

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE  
FAKULTA STROJNÍ

# DIPLOMOVÁ PRÁCE

Návrh turbíny pro turbohřídelový motor

LETADLOVÁ TECHNIKA

PAVEL NOVOTNÝ

2021



Jméno autora: Pavel Novotný

Název diplomové práce: Návrh turbíny pro turbohřídelový motor

Rozsah diplomové práce: 65 str., 39 obr., 6 tab.

Rok: 2020/2021

Univerzita: České vysoké učení technické v Praze - Fakulta strojní

Ústav: Ústav letadlové techniky

Vedoucí diplomové práce: Ing. Jan Klesa PhD.

Klíčová slova: Hybridní pohon, Plynová turbína, Letecká turbína, návrh stupně na středním poloměru, Proudová cesta

**Anotace:**

První část diplomové práce tvoří rešerše na téma axiálních plynových turbín, ve které je popsáno jejich rozdělení, důležité rovnice, jejich konstrukce a v neposlední řadě také principy tlakových ztrát. Druhá část se zabývá návrhem turbíny na středním poloměru. V poslední části byly vytvořeny modely lopatek pro oba stupně a jejich proudové cesty, ve kterých pak bylo simulováno proudění pomocí CFD.

Author:	Pavel Novotný
Title of diploma thesis	The Design of the Turbine for Turboshaf Engine
Extent:	65 pg., 39 pic., 6 tab.
Academic year:	2020/2021
University:	Czech technical university in Prague
Department:	Department of Aerospace Engineering
Supervisor	Ing. Jan Klesa PhD.
Key words:	Turbine for turboshaf engine, hybrid drive, turboprop engine, blade design, flow simulation

**Anotation:**

The diploma thesis is focused on design of the turbine for turboshaf engine. Beginning of work describes typical construction of axial turbines and its parts. Next part is about calculation the meanline design and configuration. Last part described the flow inside the turbine by CFD simulation.

## **Prohlášení**

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma „návrh letecké turbíny“ vypracoval samostatně a použil jsem pouze literární prameny uvedené v příloženém seznamu.

Nemám závažný důvod proti užití tohoto školního díla ve smyslu § 60 č.121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon), ve znění pozdějších předpisů.

V Praze dne .....

.....

podpis

## Poděkování

Rád bych na tomto místě poděkoval vedoucímu mé diplomové práce Ing. Janu Klesovi, Ph.D. za jeho ochotu a cenné rady při jejím zpracovávání. Také bych chtěl poděkovat své rodině a všem svým blízkým za jejich podporu.

# Obsah

Seznam obrázků .....	9
Seznam tabulek .....	10
Seznam příloh.....	10
Seznam symbolů .....	11
1 Úvod.....	12
2 Pohon.....	13
2.1 Sériový hybridní pohon .....	13
2.2 Paralelní hybridní pohon .....	14
2.3 Kombinovaný hybridní pohon.....	14
3 Proudový motor.....	15
3.1.1 Historie proudového motoru .....	16
4 Plynová turbína .....	17
4.1 Požadavky kladené na letecké turbíny.....	17
4.2 Rozdělení plynových turbín.....	17
4.2.1 Podle směru protékajících plynů .....	17
4.2.2 Podle změny statického tlaku v rotoru .....	17
4.3 Elementární stupeň osové turbíny .....	17
4.4 Základní rovnice .....	18
4.4.1 Zákon zachování energie.....	18
4.4.2 Eulerova rovnice .....	18
4.4.3 Bernoulliho rovnice.....	18
4.5 Reakce elementárního stupně turbíny.....	19
4.6 Ztráty .....	21
4.6.1 Profilové ztráty .....	21
4.6.2 Ztráty ve stupni.....	21
4.6.3 Okrajové ztráty sekundárním prouděním .....	21
4.6.4 Ztráty vnitřní netěsností stupně .....	22
4.6.5 Ztráta nesprávným úhlem náběhu .....	22
5 Konstrukce .....	23
5.1 Rotor .....	23
5.1.1 Oběžné lopatky.....	23
5.1.2 Disky .....	23

5.2	Stator.....	23
5.3	Geometrie Průtočné plochy .....	24
5.3.1	Konstantní vnitřní průměr .....	24
5.3.2	Konstantní střední průměr.....	25
5.3.3	Konstantní vnější průměr .....	26
5.4	Chladicí soustavy turbín .....	26
5.4.1	Způsoby chlazení.....	27
6	Parametry pohonu .....	28
6.1	Parametry turbohřídelového motoru.....	28
6.2	Tepelný oběh turbohřídelového motoru .....	28
7	Návrh turbíny .....	30
7.1	Počet stupňů.....	32
7.2	Rozdělení teplotního spádu .....	34
7.3	Detailní návrh prvního stupně .....	35
7.4	Designové prvky lopatkových profilů .....	46
8	Ztráty v turbíně.....	52
8.1	Koeficient profilových ztrát $Y_P$ .....	53
8.2	Koeficient sekundárních ztrát $Y_S$ .....	56
8.3	Koeficient ztrát na odtokové hraně $Y_{TET'}$ .....	56
8.4	Koeficient Ztrát radiální vůlí $Y_{TC}$ .....	57
9	Návrh lopatkování .....	59
9.1	Návrh profilů .....	59
9.2	CFD SIMULACE.....	59
9.2.1	Výpočtová síť .....	59
9.2.2	Konvergence řešení .....	61
9.3	Výsledky.....	61
	Závěr.....	68
	Seznam literatury.....	69



## Seznam obrázků

obr. 1 schéma sériového zapojení hybridního pohonu [9] .....	13
obr. 2 schéma paralelního zapojení hybridního pohonu [9] .....	14
obr. 3 schéma paralelního zapojení hybridního pohonu [9] .....	15
obr. 4 Turbínový motor [5] .....	16
obr. 5 p-v diagram expanze ve stupni turbíny [2] .....	19
obr. 6 expanze ve stupni turbíny: i-s diagram [2] .....	20
obr. 7 Održení mezní vrstvy od profilu lopatky [4] .....	21
obr. 8 Směry proudění v radiální mezeře a koutové víry [4] .....	22
obr. 9 Příčné víry v lopatkovém kanále [4] .....	22
obr. 10 Ztráty vnitřní netěsností [4] .....	22
obr. 11 Průtočný kanál s konstantním vnitřním průměrem [10] .....	25
obr. 12 Průtočný kanál s konstantním středním průměrem [10] .....	25
obr. 13 Průtočný kanál s konstantním vnějším průměrem [10] .....	26
obr. 14 Braytonův cyklus turbohřídelového motoru [9] .....	29
obr. 15 Řezy turbínou .....	31
obr. 16 Tabulka zvolených hodnot pro návrh turbíny .....	32
obr. 17 Definice důležitých designových úhlů lopatky. [10] .....	47
obr. 18 optimální poměr tětivy a rozteče s/b [10] .....	48
obr. 19 Poměry tloušťky a tětivy lopatky typických turbín [8] .....	50
obr. 20 Koeficient profilových ztrát pro $\kappa_1 = 0$ , $t_{MAXc} = 0,2$ .....	53
obr. 21 Koeficient profilových ztrát pro $\kappa_1 = \alpha_2$ , $t_{MAXc} = 0,2$ .....	54
obr. 22 korekční faktor akcelerace v profilových mřížích pro koeficient profilových ztrát ....	55
obr. 23 Korekční součinitel Machova čísla pro koeficient profilových ztrát .....	55
obr. 24 Energetický koeficient ztrát na odtokové hraně .....	57
obr. 25 Parametry lopatky [13] .....	59
obr. 26 Síťování proudové cesty kolem lopatkového profilu .....	60
obr. 27 Síťování v blízkosti stěny profilu .....	60
obr. 28 Průběh reziduí při výpočtu statoru prvního stupně .....	61
obr. 29 Rozložení tlaku na povrchu statoru prvního stupně .....	62
obr. 30 Skalární pole rychlosti v proudovém poli statoru .....	62
obr. 31 Průběh reziduí při výpočtu rotoru prvního stupně .....	63
obr. 32 Rozložení tlaku na povrchu rotoru prvního stupně .....	63
obr. 33 Skalární pole rychlosti v proudovém poli rotoru prvního stupně .....	64
obr. 34 Průběh reziduí při výpočtu statoru druhého stupně .....	64
obr. 35 Rozložení tlaku na povrchu statoru druhého stupně .....	65
obr. 36 Skalární pole rychlosti v proudovém poli statoru druhého stupně .....	65
obr. 37 Průběh reziduí při výpočtu rotoru druhého stupně .....	66
obr. 38 Rozložení tlaku na povrchu statoru druhého stupně .....	66
obr. 39 Skalární pole rychlosti v proudovém poli rotoru druhého stupně .....	67

## Seznam tabulek

tab. 1 Výkonové hodnoty turbohřídelového motoru [9] .....	28
tab. 2 Hodnoty z tepelného oběhu [9] .....	29
tab. 3 designové prvky profilu lopatky pro první stupeň turbíny .....	51
tab. 4 Designové prvky profilu lopatky pro druhý stupeň turbíny .....	52
tab. 5 Výsledky ztrátového systému pro první stupeň turbíny .....	58
tab. 6 Výsledky ztrátového systému pro první stupeň turbíny .....	58

## Seznam příloh

1. Výpočtový excel
2. CAD soubory lopatkových profilů
3. Složka CFD simulace

## Seznam symbolů

$A$	Plocha
$b$	Tětiva lopatkového profilu
$c$	Absolutní rychlost
$c_p$	Měrná tepelná kapacita za stálého tlaku
$D$	Průměr
$f_{(Re)}$	Součinitel korekce Reynoldsova čísla
$i_{ac}$	Aktuální úhel incidence
$i$	Úhel incidence
$n$	Otáčky
$l$	Délka lopatky
$L$	Lavalovo číslo
$M$	Machovo číslo
$\dot{m}$	Hmotnostní tok
$o$	Hrdlo lopatkového kanálu
$P$	Výkon
$p$	Tlak
$R$	Reakce stupně turbíny
$r_n$	Rádus náběžné hrany
$r_0$	Rádus odtokové hrany
$R$	Reakce turbínového stupně
$s$	Rozteč
$T$	Teplota
$t_{max}$	Maximální tloušťka lopatkového profilu
$u$	Obvodová rychlost rotoru
$w$	Relativní rychlost
$W$	Práce
$Y_T$	Součinitel poklesu celkového tlaku
$Y_P$	Součinitel profilových ztrát
$Y_S$	Součinitel sekundárních ztrát
$Y_{TC}$	Koeficient ztrát radiální vůlí
$Y'_{TET}$	Koeficient ztrát na odtokové hraně
$\Delta\Phi_{TET}^2$	Součinitel ztrátové energie na odtokové hraně
$\alpha$	Úhel absolutní rychlosti
$\beta$	Úhel relativní rychlosti
$\gamma$	Úhel natočení lopatkového profilu
$\delta^*$	Deviační úhel lopatkového profilu
$\lambda$	Výkonový součinitel
$\varphi$	Průtokový součinitel
$\pi$	Expanze plynu
$\tau$	Tepelný spád
$\kappa$	Adiabatický exponent
$\rho$	Hustota
$\eta$	Účinnost
$\Delta\theta_{ind}$	Úhel zakřivení proudnic v blízkosti náběžné hrany
$\kappa_1, \kappa_2$	Úhel nastavení lopatky

# 1 Úvod

Diplomová práce se zabývá návrhem axiální turbíny do turbohřídelového motoru. První částí je rešerše, která popisuje hybridní pohony používané v letectví, dále popisuje samotný proudový motor a následuje rešerše na téma plynové turbíny. V této sekci je popsáno rozdělení turbín, důležité rovnice pro výpočet, ztráty, které se v plynových turbínách objevují a také je zde popsána její konstrukce.

Druhá část se zabývá samotným návrhem turbíny. Nejprve je stanoven počet stupňů, následuje rozdělení teplotního spádu a poté pokračuje detailním návrhem turbíny na středním poloměru, ve kterém je stanovena konečná účinnost. Jsou zde také počítány některé designové prvky lopatkových profilů, které jsou důležité pro stanovení celkových ztrát.

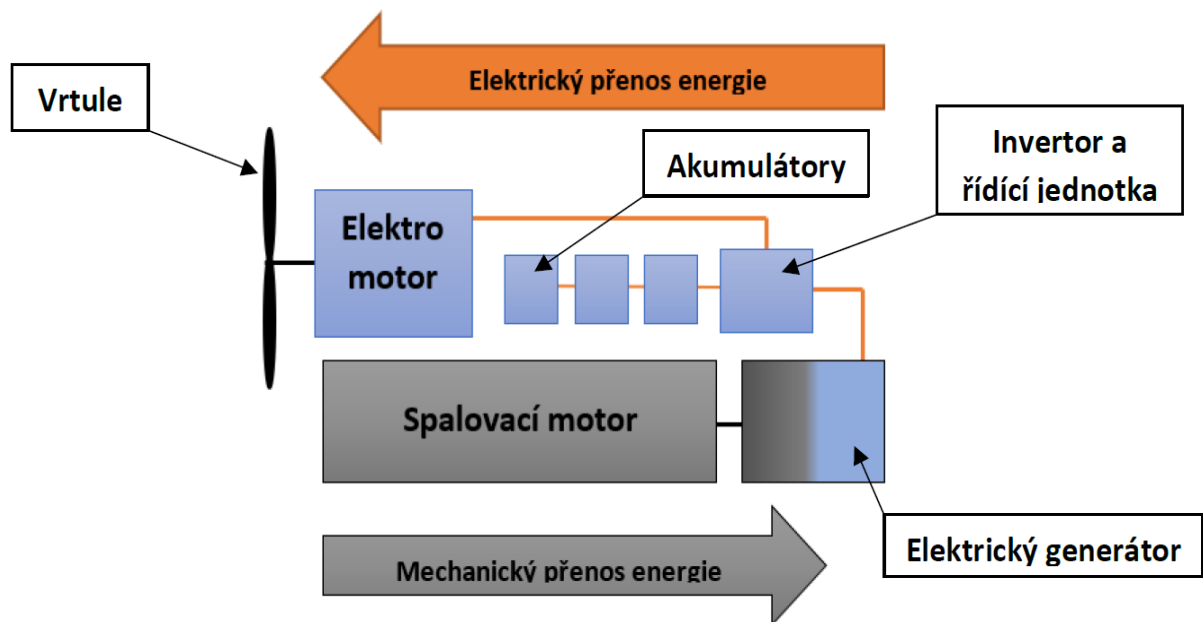
Poslední část se zabývá samotnou konstrukcí lopatkových profilů, jejich modelem a také modelem proudových cest, kterými protékají spaliny. Diplomová práce končí popisem CFD simulace a ukazuje zde její výsledky.

## 2 Pohon

Jelikož se diplomová práce bude zabývat návrhem turbíny do pohonu s hybridním uspořádáním, je vhodné zde uvést nějaké informace právě o hybridních pohonech. Hybridním pohonem je pohon, který kombinuje několik zdrojů energie k pohonu letadla. V současné době se nejčastěji kombinují spalovací motor a elektromotor. Tyto energetické zdroje mohou být zapojeny podle různých schémat, a to v paralelním, sériovém, nebo kombinovaném. [9]

### 2.1 Sériový hybridní pohon

Jak už název napovídá, sériový hybridní pohon je zapojen tak, že jsou jeho jednotlivé prvky zapojeny za sebou. Mechanická energie spalovacího motoru je dodávána do elektrického generátoru, kde se generuje elektrická energie a ta je dodávána do elektrického motoru přes invertor. V tomto případě tedy spalovací motor společně s elektrickým generátorem funguje jako zařízení pro výrobu elektrické energie. Tato energie je pak vedena přes řídicí jednotku buď do elektromotoru a v případě přebytku energie do akumulátorů. Elektromotor buď přímo, nebo přes reduktor, pohání vrtuli. [9]



obr. 1 schéma sériového zapojení hybridního pohonu [9]

Toto uspořádání umožňuje větší flexibilitu konstrukčního řešení draku letounu, jelikož spalovací motor společně s elektrickým generátorem může být v jiné části letounu, než elektromotor. V tomto uspořádání spalovací motor pracuje v úzkém pásmu otáček, což zvyšuje jeho efektivitu. Je to rovněž jednodušší koncepce na realizaci pohonu, než ostatní zapojení. [9]

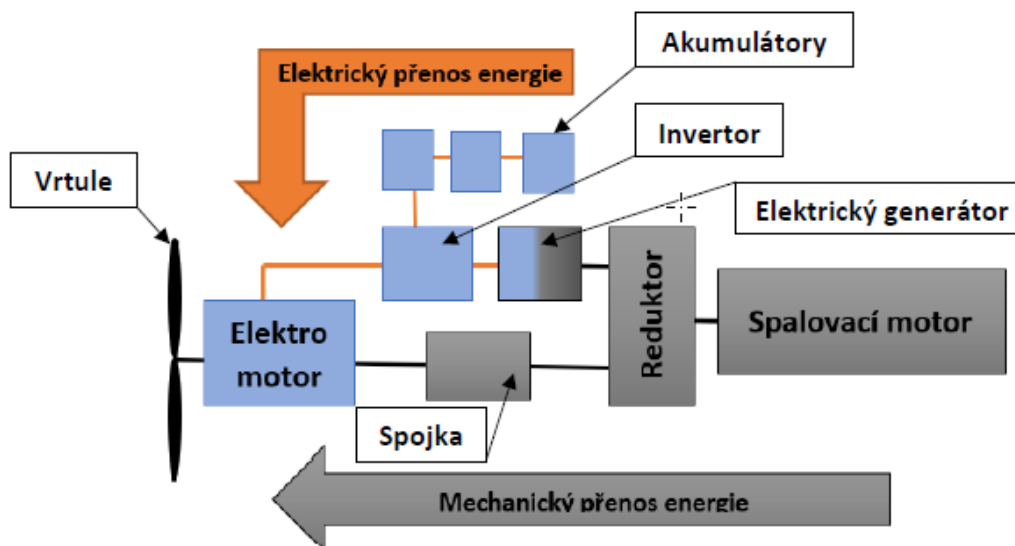
Při selhání jednoho z klíčových prvků tohoto zapojení, neexistuje záložní pohon a dojde tedy k selhání celého pohonného systému. [9]

Oproti ostatním zapojením dosahuje toto uspořádání dobrých výsledků zejména proto, že spalovací motor dosahuje velké efektivity provozu, nicméně převod mechanické energie ze spalovacího motoru na elektrickou energii, která je znovu převedena na mechanickou energii, není tak efektivní, jako čistě mechanický přenos. V případě přenosu větších kroutících

momentů při menší rychlosti, nebo při střídavém zatížení, je sériové uspořádání nejvýhodnější. [9]

## 2.2 Paralelní hybridní pohon

V tomto zapojení je hlavním charakteristickým rysem skutečnost, že spalovací motor i elektromotor mohou pohánět vrtuli přímo. Spalovací motor tak nepřevádí mechanickou energii na elektrickou přes elektrický generátor, ale dodává ji přímo vrtuli. Uspořádání může pracovat v několika režimech, a to pohon vrtule pouze elektromotorem, nebo pouze spalovacím motorem a v případě potřeby vyššího výkonu je možná práce obou motorů dohromady. V režimu, kdy pracují oba motory dohromady, pohon využívá spalovacího motoru a v případě potřeby vyššího výkonu se přidá elektromotor. Tento režim umožňuje výkonovou rezervu v podobě elektromotoru. [9]



obr. 2 schéma paralelního zapojení hybridního pohonu [9]

U tohoto zapojení je elektromotor zároveň generátorem elektrické energie, který umožňuje dobíjení akumulátorů. Oproti sériovému zapojení, kde jsou elektromotor a generátor dvě zařízení, je zde výhoda ušetření hmotnosti. [9]

Velkou výhodou tohoto zapojení je, že v případě selhání jedné paralelní větve přebírá druhá větev pohon letounu. [9]

