ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

Fakulta strojní

Ústav letadlové techniky

# Návrh dmychadla pro lehký sportovní letoun

Autor diplomové práce: Bc. Šimon Valský

Vedoucí diplomové práce: Ing. Jan Klesa Ph.D.

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

# ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Valský** Jméno: **Šimon** Osobní číslo: **408876**

Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**

Zadávající katedra/ústav: **Ústav letadlové techniky**

Studijní program: **Letectví a kosmonautika**

Studijní obor: **Letadlová a kosmická technika**

## II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

**Návrh dmychadla pro lehký sportovní letoun**

Název diplomové práce anglicky:

**Design of a Fan for Light Sport Aircraft**

Pokyny pro vypracování:

Pro vypracování diplomové práce proveďte:
- výpočet tepelného oběhu turbohřídelového motoru
- posouzení vlivu zástavby (zvýšeného protitlaku) na výkon a účinnost motoru
- výpočet rychlostních trojúhelníků po výšce lopatek
- návrh profilů lopatek
- výpočet profilových charakteristik pomocí 2D CFD simulace
- optimalizaci lopatek na základě CFD výpočtů

Seznam doporučené literatury:

Dle pokynů vedoucího DP.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

**Ing. Jan Klesa Ph.D., ústav letadlové techniky FS**

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

Datum zadání diplomové práce: **28.04.2017** Termín odevzdání diplomové práce: **07.08.2017**

Platnost zadání diplomové práce: _____

Podpis vedoucí(ho) práce | Podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry | Podpis děkana(ky)

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomant 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.

29. 4. 2017

Datum převzetí zadání | Podpis studenta



© ČVUT v Praze, Design: ČVUT v Praze, VIC

# Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou práci vypracoval samostatně a použil jsem pouze podklady (literaturu, projekty, SW atd.) uvedené v přiloženém seznamu.

V Praze dne ..... .....

podpis

# Poděkování

Úvodem bych chtěl podekovat panu Ing. Janu Klesovi  Ph.D. za cenné informace a rady při řešení této práce.

Dále bych chtěl poděkovat panu Ing. Tomáši Čenskému Ph.D. za pomoc s nastavením CFD simulací v programu Ansys Fluent.

# Obsah


1. Úvod ..... 18
2. Matematický model tepelného oběhu ..... 19
   2.1 Ideální tepelný oběh ..... 19
      2.1.1 Rozbor v jednotlivých bodech ..... 20
   2.2 Skutečný tepelný oběh turbínového motoru ..... 22
      2.2.1 Rozbor ztrát ..... 22
   2.3 Výpočet tepelného oběhu turbohřídelového motoru ..... 24
      2.3.1 Matematický model výpočtu ..... 25
3. Teorie kompresorových mříží. ..... 32
   3.1 Kompresor ..... 32
   3.2 Proudění mezi lopatkami ..... 34
   3.3 Kompresorová kaskáda ..... 35
   3.4 Charakteristiky proudu přes kompresorovou kaskádu ..... 36
   3.5 Třírozměrné proudění ..... 40
      3.5.1 Radiální rovnováha ..... 41
      3.5.2 Další faktory třírozměrného proudění ..... 43
4. Návrh geometrie kompresorových lopatek ..... 44
   4.1 Návrhový bod ..... 44
   4.2 Návrh střední čáry ..... 44
   4.3 Volba profilu lopatky ..... 47
   4.4 Návrh 2D mříže lopatek ..... 48
      4.4.1 Výpočet úhlu incidence ..... 56
      4.4.2 Výpočet úhlu deviace ..... 58
5. Optimalizace lopatek ..... 64
   5.1 Příprava simulace ..... 64
      5.1.1 Geometrie výpočetní oblasti ..... 65
      5.1.2 Výpočetní síť ..... 65
      5.1.3 Nastavení výpočtu v programu Fluent ..... 67
   5.2 Optimalizace úhlu náběhu ..... 69
   5.3 Optimalizace úhlu deviace ..... 72
   5.4 Optimalizace geometrie lopatek ..... 74
6. Výsledky ..... 76
   6.1 Výsledky kontrolních simulací ..... 80
7. Závěr ..... 82

Literatura ..... 83
Přílohy ..... 85
Příloha 1 - Proudová pole rotoru ..... 85
Příloha 2 - Proudová pole statoru ..... 93
Příloha 3 - Ztráty ..... 101

# Seznam obrázků

Obrázek 2.1 T-s diagram ideálního oběhu ..... 19
Obrázek 2.2 Schéma turbohřídelového motoru ..... 20
Obrázek 2.3 T-s diagram skutečného oběhu ..... 22
Obrázek 3.1 Schéma rotor-stator ..... 32
Obrázek 3.2 Rychlostní trojúhelníky ..... 34
Obrázek 3.3 Schéma úhlů ..... 35
Obrázek 3.4 Schéma úplavu za lopatkou [15], str. 201-Figure 145 ..... 36
Obrázek 3.5 Znázornění úplavu za lopatkou pomocí programu Ansys Fluent ..... 37
Obrázek 3.6 Radiální rovnováha ..... 41
Obrázek 4.1 Schéma střední čáry ..... 45
Obrázek 4.2 Rychlostní trojúhelníky kompresoru ..... 46
Obrázek 4.3 Tětiva a rozteč ..... 50
Obrázek 4.4 Schéma souřadnic a střední křivky ..... 55
Obrázek 4.5 Řezy rotorové lopatky ..... 61
Obrázek 4.6 Řezy statorové lopatky ..... 62
Obrázek 4.7 Lopatka rotoru ..... 63
Obrázek 4.8 Lopatka statoru ..... 63
Obrázek 5.1 Výpočetní oblast ..... 64
Obrázek 5.2 Detail funkce Inflation ..... 65
Obrázek 5.3 Detail sítě v blízkosti profilu ..... 66
Obrázek 5.4 Výpočetní hrany ..... 70
Obrázek 5.5 Odtržení proudu při příliš velkém ohybu lopatky ..... 74
Obrázek 6.1 Pole Machova čísla na špičce lopatky rotoru ..... 80
Obrázek 6.2 Pole statického tlaku na špičce lopatky rotoru ..... 80
Obrázek 6.3 Pole velikosti rychlosti na špičce lopatky rotoru ..... 81

# Seznam tabulek

TABULKA 2.1 PARAMETRY MOTORU ..... 24
TABULKA 2.2 PARAMETRY PRO VÝPOČET ..... 25
TABULKA 4.1 HODNOTY NÁVRHOVÉHO BODU ..... 44
TABULKA 4.2 SLOŽKY RYCHLOSTNÍCH TROJÚHELNÍKŮ ROTORU ..... 47
TABULKA 4.3 SLOŽKY RYCHLOSTNÍCH TROJÚHELNÍKŮ STATORU ..... 47
TABULKA 4.4 GEOMETRICKÉ PARAMETRY LOPATEK ..... 53
TABULKA 4.5 VÝKONOVÉ PARAMETRY ..... 54
TABULKA 4.6 GEOMETRIE ROTORU ..... 60
TABULKA 4.7 GEOMETRIE STATORU ..... 60
TABULKA 5.1 SROVNÁNÍ REFERENČNÍHO A OPTIMÁLNÍHO ÚHLU INCIDENCE ..... 72
TABULKA 5.2 SROVNÁNÍ REFERENČNÍHO A OPTIMÁLNÍHO ÚHLU DEVIACE ..... 73
TABULKA 5.3 SROVNÁNÍ PŮVODNÍ A OPTIMALIZOVANÉ GEOMETRIE LOPATEK ROTORU ..... 74
TABULKA 5.4 SROVNÁNÍ PŮVODNÍ A FINÁLNÍ GEOMETRIE LOPATEK STATORU ..... 75
TABULKA 6.1 FINÁLNÍ GEOMETRIE ROTORU ..... 76
TABULKA 6.2 FINÁLNÍ GEOMETRIE STATORU ..... 77
TABULKA 6.3 VÝSLEDNÉ ÚHLY INCIDENCE ..... 78
TABULKA 6.4 LOPATKA ROTORU ..... 78
TABULKA 6.5 LOPATKA STATORU ..... 78

