolo vysokotlakého stupně 420



Obr. 5.3 : Lopatkový difuzor vysokotlakého stupně 420

Během vývoje motoru M602 bylo navrženo mnoho variant vysokotlakých kompresorů typu 420, avšak podkladem k této práci byl použit jeden z jeho pozdějších návrhů.

Oběžné kolo VZLÚ 420 vysokotlakého stupně (Obr. 5.2) o průměru 244 mm se skládá z 32 dozadu zahnutých lopatek, z nichž je 16 hlavních lopatek a 16 mezilopatek. Vstupní průměr kola je 143 mm s výškou lopatky 26,5 mm. Záběrná část je tvarována tak, aby úhel mezi rovinou osy kola a tečnou lopatky na náběžné hraně záběrníku dosahoval hodnot 40° u nosného kotouče a 45° u krycího kotouče. Záběrník sahá do cca 20% vzdálenosti střední proudnice od náběžné hrany lopatky. Úhel mezi rovinou osy kola a tečnou lopatky na odtokové hraně je v místě u nosného kotouče $21,5^\circ$ a lineárně se zvětšuje po výšce ke krycímu kotouči, kde nabývá hodnoty $24,5^\circ$. Výška lopatky na odtokové hraně je 8,8 mm. Mezilopatky jsou vloženy do kanálu mezi hlavními lopatkami tak, že jejich náběžná hrana začíná v 40% délky střední proudnice kanálu. Návrhová vůle mezi krycím kotoučem a konci lopatek oběžného kola je 0,7 mm. Obvodová rychlost konců lopatek je 473 m/s při 37400 ot/min. Na oběžné kolo navazuje nadzvukový klínový lopatkový difuzor vysokotlakého stupně typu D420 (Obr. 5.3), který má 25 kanálů. Návrhová relativní rychlost na vstupu do oběžného kola je 150 m/s a na výstupu z kola 170 m/s. Ostatní návrhové parametry jsou uvedeny v tabulce 16.

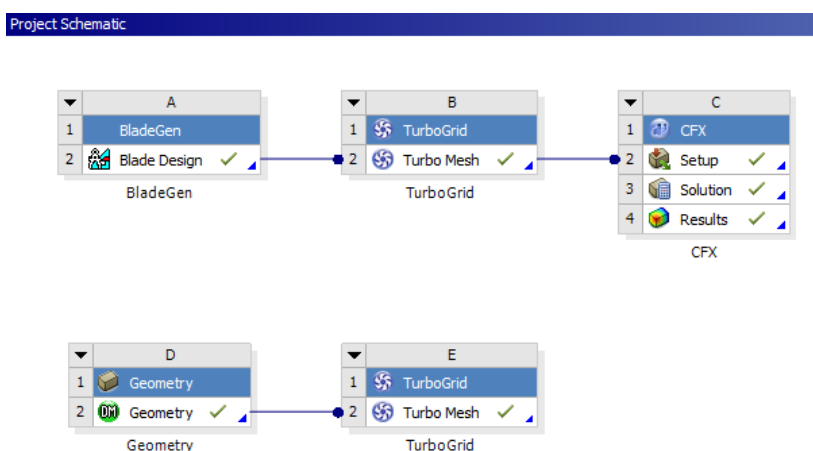
Parametr		Hodnota
Otáčky rotoru	n	37 400 ot/min
Tlakový poměr	π	2,45
Hmotnostní průtok	\dot{m}	4,3 kg/s
Celková teplota na vstupu	T_{C1}	474,57 K
Celkový tlak na vstupu	p_{C1}	451 161 Pa

Tab. 16 : Návrhové parametry vysokotlakého stupně 420

6. KONFIGURACE MATEMATICKÉHO MODELU

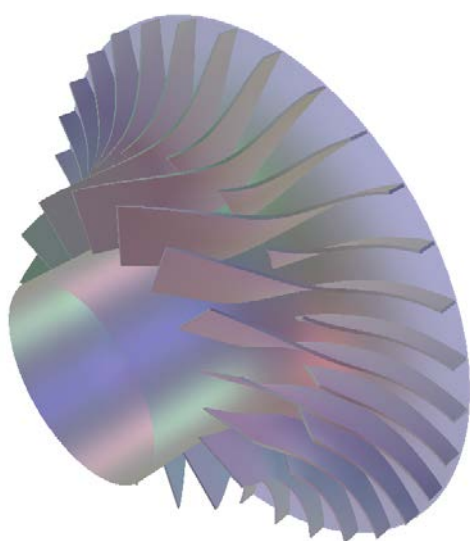
VYSOKOTLAKÉHO STUPNĚ ODSTŘEDIVÉHO KOMPRESORU

Výpočtový model vysokotlakého stupně kompresoru 420 byl proveden pomocí software ANSYS skládající se z jednotlivých komponent, jež jsou navzájem propojitelné. Nejdříve byl vytvořen model oběžného kola v komponentě BladeGen a model difuzoru pomocí DesignModeler. Poté byla vygenerována výpočetní síť pomocí komponenty TurboGrid (síť oběžného kola) a Meshing (síť difuzoru). Dále v komponentě CFX-Pre byly zadány okrajové podmínky a další vlastnosti stupně kompresoru a použitého plynu. Samotný výpočet byl proveden komponentou CFX Solver a v neposlední řadě výsledky zobrazeny pomocí CFX-Post. Propojení jednotlivých komponent systému ANSYS je na Obr. 6.1.



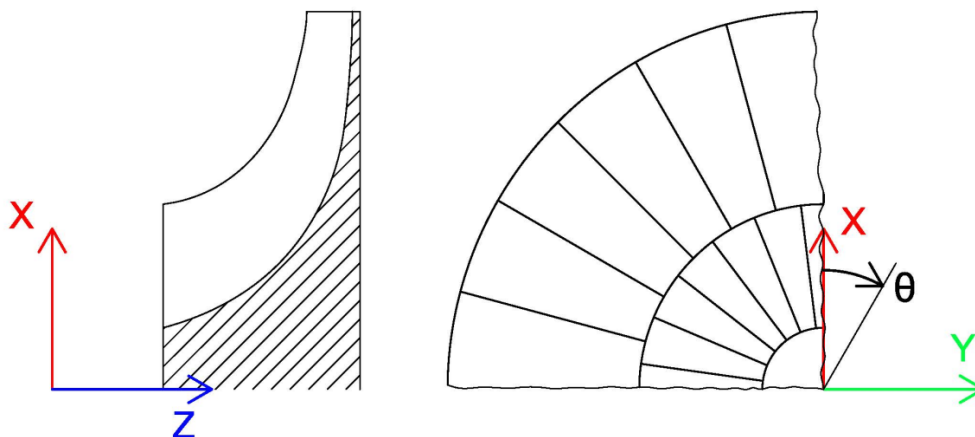
Obr. 6.1 : Základní schéma výpočetního modelu ANSYS CFX

6.1. BLADEGEN



Obr. 6.2 : Model oběžného kola v komponentě BladeGen

Třírozměrný model oběžného kola byl vytvořen pomocí komponenty BladeGen na základě meridionálního tvaru střední tvořící plochy kola i počtu a tvaru lopatek, popřípadě mezilopatek. Tvar lopatky (mezilopatky) byl modelován úhly θ (Obr.6.3) a tloušťkou τ v závislosti na meridionální vzdálenosti, a to pro nulovou a koncovou výšku lopatky, tj. ve dvou hladinách. Výsledkem je 3D model znázorněný na Obr. 6.2.



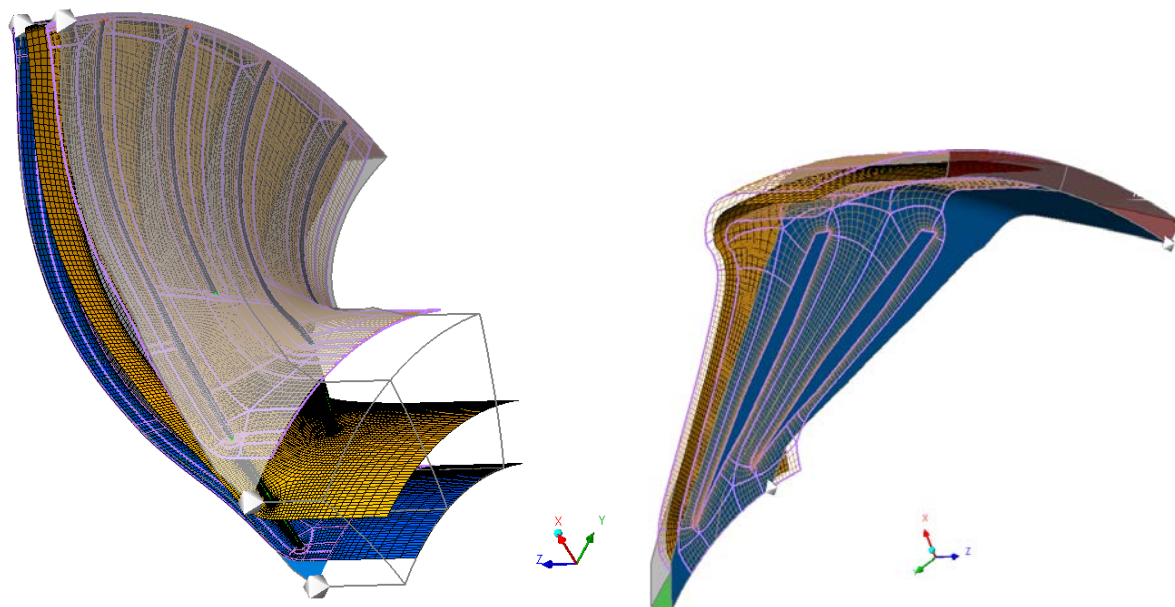
Obr. 6.3 : Souřadný systém kola

6.2. DESIGNMODELER

Třírozměrný model difuzoru byl vytvořen pomocí komponenty DesignModeler, kde byly definovány kontury přední a zadní stěny vstupu a výstupu a obrysu lopatky pro následné použití v programu TurboGrid.

6.3. TURBOGRID

Trojrozměrná výpočetní síť oběžného kola a difuzoru byly vytvořeny v dvou různých komponentách TurboGrid. Síť byla vytvořena pomocí funkce Automatické topologie sítě (ATM Optimized). Ta nám umožňuje vytvořit vysoce kvalitní výpočetní síť s minimálním úsilím (např. není potřeba nastavovat ručně řídicí body). Z důvodu značné úspory času byla vytvořena síť pouze pro jeden kanál oběžného kola i difuzoru. Toto je často používaná kombinace vzhledem k časové úspoře a dostatečné přesnosti výpočtu, která se osvědčila v praxi. Síť jednoho kanálu oběžného kola se skládá z 250212 šestistěnných buněk ve struktuře O/C/H-grid a síť difuzoru z 30000 šestistěnných buněk v téže struktuře. Pohled na výpočetní síť oběžného kola i difuzoru je na Obr. 6.3.



Obr. 6.4 : Pohled na výpočetní síť (vlevo) oběžného kola, (vpravo) difuzoru

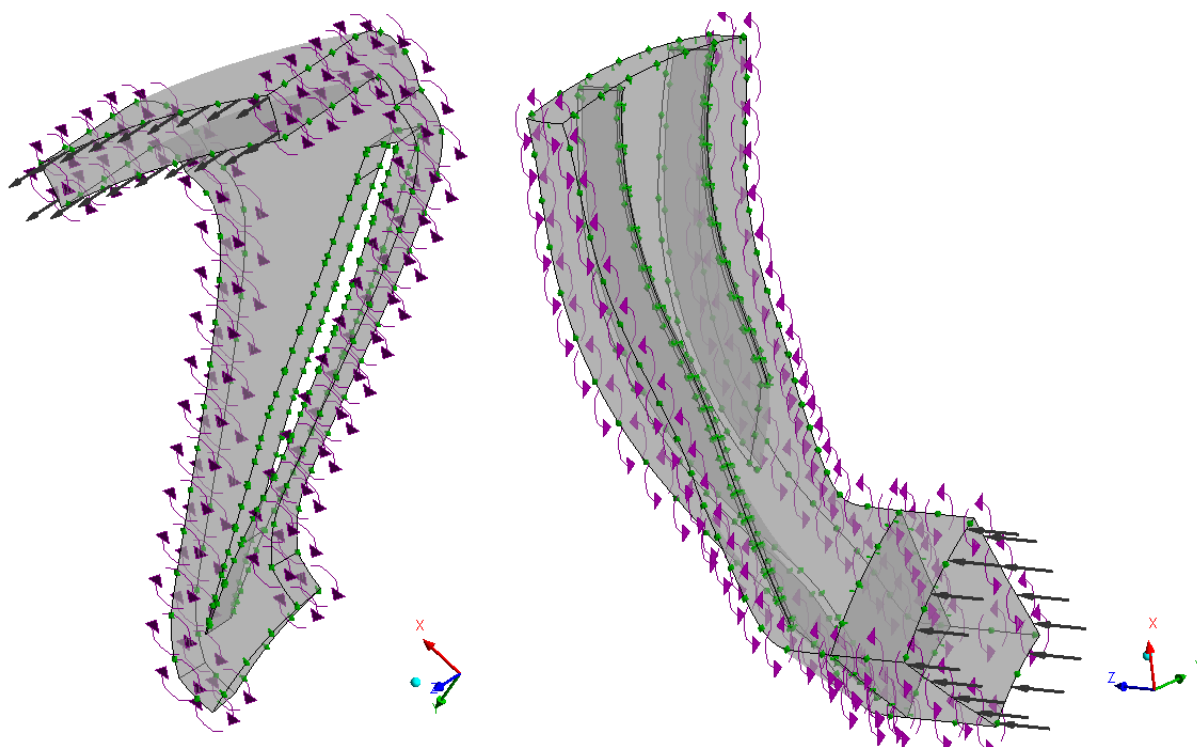
6.4. CFX-PRE

Pomocí komponenty CFX preprocessor se postupně zadávaly informace o úhlové rychlosti otáčení oběžného kola, typu tekutiny a její vlastnosti, okrajové podmínky, rozhraní (interfaces) mezi rotorem a statorem a mezi přetlakovými a sacími stranami lopatek na jejich koncích a v neposlední řadě hranice výpočetní oblasti (vstup, výstup a periodické plochy).