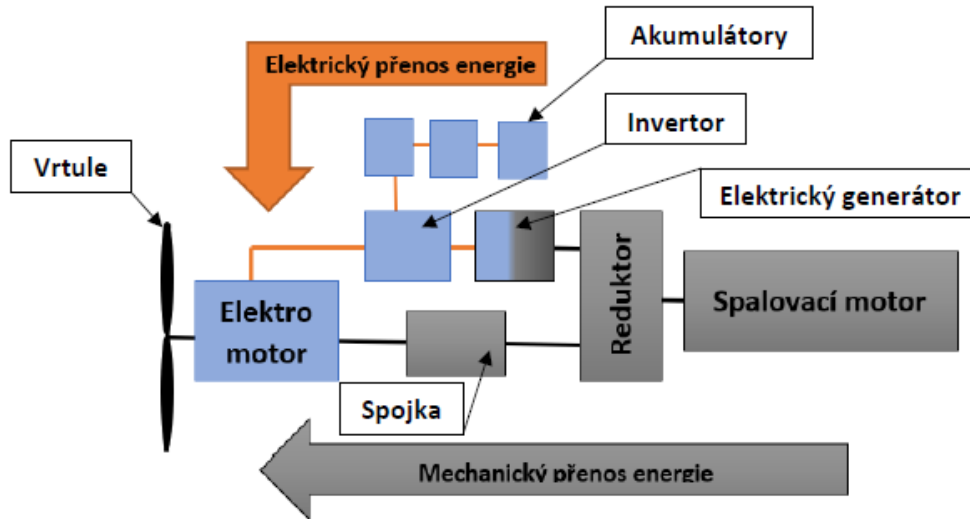
Oproti sériovému zapojení je zde nevýhoda, že spalovací motor musí být funkční v celém rozsahu otáček, čímž se snižuje jeho účinnost. Také je zde omezena možnost flexibility zástavby, jelikož oproti sériovému pohonu zde musí být spalovací motor pevně spojen s hřídelí, stejně jako elektromotor. [9]

## 2.3 Kombinovaný hybridní pohon

Toto uspořádání kombinuje sériové a paralelní zapojení, a proto se jedná o technicky nejnáročnější a také nejdražší řešení. Co se týče energetických bilancí je toto uspořádání

nejvýhodnější, úspora paliva oproti samostatnému spalovacímu pohonu se pohybuje od 5 do 9%. [9]

Hnanou hřídel zde roztáčí jak elektromotor, tak i spalovací motor, a to v režimech, při kterých pracuje pouze elektromotor, spalovací motor a nebo oba dva dohromady. [9]



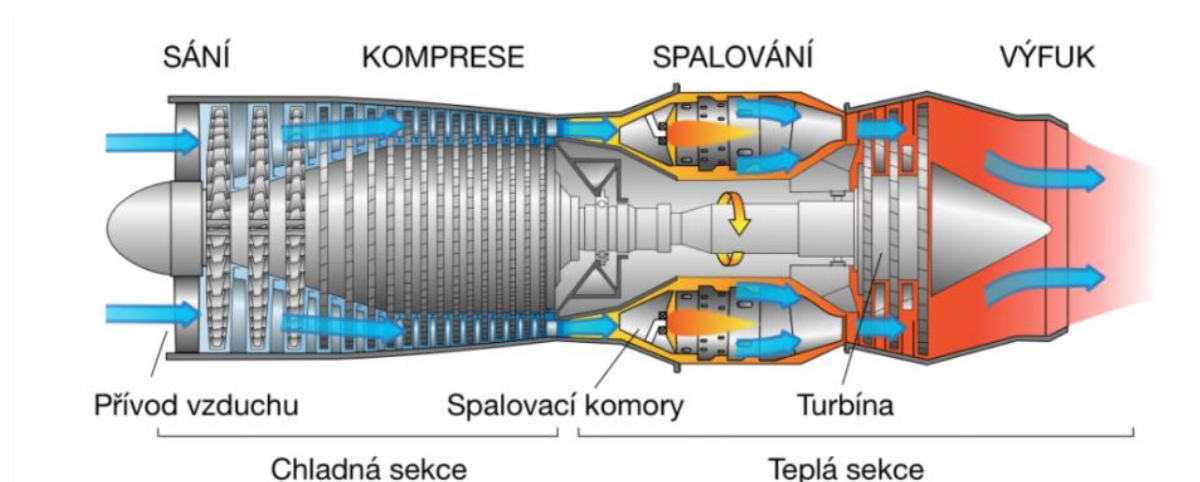
obr. 3 schéma paralelního zapojení hybridního pohonu [9]

Výhodou je, že v případě poruchy elektromotoru, či jiného článku elektrické větve, spalovací motor může fungovat jako záložní pohonný systém a naopak. [9]

Velká náročnost návrhu celého pohonu a realizace systému řízení je velkou nevýhodou tohoto uspořádání. [9]

### 3 Proudový motor

Proudový motor je motor pracující na principu 3. Newtonova zákona akce a reakce. Přes vstupní ústrojí, které se nachází na úplném začátku motoru, vstupuje vzduch, který je nasáván kompresorem. V kompresoru je vzduch dále stlačován, čímž se zahřívá a dále proudí do spalovací komory. Ve spalovací komoře se do vzduchu vstříkují palivo, které ve spojení se vzduchem vytvoří hořlavou směs a ta se následně zažehne. Horké expandující spaliny pak roztáčí turbínu, která je hřídelem pevně spojená s kompresorem. Za turbínou se nachází výstupní tryska, kde se tepelná a tlaková energie mění na kinetickou energii, čímž vzniká tah. [6]



obr. 4 Turbínový motor [5]

Plynová turbína nacházející se v zadní části motoru je určena nejen k pohonu kompresoru, ale i k pohonu pomocných agregátů. Existují také konstrukce motoru, ve kterých jsou takzvané volné turbíny, které pohání vrtuli, nebo vedou mechanický výkon přes hřídel k pohonu dalšího zařízení, například rotoru vrtulníku. Tyto motory se nazývají turbovrtulové, nebo turbohřídelové motory. [7]

### 3.1.1 Historie proudového motoru

První patent na proudový motor se objevil roku 1930 ve Velké Británii, který byl udělen Franku Whittleovi. K jeho zkouškám došlo až roku 1941 na letadle Gloster E.28/39. V Německu byl poprvé otestován roku 1937 motor Hanse von Oheina. První letoun s tímto motorem Heinkel He 178 vzlétl v roce 1939. Po druhé světové válce se používaly motory s oboustrannými radiálními kompresory, kvůli požadavkům na vyšší výkon se začaly používat vícestupňové axiální kompresory. [6]



## 4 Plynová turbína

Plynová turbína je stroj, který mění tlakovou a tepelnou energii na mechanickou práci, děje se tak prostřednictvím kinetické energie. Turbína je tvořena systémem kanálů, ve kterých se mění potenciální energie v kinetickou energii. Systémy kanálů se dělí na pohyblivé a nepohyblivé. Nepohyblivé kanály se nazývají statorem a pohyblivé kanály se nazývají rotorem. Ve statoru, který je tvořen turbínovými lopatkami, se zvyšuje rychlost plynů, zrychlený plyn pak proudí do rotoru, kde nastane změna momentu hybnosti. Rotor se tak roztáčí a koná práci, kterou předá na hřídel turbíny. [2]

### 4.1 Požadavky kladené na letecké turbíny

- Velký výkon
- Malá hmotnost
- Vysoká účinnost
- Dlouhá životnost

[2]

### 4.2 Rozdělení plynových turbín

Plynové turbíny se dělí podle různých kritérií, jako jsou směr protékajícího proudu plynů, změna statického tlaku v rotoru, nebo podle počtu stupňů. [2]

#### 4.2.1 Podle směru protékajících plynů

Pokud plyn proudí ve směru osy, nebo jen s mírnými odchylkami od tohoto směru, pak se turbína nazývá **osovou**. Tato turbína bývá používána v letectví převážně, protože splňuje veškeré požadavky, které jsou na letecké turbíny kladeny. Tyto turbíny jsou vhodné pro střední i velké hmotnostní průtoky. [2]

Naproti tomu v **radiálních** turbínách plyn proudí převážně radiálním směrem. Radiální turbíny lze dále dělit na odstředivé a dostředivé podle toho, zda plyn proudí od osy k vnějšímu průměru, nebo obráceně. Jsou vhodné spíše pro malé hmotnostní průtoky. [2]

#### 4.2.2 Podle změny statického tlaku v rotoru

Pokud v rotoru statický tlak klesá, pak jde o **reakční (přetlakové)** turbíny. Tyto turbíny se používají v letectví zejména kvůli jejich vysoké účinnosti. [2]

Pokud se v rotoru statický tlak nemění, pak jde o **akční (rovnotlaké)** turbíny. Mají nižší účinnost, než reakční turbíny a bývají rozměrnější. [2]

### 4.3 Elementární stupeň osové turbíny

Stupeň, který má nekonečně krátké lopatky, jejichž délka je vytyčena vzdáleností mezi dvěma sousedními proudnicemi, se nazývá elementárním stupněm. Tento stupeň je možné vytvořit kdekoli mezi vnějším  $r_i$  a vnitřním  $r_e$  poloměrem. Elementární stupeň je metodou pro výpočet parametrů proudění v turbíně. [2]

Ve **statoru** narůstá rychlost vlivem zmenšující se průtočné plochy. Za předpokladu, že ze statoru není odváděno teplo, bude celková entalpie konstantní, protože ve statoru neodvádíme,

ani do něj nepřivádíme práci. Za předpokladu střední měrné tepelné kapacity se nebude měnit ani celková teplota. Statická rychlost a statický tlak vlivem narůstající rychlosti poklesnou. Malý pokles celkového tlaku je způsoben ztrátami. [2]

Průtočná plocha **rotoru** se podobně jako ve statoru zmenšuje, ovšem zmenšení průtočné plochy není tak velké. Roste zde relativní rychlost, tedy klesá statická teplota a statický tlak. Za předpokladu střední měrné tepelné kapacity plynu nastane pokles celkové teploty a tlaku. Velký pokles rychlosti plynu způsobuje pokles celkové entalpie. Konfuzorní kanál osové turbíny dovoluje velké ohnutí proudu, které je až několikanásobně větší, než u osového kompresoru. Díky tomu je možné jednoduše turbínou pohánět více stupňů osového kompresoru. [2]

## 4.4 Základní rovnice

Mechanická energie potřebná k propulzi letadla je vyvozená tepelnou energií, vzniklé ve spalovací komoře. Tepelná energie vzniká spalováním paliva ve spalovací komoře, tedy přeměnou chemické energie na tepelnou. Proces přeměny energie tepelné na mechanickou, je náročnějším úkolem, proto je vhodné zde zmínit některé její zákonitosti a rovnice, které je popisují. [3]

### 4.4.1 Zákon zachování energie

Ze stupně turbíny se odvádí práce, která je rovna poklesu celkové entalpie plynu, což odpovídá poklesu celkové teploty. [2]

$$W_{et} = c_p \cdot (T_{0c} - T_{2c}) \quad (1) [2]$$

Pokles celkové entalpie plynu, a tedy i pokles celkové teploty, je roven efektivní práci odvedené ze stupně turbíny.

### 4.4.2 Eulerova rovnice

Tato rovnice popisuje síly a momenty působící na proudící plyn od obtékaných těles. Definice má následující znění: *Součet všech sil působících na vymezenou hmotnost tekutiny od obtékaných profilů a na hranicích kontrolní plochy v ustáleném proudu, je roven časové změně hybnosti tekutiny při jejím průtoku přes hranice vymezené kontrolní plochou.* [1]

$$\dot{m}(c_{2u}r_2 - c_{1u}r_1) = -M_{et} \quad (2) [2]$$

Kde:

$c_{1u}, c_{2u}$  – složky obvodové rychlosti

$r_1, r_2$  – jsou vzdálenosti mezi osou otáčení a těžišti hmoty na vstupu a na výstupu

$\dot{m}$  – hmotnostní průtok plynu

Rovnice uvedená výše je rovnice o momentech hybnosti vnějších sil. Kde moment vnějších sil  $M_{et}$  je záporný, neboť je z hřídele turbíny odváděn. [2]

### 4.4.3 Bernoulliho rovnice

Bernoulliho rovnice je v podstatě mechanický tvar rovnice zákona zachování energie. [1]

$$-W_{et} = W_{pol,tc} - W_{rc} \quad (3) [2]$$

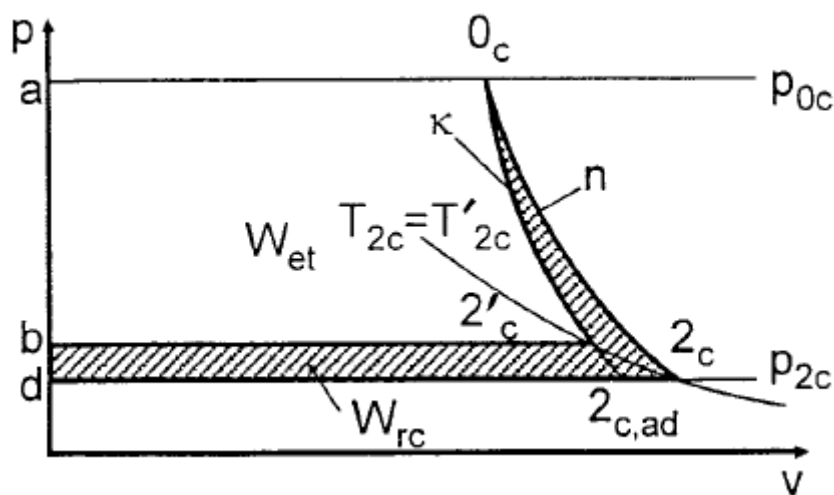
Kde:

$$W_{et} = W_{st}$$

$W_{pol,tc}$  – Polytropická expanzní technická práce

$W_{rc}$  – Práce vynaložená na překonání ztrát

Výše uvedená rovnice je Bernoulliho rovnice pro případ průtoku plynu lopatkovým strojem, při kterém je práce hřídelem odváděna. [2]



obr. 5 p-v diagram expanze ve stupni turbíny [2]

Na výše uvedeném p-v diagramu je graficky znázorněná práce stupně turbíny.

Polytropická technická práce  $W_{pol,tc}$ , získaná při expanzi, zobrazuje plocha (a, d, 2c, 0c, a).

Práce vynaložená na překonání ztrát ve stupni turbíny, je zobrazena plochou (b, d, 2c, 0c, 2c', b).

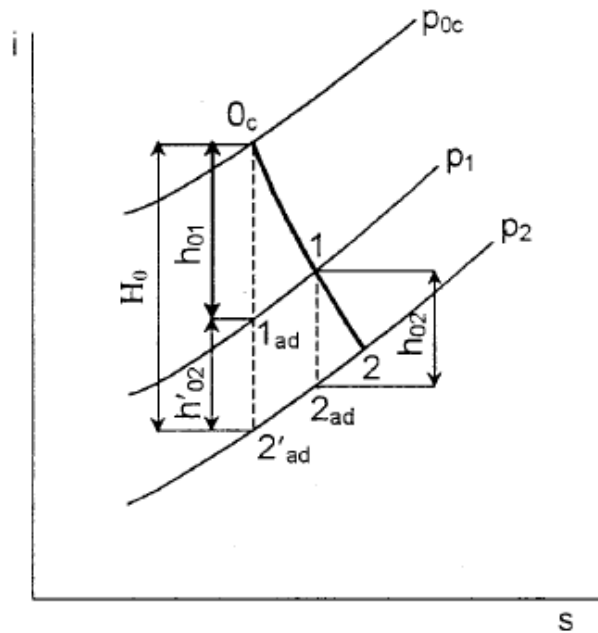
Efektivní práce odvedená z turbínového stupně  $W_{et}$  je vyjádřena plochou (a, b, 2c, 0c, a). [2]

#### 4.5 Reakce elementárního stupně turbíny

Reakce elementárního stupně je poměr adiabatické práce rotoru ku adiabatické práci v celém stupni

$$\rho_t = \frac{W_{ad,r}}{W_{ad,c}} \quad (4) [2]$$

Reakce elementárního stupně má rozmezí  $0 \leq \rho_t < 1$



obr. 6 expanze ve stupni turbíny: i-s diagram [2]

U turbín se používá i-s diagram, protože zobrazuje příslušný rozdíl entalpií. Také kvůli malé rychlosti  $c_0$  se zde vyjadřuje adiabatická práce ve statoru prostřednictvím rychlosti  $c_1$ . [2]

Na obr. 2 jsou znázorněny adiabatické práce:

- Adiabatickou práci statoru:  $W_{ad,stat} = h_{01} = i_{0c} - i_{1ad}$
- Adiabatickou práci rotoru:  $W_{ad,rot} = h_{02} = i_1 - i_{2ad}$
- Adiabatickou práci stupně:  $W_{ad,stat} = h_{01} = i_{0c} - i_{1ad}$

[2]

Za předpokladu, že Izobary  $p_1$  a  $p_2$  se rozbíhají jen málo a proto  $W_{ad} \approx W_{ad,rot}$  a tudíž  $h_{02} \approx h'_{02} = i_{1ad} - i'_{ad}$  a při aplikaci rovnice zachování energie vznikne rovnice (1.4). [2]

$$\rho_t = \frac{\frac{w_{21d}^2 - w_1^2}{2}}{\frac{w_{21d}^2 - w_1^2}{2} + \frac{c_{21d}^2}{2}} \quad (5) [2]$$

Pokud má stupeň turbíny reakci  $\rho_t = 0$ , jedná se o **rovnotlaký (akční) elementární stupeň**. V těchto stupních se projevuje nízká účinnost kvůli velkému ohnutí proudu, vysoké rychlosti  $c_1$  a nulové změně relativní rychlosti  $w$ , proto se nepoužívají v leteckých turbínách. [2]

Pro letecké motory se používají **Reakční elementární stupeň**  $\rho_t > 0$ . Statický tlak u těchto stupňů klesá jak v rotoru, tak i ve statoru a rychlost  $c_1$  zde klesá. Reakce na středním průměru bývají  $\rho_t = 0,25$  až  $0,35$ . [2]

## 4.6 Ztráty

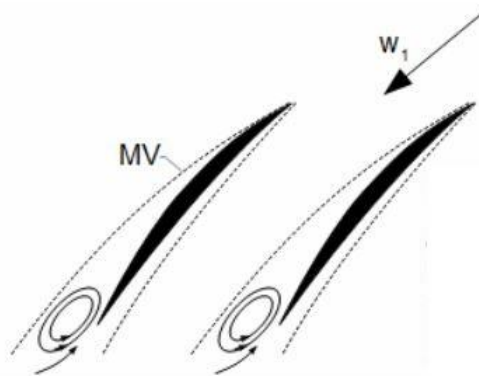
Energie přenášená tekutinou se v ideálním případě (případě beze ztrát) celá přemění na práci turbíny. V reálném případě při průchodu tekutiny turbínou vznikají ztráty, tedy energie se přemění na nežádoucí formy energie. Aby bylo možné ztráty spočítat, je nutné nejprve definovat ideální případ, tedy potenciální proudění. [4]

### 4.6.1 Profilové ztráty

Ztráty vznikající v okolí profilu v důsledku jeho obtékání tekutinou, jsou profilové ztráty. [4]

**Ztráty třením v mezní vrstvě** jsou jedním ztrátovým dějem profilových ztrát. Tuto ztrátu ovlivňuje zejména drsnost povrchu lopatky. [4]

**Ztráta vířením při odtržení mezní vrstvy od profilu** je ztrátový děj, při kterém se zbrzdí proud tekutiny o plochu profilu a statický tlak klesne pod hladinu tlaku na konci mříže. Klesne-li celkový tlak v proudnici pod hladinu tlaku za profilem, nastane opačně (vratné proudění). [4]



obr. 7 Odtržení mezní vrstvy od profilu lopatky [4]

Tento jev nastává zpravidla na sací straně lopatky, v některých extrémních případech i na přetlakové straně lopatky. [4]

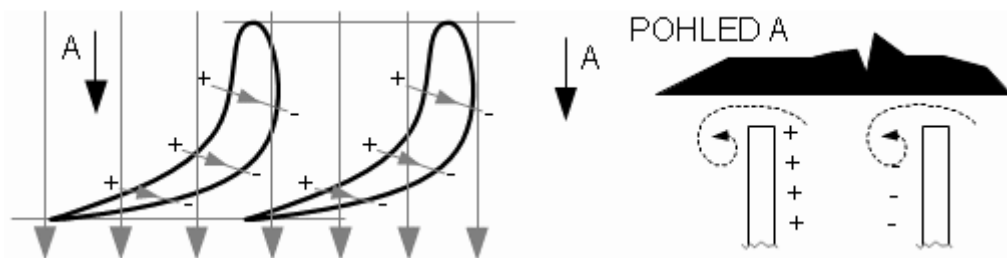
**Ztráty vířením za odtokovou hranou** vznikají v místě, kde se spojuje sací a přetlaková strana lopatky. Odtoková hrana není ostrá a v důsledku různých rychlostí spojujících se proudů zde vznikají malé víry. [4]

### 4.6.2 Ztráty ve stupni

Jsou to ztráty způsobené jevy u paty a špičky lopatky, před a za lopatkou a také změnou fyzikálních vlastností pracovní látky. [4]

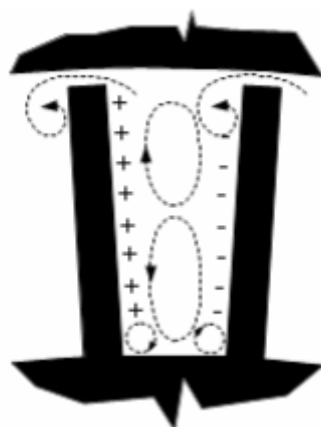
### 4.6.3 Okrajové ztráty sekundárním prouděním

Tyto ztráty vznikají vlivem rozdílného tlaku mezi sací a přetlakovou stranou lopatek, kdy část pracovní tekutiny přetéká z přetlakové na sací stranu lopatky. Na špičce část pracovní tekutiny přetéká radiální vůlí. Tento děj se nazývá **ztrátou radiální vůlí**. [4]



obr. 8 Směry proudění v radiální mezeře a koutové víry [4]

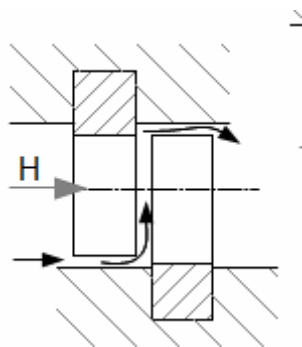
V lopatkovém kanále vznikají další víry, které vznikají vlivem nerovnoměrného rozložení příčného gradientu tlaku. [4]



obr. 9 Příčné víry v lopatkovém kanále [4]

#### 4.6.4 Ztráty vnitřní netěsností stupně

Pracovní tekutina protéká radiální mezerou a tím pádem nekoná práci. Tato ztráta je významná zejména u tepelných lopatkových strojů, protože v těchto strojích bývá větší radiální vůle kvůli teplotní roztažnosti. [4]



obr. 10 Ztráty vnitřní netěsností [4]

#### 4.6.5 Ztráta nesprávným úhlem náběhu

Nesprávný úhel náběhu, ať už velký, či malý, může vést k odtržení proudu od profilu. Ztráta vzniká při nesplnění návrhových podmínek. [4]

## 5 Konstrukce

Turbíny používané v leteckých motorech bývají výhradně axiální a mohou být jednostupňové i vícestupňové. Stupeň turbíny se skládá ze statoru a z rotoru turbíny, kde stator, který je pevně spojen s vnější motorovou skříní, je umístěn před rotorem. Rotor je spojen s hřídelem, který pak pohání kompresor nebo jiná zařízení. [7]

### 5.1 Rotor

Rotor je nedílnou součástí turbíny. Mění se v něm kinetická energie na mechanickou. Je tvořen oběžnými lopatkami zavěšenými na obvodě disku, diskem a hřídelí.