# Seznam grafů


Graf 2.1 Parametry motoru závislé na kombinaci stlačení a teplotě $T_3$ ..... 28
Graf 2.2 Hmotnostní tok vzduchu motorem ..... 30
Graf 2.3 Závislost výkonu na hřídeli na protitlaku ve výfuku ..... 30
Graf 2.4 Závislost celkové teploty na protitlaku ve výfuku ..... 31
Graf 2.5 Závislost celkové účinnosti na protitlaku ve výfuku ..... 31
Graf 3.1 Závislost difuzního faktoru na hybnostní tloušťce [18] ..... 38
Graf 3.2 Závislost ztrát na úhlu incidence [7] ..... 38
Graf 3.3 Korelace mezi ekvivalentním DF a ztrátou [19] ..... 39
Graf 3.4 Empirické křivky pro parametr m a n ..... 40
Graf 3.5 Výkonový součinitel [11] ..... 43
Graf 4.1 Hustota mříže rotoru ..... 51
Graf 4.2 Optimalizace hustoty mříže rotoru ..... 51
Graf 4.3 Optimalizace hustoty mříže statoru ..... 53
Graf 4.4 Úhel $(i_0)_{10}$ – Referenční úhel incidence pro minimální ztráty [15], str. 195-Figure 137 ..... 56
Graf 4.5 Korekční faktor $(K_i)_T$ [15], str. 199-Figure 142 ..... 57
Graf 4.6 Slope factor n [15], str. 196-Figure 138 ..... 57
Graf 4.7 Úhel deviace pro nulový úhel ohybu střední křivky [15], str. 212-Figure 161 ..... 58
Graf 4.8 Korekční faktor $(K_\Delta)_T$ [15], str. 219-Figure 172 ..... 59
Graf 4.9 Slope factor m [15], str. 213-Figure 162 ..... 59
Graf 4.10 Funkce geometrických úhlů lopatky rotoru ..... 61
Graf 4.11 Funkce geometrických úhlů lopatky statoru ..... 62
Graf 5.1 Optimalizace jemnosti sítě ..... 67
Graf 5.2 Residua ..... 68
Graf 5.3 Stanovení vzdálenosti výpočetní hrany před náběžnou hranou rotoru ..... 69
Graf 5.4 Stanovení vzdálenosti výpočetní hrany za odtokovou hranou rotoru ..... 70
Graf 5.5 Optimální úhel incidence řezu 6 lopatky rotoru ..... 71
Graf 5.6 Stanovení minima funkce ..... 71
Graf 6.1 Funkce geometrických úhlů rotoru ..... 76
Graf 6.2 Funkce geometrických úhlů statoru ..... 77
Graf 6.3 Úhly proudu na vstupu a výstupu lopatky rotoru ..... 79
Graf 6.4 Úhly proudu na vstupu a výstupu lopatky statoru ..... 79

# Seznam příloh

PŘÍLOHA 1.1 POLE MACHOVA ČÍSLA NA PATNÍM ŘEZU LOPATKY ROTORU ..... 85
PŘÍLOHA 1.2 POLE STATICKÉHO TLAKU NA PATNÍM ŘEZU LOPATKY ROTORU ..... 85
PŘÍLOHA 1.3 POLE VELIKOSTI RYCHLOSTI NA PATNÍM ŘEZU LOPATKY ROTORU ..... 86
PŘÍLOHA 1.4 POLE MACHOVA ČÍSLA NA ŘEZU 4 LOPATKY ROTORU ..... 86
PŘÍLOHA 1.5 POLE STATICKÉHO TLAKU NA ŘEZU 4 LOPATKY ROTORU ..... 87
PŘÍLOHA 1.6 POLE VELIKOSTI RYCHLOSTI NA ŘEZU 4 LOPATKY ROTORU ..... 87
PŘÍLOHA 1.7 POLE MACHOVA ČÍSLA NA ŘEZU 6 LOPATKY ROTORU ..... 88
PŘÍLOHA 1.8 POLE STATICKÉHO TLAKU NA ŘEZU 6 LOPATKY ROTORU ..... 88
PŘÍLOHA 1.9 POLE VELIKOSTI RYCHLOSTI ŘEZU 6 LOPATKY ROTORU ..... 89
PŘÍLOHA 1.10 POLE MACHOVA ČÍSLA ŘEZU 9 LOPATKY ROTORU ..... 89
PŘÍLOHA 1.11 POLE STATICKÉHO TLAKU ŘEZU 9 LOPATKY ROTORU ..... 90
PŘÍLOHA 1.12 POLE VELIKOSTI RYCHLOSTI ŘEZU 9 LOPATKY ROTORU ..... 90
PŘÍLOHA 1.13 POLE MACHOVA ČÍSLA NA ŠPIČCE LOPATKY ROTORU ..... 91
PŘÍLOHA 1.14 POLE STATICKÉHO TLAKU NA ŠPIČCE LOPATKY ROTORU ..... 91
PŘÍLOHA 1.15 POLE VELIKOSTI RYCHLOSTI NA ŠPIČCE LOPATKY ROTORU ..... 92

PŘÍLOHA 2.1 POLE MACHOVA ČÍSLA NA PATNÍM ŘEZU LOPATKY STATORU ..... 93
PŘÍLOHA 2.2 POLE STATICKÉHO TLAKU NA PATNÍM ŘEZU LOPATKY STATORU ..... 93
PŘÍLOHA 2.3 POLE VELIKOSTI RYCHLOSTI NA PATNÍM ŘEZU LOPATKY STATORU ..... 94
PŘÍLOHA 2.4 POLE MACHOVA ČÍSLA NA ŘEZU 4 LOPATKY STATORU ..... 94
PŘÍLOHA 2.5 POLE STATICKÉHO TLAKU NA ŘEZU 4 LOPATKY STATORU ..... 95
PŘÍLOHA 2.6 POLE VELIKOSTI RYCHLOSTI NA ŘEZU 4 LOPATKY STATORU ..... 95
PŘÍLOHA 2.7 POLE MACHOVA ČÍSLA NA ŘEZU 6 LOPATKY STATORU ..... 96
PŘÍLOHA 2.8 POLE STATICKÉHO TLAKU ŘEZU 6 LOPATKY STATORU ..... 96
PŘÍLOHA 2.9 POLE VELIKOSTI RYCHLOSTI NA ŘEZU 6 LOPATKY STATORU ..... 97
PŘÍLOHA 2.10 POLE MACHOVA ČÍSLA NA ŘEZU 9 LOPATKY STATORU ..... 97
PŘÍLOHA 2.11 POLE STATICKÉHO TLAKU ŘEZU 9 LOPATKY STATORU ..... 98
PŘÍLOHA 2.12 POLE VELIKOSTI RYCHLOSTI NA ŘEZU 9 LOPATKY STATORU ..... 98
PŘÍLOHA 2.13 POLE MACHOVA ČÍSLA NA ŠPIČCE LOPATKY STATORU ..... 99
PŘÍLOHA 2.14 POLE STATICKÉHO TLAKU NA ŠPIČCE LOPATKY STATORU ..... 99
PŘÍLOHA 2.15 POLE VELIKOSTI RYCHLOSTI NA ŠPIČCE LOPATKY STATORU ..... 100

PŘÍLOHA 3.1 ZÁVISLOST ZTRÁT NA ÚHLU INCIDENCE JEDNOTLIVÝCH ŘEZŮ LOPATKY ROTORU ..... 101
PŘÍLOHA 3.2 ZÁVISLOST ZTRÁT NA ÚHLU INCIDENCE JEDNOTLIVÝCH ŘEZŮ LOPATKY STATORU ..... 101
PŘÍLOHA 3.3 ZÁVISLOST ZTRÁT NA HUSTOTĚ MŘÍŽE JEDNOTLIVÝCH ŘEZŮ LOPATKY ROTORU ..... 102
PŘÍLOHA 3.4 ZÁVISLOST ZTRÁT NA HUSTOTĚ MŘÍŽE JEDNOTLIVÝCH ŘEZŮ LOPATKY STATORU ..... 102

**Soubory MS EXCEL**

- Navrh_profilu_lopatek.xlsx
- Optimalizace_uhlu_nabehu.xlsx

**Soubory Matlab**

- list_rotor.m
- rez_rotor_01
- rez_rotor_02
- rez_rotor_03
- rez_rotor_04
- rez_rotor_05
- rez_rotor_06
- rez_rotor_07
- rez_rotor_08
- rez_rotor_09
- rez_rotor_10
- rez_rotor_11
- list_stator.m
- rez_stator_01
- rez_stator_02
- rez_stator_03
- rez_stator_04
- rez_stator_05
- rez_stator_06
- rez_stator_07
- rez_stator_08
- rez_stator_09
- rez_stator_10
- rez_stator_11