Na Obr. 5.4 jsou znázorněny oblasti stěn (oblasti ohraničené zelenými body), dále oblasti rozhraní (fialové kruhové šipky) a oblasti vstupu a výstupu tekutiny (šedivé šipky)

6.4.1. Okrajové podmínky

Obecně pro výpočet kompresorové charakteristiky $\pi_K=fce(m)$ je vhodné použít dvě různé kombinace okrajových podmínek. [45] V levé části charakteristiky, v blízkosti meze pumpáže, je výhodnější použít kombinaci okrajových podmínek "celkový tlak na vstupu do stupně kompresoru p_{1C} a hmotnostní tok na výstupu z difuzoru \dot{m}_5 ". Tato kombinace by měla



Obr. 6.5 : Pohled na kanál difuzoru (vlevo) a kanál oběžného kola (vpravo) v komponentě CFX Pre

být přesnější, protože v levé části charakteristiky velké změně hmotnostního toku odpovídá malá změna celkového tlaku na výstupu. Naopak tomu je v pravé části charakteristiky blízko meze zahlcení, kde je vhodnější použít kombinaci okrajových podmínek "hmotnostní tok na vstupu \dot{m}_1 a statický tlak na výstupu z difuzoru p_{5S} ". To je z opačného důvodu, než tomu je v levé části charakteristiky. Zde velké změně celkového tlaku odpovídá malá změna hmotnostního průtoku. Tím se lépe pozná oblast zahlcení stupně kompresoru. Druhá jmenovaná kombinace se nám neosvědčila, jelikož nebyla správně určena mez zahlcení. Proto byla v celé šíři charakteristiky použita kombinace celkový tlak a celková teplota na vstupu, hmotnostní tok na výstupu.

6.4.2. Vlastnosti tekutiny

Pro popis vlastností byl použit model poloideálního plynu, ve kterém měrná tepelná kapacita plynu c_p a dynamická viskozita μ jsou závislé na teplotě. [43] Měrná tepelná kapacita plynu při konstantním tlaku je vypočtena na základě lineární funkce:

$$\frac{c_p}{R} = a_1 + a_2 T \quad (40)$$

ve které $R = 8\,341 \text{ J.kg}^{-1}$, $a_1 = 3.27149$, a $a_2 = 6.85475444 \times 10^{-4}$. Pro dynamickou viskozitu byl použit Sutherlandův model, pro který platí [43]:

$$\frac{\mu}{\mu_0} = \frac{T_{ref} + S}{T + S} \left(\frac{T}{T_{ref}} \right)^n \quad (41)$$

kde $\mu_0 = 1.712 \times 10^{-5}$, $T_{ref} = 273 \text{ K}$, $S = 111 \text{ K}$, a $n = 1.5$.

6.4.3. Model turbulence

Na základě doporučení vedoucího práce a studované literatury byl zvolen model turbulence RNG k- ϵ . Standardní model turbulence k- ϵ je dvourovnicový model založen na semi-empirickém principu. [46] Model je vhodný pro vyšší Reynoldsova čísla, což je i náš případ. V názvu zkratka "k" vyjadřuje kinetickou energii turbulence a ϵ je zkratka pro disipaci kinetické energie turbulence (čili energie zmařená za jednotku času). Ty jsou určeny dvěma transportními rovnicemi. Tento model patří do skupiny modelů turbulentní viskozity. Z toho důvodu je efektivní viskozita rovna součtu dynamické viskozity a turbulentní viskozity

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (42)$$

kde turbulentní viskozita je vypočítána pomocí kinetické energie turbulence a disipace kinetické energie turbulence

$$\mu_t = C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (43)$$

kde C_μ je konstanta modelu, která je stanovena experimentálně (v základním nastavení nabývá hodnoty 0.09)

Model turbulence RNG k- ϵ byl odvozen na základě statistické metody tzv. metody renormalizačních grup RNG a rozvíjí původní model k- ϵ . [46] Model RNG k- ϵ používá rozdílné konstanty pro disipaci kinetické energie turbulence v porovnání se standardním modelem k- ϵ .

Pro modelování rozložení rychlostí blízko stěn, je použito stěnových funkcí založených na empirických vzorcích a není tak potřeba řešit samotné proudění ve vazké podvrstvě, což výrazně zkracuje výpočetní čas.

6.4.4. Rozhraní mezi kolem a difuzorem

Vzhledem k tomu, že proudění uvnitř skutečného stupně odstředivého kompresoru je nestacionární a dochází navíc ke vzájemnému působení pohyblivých a nepohyblivých částí stupně kompresoru, má modelování rozhraní mezi kolem a difuzorem zásadní význam.

V této práci z důvodu výpočetní kapacity, byl zvolen stacionární model, který je dostatečný pro určení integrálních parametrů.

Pro stacionární výpočtový model umožňuje program ANSYS CFX použít dvě varianty rozhraní. [45] První je model směšovací roviny (Stage) a druhý model zmrazeného rotoru (Frozen rotor model). První metoda spočívá v průměrování veličin na obvodu kola. To znamená, že žádné poruchy vyvolané oběžným kolem se nepřenášejí přes myšlené rozhraní pohyblivé a nepohyblivé souřadné soustavy do difuzoru. Tato metoda je založena na úvaze, že myšlená ztráta na rozhraní rotoru a statoru je stejně velká jako ztráta postupným směšováním proudu v následující lopatkové řadě difuzoru. V druhé metodě zmrazeného rotoru (frozen rotor) se poruchy vyvolané rotorem již přenáší přes rozhraní, ale pouze v jednom časovém okamžiku. Proto se neprojevují změny proudu vystupujících z rotoru v čase. To může vzhledem k nestacionaritě proudu v daném místě vést k větším chybám v porovnání s modelem směšovací roviny (Stage), Proto v našem případě byl použit model směšovací roviny. Ačkoliv model směšovací roviny (stage) vychází z nekorektních fyzikálních předpokladů, poskytuje často přesnější výsledky než model zmrazeného rotoru (frozen rotor) a proto byl použit i v této práci.

6.5. CFX SOLVER

Výpočet průtoku plynu kolem, vytvořené pomocí numerického modelu, je proveden komponentou řešitele CFX (CFX Solver). Po spuštění výpočtu se zobrazují změny reziduí v závislosti na počtu iterací. Výpočet se ukončí automaticky buď po dosažení předem nastaveného maximálního počtu iterací, nebo počet reziduí bude menší než předem stanovená hodnota.

Z průběhu reziduí lze zhruba odhadnout, zda-li jsme se při určité kombinaci okrajových podmínek dostali již do oblasti pumpáže. To by se mělo projevit buď, tím že průběh reziduí nezkonverguje, a nebo se objevují oscilace o malé amplitudě nebo záněje. Jako konvergenční kritérium byl zvolen pokles hodnoty reziduí u všech řešených rovnic do řádu 10^{-4} .

6.6. CFX POST

Zobrazení výsledků ať už v numerické tak i v grafické podobě probíhá v komponentě CFX Post. V numerické podobě byly zobrazeny celkový tlak p_{1C} a celková teplota T_{1C} na výstupu z difuzoru. V grafické podobě bylo zobrazeno pole Machových čísel a pole vírové viskozity v ploše odpovídající určité výšce lopatky a pole radiální složky relativní rychlosti na výstupu z oběžného kola.

7. VYHODNOCENÍ

7.1. INTEGRÁLNÍ PARAMETRY

Prvním cílem práce bylo vypočítat kompresorové charakteristiky $\pi=f_{ce}(Q_t)$ a $\eta=f_{ce}(Q_t)$ pro jmenovité otáčky n , jmenovité vstupní podmínky plynu p_{1C} , T_{1C} a různé vůle na koncích lopatek. Jako výstupní hodnoty z komponenty CFX Post byly vzaty zprůměrované hodnoty celkového tlaku p_{4C} a celkové teploty T_{4C} na výstupu z difuzoru. Ty se poté přepočítaly dle následujících rovnic na hodnoty tlakového poměru a izentropické účinnosti dle následujících vztahů

pro celkový tlakový poměr platí

$$\pi_C = \frac{P_{4C}}{P_{1C}} \quad (44)$$

poté bylo zapotřebí vypočítat celkovou izentropickou teplotu na výstupu z difuzoru

$$T_{4Cizo} = T_{1C} \cdot \left(\frac{P_{4C}}{P_{1C}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (45)$$

a z ní následně izentropickou účinnost

$$\eta_{izo} = \frac{T_{4Cizo} - T_{1C}}{T_{4C} - T_{1C}} \quad (46)$$

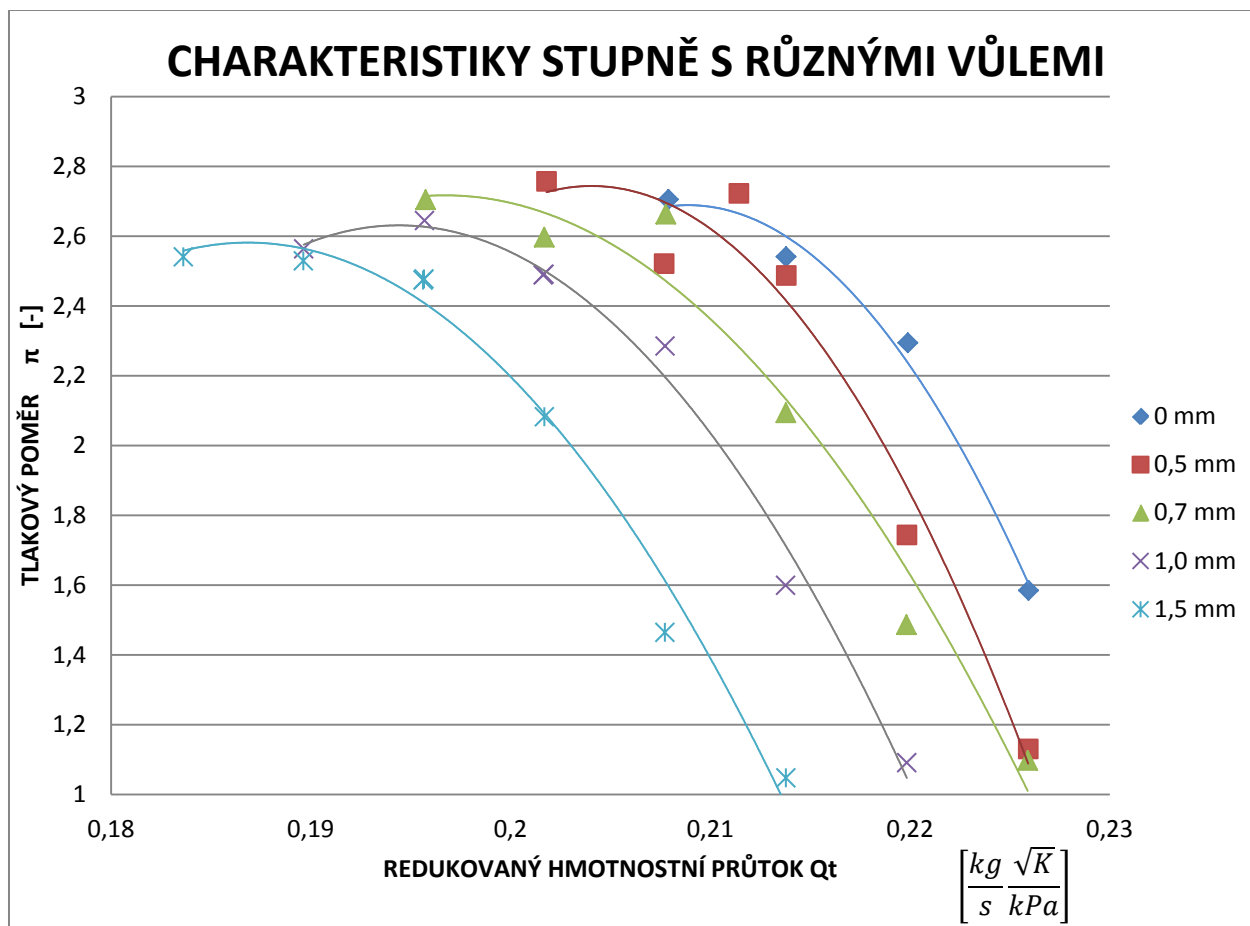
Dalším krokem bylo přepočítat hmotnostní průtok plynu na redukovaný hmotnostní průtok.