#### 5.1.1 Oběžné lopatky

Oběžné lopatky jsou z konstrukčního hlediska nejpracovanější součástí celého motoru, na jejich samotnou konstrukci a výrobu je kladen největší důraz. Lopatka se dále dělí na pracovní část a zámek, který je v případě turbín výhradně stromečkový. Axiální pojištění lopatek je zajištěno různě tvarovanými plechovými pojistkami, nebo dutými nýty. U malých motorů je výhodné používat uložení dvou lopatek do jednoho zámku. Toto řešení umožňuje umístění většího počtu lopatek. [7]

Od odstředivé síly je lopatka namáhána na tah a v důsledku toho, že těžiště v jednotlivých řezech lopatky neleží na radiále je namáhána na ohyb a krut. Od protékajícího plynu je pak namáhána také ohybem a krutem. K této zátěži je nutné přičíst namáhání, které vzniká kmitáním a také tepelné pnutí, které vzniká nerovnoměrným rozložením tepelného pole. Nejkritičtější částí lopatky bývá závěs. [7]

#### 5.1.2 Disky

Disky jsou velmi namáhanou součástí a mají pro rotor zásadní význam. Je to prvek, který spojuje lopatky namontované po svém obvodu s hřídelí. Disk je primárně namáhán tahem od odstředivé síly vlastní hmotností a hmotností lopatek namontovaných po obvodě. Dále je disk namáhán teplotní roztažností, což lze do jisté míry eliminovat výběrem vhodného chlazení. Tvar disku určují pevnostní a technologické požadavky. Také je při návrhu disku nutné počítat s nízkocyklickou únavou. [7]

Pro výrobu disků se používají žárupevné slitiny a jsou vyráběny zejména kováním s následnými dokončovacími procesy. Rádiusy a přechody otvorů jsou leštěny z důvodu snížení koncentrace napětí. U současných motorů se při výrobě disků používá prášková metalurgie. Disk je před uvedením do provozu také nutné vyvážit. Vyvažování disků se provádí buď úběrem materiálu, nebo přidáváním závaží. [7]

### 5.2 Stator

Ve statoru se mění tepelná energie na energii kinetickou. Je tvořen rozváděcími lopatkami a skříní motoru, které jsou k sobě pevně přichyceny, a to buď rozebíratelným spojením, nebo nerozebíratelným. V případě malých motorů bývá celé rozváděcí ústrojí ve tvaru prstence vytvořeno v celku a následně vloženo do skříně. V případě velkých motorů je stator rozdělen na jednotlivé lopatky, nebo segmenty lopatek. Lopatky bývají uchyceny na obou koncích, na jednom konci posuvně nebo s vůlí, a to z důvodu tepelné roztažnosti. [7]

Uchycení lopatek musí být:

- Tuhé
- Musí obsáhnout tepelné dilatace
- Musí zachovat správné úhly proudů plynu na výstupu
- Musí zachovat průtočné průřezy
- Musí zajistit přenos sil z lopatek na skříň

**Nerozebíratelné uchycení** bývá zhotoveno svařováním nebo pájením pomocí vysokotavitelných niklových pájek.

**Rozebíratelná spojení** jsou zhotovena pomocí šroubů, svorníků, popřípadě uložení v šikmých drážkách.

Rozváděcí lopatky bývají lité, metodou přesného lití ze žárupevných materiálů a mohou být i duté (plechové).

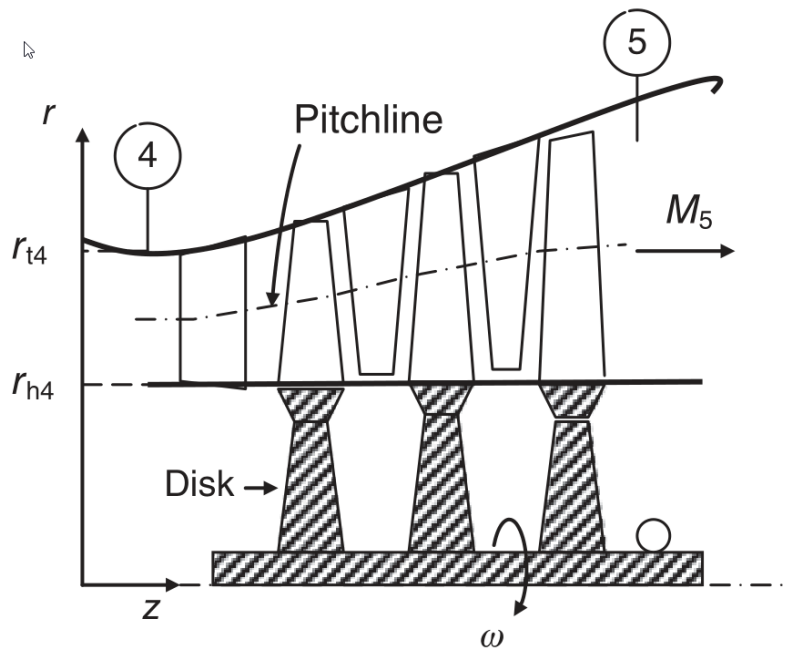
### 5.3 Geometrie Průtočné plochy

Konstrukce průtočné plochy přímo ovlivňuje hmotnostní průtok, výkon a účinnost turbíny. Pomocí rovnice kontinuity lze dopočítat průtočné plochy v jednotlivých řezech turbíny, čímž je definován průtočný kanál. Tento kanál se u turbíny většinou rozšiřuje po směru proudění tekutiny. nepřímo úměrně s klesající hustotou plynu. Jsou známy tři konstrukční řešení rozšiřujících se turbínových kanálů. [10]



### 5.3.1 Konstantní vnitřní průměr

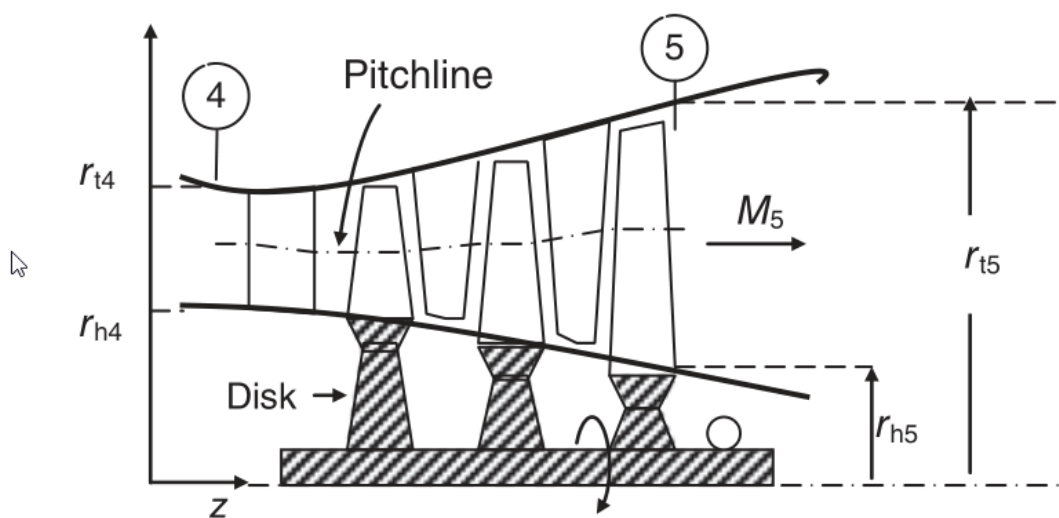
Toto řešení se používá zejména u stacionárních plynových turbín, například u elektrárenských turbín. Jeho výhoda spočívá v tom, že se dobře integruje s prstencovým výfukovým difuzorem a díky stejným kotoučům pro rotor turbíny se snižují náklady na výrobu. [10]



obr. 11 Průtočný kanál s konstantním vnitřním průměrem [10]

### 5.3.2 Konstantní střední průměr

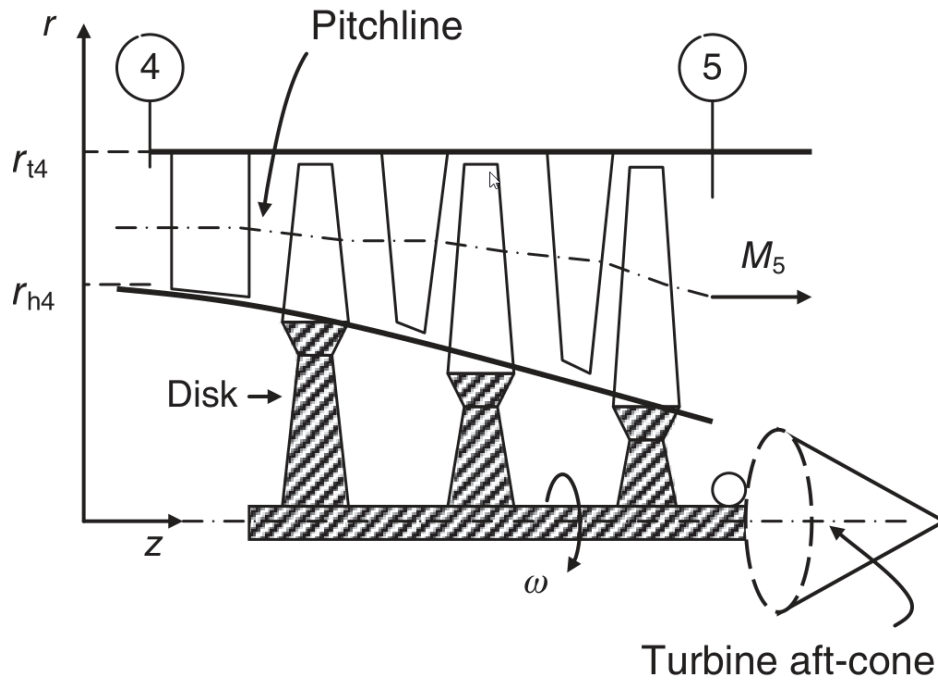
Tato varianta nabízí výhodu konstantního středního průměru, nicméně je to snad její jediná výhoda, zato ale zvyšuje náklady na výrobu a také zvyšuje váhu kotouče turbíny a celkovou váhu turbíny. [10]



obr. 12 Průtočný kanál s konstantním středním průměrem [10]

### 5.3.3 Konstantní vnější průměr

Tato volba je vhodná pro dvouproudové motory, kdy konstantní vnější poloměr vede k lepšímu smíšení teplého a chladného vzduchu. Další výhodou je nižší napětí v listu rotoru díky kratšímu momentovému ramenu. V tomto případě je také výhodou čelní plocha motoru a celková hmotnost. [10]



obr. 13 Průtočný kanál s konstantním vnějším průměrem [10]

## 5.4 Chladicí soustavy turbín

Chlazení lopatek je jedinou cestou ke zvýšení jejich účinnosti a prodloužení životnosti. Chlazené rozváděcí lopatky se začaly používat dříve než chlazené oběžné z důvodu snazší výroby a také menšího mechanického namáhání. Chladicí soustavy turbín se dělí na otevřené, polouzavřené a uzavřené.

U **otevřených chladících soustav** se chladicí látka projde soustavou jen jednou a vyfoukne se do plynové cesty motoru.

V **polouzavřené soustavě** se následně chladicí plyn vede do spalovací komory, kde se účastní hoření.

Pokud chladicí látka cirkuluje beze ztrát mezi chlazeným místem a chladičem, jedná se o **uzavřenou soustavu**.

### 5.4.1 Způsoby chlazení

- Konvektivní (prouděním)
- Závojevé, kde plyn vytváří tenký film v mezní vrstvě a odděluje tak lopatku od spalin. Chladicí plyn se vyfukuje otvory, které bývají umístěny na náběžné hraně opatky.
- Transpirační, chlazení porézním povrchem, je obdoba předchozího případu, nicméně v tomto případě je otvorů mnoho a nemůže tak dojít k odtržení stejně jako u předchozího případu.

## 6 Parametry pohonu

Hlavním cílem této práce je návrh turbíny do turbohřídelového motoru. Jedná se o turbínu do motoru, který je součástí sériového hybridního pohonného systému, který byl navržen v diplomové práci, která je uvedena jako zdroj [9]. Hybridní pohon zde byl navržen pro Ultralehký letoun a má nahradit Rotax 912-ULS. Jedná se o sériový hybridní pohon tvořený elektromotorem, invertorem, sadou akumulátorů, elektrickým generátorem a turbohřídelovým motorem a ostatními komponenty.

Vzhledem k sériovému zapojení bude turbohřídelový motor provozován pouze v jednom optimálním režimu, při kterém bude dosahovat nejvyšší účinnosti. Výkonové špičky budou pokryty energií z akumulátorů.

### 6.1 Parametry turbohřídelového motoru

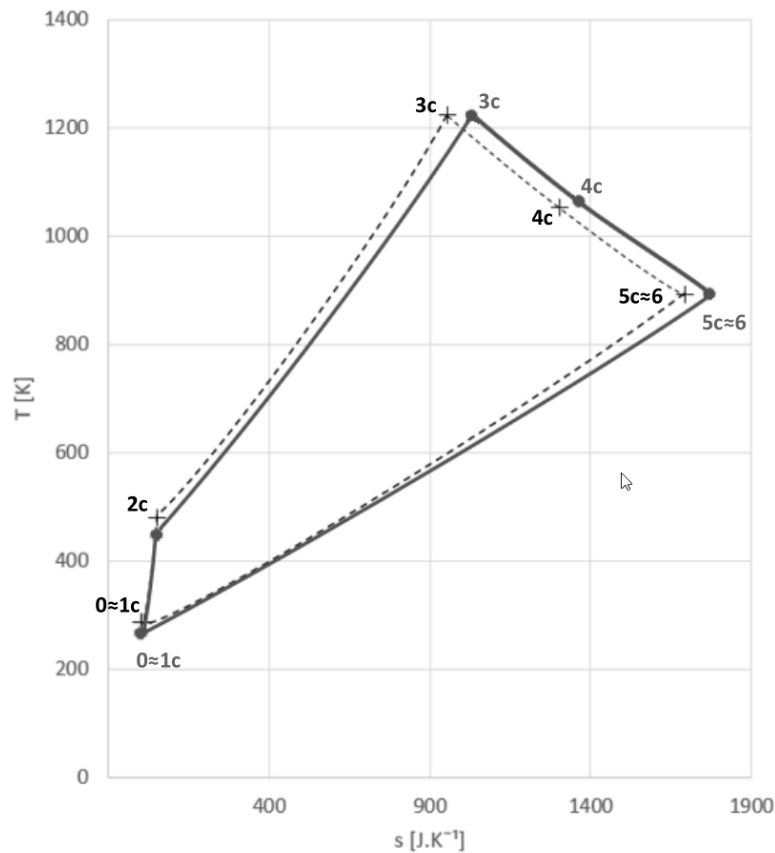
Turbohřídelový motor tak, jak je uvádí zdroj [9].

Turbohřídelový motor			
rozsah otáček	$n$	59 000-61 000	ot./min
kroutící moment na hřídeli při $n_{\max}$	$M_k$	7,003	Nm
minimální výkon	$P_{\min}$	44,5	kW
efektivní výkon	$P_e$	45	kW
optimální otáčky	$n_{\text{opt.}}$	60 000	ot./min

*tab. 1 Výkonové hodnoty turbohřídelového motoru [9]*

## 6.2 Tepelný oběh turbohřídelového motoru

Na obr. 17 je ukázán T-s diagram turbohřídelového motoru, tak jak jej uvádí zdroj [9]. Důležité jsou změny stavu 3c 4c a 5c, které se týkají právě turbíny.



obr. 14 Braytonův cyklus turbohřídelového motoru [9]

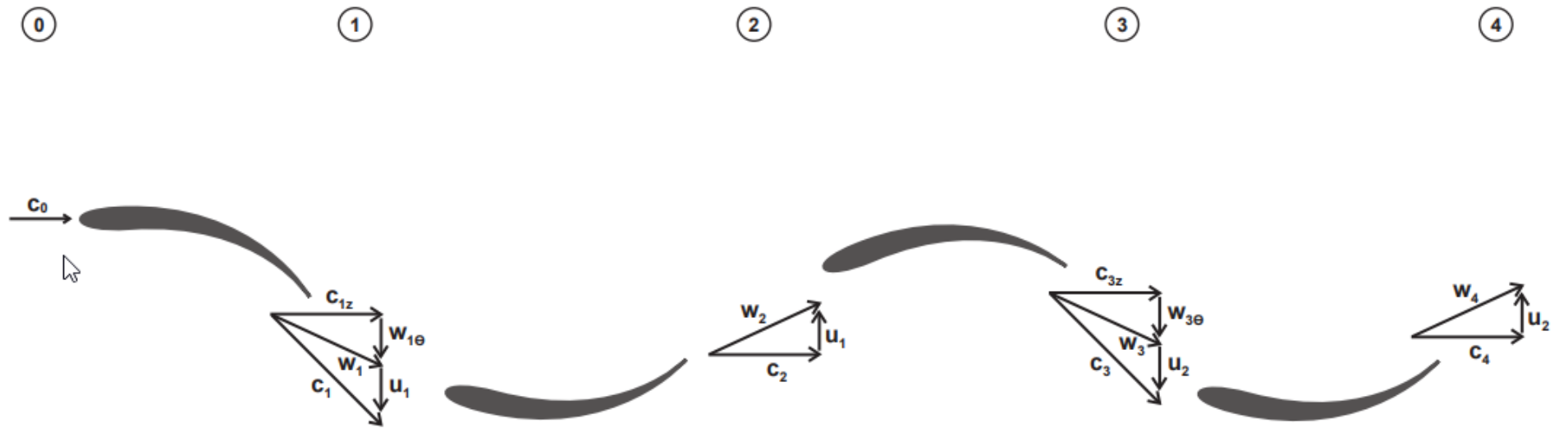
Pro výpočet jednorozměrného návrhu na střední proudnici je nutné znát hodnoty z tepelného oběhu, které jsou rovněž převzaty ze zdroje [9].