# Seznam symbolů

| | | |
|---|---|---|
| $A$ | $[m^2]$ | plocha průřezu kanálu |
| $c$ | $[mm]$ | délka tětivy profilu |
| $c_x$ | $[mm]$ | délka tětivy v axiálním směru |
| $c_s$ | $[kg \cdot kW \cdot h^{-1}]$ | spotřeba paliva |
| $c_p$ | $[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$ | měrná tepelná kapacita |
| $c_\theta$ | $[m \cdot s^{-1}]$ | obvodová složka rychlosti (jiné značení) |
| $D$ | $[-]$ | difuzní číslo |
| $DF$ | $[-]$ | difuzní faktor |
| $dH$ | $[-]$ | deHallerovo číslo |
| $F_\theta$ | $[N]$ | obvodová síla na lopatku |
| $F_p$ | $[N]$ | tlaková síla na lopatku |
| $F_0$ | $[N]$ | axiální síla na lopatku |
| $g$ | $[m \cdot s^{-2}]$ | gravitační zrychlení |
| $h$ | $[J]$ | statická entalpie |
| $h_0$ | $[J]$ | celková entalpie |
| $H_u$ | $[J]$ | dolní výhřevnost paliva |
| $i$ | $[°]$ | úhel incidence |
| $i_{ref}$ | $[°]$ | referenční úhel incidence |
| $i_{opt}$ | $[°]$ | optimální úhel incidence |
| $i_0$ | $[°]$ | úhel incidence pro nulový úhel φ |
| $i_{0_{10}}$ | $[°]$ | referenční úhel incidence pro minimální ztráty |
| $K_{\delta t}$ | $[-]$ | korekční faktor |
| $K_{it}$ | $[-]$ | korekční faktor |
| $L_{už}$ | $[W]$ | užitečná práce |
| $l$ | $[mm]$ | délka tětivy profilu (jiné značení) |
| $m$ | $[kg]$ | hmotnost |
| $m$ | $[-]$ | slope factor |
| $\dot{m}$ | $[kg \cdot s^{-1}]$ | hmotnostní tok |
| $M$ | $[-]$ | Machovo číslo |
| $\dot{m}_{pal}$ | $[kg \cdot s^{-1}]$ | hmotnostní tok paliva |
| $\dot{m}_v$ | $[kg \cdot s^{-1}]$ | hmotnostní tok vzduchu |
| $n$ | $[-]$ | slope factor |
| $N$ | $min^{-1}$ | otáčky motoru |
| $P$ | $[W]$ | výkon |
| $p$ | $[Pa]$ | statický tlak |
| $p_c$ | $[Pa]$ | celkový tlak |
| $p_d$ | $[Pa]$ | dynamický tlak |
| $q$ | $[-]$ | směšovací poměr paliva a vzduchu |
| $r$ | $[m]$ | poloměr |
| $s$ | $[mm]$ | rozteč lopatek |

| | | |
|---|---|---|
| $p_c$ | $[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$ | měrná entropie |
| $p_c$ | $[K]$ | statická teplota |
| $T_{ise}$ | $[K]$ | isoentropická teplota |
| $T_c$ | $[K]$ | celková teplota |
| $\Delta T_{0s}$ | $[K]$ | nárůst stagnační teploty |
| $U$ | $[m \cdot s^{-1}]$ | obvodová rychlost |
| $v$ | $[m \cdot s^{-1}]$ | relativní rychlost (jiné značení) |
| $w_0'$ | $[m \cdot s^{-1}]$ | relativní rychlost do rotoru |
| $w_0$ | $[m \cdot s^{-1}]$ | absolutní rychlost do rotoru |
| $w_1'$ | $[m \cdot s^{-1}]$ | relativní rychlost z rotoru |
| $w_1$ | $[m \cdot s^{-1}]$ | absolutní rychlost z rotoru |
| $w_2'$ | $[m \cdot s^{-1}]$ | relativní rychlost ze statoru |
| $w_2$ | $[m \cdot s^{-1}]$ | absolutní rychlost ze statoru |
| $w_z$ | $[m \cdot s^{-1}]$ | osová rychlost |
| $w_\theta$ | $[m \cdot s^{-1}]$ | obvodová složka rychlosti |
| $w_{1skut}'$ | $[m \cdot s^{-1}]$ | skutečná relativní rychlost z rotoru |
| $w_{2skut}$ | $[m \cdot s^{-1}]$ | skutečná relativní rychlost ze statoru |
| Y+ | $[-]$ | bezrozměrná vzdálenost prvního uzlu od stěny |
| $W_u$ | $[W]$ | užitečná práce |
| $\Delta p$ | $[Pa]$ | protitlak ve výfuku |
| $\beta_0'$ | [°] | úhel relativní rychlosti do rotoru |
| $\beta_0$ | [°] | úhel absolutní rychlosti do rotoru |
| $\beta_1'$ | [°] | úhel relativní rychlosti z rotoru |
| $\beta_{1skut}'$ | [°] | skutečný úhel relativní rychlosti z rotoru |
| $\beta_1$ | [°] | úhel absolutní rychlosti z rotoru |
| $\beta_2'$ | [°] | úhel relativní rychlosti ze statoru |
| $\beta_2$ | [°] | úhel absolutní rychlosti ze statoru |
| $\beta_{2skut}$ | [°] | skutečný úhel absolutní rychlosti ze statoru |
| $\delta$ | [°] | úhel deviace |
| $\delta_{ref}$ | [°] | referenční úhel deviace |
| $\delta_{opt}$ | [°] | optimální úhel deviace |
| $\delta_0$ | [°] | úhel deviace pro nulový úhel φ |
| $\delta_{0_{10}}$ | [°] | úhel deviace pro nulový úhel ohybu |
| $\zeta$ | $[-]$ | ztrátový parametr |
| $\eta$ | $[-]$ | účinnost lopatkové mříže |
| $\eta_{chl}$ | $[-]$ | ztráty na chlazení |
| $\eta_K$ | $[-]$ | účinnost kompresoru |
| $\eta_m$ | $[-]$ | mechanické ztráty |
| $\eta_{spal}$ | $[-]$ | účinnost spalování |
| $\eta_T$ | $[-]$ | účinnost turbíny |
| $\Theta$ | $[-]$ | hybnostní tloušťka |
| $\theta_1$ | [°] | vstupní úhel lopatky (jiné značení |
| $\theta_2$ | [°] | výstupní úhel lopatky (jiné značení) |

| | | |
|---|---|---|
| $\kappa$ | $[-]$ | Poissonova konstanta vzduchu |
| $\kappa_1$ | [°] | vstupní úhel lopatky |
| $\kappa_{1opt}$ | [°] | optimalizovaný vstupní úhel lopatky |
| $\kappa_2$ | [°] | výstupní úhel lopatky |
| $\kappa_{2opt}$ | [°] | optimalizovaný výstupní úhel lopatky |
| $\lambda$ | $[-]$ | výkonový součinitel |
| $\xi$ | [°] | úhel tětivy lopatky |
| $\pi$ | $[-]$ | tlakový poměr |
| $\rho$ | $[kg \cdot m^{-3}]$ | hustota vzduchu |
| $\sigma$ | $[-]$ | hustota lopatkové mříže |
| $\sigma_{opt}$ | $[-]$ | optimální hustota lopatkové mříže |
| $\tau$ | $[-]$ | teplotní poměr |
| $\varphi$ | [°] | úhel ohybu lopatky |
| $\phi$ | $[-]$ | průtokový součinitel |
| $\psi$ | $[-]$ | tlakové číslo |
| $\zeta_p$ | $[-]$ | profilové ztráty |
| $\Omega$ | $[rad \cdot s^{-1}]$ | úhlová rychlost |

# Seznam použitých programů

Matlab R2015b

AutoCAD Mechanical 2016

Ansys Workbench 18.0

Fluent 18.0

MS Excel

MS Word

## Abstrakt

VALSKÝ, Š. Návrh dmychadla pro lehký sportovní letoun: diplomová práce. Praha:. ČVUT – České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, Ústav letadlové techniky, 2017, 84 s. Vedoucí práce: Ing. Jan Klesa Ph.D.

Diplomová práce se zabývá problematikou tepelných oběhů turbínových motorů a vyšetřováním jejich ztrát. Je představen vliv ztrát na výkonové charakteristiky motoru a vliv hlavních parametrů motoru na spotřebu paliva. Ve druhé části práce je představena problematika návrhu kompresorových lopatek a faktory ovlivňující jejich funkci. Dále je popsána metodika optimalizace geometrie lopatek a její následné vyhodnocení.