redukovaný hmotnostní průtok je tedy

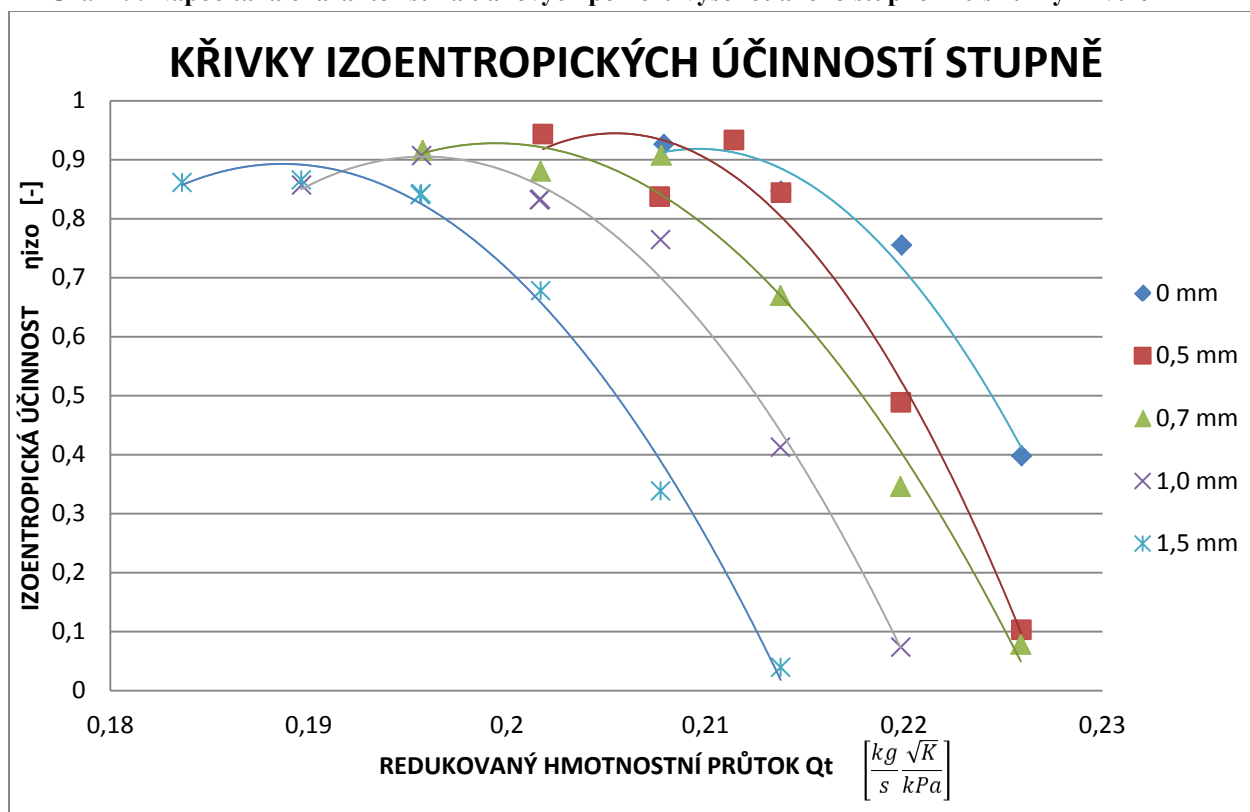
$$Q_t = \dot{m} \cdot \frac{\sqrt{T_{1C}}}{P_{1C}} \quad (47)$$

Jednotlivé body na charakteristice byly poté proloženy tak, aby vznikl polynom druhého řádu. Takto vznikly křivky tlakových poměrů (graf 1) a křivky izentropických účinností (graf 2).

Z křivek závislostí tlakového poměru na redukovaném hmotnostním toku (graf 1) je vidět, že nejvyššího tlakového poměru je dosaženo při koncové vůli 0,5 mm a převyšuje tak i nulovou vůli. Roste-li koncová vůle lopatek od 0,5 mm směrem k 1,5 mm, potom se maximální tlakový poměr snižuje přibližně o 1,5% jmenovitého tlakového poměru (uveden v tab. 1) na 0,1 mm koncové vůle. Dále je z charakteristiky vidět, že s rostoucí vůlí klesá redukovaný hmotnostní průtok o 0,7% Q_t jmenovitého (uveden v tab. 17) na 0,1 mm koncové vůle lopatek.



Graf 1 : Napočítaná charakteristika tlakových poměrů vysokotlakého stupně 420 s různými vůlemi



Graf 2 : Napočítaná charakteristika izoentropických účinností vysokotlakého stupně 420 s různými vůlemi

Z křivek závislosti izoentropické účinnosti na redukovaném hmotnostním toku (graf 2) je patrné, že nejvyšší izoentropické účinnosti se dosahuje při koncové vůli 0,5 mm a s rostoucí vůlí klesá účinnost o 0,8% (ze 100%) na 0,1 mm koncové vůle lopatek. Účinnost při vůli 0,5 mm převyšuje i účinnost při nulové vůli.

$\Delta\sigma$	$\Delta\pi$	ΔQ_t	$\Delta\eta$
+0.1 mm	-1.5 %	-0.7%	-0.8%

Tab. 17 : Změny některých integrálních parametrů v závislosti na změně koncové vůli.

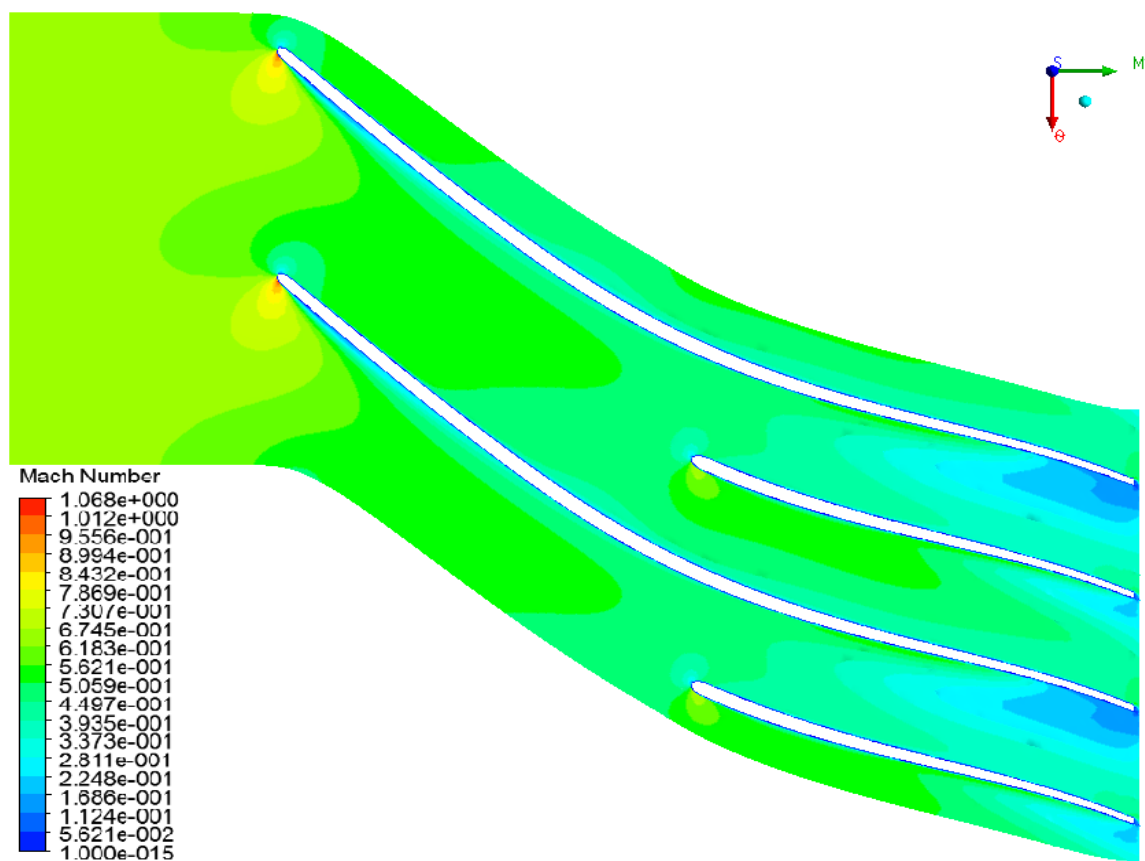
Můžeme tedy říci, že dle předpokladu se s rostoucí vůlí snižuje tlakový poměr, hmotnostní tok (hltnost) i izoentropická účinnost. Dále lze konstatovat, že i v našem případě nedosahujeme nejvyššího tlakového poměru a izoentropické účinnosti stupně při nulové vůli na koncích lopatek ale při jisté optimální vůli.

7.2. LOKÁLNÍ PARAMETRY

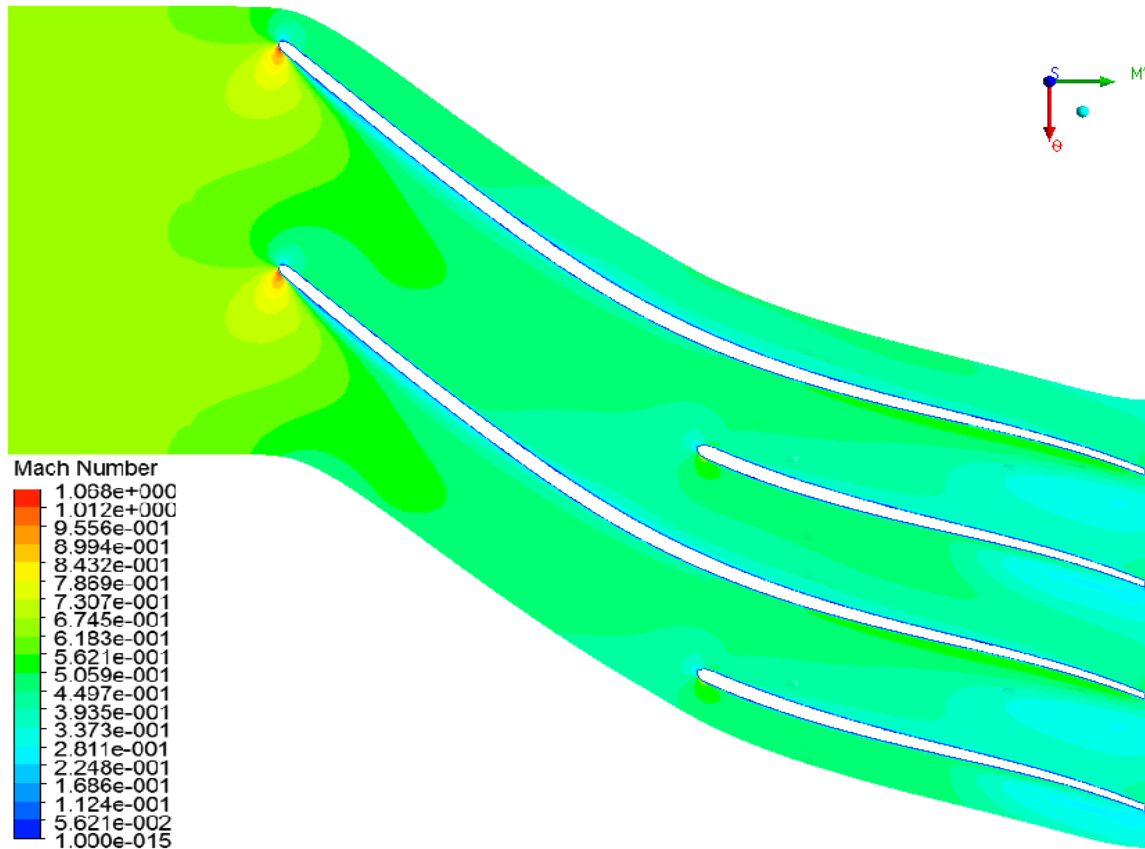
Dále byly vypočteny některé lokální parametry jako jsou rozložení Machových čísel a vírových viskozit v mezilopátkovém kanále a také radiální složka relativní rychlosti na výstupu z oběžného kola. Tyto výpočty byly provedeny v návrhových bodech charakteristiky (v bodech blízko maxima izoentropické účinnosti kompresoru) odpovídající dané vůli na koncích lopatek.