Hodnoty z tepelného oběhu			
práce turbíny	$W_T$	429 407,50	J/kg
teplota před turbínou	$T_{0c}$	1 223,15	K
teplota za turbínou	$T_{4c}$	893,31	K
celkový tlak před turbínou	$P_{0c}$	466 854,94	Pa
celkový tlak za turbínou	$P_{4c}$	108 879,07	Pa
hmotnostní tok spalin	$\dot{m}$	0,39	kg/s

tab. 2 Hodnoty z tepelného oběhu [9]

## 7 Návrh turbíny

Jednorozměrný návrh turbíny se provádí pomocí řezů, které určují místo, ve kterém se stanoví a vypočtou hodnoty, odpovídající danému místu. Tyto řezy se v případě turbíny umísťují před a za každou lopatkovou mříž. Jsou znázorněny na následujícím obrázku.



obr. 15 Řezy turbínou

## 7.1 Počet stupňů

V této podkapitole bude určen potřebný počet stupňů turbíny pro pohon kompresoru a užitečný výkon. Turbína je zde počítána za následujících předpokladů:

- Osová složka absolutní rychlosti je ve všech řezech stejná, tedy průtočná plocha je ve všech řezech stejná  $c_{0z} = c_{1z} = c_{2z} = c_z$ .
- vnější průměr se v jednotlivých řezech nemění  $D_{s0} = D_{s1} = D_{s2} = D_s$ .
- Úhel absolutní rychlosti na vstupu do turbíny a na výstupu z turbíny bude nulový  $\alpha_0 = \alpha_2 = 0^\circ$ .
- Průtočná plocha se v jednotlivých řezech nemění a zůstává stejná  $A = A_2 = A_3$ .
- V případě více stupňů uvažujeme stupně identické.

Ostatní hodnoty			
otáčky kompresoru	$n$	60000	ot/min

Zvolené hodnoty:

Zvolené hodnoty			
vnější průměr řez	$D_e$	0,11	m
vnitřní průměr řez	$D_i$	0,1	m
reakce	$R$	0,141921	-
průtokový součinitel	$\varphi$	0,6	-

obr. 16 Tabulka zvolených hodnot pro návrh turbíny

Výpočet:

Střední průměr:

$$D_{stř} = \sqrt{\frac{D_e^2 + D_i^2}{2}} = \sqrt{\frac{0,115^2 + 0,1^2}{2}} = 0,11 \text{ m} \quad (6)$$

Průtočná plocha:

$$A = \frac{\pi(D_e^2 - D_i^2)}{4} = \frac{\pi(0,115^2 - 0,1^2)}{4} = 0,001649 \text{ m}^2 \quad (7)$$

Obvodová rychlost:

$$u = \frac{\pi \cdot D_{stř} \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,105 \cdot 60000}{60} = 330,2 \text{ m/s} \quad (8)$$

Celková rychlost na vstupu do turbíny:

$$c_0 = c_z = u \cdot \varphi = 330,2 \cdot 0,6 = 198,1 \text{ m/s} \quad (9)$$

Výkonový součinitel:



$$\lambda = 4 \cdot (1 - R) = 4 \cdot (1 - 0,1419) = 3,43 \quad (10)$$

Úhel absolutní rychlosti na vstupu do rotoru:

$$\alpha_1 = \arctg\left(\frac{\lambda}{2 \cdot \varphi}\right) = \arctg\left(\frac{3,43}{2 \cdot 0,6}\right) = 1,234 \text{ RAD} = 70,72^\circ \quad (11)$$

Úhel relativní rychlosti na vstupu do rotoru:

$$\beta_1 = \arctg\left(\frac{\frac{\lambda}{2} - 1}{\varphi}\right) = \arctg\left(\frac{\frac{3,43}{2} - 1}{0,6}\right) = 1,036 \text{ RAD} = 59,35^\circ \quad (12)$$

Úhel relativní rychlosti na výstupu z rotoru:

$$\beta_2 = \arctg\left(\frac{1}{\varphi}\right) = \arctg\left(\frac{1}{0,6}\right) = 1,0304 \text{ RAD} = 59,03^\circ \quad (14)$$

Absolutní rychlost na vstupu do rotoru:

$$c_1 = \frac{c_z}{\cos(\alpha_1)} = \frac{198,1}{\cos(70,72)} = 600,3 \text{ m/s} \quad (14)$$

Relativní rychlost na vstupu do rotoru:

$$w_1 = \frac{c_z}{\cos(\beta_1)} = \frac{198,1}{\cos(59,35)} = 388,7 \text{ m/s} \quad (15)$$

Obvodová složka absolutní rychlosti:

$$c_{1\theta} = c_z \cdot \operatorname{tg}(\alpha_1) = 198,1 \cdot \operatorname{tg}(70,72) = 566,7 \text{ m/s} \quad (16)$$

Obvodová složka relativní rychlosti:

$$w_{1\theta} = c_z \cdot \operatorname{tg}(\beta_1) = 198,1 \cdot \operatorname{tg}(59,35) = 334,3 \text{ m/s} \quad (17)$$

Absolutní rychlost na výstupu z rotoru:

$$c_2 = c_z = 198,1 \text{ m/s} \quad (18)$$

Relativní rychlost na výstupu z rotoru:

$$w_2 = \frac{c_2}{\cos(\beta_2)} = \frac{198,1}{\cos(59,03)} = 385,1 \text{ m/s} \quad (19)$$

Obvodová složka relativní rychlosti:

$$w_{2\theta} = w_2 \cdot \sin(\beta_2) = 385,1 \cdot \operatorname{tg}(59,03) = 330 \text{ m/s} \quad (20)$$

Práce stupně:

$$W_{st} = u(w_{1\theta} + w_{2\theta}) = 330(334,3 + 330,24) = 219474 \text{ J/kg} \quad (21)$$

Potřebný počet stupňů:

$$st = \frac{W_t}{W_{st}} = \frac{429407,5}{219474} = 1,95 \Rightarrow 2 \text{ stupně turbíny} \quad (22)$$

V této podkapitole byla provedena kontrola počtu stupňů turbíny, při které bylo zjištěno, že při uvažování identických stupňů turbíny budou potřebné turbínové stupně dva.

## 7.2 Rozdělení teplotního spádu

V předešlé podkapitole bylo zjištěno, že navrhovaná turbína bude dvoustupňová, proto je nutné rozdělit i teplotní spád a ten bude zprvu rozdělen tak, aby se práce obou stupňů shodovaly, nebo se k sobě alespoň blížily. V dalších výpočtech pak bylo toto rozdělení iterativně měněno tak, aby bylo docíleno nejvýhodnějších parametrů turbíny. Z tohoto důvodu byla nakonec zvolena teplota mezi stupni turbíny  $T_{2c} = 1048 \text{ K}$ .

Práce prvního stupně:

$$W_{1st} = c_{p\,pl}(T_{0c} - T_{2c}) = 1158 \cdot (1223,15 - 1060) = 188927 \text{ J/kg} \quad (23)$$

Práce druhého stupně:

$$W_{2st} = c_{p\,pl}(T_{2c} - T_{4c}) = 1158 \cdot (1060 - 893,31) = 193023 \text{ J/kg} \quad (24)$$

Celkový tlak za prvním stupněm turbíny:

$$\begin{aligned} p_{2c} &= p_{0c} \left( 1 - \left( 1 - \frac{T_{2c}}{T_{0c}} \right) \frac{1}{\eta_{T1}} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = \\ &= 466854,9 \cdot \left( 1 - \left( 1 - \frac{1048}{1223,15} \right) \frac{1}{0,87} \right)^{\frac{1,33}{1,33-1}} = 226155,85 \end{aligned} \quad (25)$$

Expanze prvního stupně:

$$\pi_{1st} = \frac{p_{0c}}{p_{2c}} = \frac{466854}{238713} = 1,96 \quad (26)$$

Expanze druhého stupně:

$$\pi_{2st} = \frac{p_{2c}}{p_{4c}} = \frac{238713}{108879} = 2,19 \quad (27)$$

Celková expanze turbíny:

$$\pi_t = \pi_{1st} \cdot \pi_{2st} = 4,29 \quad (28)$$

Dále byly zvoleny rozměry a Machovo číslo na výstupu:

Zvolené vstupní hodnoty			
vnější průměr na vstupu do turbíny	D0e	0,104	m
vnitřní průměr na vstupu do turbíny	D0i	0,09	m
Machovo číslo na výstupu	M4	0,3	-

Teplotní spád turbíny:

$$\tau_t = \frac{T_{0c}}{T_{4c}} = \frac{1223,15}{893,3} = 1,37 \quad (29)$$

Poměr průřezů na vstupu a na výstupu turbíny:

$$\frac{A_4}{A_0} = \frac{1}{M_4} \frac{\sqrt{\tau_t} \left(1 + \left(\frac{\kappa - 1}{2}\right) M_4^2\right)}{\pi_t \left(\frac{2}{\kappa + 1}\right)^{\frac{\kappa + 1}{2(\kappa - 1)}}} = \frac{1}{0,3} \frac{\sqrt{1,37} \left(1 + \left(\frac{1,33 - 1}{2}\right) 0,3^2\right)}{4,29 \left(\frac{2}{(1,33 + 1)}\right)^{\frac{1,33 + 1}{2(1,33 - 1)}}} = \quad (30)$$

$$\frac{A_4}{A_0} = 2,39$$

Průtočná plocha na vstupu do turbíny:

$$A_0 = \frac{\pi(D_{0e}^2 - D_{0i}^2)}{4} = \frac{\pi(0,104^2 - 0,09^2)}{4} = 0,00126 \text{ m}^2 \quad (31)$$

Průtočná plocha na výstupu z turbíny

$$A_4 = A_0 \frac{A_4}{A_0} = 0,00231 \cdot 1,643 = 0,0030 \text{ m}^2 \quad (32)$$

Tento výpočet udává představu o velikosti průtočné plochy na výstupu z turbíny, nicméně není to konečná hodnota.

### 7.3 Detailní návrh prvního stupně

Pro detailní návrh je nutné nejprve rozmyslet koncept turbíny, čímž zajistíme další parametry turbíny pro výpočet. Turbína bude dvoustupňová, oba stupně budou pevně spojeny hřídelí s kompresorem, což znamená, že oba stupně budou mít stejné otáčky. Je také nutné určit průtokovou plochu na vstupu do turbíny a způsob jejího rozšiřování směrem k výstupu tekutiny z turbíny. Vstupní plochu do turbíny je možné zvolit a následně dopočítat vstupní rychlost, nicméně se také nabízí opačná možnost a to ta, že bude zvolena rychlost, v tomto případě bylo zvoleno Machovo číslo na vstupu do turbíny a následně pomocí rovnice kontinuity dopočítána průtočná plocha. Růst průtočné plochy v turbíně směrem k výstupu plynu z turbíny je následně dopočítáváno pomocí rovnice kontinuity v jednotlivých řezech. V tomto případě byla zvolena geometrie s konstantním vnějším průměrem, střední a vnitřní průměr budou následně dopočítány.

Na vstupu a na výstupu ze stupně bude nulové víření, tedy absolutní rychlost nebude proudit pod žádným úhlem a bude mít pouze axiální složku.

Předpoklady:

- Axiální rychlost je ve všech řezech stejná.
- Machovo číslo na vstupu do turbíny  $M_0 = 0,3$
- Vnější průměr je ve všech řezech stejný  $D_{0e} = D_{1e} = D_{2e}$

Statická teplota na vstupu do turbíny:

$$T_{0s} = \frac{T_{0c}}{\left(1 + \frac{(\kappa - 1)}{2} M_0^2\right)} = \frac{1223}{\left(1 + \frac{(1,33 - 1)}{2} 0,3^2\right)} = 1205,2 \text{ K} \quad (33)$$

Rychlost zvuku na vstupu do turbíny:

$$a_0 = \sqrt{\kappa \cdot r \cdot T_{0s}} = \sqrt{1,33 \cdot 287,4 \cdot 1205,2} = 678,4 \text{ m/s} \quad (34)$$

Statický tlak na vstupu do turbíny:

$$p_{0s} = p_{0c} \left(\frac{T_{0s}}{T_{0c}}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} = 466851,9 \cdot \left(\frac{1205,2}{1223,15}\right)^{\frac{1,33}{1,33 - 1}} = 439926,9 \text{ Pa} \quad (35)$$

Absolutní rychlost:

$$c_0 = c_z = a_0 \cdot M_0 = 678,7 \cdot 0,3 = 203,6 \text{ m/s} \quad (36)$$

Hustota plynu na vstupu do turbíny:

$$\rho_0 = \frac{p_{0s}}{r \cdot T_{0s}} = \frac{439926,9}{287,4 \cdot 1205,3} = 1,270 \text{ kg/m}^3 \quad (37)$$

Vstupní průtočná plocha dle rovnice kontinuity:

$$A_0 = \frac{\dot{m}}{\rho_0 \cdot c_0} = \frac{0,391}{1,270 \cdot 203,6} = 0,00151 \text{ m}^2 \quad (38)$$

Vnější průměr je pak zvolen na 0,12 m:

$$D_{0e} = 0,12 \text{ m} \quad (39)$$

Se znalostí průtočné plochy a vnějšího průměru je dopočítán vnitřní průměr.

$$D_{0i} = \sqrt{D_{0e}^2 - \frac{4 \cdot A_0}{\pi}} = \sqrt{0,12^2 - \frac{4 \cdot 0,00151}{\pi}} = 0,0111 \text{ m} \quad (40)$$

Celková teplota na vstupu do rotoru je stejná jako teplota na vstupu do turbíny

$$T_{1c} = T_{0c} = 1223,15 \text{ K} \quad (41)$$

Následuje volba úhlu absolutní rychlosti na vstupu do rotoru, pro tento úhel je předepsána maximální hodnota  $\alpha_{1max} = 70^\circ$ , v našem případě byla zvolena hodnota  $66^\circ$ .

$$\alpha_1 = 66^\circ \quad (42)$$

Absolutní rychlost na vstupu do rotoru:

$$c_1 = \frac{c_z}{\cos(\alpha_1)} = \frac{203,6}{\cos(66)} = 500,6 \text{ m/s} \quad (43)$$

Statická teplota na vstupu do rotoru:

$$T_{1s} = T_{1c} - \frac{c_1^2}{2 \cdot c_p} = 1223,15 - \frac{500,6^2}{2 \cdot 1158} = 1114,9 \text{ K} \quad (44)$$

Rychlost zvuku na vstupu do rotoru:

$$a_1 = \sqrt{\kappa \cdot R \cdot T_{1s}} = \sqrt{1,33 \cdot 287,4 \cdot 1114,9} = 652,8 \text{ m/s} \quad (45)$$

Kritická rychlost zvuku na vstupu do rotoru

$$a_{1kr} = \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa}{\kappa + 1} \cdot R \cdot T_{1s}} = \sqrt{2 \cdot \frac{1,33}{1,33 + 1} \cdot 287,4 \cdot 1114,9} = 604,8 \text{ m/s} \quad (46)$$

Machovo číslo na vstupu do rotoru:

$$M_1 = \frac{c_1}{a_1} = \frac{500,6}{652,8} = 0,766 \text{ m/s} \quad (47)$$

Lavalovo číslo na vstupu do rotoru:

$$L_1 = \frac{c_1}{a_{1kr}} = \frac{500,6}{604,8} = 0,828 \text{ m/s} \quad (48)$$

Celkový tlak na vstupu do rotoru byl dopočítán s odhadnutou hodnotou ztrátového součinitele  $Y_s$  a to podle následujícího vzorce, po dopočítání ztrátového součinitele pomocí ztrátového systému byl iterativně dopočítán následující celkový tlak:

$$p_{1c} = \frac{p_{0c}}{1 + Y_s \left( 1 - \left( 1 + \frac{\kappa - 1}{2} L_1^2 \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \right)} \quad (49)$$

$$= \frac{466854,9}{1 + 0,2 \left( 1 - \left( 1 - \frac{0,33 - 1}{0,33 + 1} \cdot 0,828^2 \right)^{\frac{0,33}{0,33 - 1}} \right)} = 437354 \text{ Pa}$$

Statický tlak na vstupu do rotoru:

$$p_{1s} = p_{1c} \left( 1 - \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} L_1^2 \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} = 437354 \left( 1 + \frac{1,33 - 1}{1,33 + 1} 0,828^2 \right)^{\frac{1,33}{1,33 - 1}} \quad (50)$$

$$p_{1s} = 289850 \text{ Pa}$$

Hustota plynu na vstupu do rotoru:

$$\rho_1 = \frac{p_{1s}}{T_{1s} \cdot r} = \frac{289850}{1114,9 \cdot 287,4} = 0,904 \text{ kg/m}^3 \quad (51)$$

Průtočná plocha na vstupu do rotoru:

$$A_1 = \frac{\dot{m}}{\rho_1 \cdot c_1} = \frac{0,391}{0,883 \cdot 500,6} = 0,00212 \text{ m}^2 \quad (52)$$

vnitřní průměr na vstupu do rotoru:

$$D_{1i} = \sqrt{D_{1e}^2 - \frac{4 \cdot A_1}{\pi}} = \sqrt{0,120^2 - \frac{4 \cdot 0,00212}{\pi}} = 0,108 \text{ m} \quad (53)$$

Střední průměr na vstupu do rotoru:

$$D_{1s} = \sqrt{\frac{D_{1e}^2 + D_{1i}^2}{2}} = \sqrt{\frac{0,112^2 + 0,108^2}{2}} = 0,114 \text{ m} \quad (54)$$

Obvodová rychlost rotoru na středním průměru:

$$u = \frac{\pi \cdot D_{1s} \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,114 \cdot 60000}{60} = 358,8 \text{ m/s} \quad (55)$$

Obvodová složka absolutní rychlosti:

$$c_{1\theta} = c_1 \cdot \sin(\alpha_1) = 500,6 \cdot \sin(68) = 457,3 \text{ m/s} \quad (56)$$

Obvodová složka relativní rychlosti:

$$w_{1\theta} = c_{1\theta} - u_1 = 457,3 - 358,4 = 98,9 \text{ m/s} \quad (57)$$

Relativní rychlost na vstupu do rotoru:

$$w_1 = \sqrt{w_{1\theta}^2 + c_z^2} = \sqrt{98,9^2 + 203,6^2} = 226,2 \text{ m/s} \quad (58)$$

Úhel relativní rychlosti na výstupu ze statoru:

$$\beta_1 = \arctg\left(\frac{w_{1\theta}}{c_z}\right) = \arctg\left(\frac{98,9}{203,6}\right) = 25,8^\circ \quad (59)$$

Relativní Machovo číslo na výstupu z rotoru:

$$M'_1 = \frac{w_1}{a_1} = \frac{226,4}{652,8} = 0,346 \quad (60)$$

Relativní Lavalovo číslo na vstupu do rotoru:

$$L'_1 = \frac{w_1}{a_{1kr}} = \frac{226,4}{604} = 0,374 \text{ m/s} \quad (61)$$

Celkový relativní tlak:

$$p'_{1c} = \frac{p_{1s}}{\left(1 - \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} L_1'^2\right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}} = \frac{289850}{\left(1 + \frac{1,33 - 1}{1,33 + 1} 0,374^2\right)^{\frac{1,33}{1,33 - 1}}} = 314189 \text{ Pa} \quad (62)$$

Celková teplota na výstupu z rotoru:

$$T_{2c} = T_{0c} - \frac{W_{1st}}{C_p} = 1223 - \frac{188927}{1158} = 1060 \text{ K} \quad (63)$$

Absolutní rychlost na výstupu z rotoru:

$$c_2 = c_z = 203,6 \text{ m/s} \quad (64)$$

Statická teplota na výstupu z rotoru:

$$T_{2s} = T_{2c} \cdot \frac{c_2^2}{2 \cdot c_p} = 1060 \cdot \frac{203,6^2}{2 \cdot 1158} = 1042 \text{ K} \quad (65)$$

Rychlost zvuku na výstupu z rotoru:

$$a_2 = \sqrt{\kappa \cdot r \cdot T_{2s}} = \sqrt{1,33 \cdot 287,4 \cdot 1060} = 631 \text{ m/s} \quad (66)$$

Kritická rychlost na výstupu z rotoru:

$$a_{2kr} = \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa}{\kappa + 1} \cdot R \cdot T_{2s}} = \sqrt{2 \cdot \frac{1,33}{1,33 + 1} \cdot 287,4 \cdot 1060} = 584 \text{ m/s} \quad (67)$$

Relativní rychlost na výstupu z rotoru:

$$w_2 = \sqrt{u^2 + c_z^2} = \sqrt{358^2 + 203,6^2} = 412,2 \text{ m/s} \quad (68)$$

Machovo číslo na výstupu z rotoru:

$$M_2 = \frac{c_2}{a_2} = \frac{203,6}{631} = 0,322 \quad (69)$$

Relativní Machovo číslo na výstupu z rotoru:

$$M'_2 = \frac{w_2}{a_2} = \frac{412,2}{627,4} = 0,653 \quad (70)$$

Lavalovo číslo na výstupu z rotoru:

$$L_2 = \frac{c_2}{a_{2kr}} = \frac{203,6}{584} = 0,348 \text{ m/s} \quad (71)$$

Relativní Lavalovo číslo na výstupu z rotoru:

$$L'_2 = \frac{w_2}{a_{2kr}} = \frac{412}{584} = 0,706 \text{ m/s} \quad (72)$$

Relativní tlak na výstupu z rotoru:

$$p'_{2c} = \frac{p_{1c}}{1 + Y_R \left( 1 - \left( 1 - \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} L_2'^2 \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \right)} = \quad (73)$$

$$= \frac{314189}{1 + 0,23 \left( 1 - \left( 1 - \frac{0,33 - 1}{1,33 + 1} 0,709^2 \right)^{\frac{0,33}{0,33 - 1}} \right)} = 296765 \text{ Pa}$$