## Klíčová slova

Turbínový motor, axiální kompresor, ztráty profilové mříže, CFD



## Abstract

VALSKÝ, Š. Design of a Fan for Light Sport Aircraft: Master Thesis. Prague: CTU – Czech Technical University, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Aerospace Engineering, 2017, 84p. Thesis head: Ing. Jan Klesa Ph.D.

This Master thesis deals with problematics of thermal cycles of turbine engines and examination of their losses. An influence of its losses on performance characteristics and an influence of main engine characteristics on fuel consumption is introduced. In the second part of this thesis the problematics of compressor blade design is introduced and factors which have an influence on their function are presented. In the following chapter a method of optimization of blade geometry and its evaluation are described.



## Key words

Turbine engine, axial compressor, cascade loss, CFD

## Bibliografická citace této práce

VALSKÝ, Šimon. Návrh dmychadla pro lehký sportovní letoun. PRAHA, 2017. Diplomová práce. ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE Fakulta strojní. Vedoucí práce Ing. Jan Klesa Ph.D.

# 1. Úvod

Tato práce se zabývá aerodynamickým návrhem dmychadla pro pohon ultralehkého letounu UL-39. Toto celokompozitové letadlo bylo vyvinuto na Fakultě strojní ČVUT v Praze. Jedná se o druhou generaci tohoto nekonvenčního typu pohonu s cílem zvýšit jeho účinnost a generovaný tah. Ve srovnání s první generací bude použit jiný motor pro pohon dmychadla. V první generaci se jednalo o pístový motor z motocyklu BMW. K pohonu dmychadla druhé generace letounu bude použit turbohřídelový motor.

Právě použití jiného typu motoru souvisí s první částí této práce. Cílem první části práce bylo vytvoření matematického modelu termodynamického oběhu motoru pro bližší stanovení jeho provozních vlastností. Výpočetní model termodynamického oběhu motoru bude poskytovat představu o vlivu zástavby na vlastnosti motoru, která je pro danou aplikaci značně nestandardní a vede ke zhoršení výkonu motoru.

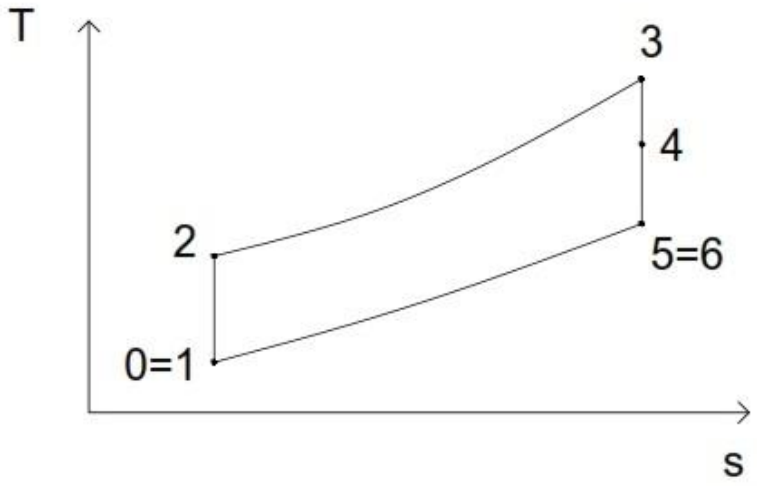
Druhou částí práce je vlastní aerodynamický návrh dmychadla. Cílem je navrhnout a optimalizovat geometrii lopatek za účelem minimalizace ztrát. Důvodem návrhu je vylepšení předchozí generace dmychadla s cílem zvýšit tah a účinnost.

# 2. Matematický model tepelného oběhu

V této kapitole je nastíněn postup výpočtu provozních vlastností motoru včetně teorie nutné ke správnému porozumění problematiky tepelných oběhů.

## 2.1 Ideální tepelný oběh

Uvažujme nejprve nejjednodušší uspořádání turbínového motoru s předpokladem pro ideální oběh.




*Obrázek 2.1 T-s diagram ideálního oběhu*

Na obrázku 2.1 je znázorněn tepelný oběh v T-s diagramu, kde jsou vyznačeny charakteristické body. Bod 1 v diagramu označuje stav nasávaného vzduchu, 2 představuje stav vzduchu po stlačení v kompresoru, 3 je stav za spalovací komorou a 4 představuje stav plynů ve výfuku za turbínou.

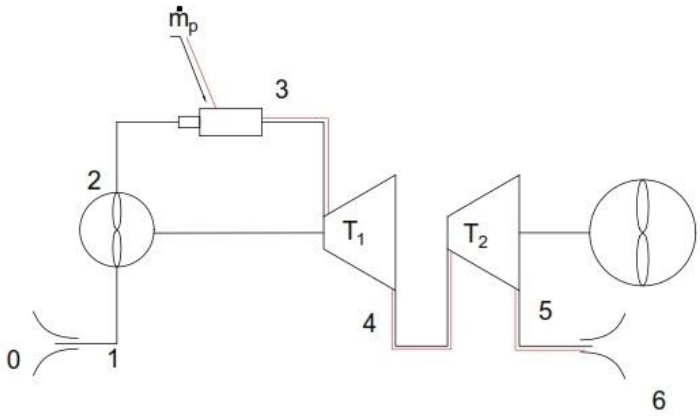
Při uvažování ideálního případu dochází mezi stavy 1 a 2 k isoentropické (vratné adiabatické) kompresi. Je zaveden idealizovaný parametr účinnost kompresoru $\eta_K = 1$, tedy 100%. Mezi stavy 2 a 3 dochází k isobarickému ohřevu ve spalovací komoře. Je zaveden další idealizovaný parametr $\Delta p_{23} = 0\ Pa$, nedochází tedy k žádné tlakové ztrátě ve spalovací komoře. Mezi stavy 3 a 4 dochází k isoentropické expanzi na turbíně při účinnosti turbíny $\eta_T = 1$.

V případě ideálního oběhu se uvažují další idealizované parametry jako účinnost spalování $\eta_{spal} = 1$, zanedbává se množství paliva přiváděné do spalovací komory $\dot{m}_p \sim 0$ a uvažuje se konstantní měrná tepelná kapacita při stálém tlaku $c_p$.

Jednoduché schéma motoru je zobrazeno na obrázku 2.2. V pravé části obrázku je znázorněno dmychadlo spojeno přes reduktor s hřídelem volné turbíny. Vyznačeny jsou charakteristické řezy.

### 2.1.1 Rozbor v jednotlivých bodech

V řezu 0 na vstupu do motoru jsou parametry vzduchu definovány dle Mezinárodní standartní atmosféry (MSA). Uvažuje se výška letu $h = 0\ m$ čemuž odpovídá atmosférický tlak $p_0 = 101325\ Pa$, teplota vzduchu $T_0 = 288.15\ K$ a hustota vzduchu $\rho_0 = 1.225\ kg \cdot m^{-3}$.




*Obrázek 2.2 Schéma turbohřídelového motoru*

Na vstupu do motoru (řez 1) dojde při nenulové rychlosti vlivem náporového stlačení ke zvýšení teploty a tlaku vzduchu.

V řezu 2 (za kompresorem) po stlačení vzduchu v kompresoru jsou parametry určeny z definice isoentropické změny, které odpovídá rovnice (2.1), kde $\kappa$ představuje Poissonovu konstantu vzduchu. Pro změnu ze stavu 1 do stavu 2 tuto rovnici upravíme do tvaru (2.2), ze které již snadno vyjádříme výsledný vztah pro výpočet teploty v řezu 2 (2.3), kde můžeme podíl $\left(\frac{p_2}{p_1}\right)$ definovat jako tlakový poměr označený symbolem $\pi$.

$$p \cdot \rho^{-\kappa} = konst \tag{2.1}$$

$$p_1 \cdot T_1^{\frac{\kappa}{1-\kappa}} = p_2 \cdot T_2^{\frac{\kappa}{1-\kappa}} \tag{2.2}$$

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \tag{2.3}$$

$$p_2 = p_3 \tag{2.4}$$

Řez 3 představuje isobarické hoření paliva ve spalovací komoře, tedy platí podmínka (2.4). Charakteristickým parametrem spalovací komory je teplota $T_3$, která je omezena vlastnostmi použitých materiálů spalovací komory a současně i turbíny. Mezi řezy 3 a 4 probíhá isoentropická expanze na turbíně, která vychází z podmínky rovnosti práce na kompresoru a turbíně (2.5), která se dá upravit do tvaru pro určení teploty $T_4$ (2.6), kde $c_p$ představuje měrnou tepelnou kapacitu vzduchu při konstantním tlaku $[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$.