7.2.1. Rozložení Machových čísel

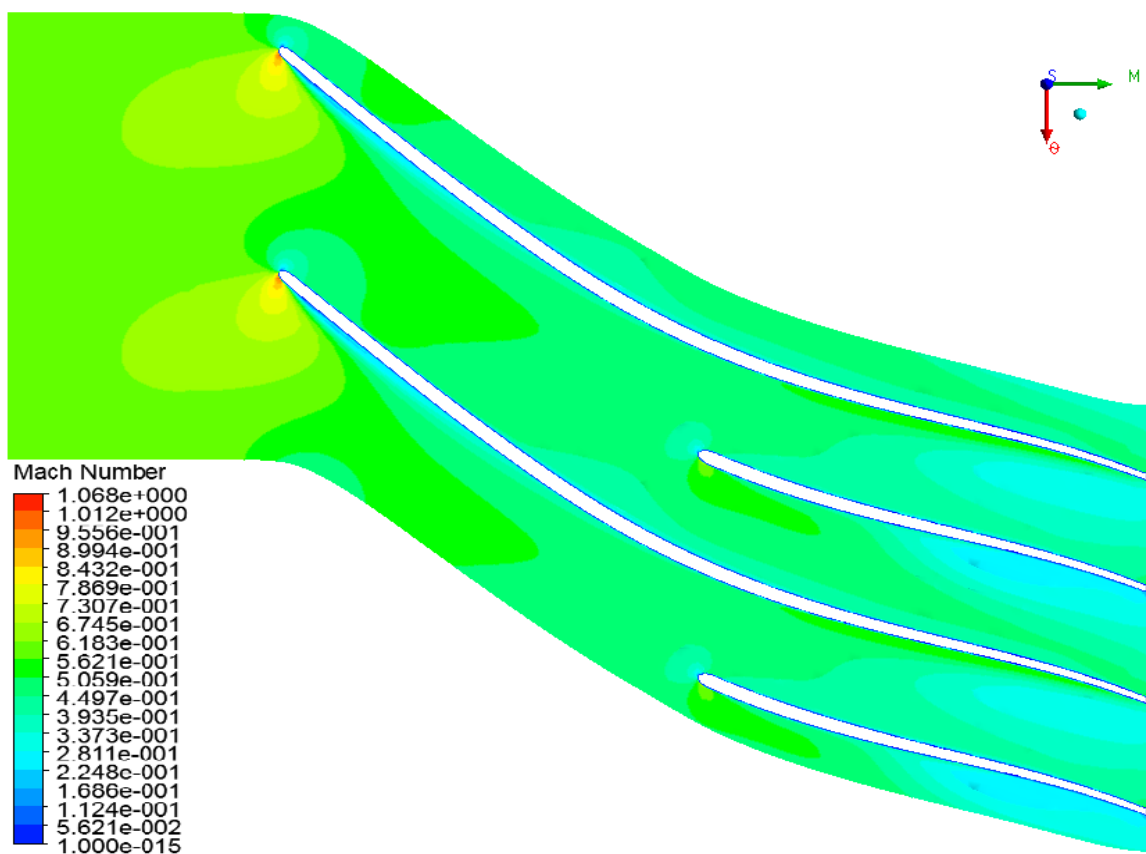
Rozložení Machových čísel v mezilopátkovém kanále je zobrazeno (Obr. 7.1, 7.2, 7.3, 7.4, 7.5) v ploše odpovídající konstantní výšce lopatky 50%. Pomocí rozložení Machových čísel můžeme pozorovat oblasti o nízké hybnosti (oblast úplavu). Z obrázků je vidět, že s rostoucí vůlí na koncích lopatek se nám zvětšuje oblast o nižší hybnosti (oblast úplavu), kterou můžeme pozorovat zvláště v druhé polovině délky kanálu a blíže k oblasti sacích stran lopatek. Rozšiřování této oblasti probíhá směrem od výstupu z oběžného kola ke vstupu a napříč kanálem od sací strany k přetlakové straně. Dále si můžeme povšimnout oblasti okolo záběrníku, kde je dosaženo místní rychlosti zvuku, a to na sací straně náběžné hrany záběrníku. Je vidět, že s měnící se vůlí na koncích lopatek se mění i tyto maximální hodnoty. To je způsobeno tím, že se nacházíme pokaždé na jiném místě charakteristiky, kterému odpovídá i jiný hmotnostní průtok stupněm, tudíž i Machovo číslo. Na Obr. 7.1, kde je rozložení Machových čísel pro případ bez koncové vůle lopatek, je patrná oblast, kde lokální Machovo číslo dosahuje téměř nulové hodnoty. Tato oblast je v místě poblíž výstupu z oběžného kola a sací strany lopatek (zvláště hlavních). Tomu se budeme věnovat dále při popisu radiální složky relativní rychlosti na výstupu, kde je tento jev dobře pozorovatelný.



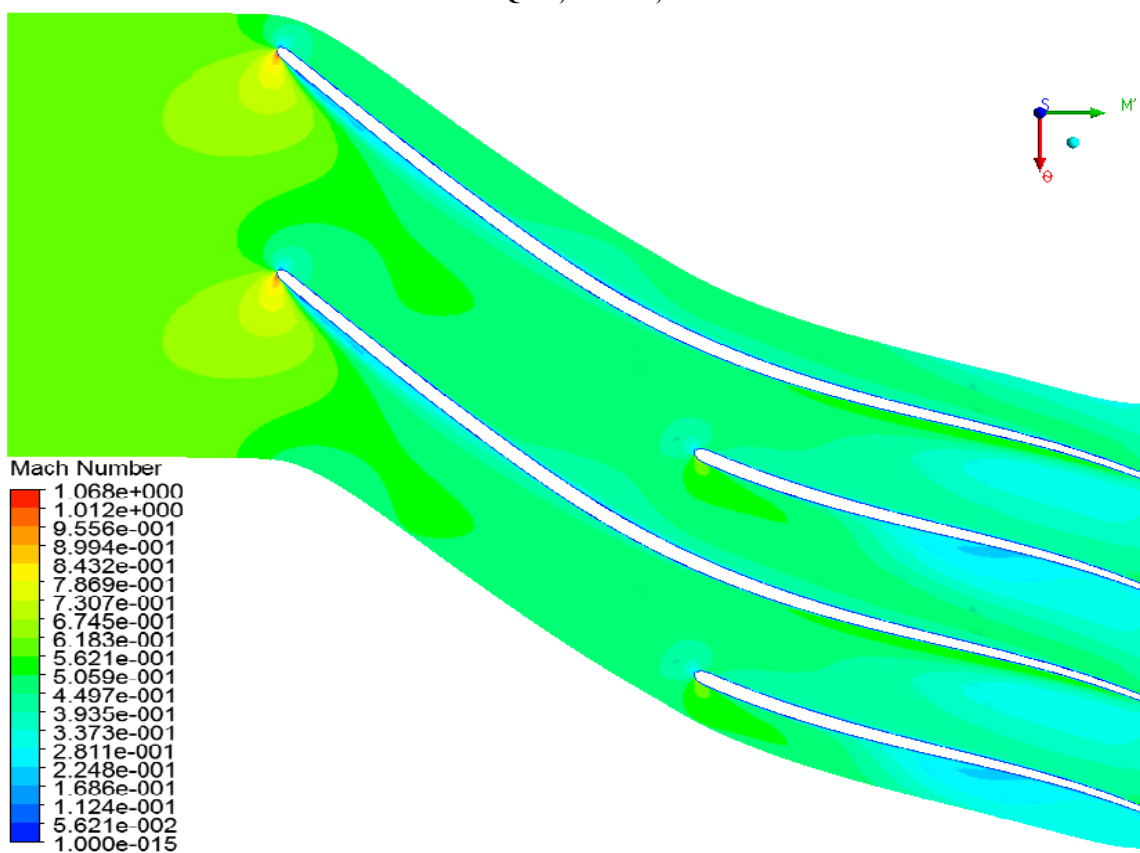
Obr. 7.1 : Rozložení Machových čísel v 50% výšky lopatky v kanále oběžného kola při vůli 0 mm a $Q_t=0,213$ $\pi=2,542$



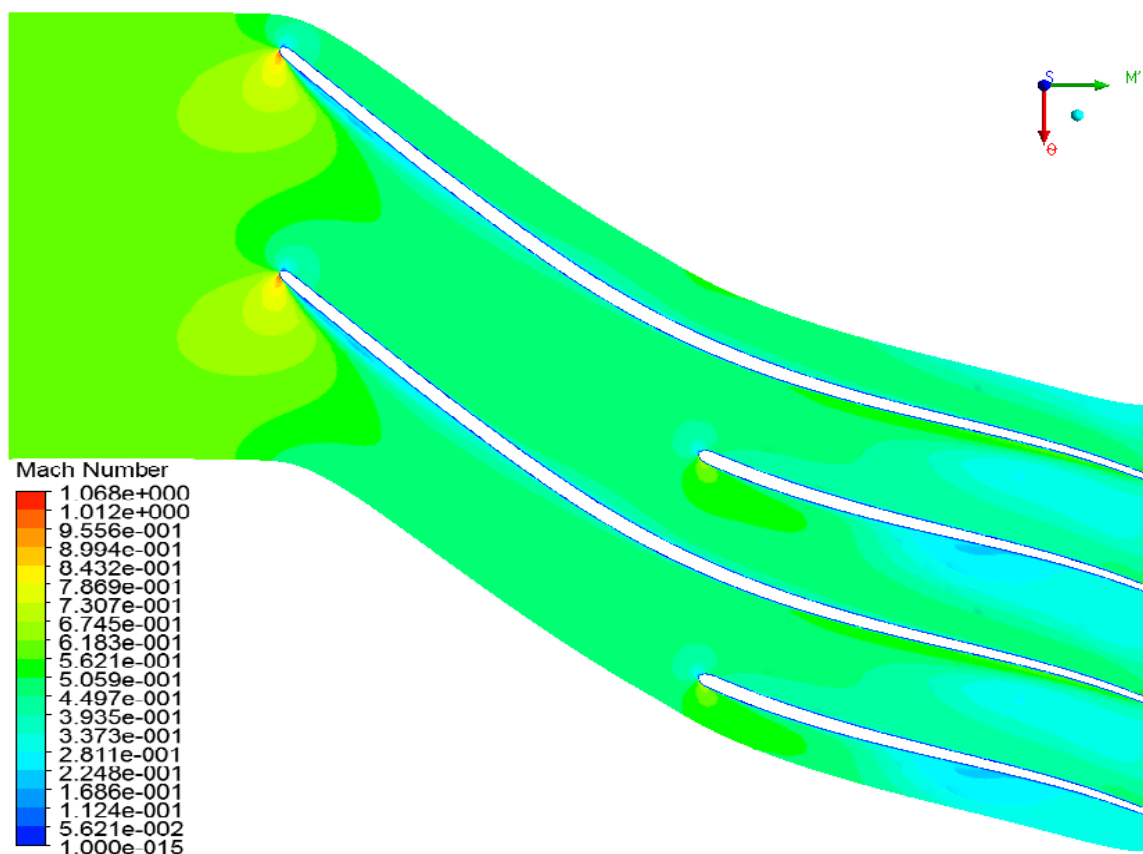
Obr. 7.2 : Rozložení Machových čísel v 50% výšky lopatky v kanále oběžného kola při vůli 0,5 mm a $Q_t=0,211$ $\pi=2,723$



Obr. 7.3 : Rozložení Machových čísel v 50% výšky lopatky v kanále oběžného kola při vůli 0,7 mm a $Qt=0,205 \pi=2,636$



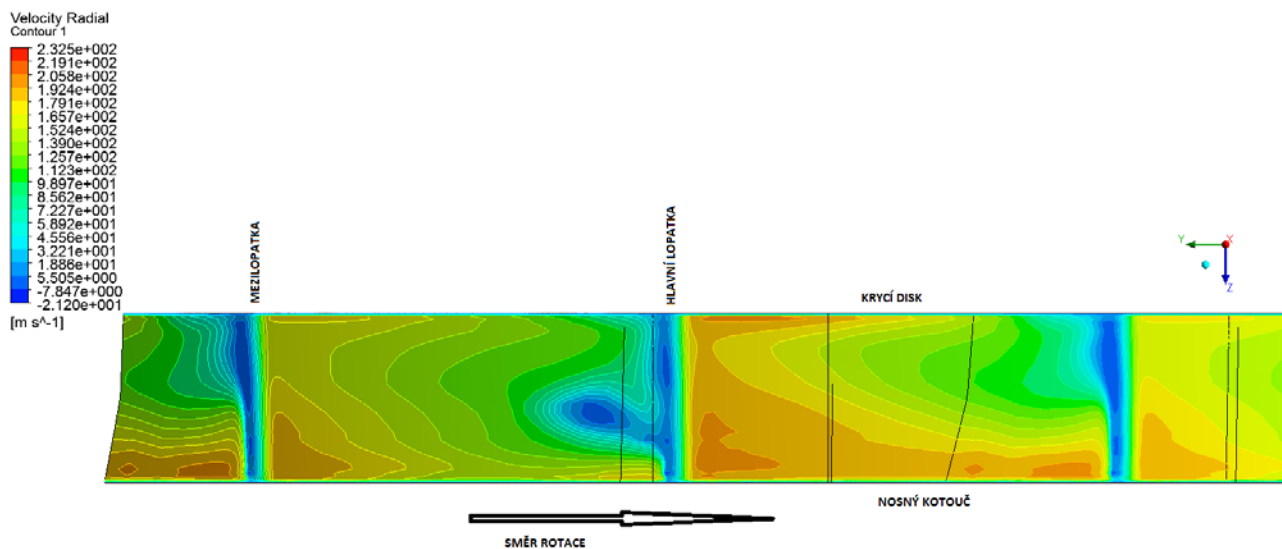
Obr. 7.4 : Rozložení Machových čísel v 50% výšky lopatky v kanále oběžného kola při vůli 1,0 mm a $Qt=0,202 \pi=2,489$



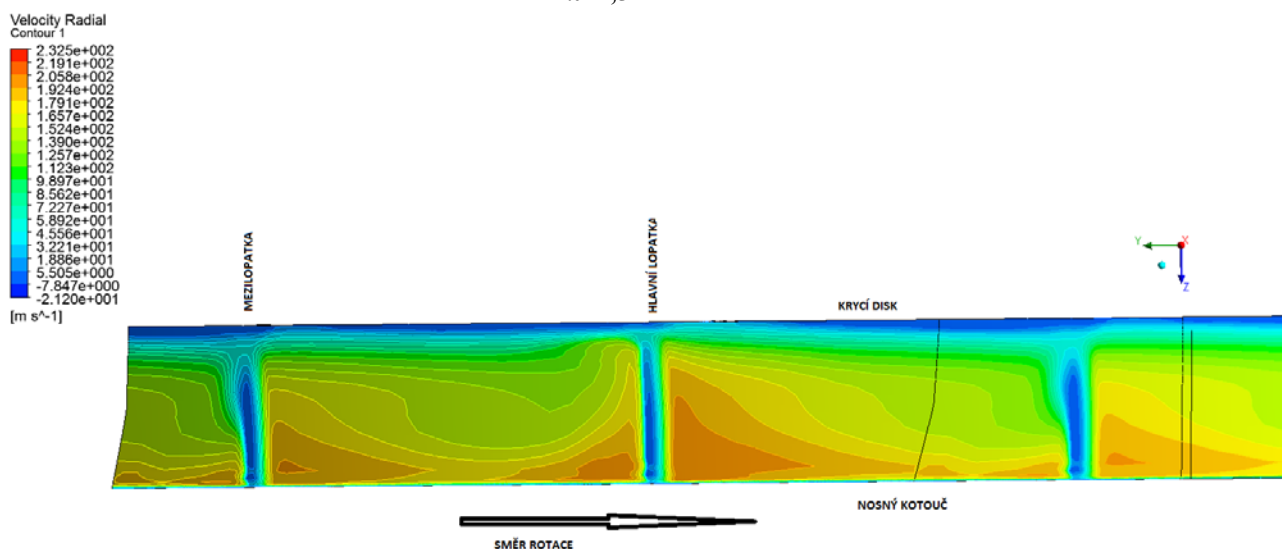
Obr. 7.5 : Rozložení Machových čísel v 50% výšce lopatky v kanále oběžného kola při vůli 1,5 mm a $Q_t=0,196 \pi=2,474$