Statický tlak na výstupu z rotoru:

$$p_{2s} = p'_{2c} \left( 1 - \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} L_2'^2 \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \quad (74)$$

$$p_{2s} = 296765 \left( 1 - \frac{1,33 - 1}{1,33 + 1} 0,709^2 \right)^{\frac{1,33}{1,33 - 1}} = 221009 \text{ Pa}$$

Celkový tlak na výstupu z rotoru:

$$p_{2c} = \frac{p_{2s}}{\left( 1 - \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} L_2'^2 \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}} = \frac{221009}{\left( 1 + \frac{1,33 - 1}{1,33 + 1} 0,35^2 \right)^{\frac{1,33}{1,33 - 1}}} = 236991 \text{ Pa} \quad (75)$$

Hustota plynu na výstupu z rotoru:

$$\rho_2 = \frac{p_{2s}}{T_{2s} \cdot r} = \frac{210666}{1043,5 \cdot 287,4} = 0,738 \text{ kg/m}^3 \quad (76)$$

Průtočná plocha:

$$A_2 = \frac{\dot{m}}{\rho_2 \cdot c_z} = \frac{0,391}{0,738 \cdot 203} = 0,00260 \text{ m}^2 \quad (77)$$

Vnitřní průměr:

$$D_{1i} = \sqrt{D_{2e}^2 - \frac{4 \cdot A_2}{\pi}} = \sqrt{0,104^2 - \frac{4 \cdot 0,00226}{\pi}} = 0,08907 \quad (78)$$

Obvodová složka relativní rychlosti:

$$w_{2\theta} = u = 358 \text{ m/s} \quad (79)$$

Úhel relativní rychlosti na výstupu z rotoru:



$$\beta_2 = \arcsin\left(\frac{w_{2\theta}}{w_2}\right) = \arcsin\left(\frac{358}{412}\right) = 60,4^\circ$$

Koeficient zatížení turbíny v našem případě slouží jako kontrolní parametr, měl by se pohybovat v rozmezí 1,2 až 1,8 a vztah pro jeho výpočet je následující.

$$\mu = \sqrt{\frac{W_{1st}}{u}} = \sqrt{\frac{188927}{358}} = 1,21 \quad (80)$$

Reakce stupně je definována jako poměr adiabatické práce zpracované v rotoru k adiabatické práci zpracované v celém stupni.

$$R = \frac{c_p(T_{1s} - T_{2s})}{c_p(T_{0s} - T_{2s})} = \frac{(T_{1s} - T_{2s})}{(T_{0s} - T_{2s})} \quad (81)$$

$$R = \frac{(1114 - 1042)}{(1205 - 1042)} = 0,44$$

Účinnost stupně turbíny se určí následujícím vztahem

$$\eta_{st1} = \frac{1 - \frac{T_{2c}}{T_{0c}}}{1 - \left(\frac{p_{2c}}{p_{0c}}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}} = \frac{1 - \frac{1060}{1223}}{1 - \left(\frac{236991}{466854}\right)^{\frac{1,33}{1,33-1}}} = 0,86 \quad (82)$$

Následuje tabulka hodnot ve všech řezech a obou stupních turbíny.

řez 0		
Machovo číslo na vstupu	$M_0$ [-]	0,30
statická teplota na vstupu do turbíny	$T_{0s}$ [K]	1205,25
statický tlak na vstupu do turbíny	$p_{0s}$ [Pa]	439926,92
rychlost zvuku na vstupu do turbíny	$a_0$ [m/s]	678,75
absolutní rychlost na vstupu do turbíny	$c_0$ [m/s]	203,62
hustota na vstupu do turbíny	$\rho_0$ [kg/m <sup>3</sup> ]	1,27
vstupní průtočná plocha podle rovnice kontinuity	$A_0$ [m <sup>2</sup> ]	0,0015
vnější průměr na vstupu do statoru	$D_{0e}$ [m]	0,120
vnitřní průměr na vstupu do statoru	$D_{0i}$ [m]	0,112
střední průměr na vstupu do rotoru referenční	$D_{1s}$ [m]	0,116

řez 1		
celková teplota na vstupu do rotoru	$T_{1c}$ [K]	1223,15
úhel absolutní rychlosti na výstupu ze statoru	$\alpha_1$ [°]	66,00
axiální složka absolutní rychlosti	$c_{1z}$ [m/s]	203,62
absolutní rychlost na vstupu do rotoru	$c_1$ [m/s]	500,63
statická teplota na vstupu do rotoru	$T_{1s}$ [K]	1114,93
rychlost zvuku na výstupu ze statoru	$a_1$ [m/s]	652,82
kritická rychlost	$a_{1kr}$ [m/s]	604,83
Machovo číslo na výstupu ze statoru	$M_1$ [-]	0,767
Lavalovo číslo	$L_1$ [-]	0,828
celkový tlak na vstupu do rotoru	$p_{1c}$ [Pa]	437354,13
statický tlak na vstupu do rotoru	$p_{1s}$ [Pa]	289850,09
hustota na vstupu do rotoru	$\rho_1$ [kg/m <sup>3</sup> ]	0,905
průtočná plocha na vstupu do rotoru	$A_1$ [m <sup>2</sup> ]	0,0021
vnější průměr na vstupu do rotoru	$D_{1e}$ [m]	0,120
vnitřní průměr na vstupu do rotoru	$D_{1i}$ [m]	0,108
střední průměr na vstupu do rotoru referenční	$D_{1s}$ [m]	0,114
obvodová rychlost na vstupu do rotoru	$u_1$ [m/s]	358,87
tangenciální složka obvodové rychlosti	$c_{1\theta}$ [m/s]	457,35
tangenciální složka relativní rychlosti	$w_{1\theta}$ [m/s]	98,48
relativní rychlost na výstupu ze statoru	$w_1$ [m/s]	226,19
úhel relativní rychlosti na výstupu ze statoru	$\beta_1$ [°]	25,81
Machovo číslo pro relativní rychlost	$M_1'$ [-]	0,346
relativní Lavalovo číslo	$L_1'$ [-]	0,374
celkový tlak od relativní rychlosti	$p_{c1}'$ [Pa]	314189,80

řez 2		
celková teplota na výstupu z rotoru	$T_{2c}$ [K]	1060,00
absolutní rychlost na výstupu z rotoru	$c_2$ [m/s]	203,62
statická teplota na výstupu z rotoru	$T_{2s}$ [K]	1042,10
rychlost zvuku na výstupu z rotoru	$a_2$ [m/s]	631,14
kritická rychlost	$A_{2kr}$ [m/s]	584,74
relativní rychlost na výstupu z rotoru	$w_2$ [m/s]	412,61
relativní Machovo číslo na výstupu z rotoru	$M_2'$ [-]	0,654
Machovo číslo na výstupu z rotoru	$M_2$ [-]	0,323
Lavalovo číslo	$L_2$ [-]	0,348
relativní Lavalovo číslo	$L_2'$ [-]	0,706
relativní tlak na výstupu z rotoru	$p_{2c}'$ [Pa]	296765,76
statický tlak na výstupu z rotoru	$p_{2s}$ [Pa]	221009,06
celkový tlak na výstupu z rotoru	$p_{2c}$ [Pa]	236991,76
hustota na výstupu z rotoru	$\rho_2$ [kg/m <sup>3</sup> ]	0,738
průtočná plocha dle rovnice kontinuity	$A_2$ [m <sup>2</sup> ]	0,0026
vnější průměr	$D_{2e}$ [m]	0,120
vnitřní průměr	$D_{2i}$ [m]	0,105
střední průměr na vstupu do rotoru referenční	$D_{2s}$ [m]	0,113
obvodová složka relativní rychlosti na výstupu z rotoru	$w_{2\theta}$ [m/s]	358,87
úhel relativní rychlosti na výstupu z rotoru	$\beta_2$ [°]	60,43

součinitele pro první stupeň		
součinitel zatížení	$\mu$ [-]	1,211
reakce turbíny	$R$ [-]	0,446
účinnost	$\eta_{st1}$ [-]	0,861

řez 3		
celková teplota na vstupu do rotoru	$T_{3c}$ [K]	1060,00
úhel absolutní rychlosti na výstupu ze statoru	$\alpha_3$ [°]	68,00
axiální složka absolutní rychlosti	$c_{3z}$ [m/s]	203,62
absolutní rychlost na vstupu do rotoru	$c_3$ [m/s]	543,57
statická teplota na vstupu do rotoru	$T_{3s}$ [K]	932,42
rychlost zvuku na výstupu ze statoru	$a_3$ [m/s]	597,00
kritická rychlost	$a_{3kr}$ [m/s]	553,11
Machovo číslo na výstupu ze statoru	$M_3$ [-]	0,910
Lavalovo číslo	$L_3$ [-]	0,983
celkový tlak na vstupu do rotoru	$P_{3c}$ [Pa]	220704,98
statický tlak na vstupu do rotoru	$P_s^3$ [Pa]	121997,18
hustota na vstupu do rotoru	$\rho_3$ [kg/m <sup>3</sup> ]	0,455
průtočná plocha na vstupu do rotoru	$A_3$ [m <sup>2</sup> ]	0,0042
vnější průměr na vstupu do rotoru	$D_{3e}$ [m]	0,120
vnitřní průměr na vstupu do rotoru	$D_{3i}$ [m]	0,095
střední průměr na vstupu do rotoru referenční	$D_{3s}$ [m]	0,108
obvodová rychlost na vstupu do rotoru	$U_3$ [m/s]	340,03
tangenciální složka obvodové rychlosti	$c_{3\theta}$ [m/s]	503,99
tangenciální složka relativní rychlosti	$w_{3\theta}$ [m/s]	163,96
relativní rychlost na výstupu ze statoru	$W_3$ [m/s]	261,43
úhel relativní rychlosti na výstupu ze statoru	$\beta_3$ [°]	38,84
Machovo číslo pro relativní rychlost	$M_3'$ [-]	0,438
Lavalovo číslo	$L_3'$ [-]	0,473
celkový tlak od relativní rychlosti	$p_{c3'}$ [Pa]	138875,71

řez 4		
celková teplota na výstupu z rotoru	$T_{4c}$ [K]	893,31
absolutní rychlost na výstupu z rotoru	$C_4$ [m/s]	240,00
statická teplota na výstupu z rotoru	$T_{4s}$ [K]	868,44
rychlost zvuku na výstupu z rotoru	$a_4$ [m/s]	576,16
kritická rychlost	$a_{4kr}$ [m/s]	533,80
relativní rychlost na výstupu z rotoru	$w_4$ [m/s]	416,20
relativní Machovo číslo na výstupu z rotoru	$M_4'$ [-]	0,722
Machovo číslo na výstupu z rotoru	$M_4$ [-]	0,417
Lavalovo číslo	$L_4$ [-]	0,450
relativní Lavalovo číslo	$L_4'$ [-]	0,780
relativní tlak na výstupu z rotoru	$p_{4c}'$ [Pa]	130459
statický tlak na výstupu z rotoru	$p_{4s}$ [Pa]	90757
celkový tlak na výstupu z rotoru	$p_{4c}$ [Pa]	102030
hustota na výstupu z rotoru	$\rho_4$ [kg/m <sup>3</sup> ]	0,364
průčná plocha dle rovnice kontinuity	$A_4$ [m <sup>2</sup> ]	0,0045
vnější průměr	$D_{4e}$ [m]	0,120
vnitřní průměr	$D_{4i}$ [m]	0,093
střední průměr na vstupu do rotoru referenční	$D_{4s}$ [m]	0,107
obvodová složka relativní rychlosti na výstupu z rotoru	$w_{4\theta}$ [m/s]	340,03
úhel relativní rychlosti na výstupu z rotoru	$\beta_4$ [°]	54,7

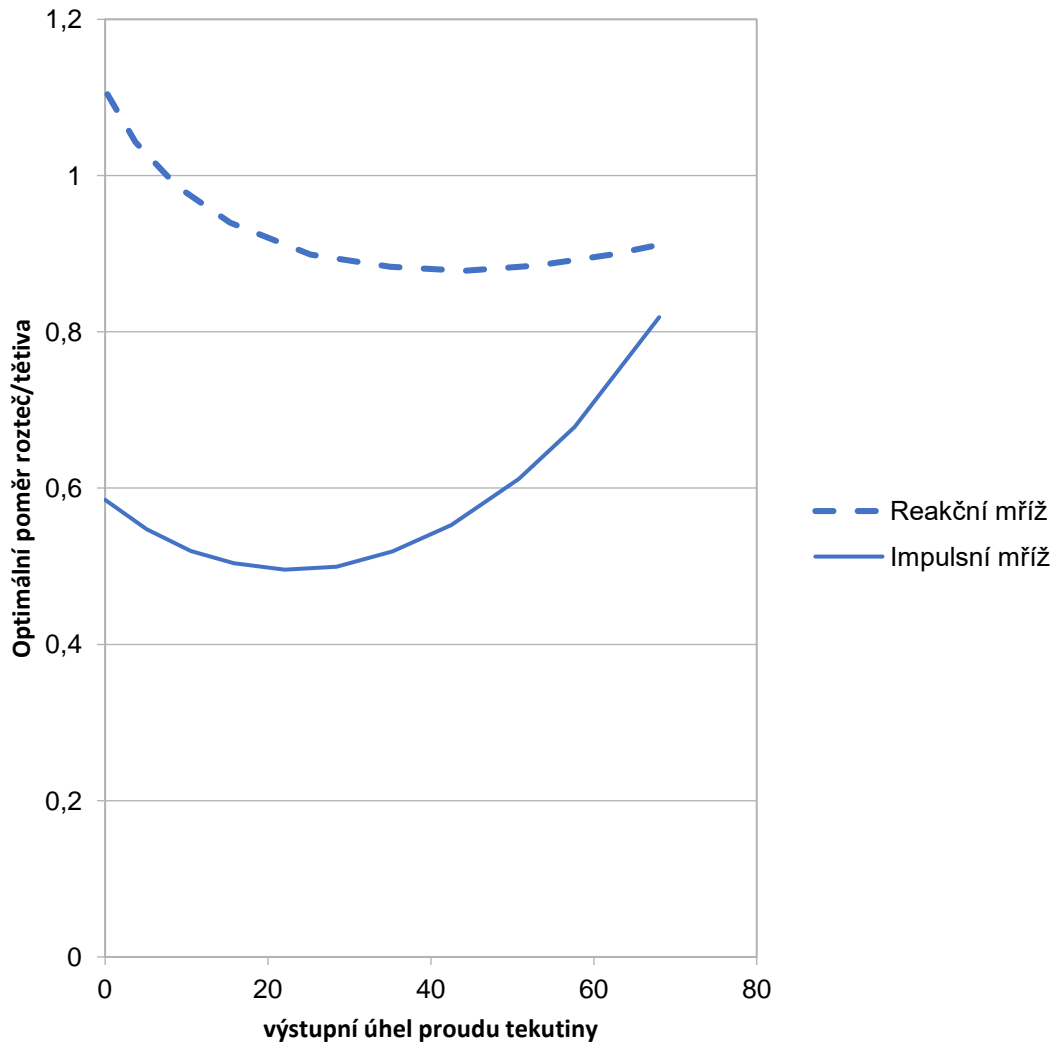
součinitel zatížení	$\mu$ [-]	1,292
reakce turbíny	$R$ [-]	0,368
účinnost	$\eta_{st1}$ [-]	0,833

Celková účinnost turbíny je poměr efektivní odvedené práce k technické adiabatické práci, získané při expanzi.

$$\eta_T = \frac{c_p \left[ T_{0c} \left( 1 - \frac{1}{\left( \frac{p_{0c}}{p_{2c}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \right) \eta_{st1} + T_{2c} \left( 1 - \frac{1}{\left( \frac{p_{2c}}{p_{4c}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \right) \eta_{st2} \right]}{c_p \cdot T_{0c} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\left( \frac{p_{0c}}{p_{4c}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \right)} \quad (11)$$

$$\eta_T = \frac{\left[ 1223 \left( 1 - \frac{1}{\left( \frac{466854}{236991} \right)^{\frac{1,33}{1,33-1}}} \right) 0,86 + 1060 \left( 1 - \frac{1}{\left( \frac{236991}{102030} \right)^{\frac{1,33}{1,33-1}}} \right) 0,83 \right]}{1223 \cdot \left( 1 - \frac{1}{\left( \frac{466854}{102030} \right)^{\frac{1,33-1}{1,33}}} \right)} = 0,85$$





obr. 18 optimální poměr tětivy a rozteče  $s/b$  [10]

Pomocí tohoto diagramu byly určeny poměry rozteče a tětivy jak satorové, tak rotorové mříže, nicméně odečtená hodnota, která zde bude dále uvedena, se bude týkat pouze satoru. Hodnoty pro rotor a druhý stupeň pak budou uvedeny v tabulce na konci této podkapitoly.

$$\frac{s}{b} = 0,97 \quad (83) [10]$$

Pro výpočet tětivy je nejprve nutné určit délku satorové lopatky.

$$l = \frac{A_1}{\pi \cdot D_{1s}} = \frac{0,0127}{\pi \cdot 0,114} = 0,00607 \text{ m} \quad (84) [10]$$



Ve zdroji [11] je uvedeno, že poměr tětivy lopatky v axiálním směru a délkou lopatky je 0,9 a to pro lopatky kratší 40 mm, z čehož lze určit velikost tětivy.

$$b_z = l \cdot \frac{b_z}{l} = 0,00607 \cdot 0,9 = 0,00674 \text{ mm} \quad (85) [10]$$

$$b_z = \frac{b_z}{l} = 0,00607 \cdot 0,9 = 0,00674 \text{ mm} \quad (86) [10]$$

Nyní je možné určit hodnotu tětivy pomocí úhlu natočení lopatky, který je ještě nutné určit. Podle zdroje [10] lze tento úhel odhadnout pomocí mezního úhlu lopatky, který je dán geometrií rychlostních trojúhelníků.

$$\gamma \approx \alpha_m = \arctg\left(\frac{c_{1\theta}}{\frac{2}{c_{1z}}}\right) = \arctg\left(\frac{457,3}{\frac{2}{203,6}}\right) = 48,31^\circ \quad (87) [10]$$

Se znalostí úhlu natočení lopatky pak lze dopočítat nejen délku tětivy, ale i rozteč lopatkování.

$$b = \frac{b_z}{\sin(\gamma)} = \frac{0,00674}{\sin(48,31)} = 0,00902 \text{ m} \quad (88) [10]$$

$$s = \frac{s}{b} \cdot b = 0,907 \cdot 0,00902 = 0,00819 \text{ m} \quad (89) [10]$$

Pomocí rozteče lopatkové mříže lze určit hrdlo lopatkové mříže.

$$o = \frac{s}{\cos(\alpha_1)} \cdot b = 0,907 \cdot 0,00902 = 0,00819 \text{ m} \quad (90) [10]$$

Dále je nutné určit další designové úhly lopatek. Úhel incidence v turbíně zahrnuje zakřivení proudnic v blízkosti náběžné hrany, toto zakřivení je značeno  $\Delta\theta_{ind}$ , které lze určit vztahem:

$$\Delta\theta_{ind} = 14 \left(1 - \frac{\beta_1}{70^\circ}\right) + 9 \left(1,8 - \frac{b_z}{s}\right) \quad (91) [10]$$

$$\Delta\theta_{ind} = 14 \left(1 - \frac{0}{70}\right) + 9 \left(1,8 - \frac{0,00674}{0,00819}\right) = 22,7^\circ$$

Aktuální úhel incidence  $i_{ac}$  je definován vztahem:

$$i_{ac} = i + \Delta\theta_{ind} \quad (92) [10]$$

Jak tento vztah napovídá, úhel aktuální incidence, je úhel incidence rozšířený o zakřivení proudu v blízkosti náběžné hrany. Tento úhel je velice důležitý, neboť při jeho špatném stanovení může docházet k odtržení proudu od profilu, který pak vede k dalším tlakovým ztrátám.