$$m \cdot c_p \cdot (T_2 - T_1) = m \cdot c_p \cdot (T_3 - T_4) \tag{2.5}$$

$$T_4 = T_3 - T_2 + T_1 \tag{2.6}$$

Z rovnice pro isoentropickou expanzi vyjádříme vztah pro určení tlaku $p_4$ (2.7)

$$p_4 = p_3 \cdot \left(\frac{T_4}{T_3}\right)^{\frac{\kappa}{1-\kappa}} \tag{2.7}$$

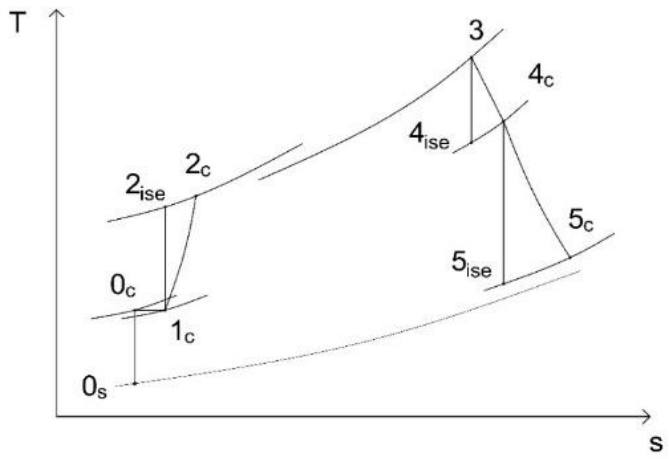
Posledním bodem ideálního oběhu je expanze ve výstupním ústrojí motoru. Plyn expanduje na úroveň atmosférického tlaku, platí tedy vztah (2.8). Teplota $T_5$ se určí z isoentropické expanze (2.9)

$$p_5 = p_0 \tag{2.8}$$

$$T_5 = T_4 \cdot \left(\frac{p_4}{p_5}\right)^{\frac{1-\kappa}{\kappa}} \tag{2.9}$$

## 2.2 Skutečný tepelný oběh turbínového motoru

V reálném tepelném oběhu vzniká na rozdíl od ideálního oběhu velké množství ztrát, které značně snižují celkovou tepelnou účinnost motoru. Ztráty jsou tlakového, mechanického, třecího a vířivého původu.




*Obrázek 2.3 T-s diagram skutečného oběhu*

### 2.2.1 Rozbor ztrát

V této kapitole budou rozepsány ztráty, ke kterým dochází ve skutečném tepelném oběhu.

#### 2.2.1.1 Ztráty ve vstupním ústrojí

Ve vstupním ústrojí motoru je vzduch nasáván z okolní atmosféry. Vznikají ztráty vlivem tření (vazké ztráty) vzduchu o samotný vzduchový kanál. Dalším zdrojem ztrát je případ odtržení proudu vzduchu od povrchu vstupního ústrojí. V případě nadzvukové rychlosti letu vznikají další ztráty vlivem vzniku rázových vln.

#### 2.2.1.2 Ztráty v kompresoru

Ve skutečném kompresoru neprobíhá komprese isoentropicky. Při kompresi dochází k nárůstu entropie, což se podepíše na výsledných parametrech vzduchu při kompresi. Pro dosažení stejného tlaku $p_2$ jako v případě ideálního oběhu dojde ke zvýšení teploty z $T_{2ise}$ (ideální případ) na teplotu popsanou vztahem (2.10).

$$T_2 = T_1 + \frac{T_{2ise} - T_1}{\eta_K} \tag{2.10}$$

Parametr $\eta_K$ představuje účinnost kompresoru, který se dá vyjádřit i jako poměr práce zpracované v ideálním a skutečném případě (2.11).

$$\eta_K = \frac{W_{ise}}{W_{skut}} \tag{2.11}$$

#### 2.2.1.3 Ztráty ve spalovací komoře

Zavádí se tlaková ztráta $\Delta p_{23}$, která vzniká při průchodu vzduchu kompresorem vlivem netěsností. Do spalovací komory se tak dostane nižší tlak, což se negativně projeví na výkonu turbíny kvůli menšímu teplotnímu spádu. Dále můžeme uvažovat účinnost spalování $\eta_{spal} < 1$

#### 2.2.1.4 Ztráty na turbíně

Podobně jako v případě kompresoru je i v případě turbíny zaváděna její účinnost, která lze definovat jako poměr skutečné a ideální práce vykonané turbínou.

$$\eta_T = \frac{m \cdot c_p \cdot (T_3 - T_4)}{m \cdot c_p \cdot (T_3 - T_{4ise})} \tag{2.12}$$

Pokud známe účinnost turbíny, můžeme snadno vyjádřit teplotu a tlak plynů po expanzi.

$$T_4 = T_3 - T_2 + T_1 \tag{2.13}$$

$$T_{4ise} = T_3 - \frac{T_3 - T_4}{\eta_t} \tag{2.14}$$

$$p_4 = p_3 \cdot \left(\frac{T_3}{T_{4ise}}\right)^{\frac{\kappa}{1-\kappa}} \tag{2.15}$$

#### 2.2.1.5 Další ztráty

Dále můžeme uvažovat účinnost spalování, pomocí kterého můžeme definovat směšovací poměr množství paliva a vzduchu, kde $\eta_{spal}$ je účinnost spalování a $H_u$ představuje dolní výhřevnost paliva.

$$\varepsilon_p = \frac{\dot{m}_p}{\dot{m}_v} = \frac{c_p \cdot (T_3 - T_2)}{\eta_{spal} \cdot H_u} \tag{2.16}$$

Do ztrát je potřeba započítat odběry tlakového vzduchu z kompresoru pro účely chlazení, klimatizace, v případě výkonných proudových motorů pro chlazení turbínových lopatek, mechanické ztráty v ložiscích a ztrátu ve výstupním ústrojí. Dalším předpokladem, který byl v případě ideálního oběhu uvažován, byla konstantní hodnota měrné tepelné kapacity vzduchu $c_p$ (měrného tepla) při konstantním tlaku. Tento předpoklad je možné použít pro vzduch v rozmezí teplot od 200 K do 400 K s přesností do 1 %. Vzhledem k rozsahu teplot této aplikace lze toto zjednodušení použít [1].

$$c_p = konst \tag{2.17}$$

Z měření vyplývá, že hodnota $c_p$ s rostoucí teplotou roste. Při teplotě 1000 K již dosahuje hodnota $c_p$ pro vzduch přibližně 1150 $[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$.

Pro vyšší teploty je nutné uvažovat hodnotu $c_p$ jako funkci teploty a tlaku [1].

$$c_p = f(T, p) \tag{2.18}$$

Dalším použitým zjednodušujícím parametrem v ideálním tepelném oběhu byla Poissonova konstanta pro vzduch definovaná jako podíl měrné tepelné kapacity vzduchu při konstantním tlaku a při konstantním objemu. V ideálním oběhu byla použita hodnota $\kappa = 1.4$ pro celý výpočet. Na turbíně již není proudícím médiem samotný vzduch, ale také spaliny vzniklé spalováním paliva. Pro výpočet expanze na turbíně je uvažována hodnota $\kappa_2 = 1.33$.

## 2.3 Výpočet tepelného oběhu turbohřídelového motoru

V této kapitole se již jedná o skutečný turbínový motor. Turbohřídelový a klasický proudový motor je konstrukčně podobný. Hlavní rozdíl je ve způsobu vzniku tahu, který motor vyvodí. U proudového motoru je tah vyvozen kinetickou energií plynů, vystupujících z hnací trysky. Proud plynů o nenulové rychlosti vyvozuje změnu hybnosti, a tím tahovou sílu. U turbohřídelového (stejně tak i turbovrtulového) je tlaková a tepelná energie plynů přeměněna na mechanickou energii na tzv. volné turbíně, která je na samostatném hřídeli. Tento hřídel je poté přes reduktor spojen přímo s vrtulí (v případě vrtulníku s rotorem).

| | | |
|---|---|---|
| Otáčky | 5978 | $min^{-1}$ |
| Rozměry a hmotnost | | |
| Suchá hmotnost | 57 | $kg$ |
| Délka | 829 | $mm$ |
| Šířka | 390 | $mm$ |
| Hloubka | 330 | $mm$ |
| Parametry dle MSA | | |
| Výkon na hřídeli | 180 | $kW$ |
| Spotřeba paliva (SFC) | 0.495 | $kg \cdot K^{-1} \cdot h^{-1}$ |
| Ostatní údaje | | |
| Dostup | 6000 | $m$ |
| Max. výška nastartování | 6000 | $m$ |

*Tabulka 2.1 Parametry motoru*

V tomto případě se jedná o turbohřídelový motor TS100ZA od firmy PBS Velká Bíteš s uvedenými parametry.