7.2.2. Rozložení radiální složky relativní rychlosti

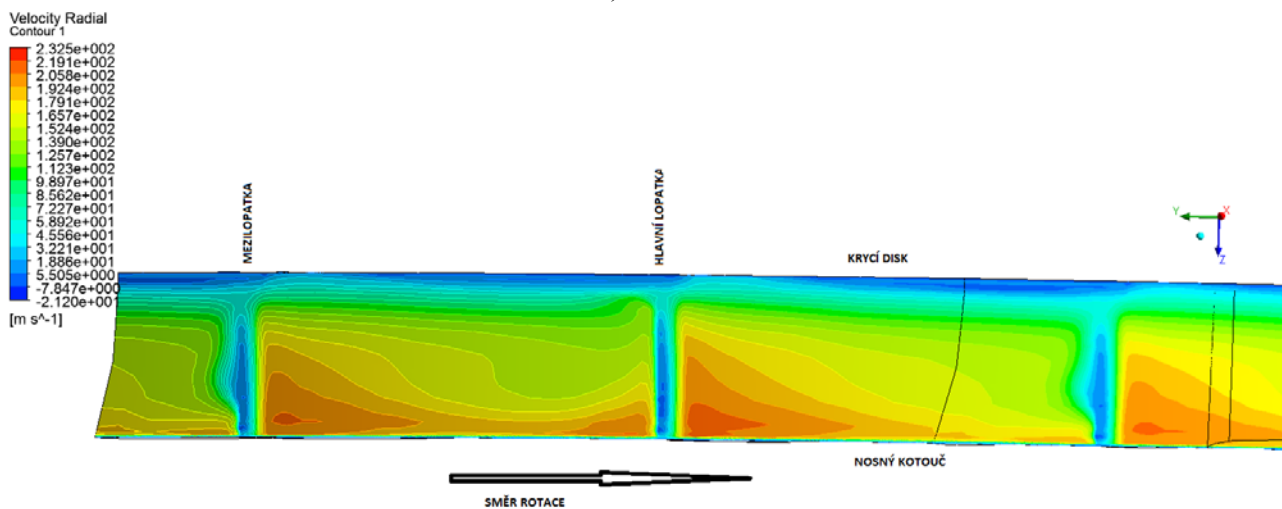
Rozložení radiální složky relativní rychlosti w_{2R} na výstupu z oběžného kola je na Obr. 7.6, 7.7, 7.8, 7.9, 7.10. Řez napříč kanálem je těsně za výstupem z kola (kde fyzicky končí nosný kotouč oběžného kola), a proto zde nejsou zakresleny samotné lopatky. Jsou pouze patrné oblasti téměř stojící tekutiny v místech za lopatkami. Dle předpokladu je vidět, že s rostoucí vůlí na koncích lopatek se zvětšuje i oblast o nízké hybnosti. Při menší vůli na konci lopatek se nachází tato oblast převážně v místě krycího disku a sací strany lopatky a s rostoucí vůlí se rozšiřuje směrem k přetlakové straně lopatky. Při větších vůlích se rovněž v místech podél krycího disku nachází oblast zpětného proudění. S rostoucí vůlí roste maximální rychlost w_{2R} , a to z důvodu zvětšující se oblasti o nízké hybnosti, která snižuje efektivní průřez kanálem a zvyšuje tak tuto rychlost. Vidíme, že se rovněž zvětšuje gradient rychlostí w_{2R} napříč kanálem a s tím rostou i ztráty mísením později v difuzoru. Náš výpočtový model tedy odpovídá fyzikálním předpokladům. Tekutina o nízké hybnosti se hromadí v předpokládaném místě. Podíváme-li se na teoretický případ s nulovou vůlí (Obr. 7.6) vidíme zhruba v polovině výšky sací strany hlavní lopatky místo o zpětném proudění. To je vidět i na výše zmíněném Obr. 7.1. Je to způsobeno přetokem tekutiny ze sací strany lopatky k přetlakové, a to v místech kde tekutina opouští oběžné kolo Obr. 3.14. Tento jev se vyskytuje samozřejmě při všech vůlích, ale v případě nulové vůle mezi konci lopatek a krycím diskem zmizí druhý přetok, a to od sací strany lopatky k přetlakové místy mezi koncem lopatek a krycím diskem. Pokud je tedy nenulová vůle na koncích lopatek, přidává se k přetoku na výstupu i přetok u krycího kotouče a interakce těchto dvou přetoků změní proudové pole.



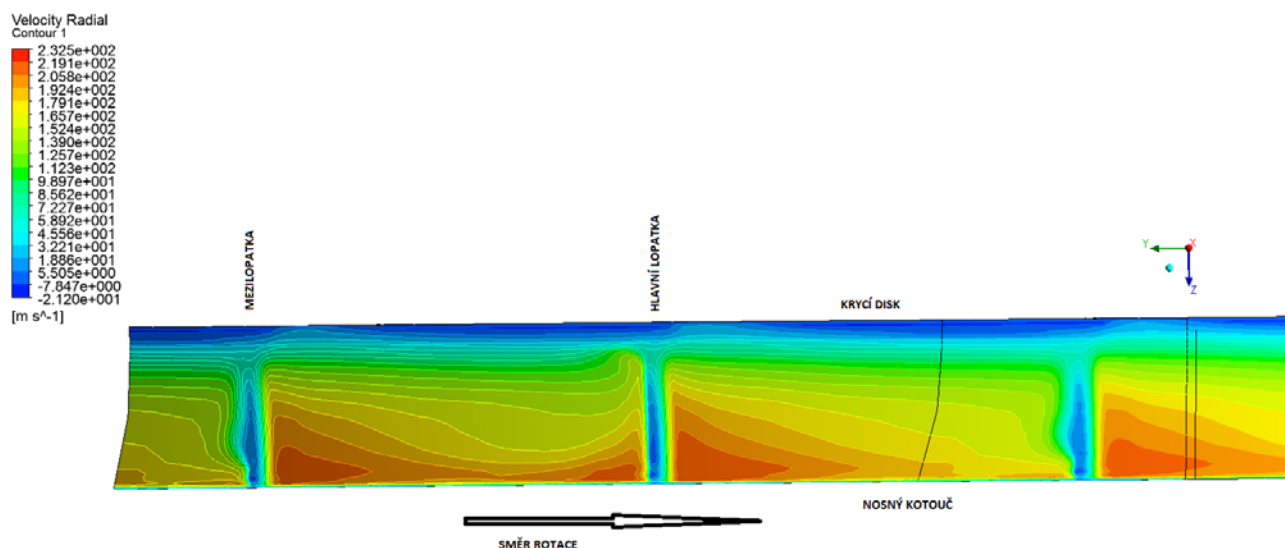
Obr. 7.6 : Rozložení radiální složky relativní rychlosti na výstupu z oběžného při vůli 0 mm a $Q_t=0,213$
 $\pi=2,542$



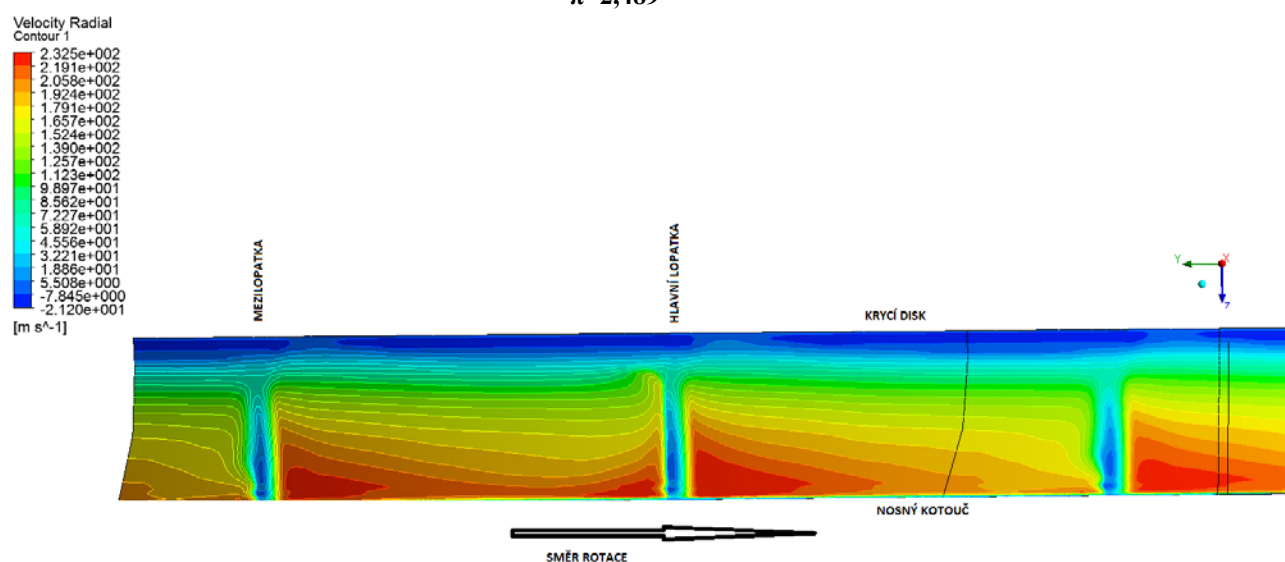
Obr. 7.7 : Rozložení radiální složky relativní rychlosti na výstupu z oběžného při vůli 0,5 mm a $Q_t=0,211$
 $\pi=2,723$



Obr. 7.8 : Rozložení radiální složky relativní rychlosti na výstupu z oběžného při vůli 0,7 mm a $Q_t=0,205$
 $\pi=2,636$



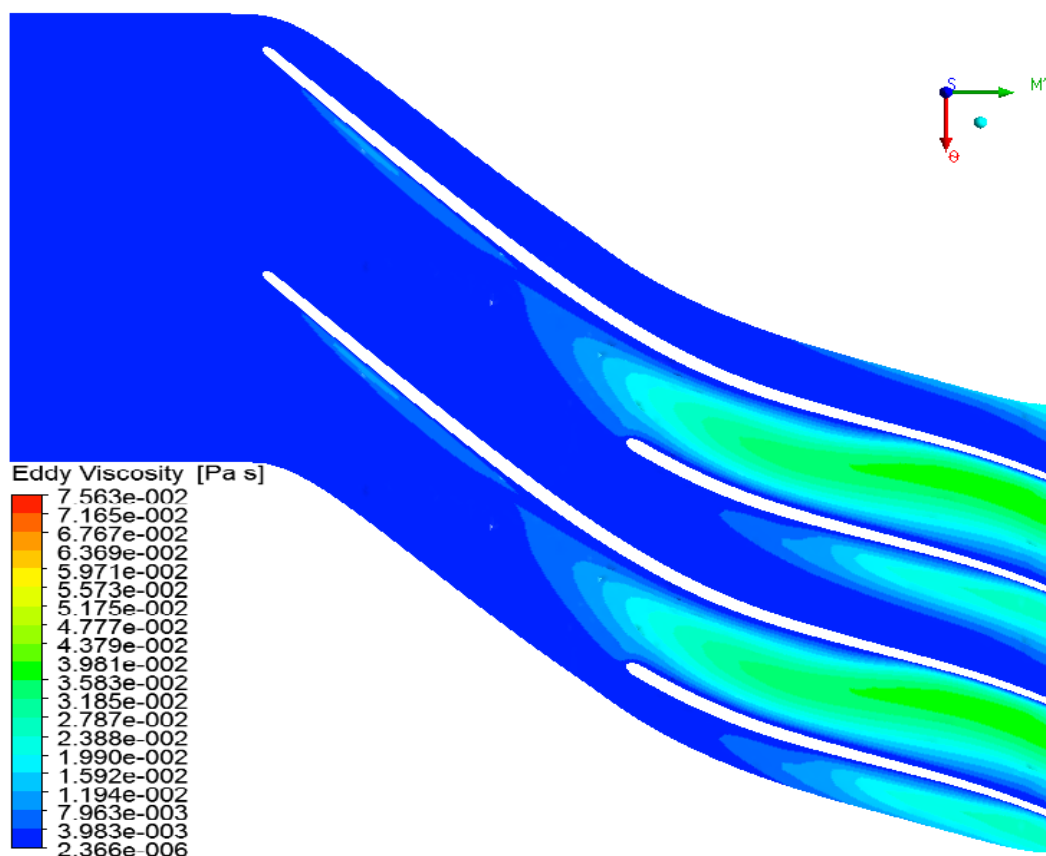
Obr. 7.9 : Rozložení radiální složky relativní rychlosti na výstupu z oběžného při vůli 1,0 mm a $Q_t=0,202$
 $\pi=2,489$