Úhel proudu mezi proudem vzduchu a úhlem nastavení lopatky na náběžné hraně se nazývá úhel incidence a je definován následujícím vztahem:

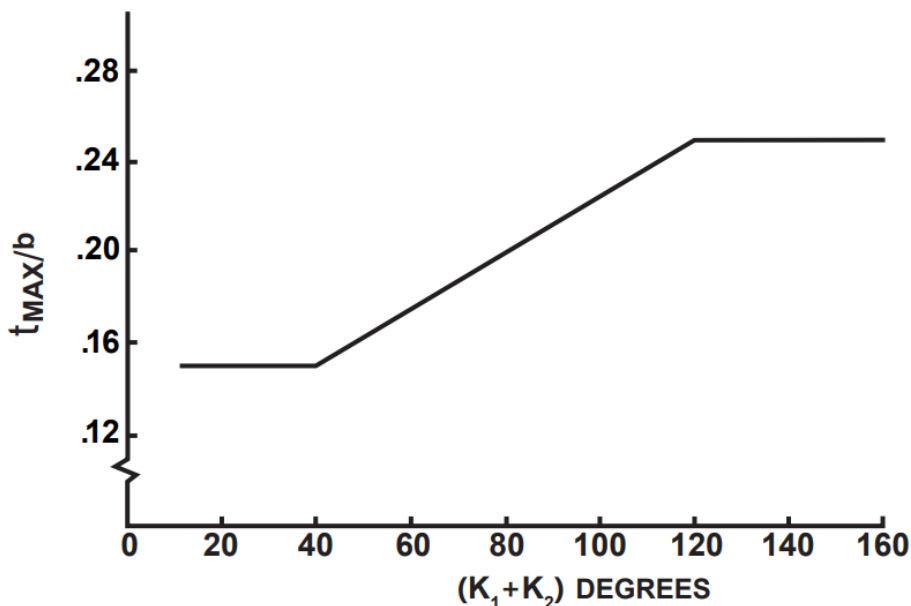
$$i = \alpha_1 - \kappa_1 = 0 - 3 = -3 \quad (93) [10]$$

Úhel  $\kappa_1 = 3^\circ$  a také úhel  $\kappa_2 = 75^\circ$  byly voleny tak, aby odpovídaly proudění v turbíně a také tak, aby tlakové ztráty způsobené geometrií profilu byly co nejnižší.

Dalším úhlem, který je nutno při návrhu lopatek určit je deviační úhel. Deviační úhel je “přídavkem” pro zakřivení čepele a pokud je hodnota tohoto úhlu podceněna, výstupní úhel proudu plynu bude jiný než původně a tím pádem i kroučící moment a výkon bude menší, než bylo předpokládáno. V tomto případě bude použito Carterovo pravidlo, které sice není nejpřesnější, ale pro účely běžného návrhu naprosto dostačující.

$$\delta^* = \frac{\Delta\alpha}{8 * \frac{b_z}{s}} = \frac{0 - 1,15}{8 * \frac{0,00686}{0,00656}} = 9,09^\circ \quad (94) [10]$$

Pro volbu vhodné maximální tloušťky profilu byl použit následující diagram.



obr. 19 Poměry tloušťky a tětivy lopatky typických turbín [8]

Diagram znázorňuje volbu poměru Maximální tloušťky profilu ku délce tětivy v závislosti na vstupním a výstupním úhlu lopatky u standardních profilů.

Z tohoto diagramu byla odečtena následující hodnota:

$$\frac{t_{max}}{b} = 0,154$$

$$t_{max} = \frac{t_{max}}{b} \cdot b = 0,154 \cdot 0,00902 = 0,00139 \text{ m} \quad (95) [10]$$

Dále je nutné určit rádius na odtokové a náběžné hraně. Hodnota pro bezrozměrný rádius na náběžné hraně se pohybuje v rozmezí 0,05 až 0,1. V tomto případě byla zvolena hodnota 0,05. Hodnota rádiusu na náběžné hraně je pak následující.

$$r_n = \frac{r_n}{b} \cdot b = 0,05 \cdot 0,00902 = 0,000409 \text{ m} \quad (96) [10]$$

Rádius na odtokové hraně, neboli tloušťka odtokové hrany, je důležitá pro stanovení ztrát v lopatkové mříži a hodnota bezrozměrného rádiusu se volí v rozmezí 0,015 až 0,05.

$$t_0 = \frac{r_0}{b} \cdot b = 0,025 \cdot 0,00902 = 0,000226 \text{ m} \quad (97) [10]$$

Při znalosti těchto parametrů profilu lze dále vypočítat ztráty v lopatkové mříži.

Následující tabulka shrnuje výsledky designových prvků lopatek na středním poloměru pro první stupeň.

První stupeň		stator	rotor
poměrná rozteč	s/b [-]	0,9	0,5
úhel natočení lopatky	$\gamma$ [°]	48,3	32,6
délka statorové lopatky	l [m]	0,00592	0,00734
poměr axiální tětivy a délky lopatky	$b_z/l$ [-]	0,9	0,9
axiální tětiva lopatky	$b_z$ [m]	0,00532	0,00660
tětiva lopatky	b [m]	0,00801	0,00784
rozteč lopatkové mříže na středním průměru	s [m]	0,00727	0,00402
poměr tloušťky odtokové hrany a tětivy	$t_0/b_z$	0,02500	0,02500
tloušťka odtokové hrany	$t_0$ [m]	0,00020	0,00017
hrdlo	o [m]	0,00296	0,00199
zakřivení proudu v blízkosti náběžné hrany	$\Delta\theta_{ind}$ [°]	23,60523	15,43243
náběžný úhel	$\kappa_1$ [°]	5,0	25,0
odtokový úhel	$\kappa_2$ [°]	75,1	76,5
úhel incidence	i [°]	-5,00000	0,81056
aktuální úhel incidence	$i_{ac}$ [°]	18,60523	16,24299
deviační úhel	$\delta^*$ [°]	9,09029	16,06736
poměrná tloušťka profilu	$t_{max}/b$ [-]	0,2	0,2
tloušťka profilu	$t_{max}$ [m]	0,00123	0,00169
poměrný rádius na náběžné hraně	$r_n/b$ [-]	0,1	0,1
rádius na náběžné hraně	$r_n$ [m]	0,00036	0,00039

tab. 3 designové prvky profilu lopatky pro první stupeň turbíny

Druhý stupeň		stator	rotor
poměrná rozteč	$s/b$ [-]	0,9	0,5
úhel natočení lopatky	$\gamma$ [°]	51,1	20,1
délka statorové lopatky	$l$ [m]	0,01240	0,01327
poměr axiální tětivy a délky lopatky	$b_z/l$ [-]	0,7	0,7
axiální tětiva lopatky	$b_z$ [m]	0,00868	0,00929
tětiva lopatky	$b$ [m]	0,01382	0,00990
rozteč lopatkové mříže na středním průměru	$s$ [m]	0,01259	0,00488
poměr tloušťky odtokové hrany a tětivy	$t_o/b_z$	0,02500	0,02500
tloušťka odtokové hrany	$t_o$ [m]	0,00035	0,00023
hrdlo	$o$ [m]	0,00472	0,00281
zakřivení proudu v blízkosti náběžné hrany	$\Delta\theta_{ind}$ [°]	6,72366	13,06335
náběžný úhel	$\kappa_1$ [°]	0,0	38,8
odtokový úhel	$\kappa_2$ [°]	77,3	68,7
úhel incidence	$i$ [°]	0,00000	-38,84103
aktuální úhel incidence	$i_{ac}$ [°]	6,72366	-25,77768
deviační úhel	$\delta^*$ [°]	9,32766	-13,88884
poměrná tloušťka profilu	$t_{max}/b$ [-]	0,2	0,2
tloušťka profilu	$t_{max}$ [m]	0,00226	0,00213
poměrný rádius na náběžné hraně	$r_n/b$ [-]	0,1	0,1
rádius na náběžné hraně	$r_n$ [m]	0,00063	0,00049

tab. 4 Designové prvky profilu lopatky pro druhý stupeň turbíny

## 8 Ztráty v turbíně

Ztrátami se zabývá kapitola 4.6, kde byly nastíněny některé způsoby ztrátových procesů, nicméně konkrétní metoda výpočtu bude předložena v této kapitole. Metoda se zabývá postupem stanovení účinnosti pro daný design turbíny. Tato metoda je modifikací AMDC systému ztrát. [8]

Následující rovnice popisuje pokles celkového tlaku, je vyjádřena jako dynamický tlak na výstupu a je součtem profilových ztrát, sekundárních ztrát, ztrát na odtokové hraně a ztrát radiální vůlí. [8]

$$Y_T = Y_P \cdot f_{(Re)} + Y_S + Y'_{TET} + Y_{TC} \quad (98) [8]$$

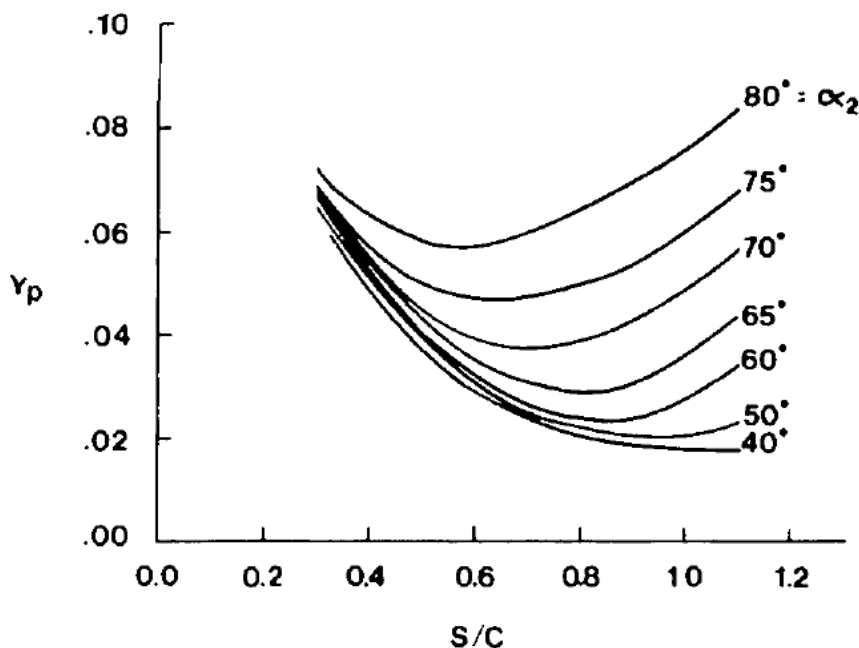
Toto je konečné vyjádření ztrátového součinitele pro turbínovou lopatkovou mříž.

### 8.1 Koeficient profilových ztrát $Y_P$

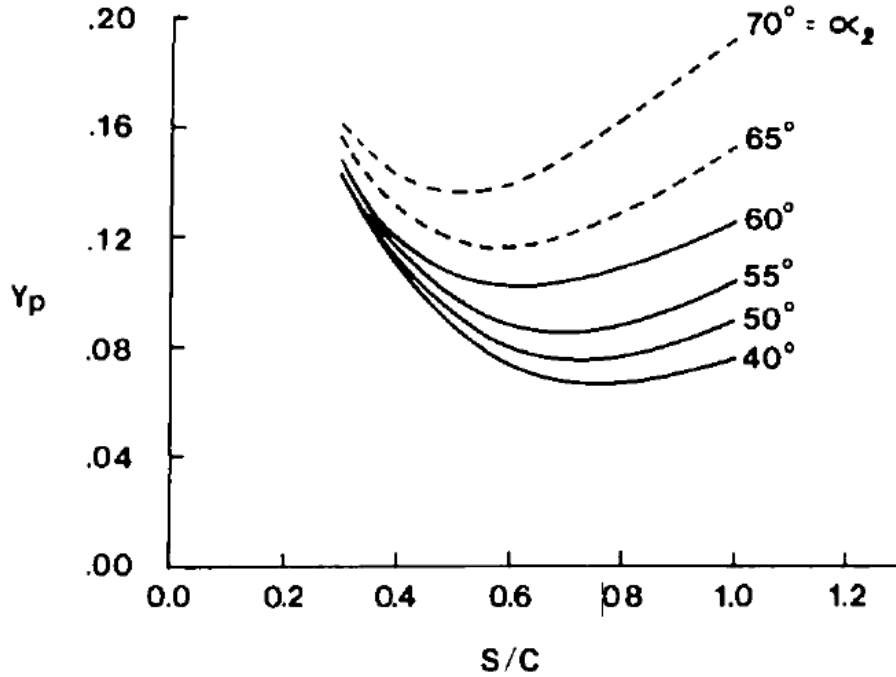
V režimu podzvukového proudění je koeficient profilových ztrát popsán vztahem (99). [8]

$$Y_P = 0,914 \cdot \left( \frac{2}{3} \cdot Y_{P,ADMC} \cdot K_P + Y_{SHOCK} \right) \quad (99) [8]$$

Základem koeficientu profilových ztrát  $Y_{P,ADMC}$  je zkušební měření profilových mříží vycházející z metody AMDC. Tento koeficient je vyjádřen graficky v závislosti na poměru rozteče a tělivity na obr. 21 pro případ, kdy je vstupní úhel proudu  $\alpha_2$  z profilové mříže shodný se vstupním úhlem lopatky  $\kappa_1$  a obr. 20 pro případ, kdy je vstupní úhel lopatky  $\kappa_1$  roven  $0^\circ$ . [8]



obr. 20 Koeficient profilových ztrát pro  $\kappa_1 = 0$ ,  $\frac{t_{MAX}}{c} = 0,2$



obr. 21 Koeficient profilových ztrát pro  $\kappa_1 = \alpha_2$ ,  $\frac{t_{MAX}}{c} = 0,2$

Pro ostatní profily s různou kombinací vstupního a výstupního úhlu slouží interpolovaný vztah (100) [8]

$$Y_{P,ADMC} = \left\{ Y_{P(\beta_1=0)} + \left| \frac{\kappa_1}{\alpha_2} \right| \cdot \left( \frac{\kappa_1}{\alpha_2} \right) [Y_{P(\beta_1=\alpha_1)} - Y_{P(\beta_1=0)}] \right\} \left( \frac{T_{MAX}}{0,2} \right)^{\frac{\beta_1}{\alpha_2}} \quad (100) [8]$$

Zkušební měření profilových mříží odhalilo, že součinitel profilových ztrát  $Y_p$  není razantně ovlivněn Machovým číslem. Stlačitelnost plynu tento součinitel ovlivňuje dvěma způsoby, a to vyvoláváním rázů na náběžné hraně lopatky a urychlením proudu v lopatkovém kanále.

$Y_{SHOCK}$  je koeficient ztrát rázem na náběžné hraně lopatky. Tyto ztráty jsou důsledkem lokálního zrychlení u lopatek s vysoce zakřivenými náběžnými hranami. Tato ztráta je nejvyšší u paty lopatky a je dána vztahem

$$\left( \frac{\Delta P}{q_1} \right)_{SHOCK} = 0,75 \cdot (M_{1,HUB} - 0,4)^{1,75} \quad (101) [8]$$

Aby tato ztráta mohla být zavedena do součinitele  $Y_{SHOCK}$ , je nutné ji přepočítat na střední průměr vztahem (102).

$$\left( \frac{\Delta P}{q_1} \right)_{SHOCK} = \left( \frac{R_H}{R_T} \right) \cdot \left( \frac{\Delta P}{q_1} \right)_{HUB} \quad (102) [8]$$

Tuto ztrátu pak dosadíme do výsledného vztahu (103) určující  $Y_{SHOCK}$ .

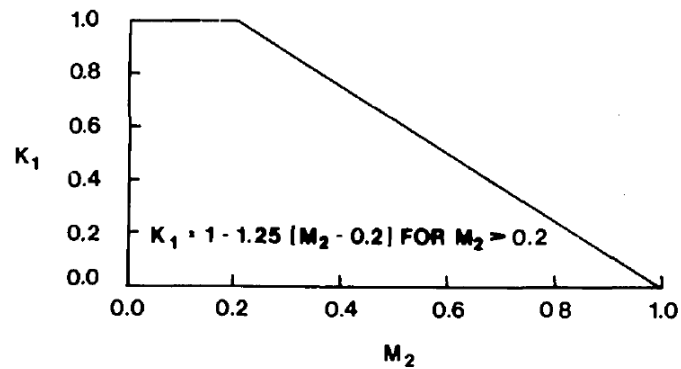
$$\left(\frac{\Delta P}{q_2}\right)_{SHOCK} = Y_{SHOCK} = \left(\frac{\Delta P}{q_1}\right)_{HUB} \cdot \left(\frac{p_1}{p_2}\right) \cdot \frac{1 - \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_1^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}}{1 - \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_2^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} \quad (103) [8]$$

Korekční součinitel  $K_p$  je dán vztahem (104) [8]

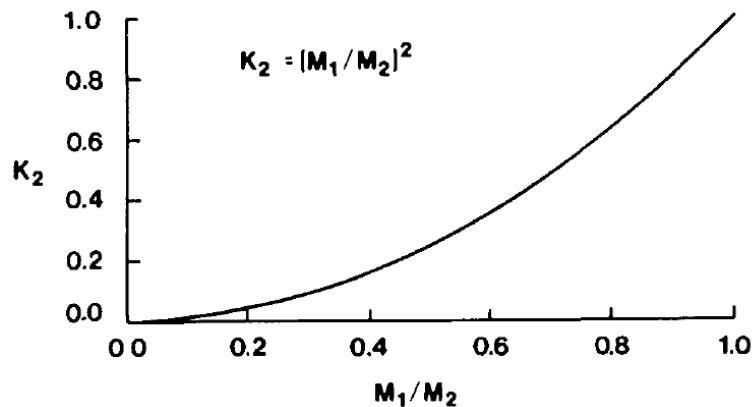
$$K_p = 1 - K_2 \cdot (1 - K_1) \quad (104) [8]$$

Kde:

K určení součinitelů  $K_1$  a  $K_2$  slouží obr. 8 a obr. 9. Tyto součinitele korigují efekty výstupního Machova čísla zrychlení proudění v lopatkovém kanále. Jejich kombinaci ve výpočtu pak zohledňuje právě korekční součinitel  $K_p$ . [8]



obr. 22 korekční faktor akcelerace v profilových mřížích pro koeficient profilových ztrát



obr. 23 Korekční součinitel Machova čísla pro koeficient profilových ztrát

Při nadzvukové výstupní rychlosti vznikají tlakové ztráty, které jsou způsobeny rázy na odtokové hraně lopatky. V tomto případě se do výpočtu profilového ztrátového koeficientu  $Y_p$  zavádí jeho součinitel CFM, který je určen vztahem (105).

$$CFM = \mp 60 \cdot (M_2 - 1)^2 \quad (105) [8]$$

Výpočet součinitele profilových ztrát  $Y_p$  je předpokládán pro Reynoldsovo číslo o hodnotě 2 x 10 na 5, pro jiná čísla se výpočet musí korigovat součinitelem  $f_{(Re)}$ . Součinitel je dán vztahem (106).

$$f_{(Re)} = \left( \frac{Rec}{2 \cdot 10^5} \right)^{0,4}, \text{ pro } Rec \leq 2 \cdot 10^5$$

$$f_{(Re)} = 1, \text{ pro } 2 \cdot 10^5 < REC < 10^6 \quad (106) [8]$$

$$f_{(Re)} = \left( \frac{Rec}{2 \cdot 10^6} \right)^{-0,2}, \text{ pro } REC > 10^6$$

## 8.2 Koeficient sekundárních ztrát $Y_S$

V původní ADMC metodě byl koeficient sekundárních ztrát  $Y_S$  násoben Koeficientem  $Y_{TET}$ . Ve stávající metodě sekundární ztráty a ztráty na odtokové hraně nejsou propojeny, ovšem koeficient musí být pro správnost modifikován, proto je násoben konstantou 1,2. Koeficient je definován rovnicí (107).

$$Y_S = 1,2 \cdot Y_{S,ADMC} \cdot K_S \quad (107) [8]$$

V této rovnici je zaveden koeficient  $Y_{S,ADMC}$ , zavádějící vliv štihlosti, který v původní metodě způsobuje rychlejší nárůst ztrát se zmenšující se štihlostí. V tomto systému je nárůst těchto ztrát mírnější. Tyto ztráty jsou dány rovnicí (108).

$$Y_{S,ADMC} = 0,0334 \cdot f_{(AR)} \cdot \left( \frac{\cos \alpha_2}{\cos \kappa_1} \right) \cdot \left( \frac{C_L}{\frac{S}{c}} \right)^2 \cdot \frac{\cos^2 \alpha_2}{\cos^3 \alpha_m} \quad (108) [8]$$

Kde,

$$\frac{C_L}{\frac{S}{c}} = 2 \cdot (\tan(\alpha_1) + \tan(\alpha_2)) \cdot \cos \alpha_m \quad (109) [8]$$

$$\alpha_m = \tan^{-1} \left[ \frac{1}{2} (\tan(\alpha_1) - \tan(\alpha_2)) \right] \quad (110) [8]$$

$$f_{(AR)} = \frac{1 - 0,25 \cdot \sqrt{2 - \frac{h}{c}}}{\frac{h}{c}} \text{ pro } \frac{h}{c} \leq 2 \quad (111) [8]$$

$$f_{(AR)} = \frac{1}{\frac{h}{c}} \text{ pro } \frac{h}{c} > 2 \quad (112) [8]$$