Cílem bylo stanovit vstupní parametry motoru – stlačení na kompresoru a teplotu $T_3$ za spalovací komorou, které by odpovídaly skutečným výkonovým parametrům a spotřebě paliva.

Proto byl postup výpočtu opačný proti klasickému „dopřednému“ výpočtu. Byl zvolen prvotní odhad intervalů hodnot stlačení na kompresoru 3 až 5.5 a teploty $T_3$ za spalovací komorou 800 $K$ až 1500 $K$. Pro všechny kombinace těchto dvou hodnot byla určena výsledná

spotřeba paliva a teplota plynů za volnou turbínou $T_{5c}$ s cílem určit, která kombinace je nejblíže známým parametrům dle výrobce.

### 2.3.1 Matematický model výpočtu

V tabulce jsou uvedené hodnoty pro výpočet.

| Parametr | Hodnota | Jednotky |
|---|---|---|
| $H$ | 0 | m |
| $H_u$ | 43.12 | $MJ \cdot kg^{-1}$ |
| $\kappa_1$ | 1.4 | - |
| $\kappa_2$ | 1.33 | - |
| $c_{p_1}$ | 1004 | $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ |
| $c_{p_2}$ | 1156 | $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ |
| $\eta_K$ | 0.87 | - |
| $\eta_T$ | 0.9 | - |
| $\varepsilon_{chl}$ | 0.05 | - |

*Tabulka 2.2 Parametry pro výpočet*

V řezu 0 (obrázek 2.2) jsou před vstupem do motoru parametry vzduchu definovány dle Mezinárodní standartní atmosféry (MSA). Uvažuje se výška letu $h = 0\ m$ čemuž odpovídá atmosférický tlak $p_0 = 101325\ Pa$, teplota vzduchu $T_0 = 288.15\ K$ a hustota vzduchu $\rho_0 = 1.225\ kg \cdot m^{-3}$.

Při průchodu vzduchu vstupním ústrojím dojde k tlakové ztrátě $\Delta p_{01} = 1960\ Pa$, jejíž hodnota je uvažována jako konstantní. Velikost ztráty byla určena na základě [1]. V řezu 1 je tedy skutečná hodnota tlaku snížená právě o tuto hodnotu. Teplota vzduchu zůstane stejná, protože není proudu vzduchu dodávána energie.

$$p_1 = p_{0c} - \Delta p_{01} \tag{2.19}$$

Při stlačení v kompresoru (řez 2) dojde ke zvýšení tlaku a teploty vzduchu. Komprese neprobíhá isoentropicky, účinnost je tedy menší než 100%. Účinnost kompresoru byla odhadnuta na $n_K = 0.87$, stlačení $\pi = \frac{p_{2c}}{p_1}$ je hledaný parametr v zavedeném intervalu. Hodnota účinnosti byla odhadnuta dle [1].

Změna parametrů vzduchu je určena následujícími rovnicemi.

$$p_{2c} = \pi \cdot p_1 \tag{2.20}$$

$$T_{2ise} = T_{1c} \cdot \pi^{\frac{\kappa_1 - 1}{\kappa_1}}$$

$$T_{2c} = T_{1c} \cdot \left[1 + \frac{\left(\pi^{\frac{\kappa_1 - 1}{\kappa_1}} - 1\right)}{\eta_K}\right] \tag{2.21}$$

$$\Delta p_{23} = 0.0035 \cdot p_{2c} \tag{2.22}$$

Řez 3 vyjadřuje stav plynů po průchodu spalovací komorou. Zavádí se tlaková ztráta a teplotní poměr τ, který vyjadřuje poměr teplot na vstupu do motoru a teplotu plynů za spalovací komorou.

$$\tau = \frac{T_3}{T_{1c}} \tag{2.23}$$

Teplota $T_3$ je hledaný parametr ze zvoleného intervalu. Tlak $p_3$ se změní o tlakovou ztrátu.

$$p_{3c} = p_{2c} - \Delta p_{23} \tag{2.24}$$

Pro další výpočty je zaveden parametr q - směšovací poměr, který udává poměr hmotnostního toku paliva k hmotnostnímu toku vzduchu.

$$q = \frac{c_{p2} \cdot (T_3 - T_2)}{H_u - c_{p2} \cdot (T_3 - T_2)} \tag{2.25}$$

$C_{p2}$ představuje měrnou tepelnou kapacitu plynů za spalovací komorou.

Řez 4 vyjadřuje stav plynů po expanzi na generátorové turbíně (na stejném hřídeli jako kompresor). Jsou zavedeny následující parametry:

Mechanické ztráty $\eta_m = 0.98$ (2.26)

Ztráty na chlazení $\eta_{chl} = 0.95$ (2.27)

Účinnost turbíny $\eta_T = 0.9$ (2.28)

Ve ztrátách na chlazení je zahrnut odběr vzduchu pro potřeby chlazení motoru a klimatizace. Není uvažováno chlazení turbínových lopatek. Použitý motor nemá, na rozdíl od výkonných proudových motorů, chlazené turbínové lopatky. Hodnoty všech jednotlivých ztrát byly převzaty z [1].

Změny stavových veličin plynů vyjadřují následující rovnice.

$$T_{4c} = T_3 - \frac{T_{2c} - T_{1c}}{(1+q) \cdot \eta_m \cdot \eta_{chl}} \tag{2.29}$$

$$T_{4ise} = T_3 - \frac{T_3 - T_{4c}}{\eta_T} \tag{2.30}$$

$$p_{4c} = p_{3c} \cdot \left[1 - \left(1 - \frac{T_{4c}}{T_3}\right) \cdot \frac{1}{\eta_T}\right]^{\frac{\kappa_2}{\kappa_2 - 1}} \tag{2.31}$$

Dále je uvažována stavová změna z generátorové turbíny až za výfukového kanálu. Dle schématu na obrázku 2.2 je to změna z řezu 4 do řezu 6, kterou vyjadřují následující rovnice.

$$p_6 = p_0 \tag{2.32}$$

$$T_{6ise} = T_{4c} \cdot \left(\frac{p_{4c}}{p_6}\right)^{\frac{1-\kappa_2}{\kappa_2}} \tag{2.33}$$

$$T_{6c} = T_{4c} - \eta_t \cdot (T_{4c} - T_{6ise}) \tag{2.34}$$

Při zavedení předpokladu, že rychlost ($w_6$) ve výfukovém kanálu je rovna 100 $ms^{-1}$ je možné určit teplotu $T_5$ na volné turbíně.