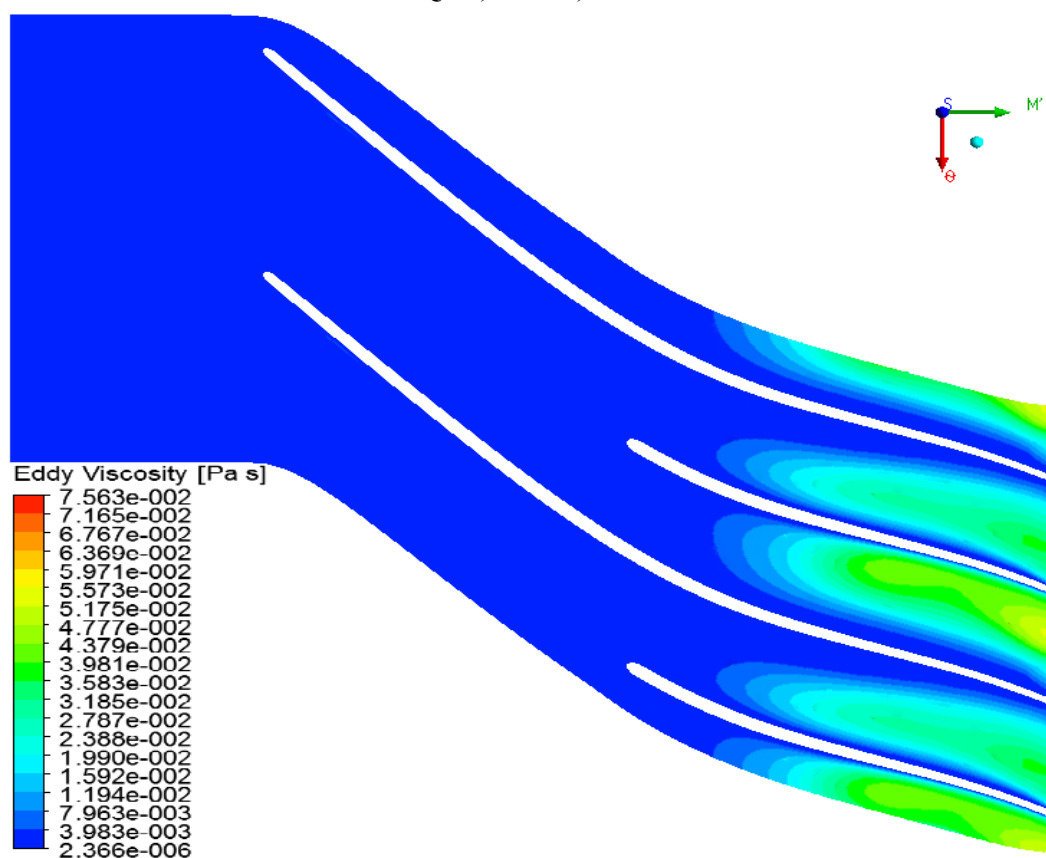
Obr. 7.10 : Rozložení radiální složky relativní rychlosti na výstupu z oběžného při vůli 1,5 mm a $Q_t=0,196$
 $\pi=2,474$

7.2.3. Rozložení vírové viskozity

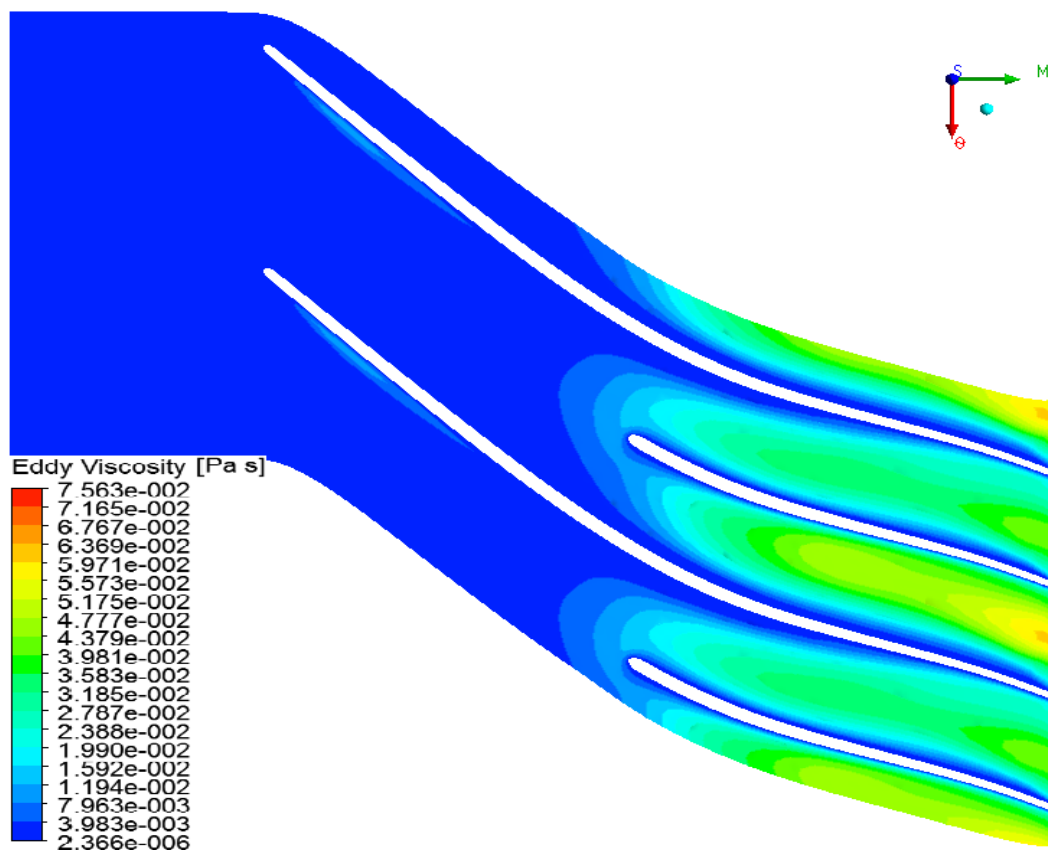
Rozložení vírových viskozit v mezilopátkovém kanále je zobrazeno (Obr. 7.11, 7.12, 7.13, 7.14, 7.15) v ploše odpovídající konstantní výšce lopatky 75%. Pomocí rozložení vírových viskozit lze dobře sledovat oblasti zavířené tekutiny a její střed a kvantitativně posoudit vířivost. Při zvětšování vůle na koncích lopatek od 0 mm směrem k 1,5 mm se nám tato oblast rozšiřuje od odtokové hrany lopatek směrem k záběrníku a také napříč kanálem. Dále roste i intenzita vířivosti a střed této oblasti se téměř nepohybuje. Je patrné, že nejintenzivnější a nejrozsáhlejší oblast zavíření je v kanále ohraničeném sací stranou mezilopatky a přetlakovou stranou hlavní lopatky při vůli 1,5 mm, v porovnání s druhým kanálem. Maximální hodnota vírové viskozity nám vyroste až na 20ti násobek viskozity, která se nachází v nerozvířené oblasti v Obr 7.15 označené tmavě modrou barvou.



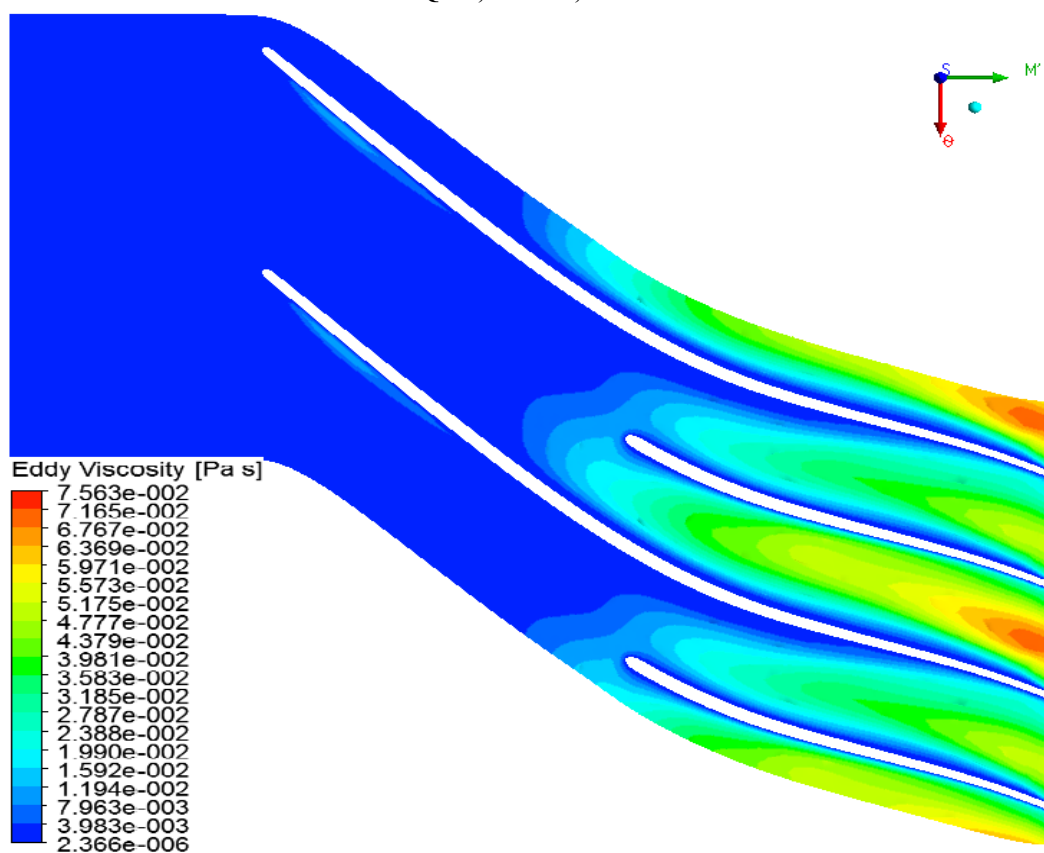
Obr. 7.11 : Rozložení vírových viskozit v 75% výšky lopatky v kanále oběžného kola při vůli 0,0 mm a $Q_t=0,213 \pi=2,542$



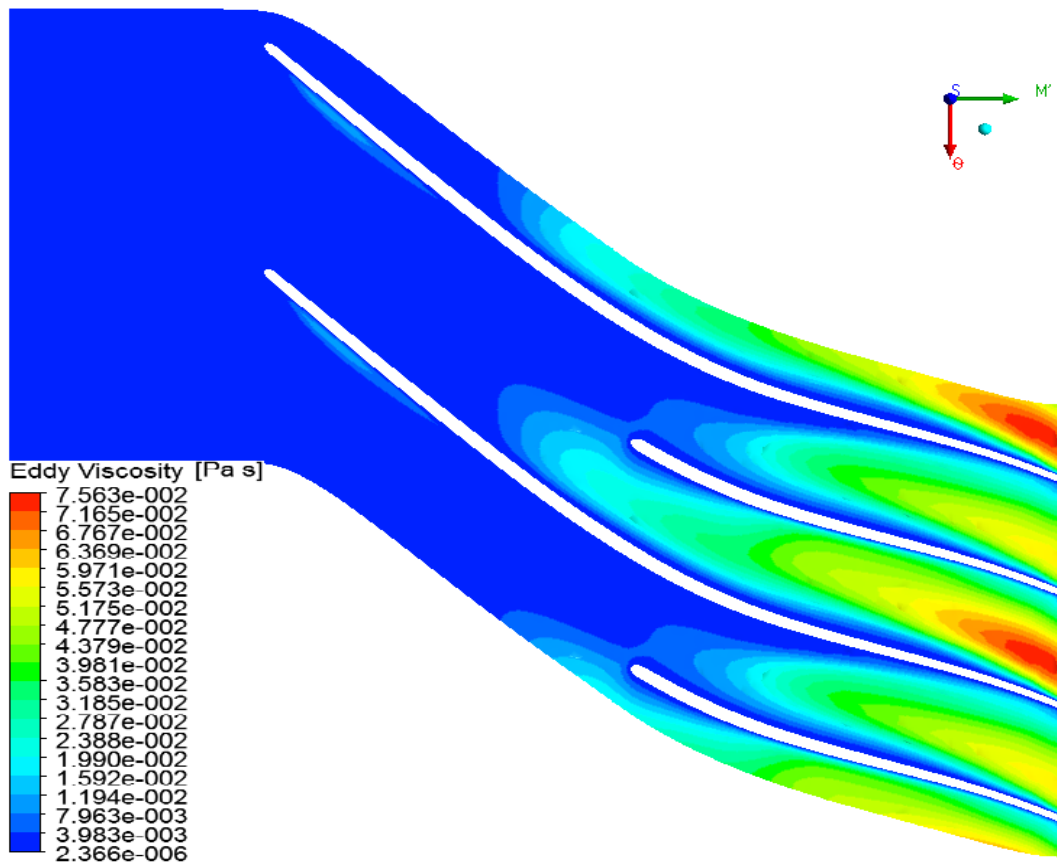
Obr. 7.12 : Rozložení vírových viskozit v 75% výšky lopatky v kanále oběžného kola při vůli 0,5 mm a $Q_t=0,211 \pi=2,723$



Obr. 7.13 : Rozložení vírových viskozit v 75% výšce lopatky v kanále oběžného kola při vůli 0,7 mm a $Qt=0,205 \pi=2,636$



Obr. 7.14 : Rozložení vírových viskozit v 75% výšce lopatky v kanále oběžného kola při vůli 1,0 mm a $Qt=0,202 \pi=2,489$



Obr. 7.15 : Rozložení vírových viskozit v 75% výšce lopatky v kanále oběžného kola při vůli 1,5 mm a $Q_t=0,196$ $\pi=2,474$

8. ZÁVĚR

Teoretická část práce se věnuje přehledu některých leteckých motorů, v nichž je použit alespoň jeden stupeň odstředivého kompresoru. Tento stručný přehled nám má ukázat nemalý význam odstředivých stupňů u převážně turbo-hřídelových ale i turbo-ventilátorových motorů menších průtoků. Teoretická část se dále zabývá stručným úvodem do teorie odstředivého kompresoru zaměřeným zvláště na vliv vůle mezi konci lopatek oběžného kola a krycího disku.