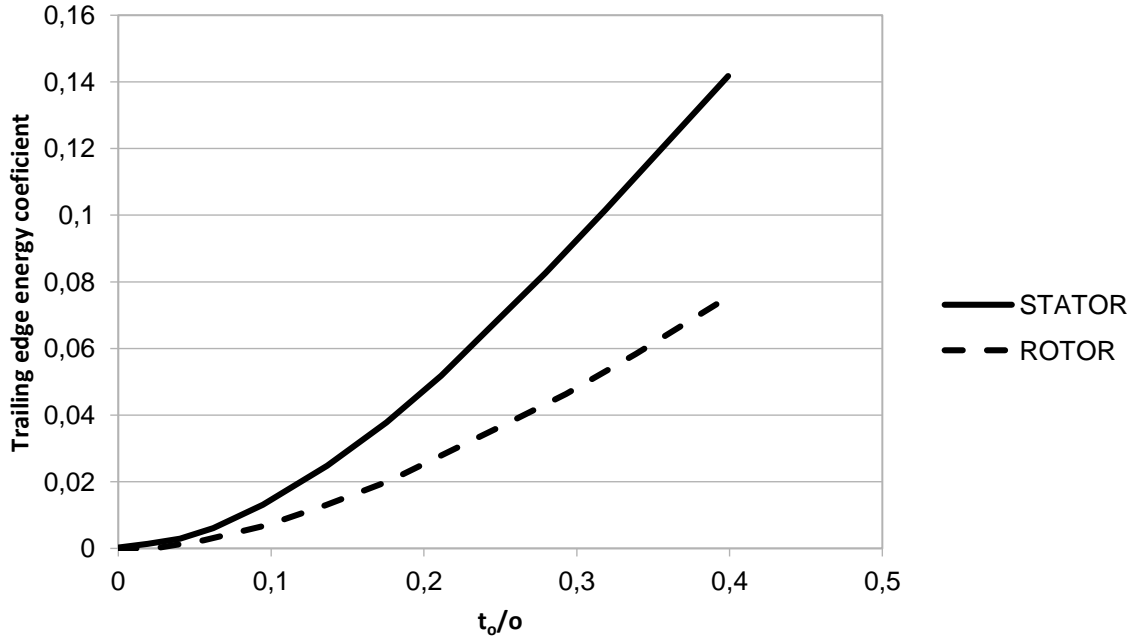
## 8.3 Koeficient ztrát na odtokové hraně $Y'_{TET}$

Ztráty na odtokové hraně jsou definovány vztahem (113).



$$Y'_{TET} = \frac{\left[1 - \frac{\gamma-1}{2} M_2^2 \cdot \left(\frac{1}{1 - \Delta\Phi_{TET}^2} - 1\right)\right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}}{1 - \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_2^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} \quad (113) [8]$$

V tomto vztahu je zaveden součinitel ztrátové energie  $\Delta\Phi_{TET}^2$ , který je popsán na následujícím obrázku.



obr. 24 Energetický koeficient ztrát na odtokové hraně

Vztah pro součinitel ztrátové energie je dán rovnicí (114).

$$\Delta\Phi_{TET}^2 = \Delta\Phi_{TET(\beta_1=0)}^2 + \left|\frac{\kappa_1}{\alpha_2}\right| \cdot \left(\frac{\kappa_1}{\alpha_2}\right) \cdot [\Delta\Phi_{TET(\kappa_1=\alpha_2)}^2 - \Delta\Phi_{TET(\kappa_1=0)}^2] \quad (114) [8]$$

#### 8.4 Koeficient Ztrát radiální vůlí $Y_{TC}$

Na tuto ztrátu existuje mnoho experimentálních dat, které ukazují změnu účinnosti turbíny. Nejvíce těchto dat je spojeno se vztahem (115). Dle tohoto vztahu se počítají turbíny, které nejsou bandážované.

$$\frac{\frac{\Delta\eta}{\eta_0}}{\frac{\Delta k}{h \cdot \cos \alpha_2} \cdot \frac{R_{TIP}}{R_{MEAN}}} = 0,93 \quad (115) [8]$$

Pro turbíny, které mají špičky lopatek bandážované existuje vztah (116) a (117)

$$Y_{TC} = 0,37 \cdot \frac{c}{h} \left(\frac{k'}{c}\right)^{0,78} \cdot \left(\frac{C_L}{\frac{S}{c}}\right)^2 \cdot \frac{\cos^2 \alpha_2}{\cos^3 \alpha_m} \quad (116) [8]$$

$$K_P = \frac{k}{(\text{počet hrotů bandáže})^{0,42}} \quad (117) [8]$$

V našem případě byl použit vzorec pro bandážované lopatky a to pro 1 hrot bandáže.

Výsledky ztrátového systému jsou zaznamenány v následujících tabulkách.

První stupeň		stator	rotor
koeficient profilových ztrát	$Y_P$	0,019	0,020
vliv Reynoldsova čísla	$f_{(Re)}$	1,616	1,229
koeficient sekundárních ztrát	$Y_S$	0,073	0,088
koeficient pro ztráty na odtokové hraně	$Y'_{TET}$	0,009	0,006
koeficient pro ztráty radiální vůlí	$Y_{TC}$	0,091	0,116
celkový ztrátový koeficient	$Y_T$	0,203	0,235

tab. 5 Výsledky ztrátového systému pro první stupeň turbíny

Druhý stupeň		stator	Rotor
koeficient profilových ztrát	$Y_P$	0,022	0,019
vliv Reynoldsova čísla	$f_{(Re)}$	1,703	1,296
koeficient sekundárních ztrát	$Y_S$	0,064	0,107
koeficient pro ztráty na odtokové hraně	$Y'_{TET}$	0,011	0,006
koeficient pro ztráty radiální vůlí	$Y_{TC}$	0,054	0,077
celkový ztrátový koeficient	$Y_T$	0,167	0,214

tab. 6 Výsledky ztrátového systému pro první stupeň turbíny

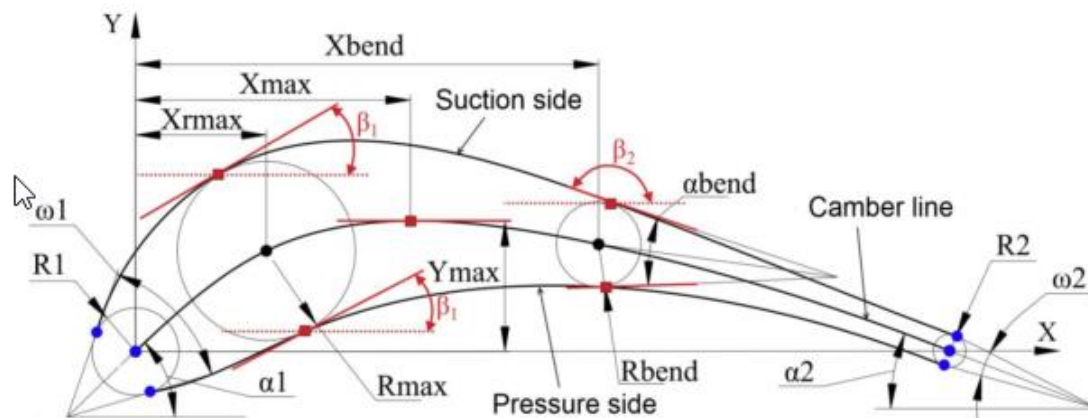
Výsledky  $Y_T$  byly dosazeny do výpočtu tlaku v příslušných řezech turbíny na místo odhadnutých ztrátových koeficientů. Tento iterační proces se opakoval, dokud nebylo dosaženo přijatelných výsledků.

## 9 Návrh lopatkování

Lopatkové profily mají velký vliv na účinnost celé turbíny, proto je jejich správný návrh velice důležitý. Jeden ze způsobů návrhu lopatek je optimalizace jejich aerodynamických charakteristik. Tato kapitola se bude věnovat konstrukci lopatkových profilů na středním poloměru a také její CFD simulaci.

### 9.1 Návrh profilů

Pro konkrétní návrh lopatkového profilu je nutné zavést jeho parametrizaci. V tomto případě byla parametrizace provedena tak, jak je ukázáno na následujícím obrázku.



obr. 25 Parametry lopatky [13]

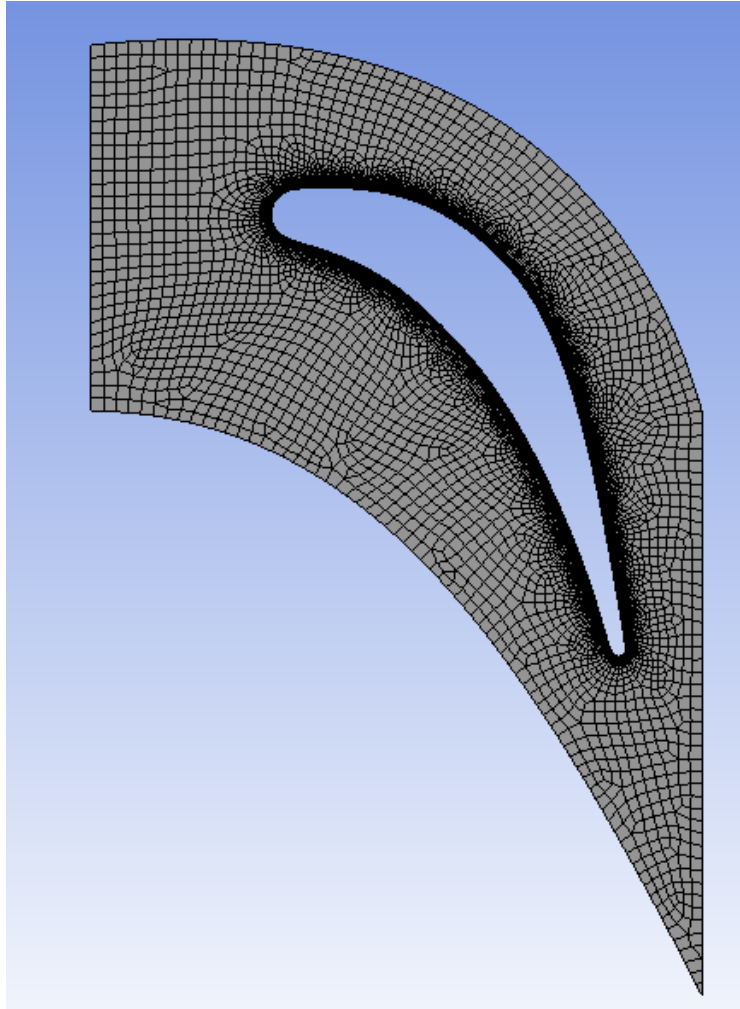
Samotný postup konstrukce byl následující. Nejprve pomocí Beziérových křivek byla zkonstruována střednice. Na této střednici byly umístěny jednotlivé kružnice. Pro parametry  $R_1$  a  $R_2$  byly použity již známé hodnoty z předešlých kapitol pro rádius náběžné a odtokové hrany. Pro parametr  $R_{max}$  je použita hodnota  $t_{max}/2$ , která je také známá z předešlých kapitol. Zbylá kružnice byla odhadnuta. Následně byly pomocí Beziérových křivek zkonstruovány tlaková a sací strana lopatky. Tento model byl vytvořen v programu Siemens Unigrafix, ve kterém byla vymodelována také proudová cesta plynu kolem profilu.

### 9.2 CFD SIMULACE

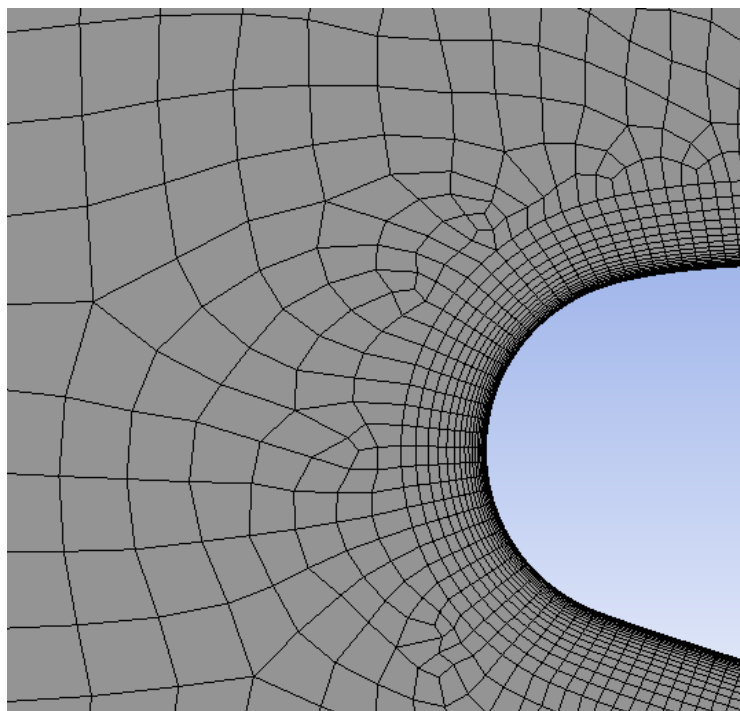
Pro CFD simulaci byl použit model popsáný v předešlé podkapitole. Pro tento model byla v programech, které sdružuje společnost ANSYS, vytvořena výpočetní síť a pomocí programu FLUENT bylo simulováno proudění.

#### 9.2.1 Výpočtová síť

Síťování proudové cesty je znázorněno na následujících obrázcích. Jedná se o 2D síť proudové cesty, která je zhuštěna v blízkosti profilu. Také je opatřena funkcí inflation.



*obr. 26 Síťování proudové cesty kolem lopatkového profilu*



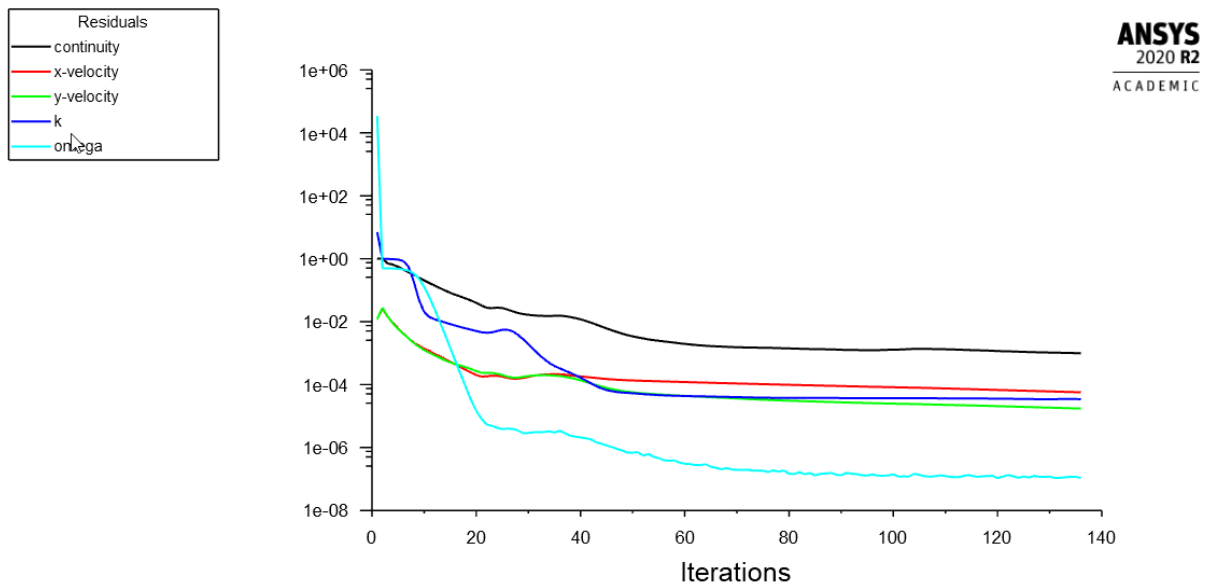
*obr. 27 Síťování v blízkosti stěny profilu*

### 9.2.2 Konvergence řešení

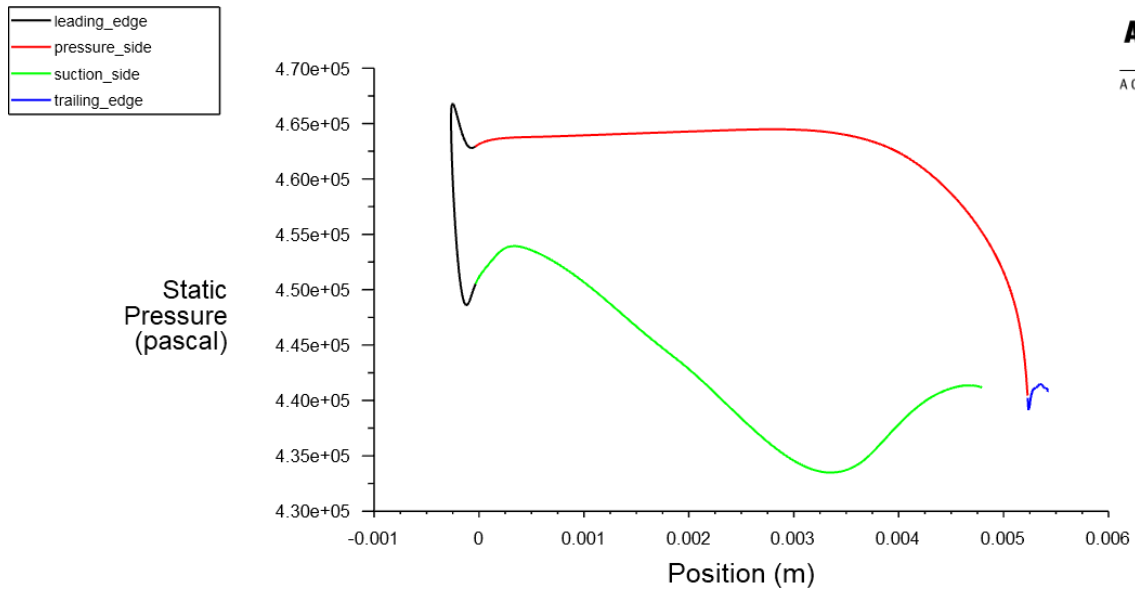
Pro výpočet byl zvolen algoritmus Coupled, který zrychluje konvergenci řešení. Jednotlivé iterace probíhají dokud není dosaženo podmínek konvergence, to bývá v případě, kdy změna iterované proměnné je dostatečně malá. Tyto změny se označují jako rezidua a jsou vynesena v grafu na obr. 28. Výpočet také může končit tím, že je dosaženo maximálního počtu iterací.

## 9.3 Výsledky

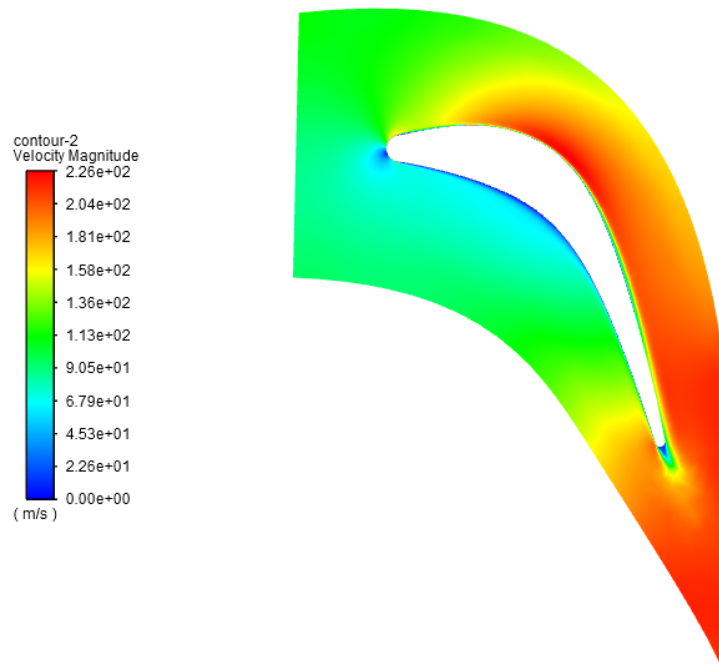
V této kapitole byly pomocí programového rozhraní od společnosti ANSYS simulováno proudění kolem lopatkových profilů, jako výstup byl zvolen graf rozložení statického tlaku na povrchu profilu a skalární pole rychlosti v proudovém kanále.