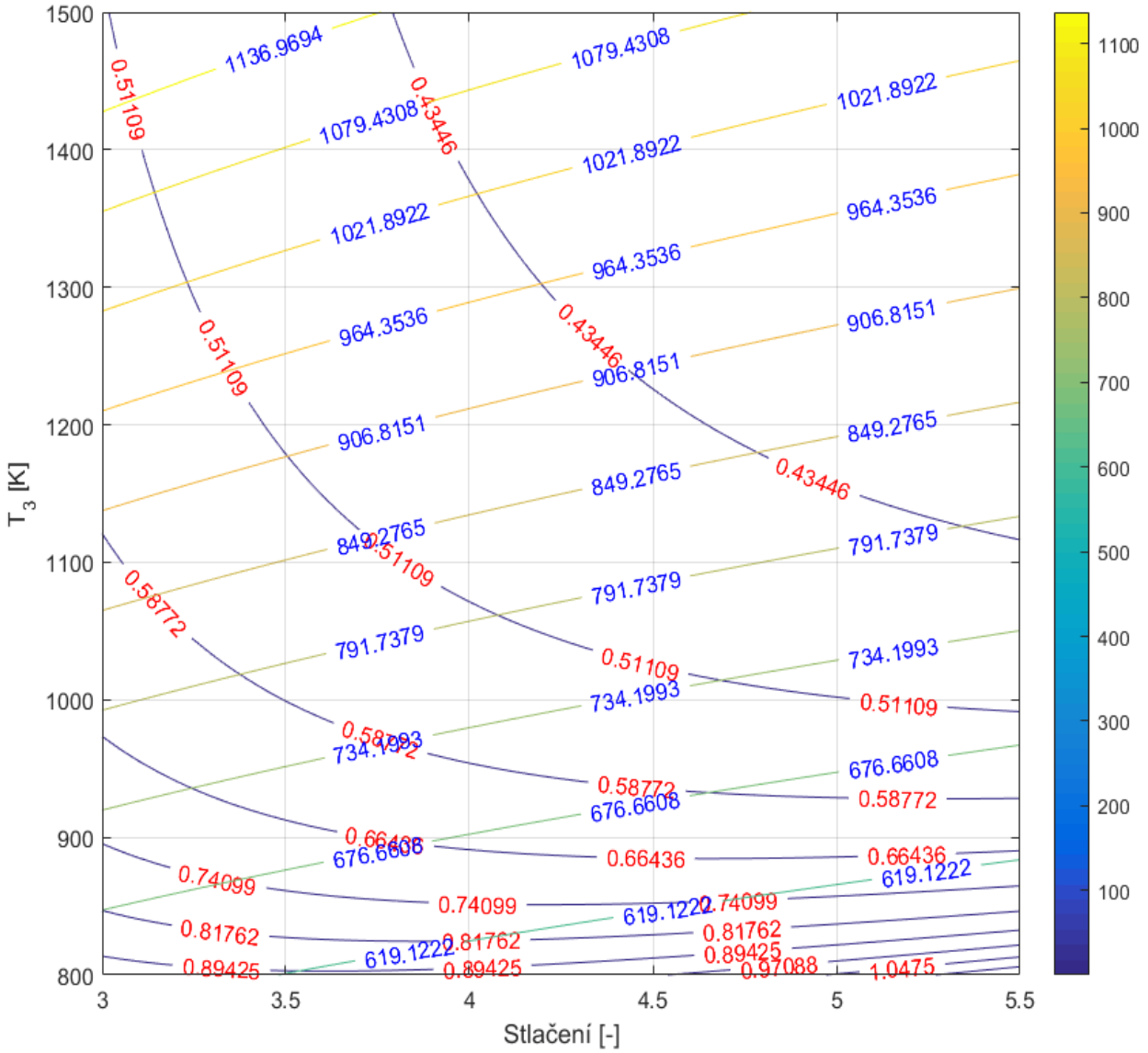
$$T_{5c} = T_{6c} + \frac{w_6^2}{2 \cdot c_{p2}} \tag{2.35}$$

Následně lze určit hledanou užitečnou práci, spotřebu paliva a hmotnostní průtok motorem.

$$L_{už} = c_{p2} \cdot (T_{4c} - T_{6c}) \tag{2.36}$$

$$C_s = \frac{q}{L_{už}} \cdot (1000 \cdot 3600) \tag{2.37}$$

$$\dot{m}_v = \frac{\dot{m}_p}{q} \tag{2.38}$$




*Graf 2.1 Parametry motoru závislé na kombinaci stlačení a teplotě $T_3$*

Podle výrobcem udávané spotřeby při vzletovém režimu 0.495 $kg \cdot kW^{-1} \cdot h^{-1}$ (červeně popsané izočáry) bylo cílem odečíst z tohoto grafu kombinaci stlačení a teploty $T_3$, která by této spotřebě odpovídala. Nejlépe odpovídá stlačení $\pi = 4.05$, teplota na generátorové

turbíně $T_3 = 1104\,K$. Této kombinaci odpovídá teplota za volnou turbínou $T_{5c} = 824.6\,K$ (modře popsané izočáry).

V dalším výpočtu byly získané parametry dosazeny do matematického modelu tepelného oběhu a byl proveden dopředný výpočet. Cílem bylo určit závislost výkonu motoru, tepelné účinnosti a teplotě $T_{5c}$ na protitlaku ve výfukovém kanálu.

Postup výpočtu je shodný až do fáze výpočtu mezi řezy 4 a 6, kde se změní předpoklad tlaku $p_6$.

$$p_6 = p_0 + \Delta p \tag{2.39}$$

$$T_{6ise} = T_{4c} \cdot \left(\frac{p_{4c}}{p_6}\right)^{\frac{1-\kappa_2}{\kappa_2}} \tag{2.40}$$

$$T_{6c} = T_{4c} - \eta_t \cdot (T_{4c} - T_{6ise}) \tag{2.41}$$

$$w_6 = 100 \tag{2.42}$$

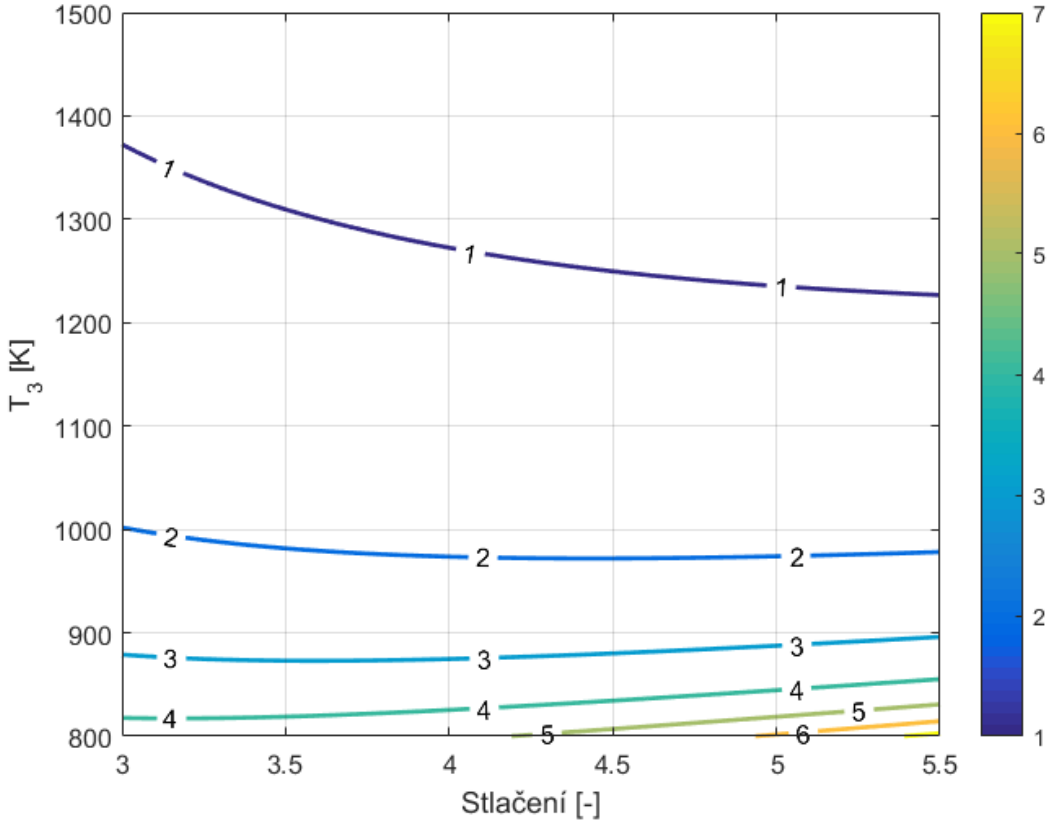
$$T_{5c} = T_{6c} \tag{2.43}$$

Pokud je známá teplota $T_5$, je možné určit tepelnou účinnost motoru.

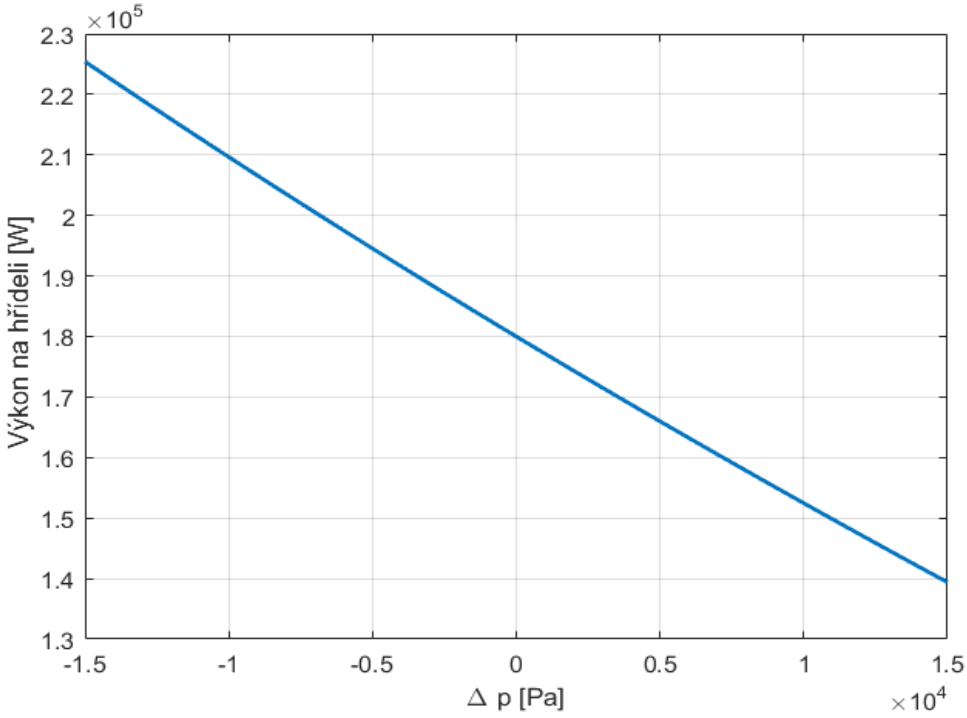
$$\eta_T = (T_{4c} - T_{5c}) \cdot \frac{\eta_{chl}}{T_3 - T_{2c}} \tag{2.44}$$