Cílem diplomové práce bylo zjistit a kvantitativně vyčíslit, jaký vliv má změna vůle mezi konci lopatek a krycím diskem na integrální parametry pomocí numerického výpočetního modelu pro vysokotlaký stupeň radiálního kompresoru motoru M602.

Výpočet v programu CFX požaduje spolupráci s dalšími komponenty systému ANSYS. Nejprve byl vytvořen model oběžného kola v komponentě BladeGen a model difuzoru v komponentě DesignModeler. Tyto byly následně importovány do komponenty TurboGrid, v níž byla vytvořena výpočetní síť. Okrajové podmínky a vlastnosti plynu byly zadány v komponentě CFX Preprocessor a samotný výpočet byl proveden v programu CFX Solver. Výsledkem byly vypočítané některé lokální a integrální parametry tohoto stupně.

Vynesením napočítaných parametrů do charakteristik stupně kompresoru jsme zjistili, že nejvyšší izoentropické účinnosti je dosaženo pro vůli 0,5 mm na koncích lopatek a nikoliv při nulové vůli. S rostoucí vůlí pak izoentropická účinnost stupně klesá o 0,8% (ze 100%) na 0,1 mm vůle. Taktéž nejvyššího tlakového poměru je dosaženo při vůli 0,5 mm a s rostoucí vůlí tlakový poměr klesá o 1,5% jmenovitého tlakového poměru na 0,1 mm vůle. Charakteristiky kompresoru se rovněž posouvají s rostoucí vůlí směrem k menšímu hmotnostnímu průtoku, a to o 0,7% (jmenovitého) na 0,1 mm, avšak nejvyššího průtoku dosahujeme při nulové vůli na koncích lopatek. Toto chování je způsobeno zvětšujícím se blokačním efektem tekutiny o nízké hybnosti. Můžeme tedy říci, že se s rostoucí vůlí snižuje tlakový poměr, hmotnostní tok (hltnost) i izoentropická účinnost. Dále lze konstatovat, že nedosahujeme nejvyššího tlakového poměru a izoentropické účinnosti stupně při nulové vůli na koncích lopatek, ale při jisté optimální vůli.

Dále bylo vyhodnoceno rozložení Machových čísel, vírových viskozit v mezilopátkovém kanále a radiálních složek relativních rychlostí na výstupu z oběžného kola. Bylo zjištěno, že s rostoucí vůlí se rozšiřuje oblast tekutiny o nízké hybnosti (úplav), a to směrem od sací strany lopatky napříč kanálem směrem k přetlakové straně protější lopatky podél krycího disku a zároveň se tato oblast rozšiřuje od výstupu z oběžného kola podél mezilopátkového kanálu směrem k záběrníku. Tato rozšiřující se oblast úplavu snižuje efektivní průřez kanálu, zvyšuje nejvyšší hodnotu radiální složky relativní rychlosti, zvyšuje se rovněž rychlostní gradient napříč kanálem a klesá hmotnostní průtok. V případě nulové vůle na koncích lopatek se výrazně mění rozložení rychlostí, jelikož se vytrácí sekundární proudění od přetoku na koncích lopatek oběžného kola a zůstává pouze přetok mezi sací a přetlakovou stranou téže lopatky přes odtokovou hranu. Provoz otevřeného kola s nulovou vůlí na koncích lopatek není prakticky možný a v praxi proveditelný. Je to pouze teoretický případ.

Domnívám se, že nižší izoentropická účinnost stupně kompresoru při nulové vůli na koncích lopatek je zapříčiněna numerickým modelem, ale rovněž změnou velikosti jádra proudu.

Numerický model se choval dle fyzikálních předpokladů a byl kvantitativně vyčíslen vliv vůle na koncích lopatek. Cíl práce byl splněn.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] EASA Type certificate data sheet Turbomeca Arriel [online]. <http://www.easa.europa.eu/system/files/dfu/EASA-TCDS-E.001_Turbomeca_ARRIEL_2_Series_engines-07-17122012.pdf> c2012. [cit 2015-12-12].
- [2] AOPA [online]. < <http://blog.aopa.org/helicopter/wp-content/uploads/2013/02/Picture123.jpg>> c2013. [cit 2015-12-12].
- [3] EASA Type certificate data sheet Turbomeca Arrius [online]. <https://www.easa.europa.eu/system/files/dfu/EASA%20TCDS%20E.029_%20issue%2005_20160108_1.0.pdf> c2016. [cit 2016-08-29].
- [4] HKP 15 - Agusta A109LUHS [online]. <<http://www.avrosys.nu/aircraft/Heli/515hkp15/515HKP15-4.htm>> c2002. [cit 2015-12-12].
- [5] EASA Type certificate data sheet TM333 [online]. <https://www.easa.europa.eu/system/files/dfu/TCDS%20E.030_issue%2003_20160102_1.0.pdf> c2016. [cit 2016-08-29].
- [6] TM333-2 [online]. < <http://www.airwar.ru/enc/engines/tm333-2.html>> c2004. [cit 2015-12-12].
- [7] EASA Type certificate data sheet ARDIDEN 1 [online]. <https://www.easa.europa.eu/system/files/dfu/TCDS%20EASA%20E.037%20_%20issue%2004_20160108_1.0.pdf> c2016. [cit 2016-08-29].
- [8] Helicopter maintenance magazine[online]. <<http://www.helicoptermaintenancemagazine.com/article/power-power-power>> c2013. [cit 2015-12-12].
- [9] EASA Type certificate data sheet T53[online]. <https://easa.europa.eu/system/files/dfu/EASA-TCDS-E.025_Honeywell_T53_1_series_engines-02-18937139.pdf> c2012. [cit 2015-12-12].
- [10] Lycoming T53 [online]. < <http://www.aviation-history.com/engines/t53.html> > c2013. [cit 2015-12-12].
- [11] Wikipedia Lycoming T55 [online]. https://en.wikipedia.org/wiki/Lycoming_T55> c2015. [cit 2015-12-12]
- [12] EASA Type certificate data sheet LTS101[online]. <[https://www.easa.europa.eu/system/files/dfu/EASA-TCDS-E.228_\(IM\)_Honeywell_International_Inc._LTS101_series_engines-04-19082010.pdf](https://www.easa.europa.eu/system/files/dfu/EASA-TCDS-E.228_(IM)_Honeywell_International_Inc._LTS101_series_engines-04-19082010.pdf)> c2010. [cit 2015-12-12].
- [13] Celosvětový katalog nápadů [online]. <<https://cz.pinterest.com/pin/460422761879633303/>> c2012. [cit 2015-12-12].
- [14] Honeywell aerospace [online]. <<https://aerospace.honeywell.com/en/products/engines/hts900-turboshaft-engine>> c2015. [cit 2015-12-12].
- [15] Hitek Inc. [online]. <<http://hitekaviation.com/parser.asp>> c2013. [cit 2015-12-12].
- [16] EASA Type certificate data sheet ALF502 [online]. <<https://easa.europa.eu/system/files/dfu/EASA-TCDS->

- E.025_Honeywell_ALF502_1_series_engines-09-29272039.pdf> c2012. [cit 2015-12-12].
- [17] Technical [online]. < <http://www.shockcone.co.uk/bae146/technical.htm> > c2010. [cit 2015-12-12].
- [18] Wikipedia Lycoming LF507 [online]. <https://en.wikipedia.org/wiki/Honeywell_LF_507> c2015. [cit 2015-12-12].
- [19] TCDS EASA H120 [online]. <https://www.easa.europa.eu/system/files/dfu/EASA%20TCDS%20IM.E.054_HF120_issue01_20162004_1.0.pdf > c2016. [cit 2016-09-29].
- [20] Honda aircraft engines [online]. <<http://world.honda.com/AircraftEngines/HF120/> > c2016. [cit 2016-02-08].
- [21] EASA Type certificate data sheet 250 [online]. <[https://easa.europa.eu/system/files/dfu/EASA-TCDS-E.052_\(IM\)_Rolls--Royce_Model_250_Series_II_engines-01-22062011.pdf](https://easa.europa.eu/system/files/dfu/EASA-TCDS-E.052_(IM)_Rolls--Royce_Model_250_Series_II_engines-01-22062011.pdf)> c2011. [cit 2015-12-12].
- [22] Aviation investigation report [online]. < <http://www.bst-tsb.gc.ca/eng/rapports-reports/aviation/2010/a10p0388/a10p0388.asp> > c2010. [cit 2015-12-12].
- [23] Wikipedia RR300 [online]. <https://en.wikipedia.org/wiki/Rolls-Royce_RR300> c2015. [cit 2015-12-12].
- [24] HAI CONVENTION NEWS [online]. <<http://www.ainonline.com/aviation-news/2012-02-12/rolls-royce-pause-rr500-development>> c2012. [cit 2015-12-13].
- [25] EASA Type certificate data sheet M601/H80 [online]. <https://www.easa.europa.eu/system/files/dfu/EASA%20TCDS%20E.070%20issue%206_20160509_1.0.pdf> c2016. [cit 2016-08-29].
- [26] GE Aviation prepares to test H80 engine [online]. <<http://generalaviationnews.com/2009/08/05/ge-aviation-prepares-to-test-h80-engine/> > c2009. [cit 2015-12-12].
- [27] EASA Type certificate data sheet GE MTU G38 [online]. <https://easa.europa.eu/system/files/dfu/EASA-TCDS-E.035_MTU_GE38_engines-2736182.pdf> c2012. [cit 2015-12-12].
- [28] Sikorsky CH-53 [online]. < <http://www.scoop.it/t/ch53> > c2015. [cit 2015-12-12].
- [29] EASA Type certificate data sheet PT6A [online]. <[https://easa.europa.eu/system/files/dfu/EASA-TCDS-E.008_\(IM\)_Pratt_and_Whitney_Canada_PT6A--67_series_engines-04-20122007.pdf](https://easa.europa.eu/system/files/dfu/EASA-TCDS-E.008_(IM)_Pratt_and_Whitney_Canada_PT6A--67_series_engines-04-20122007.pdf)> c2007. [cit 2015-12-12].
- [30] Covington aircraft [online]. < <http://blog.covingtonaircraft.com/2015/07/23/starts-and-flights/> > c2015. [cit 2015-12-12].
- [31] EASA Type certificate data sheet PW100 series [online]. <https://www.easa.europa.eu/system/files/dfu/TCDS%20PW100%20series_IM%20E%20041_Issue%2003_final.pdf> c2014. [cit 2015-12-12].
- [32] PW100 PW150 [online]. <<http://www.pwc.ca/en/engines/PW100%20%7C%20PW150> > c2014. [cit 2015-12-12].
- [33] PW200 [online]. < <http://www.pwc.ca/en/engines/pw200> > c2013. [cit 2015-12-12].

- [34] Wikipedia Pratt and Whitney Canada PW300 [online].
<https://en.wikipedia.org/wiki/Pratt_%26_Whitney_Canada_PW300> c2015. [cit 2015-12-12].
- [35] PW300 [online]. <<http://www.pwc.ca/en/engines/pw300>> c2013. [cit 2015-12-12].
- [36] Wikipedia Pratt and Whitney Canada PW500 [online].
<https://en.wikipedia.org/wiki/Pratt_%26_Whitney_Canada_PW500> c2015. [cit 2015-12-12].
- [37] PW500 [online]. < <http://www.pwc.ca/en/engines/pw500>> c2013. [cit 2015-12-12].
- [38] RŮŽEK, Josef – KMOCH, Petr. *Teorie leteckých motorů Část I*. Brno: VA AZ, 1979. 373 s.
- [39] JERIE, Jan. *Teorie motorů*. Praha: ČVUT, 1982. 384 s.
- [40] Transformační technologie [online]. <<http://www.transformacni-technologie.cz/clanky.html#menu>> c2013. [cit 2016-06-06]
- [41] KANG, Shun – HIRSCH, Charles. *Numerical simulation and theoretical analysis of the 3D viscous flow in centrifugal impellers*. In: TASK Quarterly, Vol. 5, No. 4, 2001, s. 433-458
- [42] GAO, Li-min – XI, Guang – WANG, Shang-jin. *Influence of Tip Clearance on the Flow Field and Aerodynamic Performance of the Centrifugal Impeller*. In: Chinese Journal of Aeronautics, Vol. 15, No. 3, 2002. s 139-144
- [43] BATURIN, O.V. – KOLMAKOVA, D. A. – MATVEEV, V. N. *Issledovanie rabočego processa centrobežnogo kompressora s pomoščju čislennych metodov gazovoj dinamiki*. Samara: SGAU. 160 s.
- [44] Turbovrtulový motor Walter Jinonice [online].
<<http://www.walterjinonice.cz/turbovrtulovy-motor-m602>> c2011. [cit 2016-06-07]
- [45] ANSYS CFX *Modeling Guide*. Release 14.5.0. SAS IP, Inc. 2012
- [46] VLČEK, Petr. *Modelování turbulentního proudění*. Praha: ČVUT, 2014, 21 s.
- [47] SEDLÁČEK, Zdeněk. *Turbínové proudové motory*. c2013
<<http://docplayer.cz/1615591-Motory-walter-m05-m701a-m602-zakladni-principy-stavby-a-uziti-v-ceske-republice.html>>