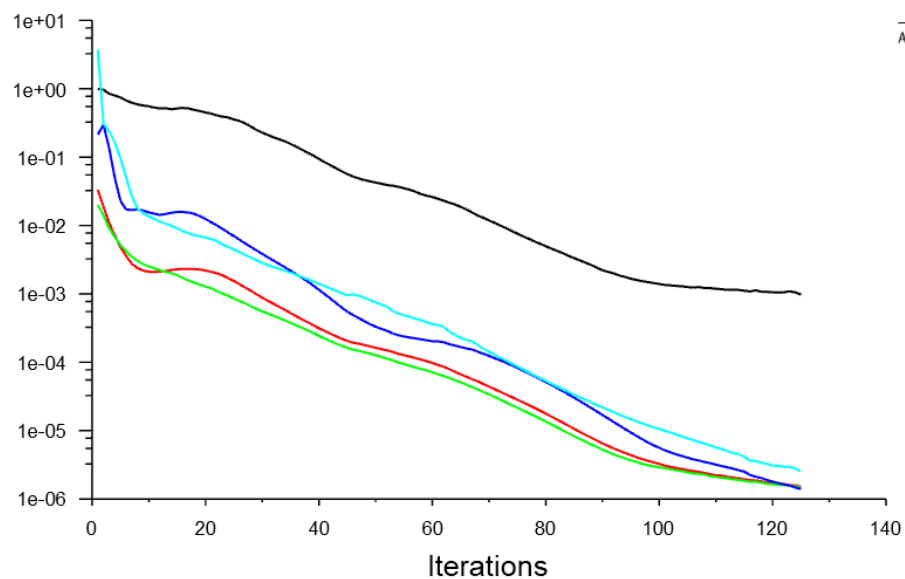
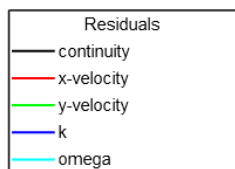
obr. 28 Průběh reziduí při výpočtu satoru prvního stupně



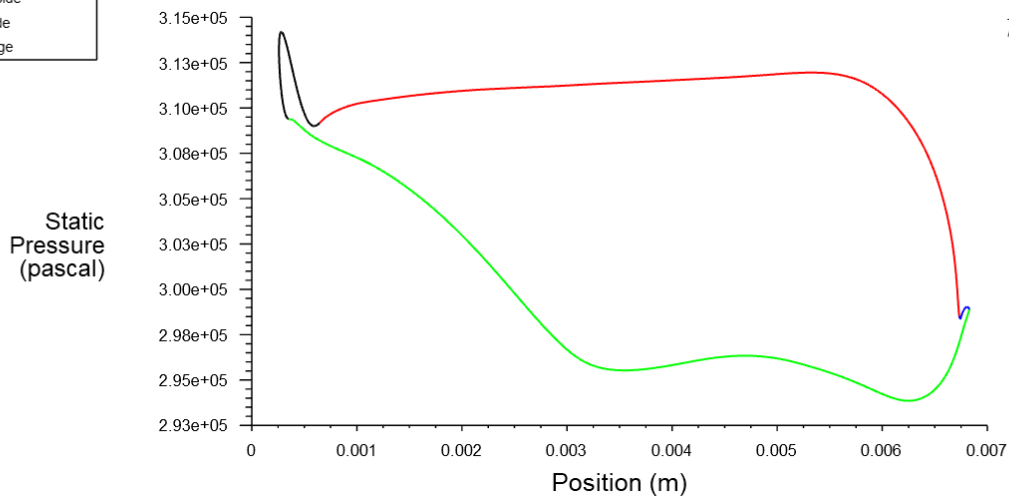
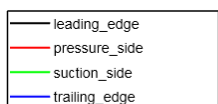
obr. 29 Rozložení tlaku na povrchu statoru prvního stupně



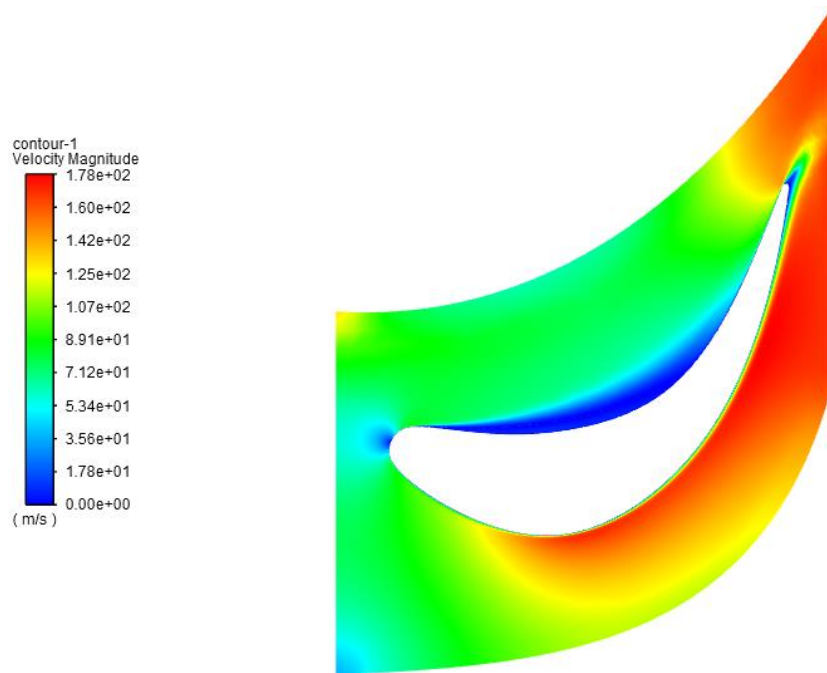
obr. 30 Skalární pole rychlosti v proudovém poli statoru



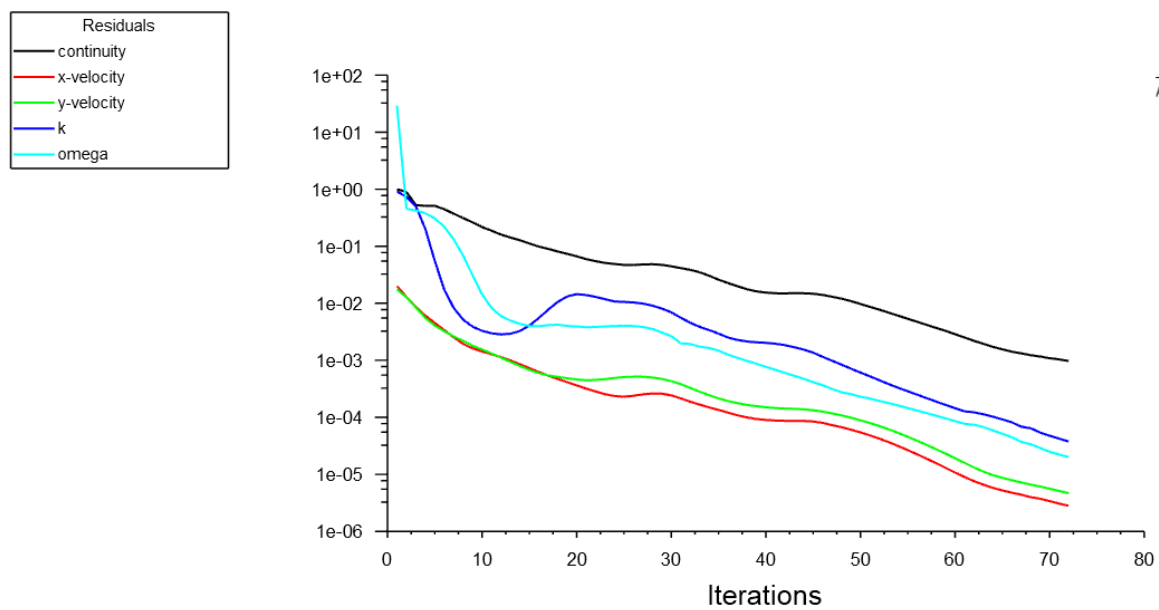
obr. 31 Průběh reziduí při výpočtu rotoru prvního stupně



obr. 32 Rozložení tlaku na povrchu rotoru prvního stupně



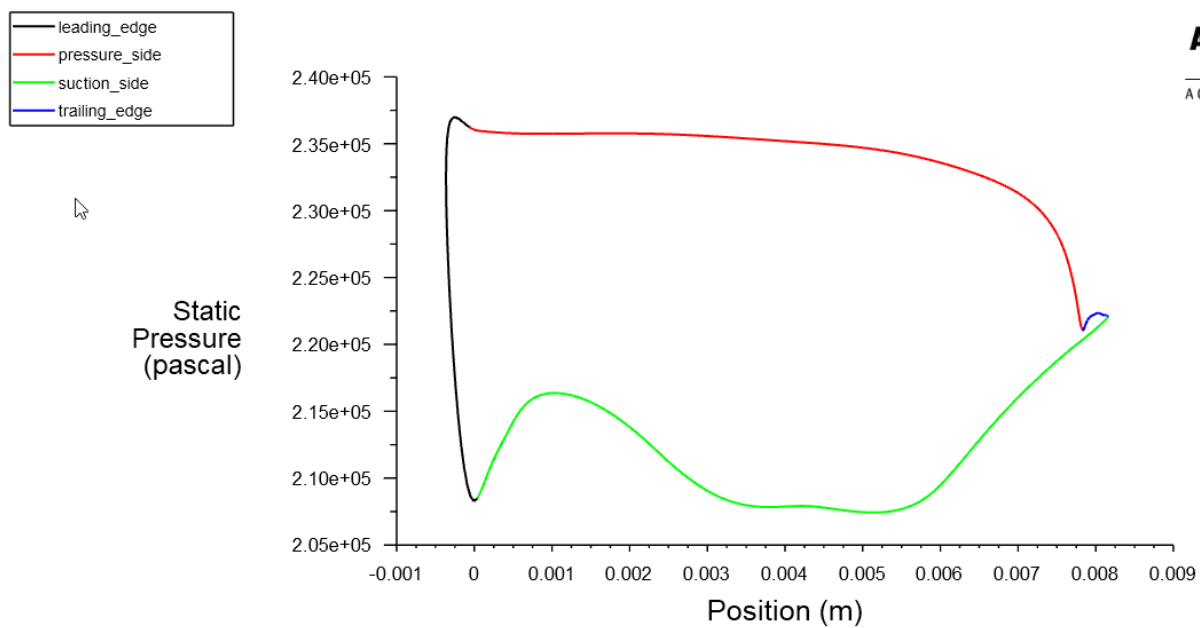
obr. 33 Skalární pole rychlosti v proudovém poli rotoru prvního stupně



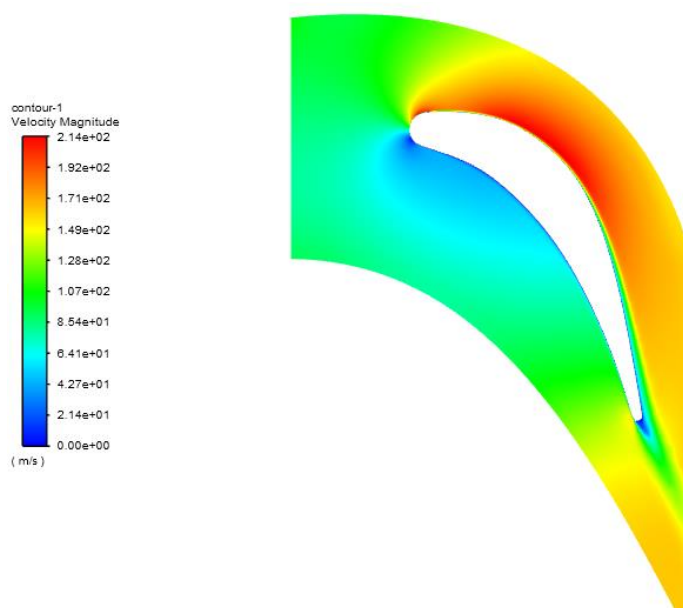
**ANSYS**  
2020 R2  
ACADEMIC

obr. 34 Průběh reziduí při výpočtu statoru druhého stupně

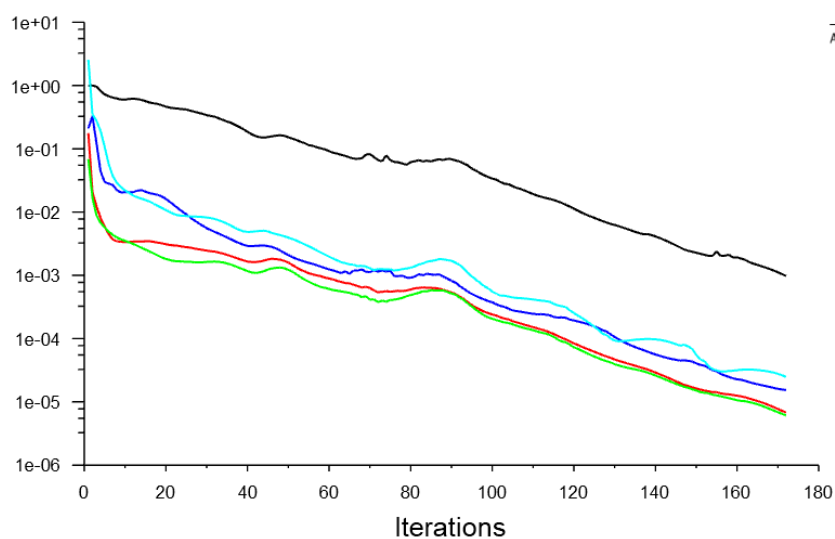
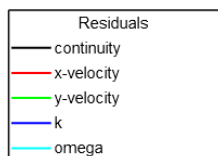




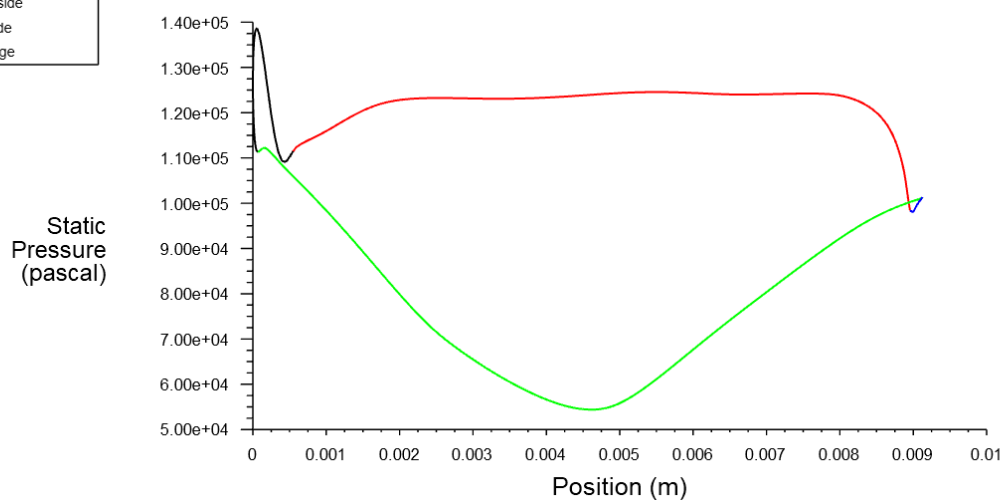
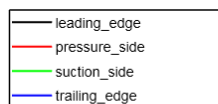
obr. 35 Rozložení tlaku na povrchu satoru druhého stupně



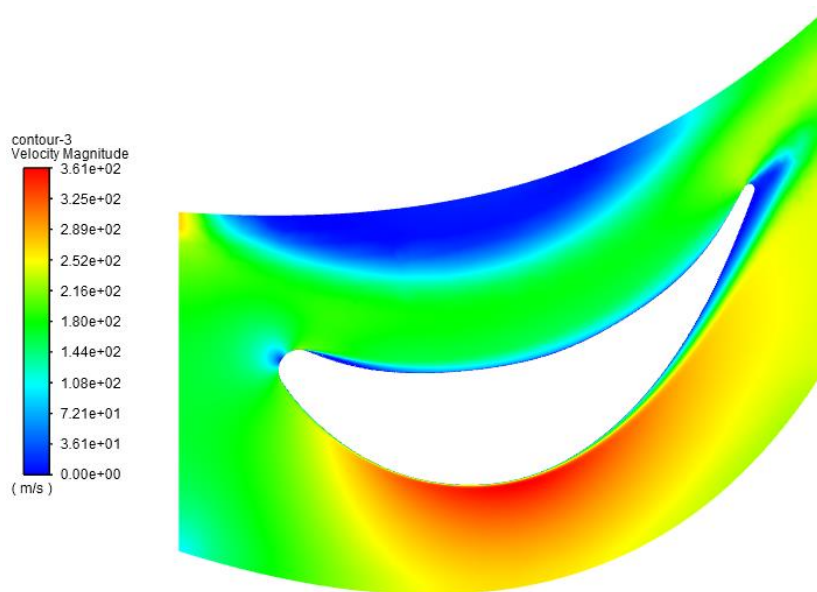
obr. 36 Skalární pole rychlosti v proudovém poli satoru druhého stupně



obr. 37 Průběh reziduí při výpočtu rotoru druhého stupně



obr. 38 Rozložení statického tlaku na povrchu statoru druhého stupně



*obr. 39 Skalární pole rychlosti v proudovém poli rotoru druhého stupně*

Rozložení tlaku na povrchu profilu lopatky je poněkud nestandardní, což je pravděpodobně způsobeno malými rozměry lopatek a nepoměrně většímu rádiusu náběžné hrany lopatky.

Co se týče rychlostního skalárního pole, jeví se, že proud se na sací straně lopatek často odtrhává, což se děje nejspíše z toho důvodu, že lopatka působí velké ohnutí proudu na malé délce.

## Závěr

V první části diplomové práce byla vytvořena rešerše na téma plynových turbín, které se používají pro letecké aplikace. Tato rešerše popisuje jejich rozdělení, důležité rovnice a také tlakové ztráty, které v turbíně vznikají. Rešerše se týká hybridních pohonů a také turbohřídelového motoru, který je jednou ze součástí popsanych hybridních pohonů.

Hlavním úkolem diplomové práce byl návrh turbíny do turbohřídelového motoru a nahradit tak turbínu původní. V samotném návrhu byla nejprve provedena kontrola počtu stupňů, dále byl rozdělen tepelný spád na jednotlivé stupně a pak následoval detailní výpočet. Oproti původní turbíně byl zvětšen vnější průměr na 112 mm, také bylo změněno rozdělení teplotního spádu a změněny úhly absolutní rychlosti na vstupu do turbíny a to v obou stupních.

Všechny tyto změny přispěly ke zlepšení celkové účinnosti turbíny z původní hodnoty 0,813 na 0,858.

V další části byly vytvořeny modely lopatkových profilů a jejich proudových cest, které pak byly podrobeny simulaci v programovém rozhraní ANSYS. Simulace vykazuje nestandardní výsledky týkající rozložení tlaku a rychlostí v proudové cestě kolem lopatek, což je pravděpodobně způsobeno malými rozměry lopatek a potřeby velkého ohnutí proudu.

Následně by bylo vhodné navrhnout lopatkování, které bude mít po délce proměnný profil. Tyto lopatky by pak mohly být podrobeny CFD simulaci proudové cesty ve 3D, což by mělo vyšší vypovídající hodnotu.

# Seznam literatury

- [1] KMOCH, Petr. Teorie leteckých motorů I: Základní rovnice, kompresory. Část I. Brno: Vojenská akademie, 2002.
- [2] KMOCH, Petr. Teorie leteckých motorů II: (Turbíny, spalovací komory). Část II. Brno: Vojenská akademie v Brně, 2003.
- [3] JERIE J.: Teorie motorů, ČVUT, 1996, ISBN 80-01-01460-6
- [4] ŠKORPÍK, Jiří. *Transformační technologie*. [Online] 27. 10 2018. [Citace: 2. 9 2020.] <https://www.transformacni-technologie.cz/17.html#profilove-ztraty>. ISSN 1804-8293.
- [5] <http://sqrt4.eu/proudovy-motor/> [Citace: 7. 9 2020.]
- [6] <http://tomas-bures.mzf.cz/Leteck%C3%A9%20technologie%20-%20form%C3%A1t/Proudov%C3%BD%20motor.html> [Citace: 7. 9 2020.]
- [7] ADAMEC, Josef a Jindřich KOCÁB. *Letadlové motory*. Vyd. 2. Praha: Corona, 2008. ISBN 978-80-86116-54-9.
- [8] KACKER, S. C. a U. OKAPUU. A Mean Line Prediction Method for Axial Flow Turbine Efficiency. *Journal of Engineering for Power*. 1982, **104**(1), 111-119. ISSN 0022-0825. Dostupné z: doi:10.1115/1.3227240
- [9] JANOUT, Marek. *Studie hybridního pohonného systému s turbínovým motorem*. 2019. Diplomová práce. ČVUT v Praze, fakulta strojní. Vedoucí práce Ing. Jan Klesa, Ph.D.
- [10] Farokhi, Saeed. *Aircraft Propulsion*, John Wiley & Sons, Incorporated, 2014. *ProQuest Ebook Central*, <https://ebookcentral.proquest.com/lib/cvut/detail.action?docID=1658816>.
- [12] HOCKO, Marián a Katarina RATKOVSKÁ. Výpočtové cvičení z předmětu Plynové turbíny a turbokompresory. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2017. ISBN 978-80-261-0709-5.
- [13] R.A. Alexeev et al 2017 J. Phys.: Conf. Ser. 891 012254