SEZNAM HLAVNÍCH POUŽITÝCH OZNAČENÍ

Zkratky použité v kapitole 2.

m_D	[kg]	suchá hmotnost turbínového motoru
P_{TO}	[kW]	Výkon turbínového motoru – vzletový režim
π	[1]	tlakový poměr turbínového motoru
T_{CVG}	[°C]	celková teplota na výstupu z generátoru plynů
\dot{m}	[kg/s]	hmotnostní tok
n_{G1TO}	[ot/min]	otáčky nízkotlakého stupně kompresoru – vzletový režim
n_{G2TO}	[ot/min]	otáčky vysokotlakého stupně kompresoru – vzletový režim
n_{Vmax}	[ot/min]	otáčky volné turbíny – maximální otáčky
n_{Pmax}	[ot/min]	otáčky vrtule – maximální otáčky
M_{TO}	[Nm]	kroučící moment na výstupní hřídele motoru – vzletový režim

Zkratky použité v ostatních kapitolách

a	[1]	součinitel koncových ztrát
T	[K]	Teplota
ΔT_C	[K]	skutečný celkový teplotní spád stupně kompresoru
ΔT_{ISO}	[K]	celkový teplotní spád stupně při konstantní entropii
ΔT_{SR}	[K]	statický teplotní spád na rotoru
ΔT_{SD}	[K]	statický teplotní spád na statoru
p	[Pa]	tlak
c_p	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	měrná tepelná kapacita při stálém tlaku
c	[m·s ⁻¹]	absolutní rychlost
w	[m·s ⁻¹]	relativní rychlost
u	[m·s ⁻¹]	obvodová rychlost
i	[J·kg ⁻¹]	entalpie
Δi_C	[J·kg ⁻¹]	skutečný statický entalpický spád stupně kompresoru
Δi_K	[J·kg ⁻¹]	skutečný statický entalpický spád na oběžném kole
Δi_S	[J·kg ⁻¹]	skutečný statický entalpický spád na statoru
Δi_{ISO}	[J·kg ⁻¹]	statický entalpický spád stupně při konstantní entropii
k	[m ² ·s ⁻²]	kinetická energie turbulence
M	[Nm]	kroučící moment
M	[1]	Machovo číslo
F	[F]	síla
P	[W]	výkon
l	[J]	práce
\dot{m}	[kg·s ⁻¹]	hmotnostní tok
\dot{m}_R	[kg·K ^{1/2} ·s ⁻¹ ·Pa ⁻¹]	redukovaný hmotnostní tok
r	[m]	poloměr
x	[m]	šířka kanálu
x_K	[m]	šířka kanálu měřená v obvodovém směru
β	[°]	úhel relativní rychlosti od obvodového směru
ω	[rad·s]	úhlová rychlost
κ	[1]	izoentropický exponent
r	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	měrná plynová konstanta
ρ	[kg·m ⁻³]	hustota
Q_t	[kg·K ^{1/2} ·s ⁻¹ ·Pa ⁻¹]	redukovaný hmotnostní tok
R	[m]	poloměr

R	[J.kg ⁻¹]	plynová konstanta
ρ _S	[1]	stupeň reakce statoru
ρ _K	[1]	stupeň reakce rotoru
S	[m ²]	plocha
S	[K]	Sutherlandova konstanta
m	[kg]	hmotnost
n	[ot·s ⁻¹]	otáčky
n _R	[ot·s ⁻¹ ·K ^{-1/2}]	redukované otáčky
V	[m·s ⁻¹]	rychlost
t	[s]	čas
α	[°]	úhel absolutní rychlosti měřený od obvodového směru
μ	[Pa·s]	dynamická viskozita
μ ₀	[Pa·s]	referenční dynamická viskozita
μ _{eff}	[Pa·s]	efektivní dynamická viskozita
μ _t	[Pa·s]	turbulentní dynamická viskozita
μ _S	[1]	součinitel skluzu
π	[1]	tlakový poměr
π _C	[1]	tlakový poměr celého stupně
π _K	[1]	tlakový poměr na oběžném kole
η	[1]	účinnost
σ	[rad]	úhel mezi místním směrem střední proudnice a osovým směrem
Δσ	[mm]	změna vůle mezi konci lopatek a krycím diskem
ε	[m ² ·s ⁻³]	disipace kinetické energie

Použité indexy

0	-	řez před vstupem do stupně kompresoru
1	-	řez v místě vstupu do oběžného kola kompresoru
2	-	řez na výstupu z kola oběžného kompresoru
2'	-	řez na vstupu do bezlopatkového difuzoru kompresoru
3	-	řez na výstupu z bezlopatkového difuzoru kompresoru
3'	-	řez na vstupu do lopatkového difuzoru kompresoru
4	-	řez na výstupu z lopatkového difuzoru kompresoru
5	-	řez na výstupu z výstupní soustavy kompresoru
s	-	statický stav (u stavových veličin)
c	-	celkový stav (u stavových veličin)
ISO	-	izoentropický
a	-	axiální složka
u	-	obvodová složka
θ		
R	-	radiální složka
s	-	směr střední proudnice
n	-	směr normály k střední proudnici
b	-	směr binormální k střední proudnici

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK

ATM	Automatic Topology and Meshing
BV	Blade vortex (vír lopatkový)
CV	Coriolis vortex (Coriolisův vír)
LSCC NASA	Low-Speed Centrifugal Compressor (nízkorychlostní radiální kompresor NASA)
PS	Přetlaková Strana
PV	Passage vortex (vír kanálový)
PVS	Passage vortex shroud (vír kanálový u krycího disku)
PVH	Passage vortex hub (vír kanálový u nosného kotouče)
RNG	Renormalization Group (metoda renormalizačních grup)
SS	Sací Strana
VZLÚ	Výzkumný a zkušební letecký ústav

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 2.1 Turbo-hřídelový motor Turbomeca-Arriel [2]	12
Obr. 2.2 Turbo-hřídelový motor Turbomeca – Arrius [4]	13
Obr. 2.3 Turbo-hřídelový motor Turbomeca-TM333 [6]	14
Obr. 2.4 Turbo-hřídelový motor Turbomeca-Ardiden [8]	15
Obr. 2.5 Turbo-hřídelový motor Honeywell –T53 (Lycoming) [10]	16
Obr. 2.6 Turbo-hřídelový motor Honeywell –LTS101 (Lycoming) [13]	18
Obr. 2.7 Turbo-hřídelový motor Honeywell –HTS900 [15]	19
Obr. 2.8 Turbo-ventilátorový motor Honeywell –ALF502 (Lycoming YF102) [17]	20
Obr. 2.9 Turbo-ventilátorový motor Honda – HF118/HF120 [20]	21
Obr. 2.10 Turbo-hřídelový motor Rolls Royce M250 [22]	22
Obr. 2.11 Turbo-hřídelový motor Rolls Roys RR500 [24]	23
Obr. 2.12 Turbo-vrtulový motor GE H80 [26]	24
Obr. 2.13 Turbo-hřídelový motor GE38 [28]	25
Obr. 2.14 Turbo-hřídelový motor PT6 [30]	26
Obr. 2.15 Turbo-vrtulový motor PW100/150 [32]	27
Obr. 2.16 Turbo-vrtulový motor PW200 [33]	29
Obr. 2.17 Turbo-ventilátorový motor PW300 [35]	30
Obr. 3.1 : Základní části stupně radiálního kompresoru	31
Obr. 3.2 : T-s diagram stupně kompresoru	32
Obr. 3.3 : Rychlostní trojúhelník v záběrné části oběžného kola	34
Obr. 3.4 : Kola zakrytá a odkrytá	35
Obr. 3.5 : Síly působící na částici plynu v radiální části oběžného kola	36
Obr. 3.6 : Rozložení rychlostí v kanále	37
Obr. 3.7 : Typy lopatek oběžných kol	38
Obr. 3.8 : Proudové pole na výstupu z kola	40
Obr. 3.9 : Bezlopatkový diruzor	41
Obr. 3.10 : Lopatkový difuzor	42
Obr. 3.11 : Síly působící v kanále kola a) příčný řez b) meridionální řez [41]	43

Obr. 3.12 : Izočáry statického tlaku ve vstupní části kanálu [41]	43
Obr. 3.13 : Schéma vírů v mezilopátkovém kanále [41]	44
Obr. 3.14 : Přetok mezi přetlakovou a sací stranou lopatky	44
Obr. 3.15 : Charakteristiky stupně kompresoru pro různé vůle na koncích lopatek [42].....	45
Obr. 3.16 : Rozložení absolutních meridionálních rychlostí [42]	45
Obr. 3.17 : Rozložení vektorů sekundárních rychlostí [42]	45
Obr. 3.18 : Kompresorová charakteristika	47
Obr. 5.1 : Pohled na řez motorem M602 [44]	50
Obr. 5.2 : Oběžné kolo vysokotlakého stupně 420.....	51
Obr. 5.3 : Lopátkový difuzor vysokotlakého stupně 420	51
Obr. 6.1 : Základní schéma výpočetního modelu ANSYS CFX	52
Obr. 6.2 : Model oběžného kola v komponentě BladeGen	52
Obr. 6.3 : Souřadný systém kola	53
Obr. 6.4 : Pohled na výpočetní síť (vlevo) oběžného kola, (vpravo) difuzoru	53
Obr. 6.5 : Pohled na kanál difuzoru (vlevo) a kanál oběžného kola (vpravo) v komponentě CFX Pre	54
Obr. 7.6 : Rozložení Machových čísel v 50% výšky lopatky v kanále oběžného kola při vůli 0mm a $Q_t=0,213 \pi=2,542$	60
Obr. 7.2 : Rozložení Machových čísel v 50% výšky lopatky v kanále oběžného kola při vůli 0,5mm a $Q_t=0,211 \pi=2,723$	60
Obr. 7.3 : Rozložení Machových čísel v 50% výšky lopatky v kanále oběžného kola při vůli 0,7mm a $Q_t=0,205 \pi=2,636$	61
Obr. 7.4 : Rozložení Machových čísel v 50% výšky lopatky v kanále oběžného kola při vůli 1,0mm a $Q_t=0,202 \pi=2,489$	61
Obr. 7.5 : Rozložení Machových čísel v 50% výšky lopatky v kanále oběžného kola při vůli 1,5mm a $Q_t=0,196 \pi=2,474$	62
Obr. 7.6 : Rozložení radiální složky relativní rychlosti na výstupu z oběžného při vůli 0 mm a $Q_t=0,213 \pi=2,542$	63
Obr. 7.7 : Rozložení radiální složky relativní rychlosti na výstupu z oběžného při vůli 0,5 mm a $Q_t=0,211 \pi=2,723$	63
Obr. 7.8 : Rozložení radiální složky relativní rychlosti na výstupu z oběžného při vůli 0,7 mm a $Q_t=0,205 \pi=2,636$	63
Obr. 7.9 : Rozložení radiální složky relativní rychlosti na výstupu z oběžného při vůli 1,0 mm a $Q_t=0,202 \pi=2,489$	64

Obr. 7.10 : Rozložení radiální složky relativní rychlosti na výstupu z oběžného při vůli 1,5 mm a $Q_t=0,196$ $\pi=2,474$	64
Obr. 7.11 : Rozložení vírových viskozit v 75% výšky lopatky v kanále oběžného kola při vůli 0 mm a $Q_t=0,213$ $\pi=2,542$	65
Obr. 7.12 : Rozložení vírových viskozit v 75% výšky lopatky v kanále oběžného kola při vůli 0,5 mm a $Q_t=0,211$ $\pi=2,723$	65
Obr. 7.13 : Rozložení vírových viskozit v 75% výšky lopatky v kanále oběžného kola při vůli 0,7 mm a $Q_t=0,205$ $\pi=2,636$	66
Obr. 7.14 : Rozložení vírových viskozit v 75% výšky lopatky v kanále oběžného kola při vůli 1,0 mm a $Q_t=0,202$ $\pi=2,489$	66
Obr. 7.15 : Rozložení vírových viskozit v 75% výšky lopatky v kanále oběžného kola při vůli 1,5 mm a $Q_t=0,196$ $\pi=2,474$	67

SEZNAM TABULEK

Tabulka 6 : Základní parametry motoru Turbomeca - Ariel	12
Tabulka 7 : Základní parametry motoru Turbomeca - Arrius	13
Tabulka 8 : Základní parametry motoru Turbomeca – TM333.....	14
Tabulka 9 : Základní parametry motoru Turbomeca - Ardiden	15
Tabulka 10 : Základní parametry motoru Honeywell – T53.....	17
Tabulka 6 : Základní parametry motoru Honeywell – LTS101.	18
Tabulka 7 : Základní parametry motoru Honeywell – HTS900.....	19
Tabulka 8 : Základní parametry motoru Honeywell ALF502.....	20
Tabulka 9 : Základní parametry motoru Honda HF118/HF120.....	22
Tabulka 10 : Základní parametry motoru Rolls Royce M250.....	23
Tabulka 11 : Základní parametry motoru General Electric H80.....	24
Tabulka 12 : Základní parametry motoru MTU – GE38.....	25
Tabulka 13 : Základní parametry motoru Pratt & Whitney PT6.....	27
Tabulka 14 : Základní parametry motoru Pratt & Whitney PW100/150	28
Tabulka 15 : Základní parametry motoru Pratt & Whitney – PW300.....	30
Tabulka 26 : Návrhové parametry vysokotlakého stupně 420	51
Tabulka 17 : Změny některých integrálních parametrů v závislosti na změně koncové vůle	59