V rovnici (2.38) byl pro dříve určené stlačení na kompresoru a teplotu na generátorové turbíně určen hmotnostní tok motorem $\dot{m}_v = 1.387\ kg \cdot s^{-1}$. S určeným hmotnostním tokem je možné stanovit závislost skutečného výkonu na hřídeli na protitlaku $\Delta p$ ve výfukovém kanálu.

$$L_{už} = c_{p2} \cdot (T_{4c} - T_{6c}) \cdot \dot{m}_v \tag{2.45}$$

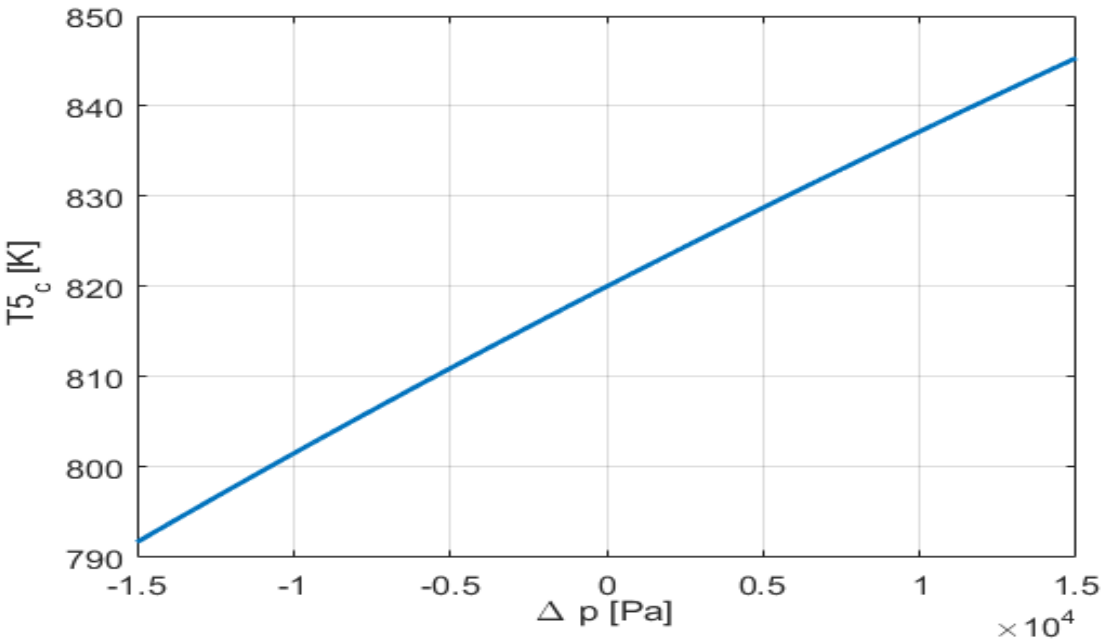



*Graf 2.2 Hmotnostní tok vzduchu motorem*

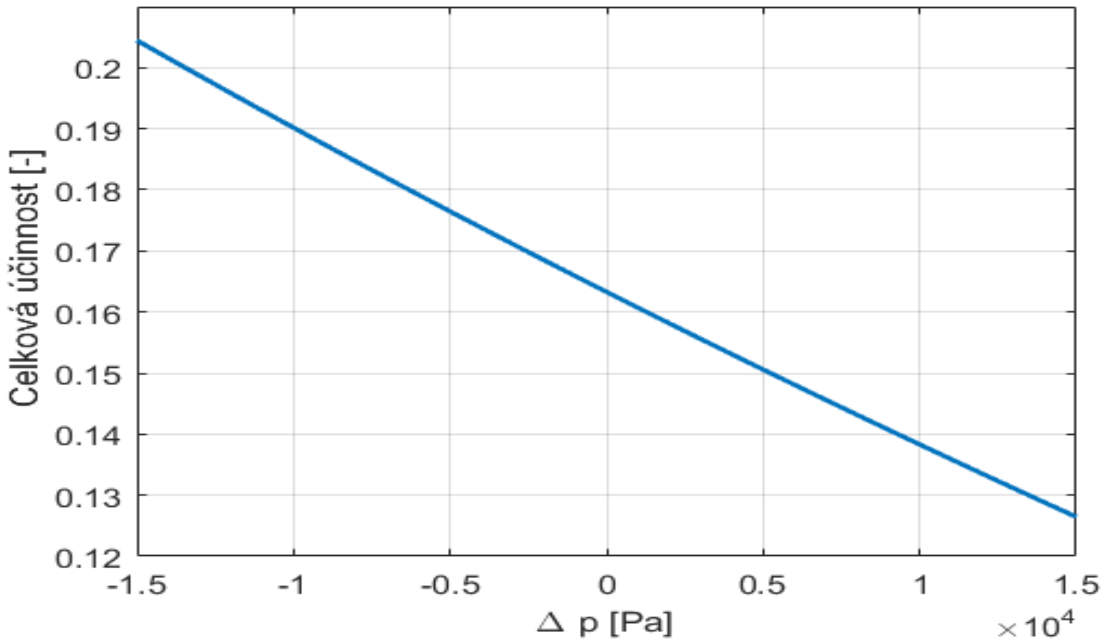



*Graf 2.3 Závislost výkonu na hřídeli na protitlaku ve výfuku*

Uvedené grafy zobrazují závislosti výkonu na hřídeli, teploty $T_5$ a celkové účinnosti motoru na hodnotě protitlaku $\Delta p$ ve výfukovém kanálu. Z průběhů je zřejmé, že zvyšující se protitlak má velmi negativní dopad na charakteristiky motoru.




*Graf 2.4 Závislost celkové teploty na protitlaku ve výfuku*




*Graf 2.5 Závislost celkové účinnosti na protitlaku ve výfuku*

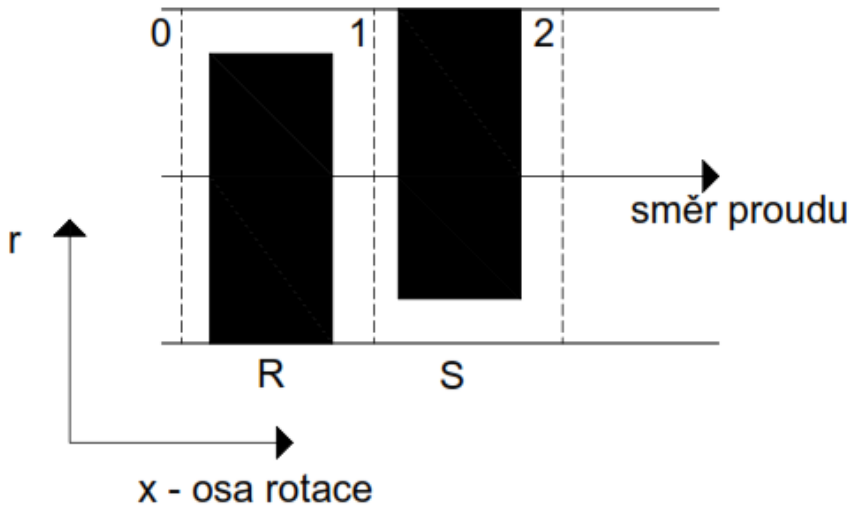
# 3. Teorie kompresorových mříží.

V této části budou uvedeny základy aerodynamiky kompresorů a teorie potřebná k aerodynamickému návrhu kompresoru. Rovněž bude pojednáno vyhodnocování výsledků.

## 3.1 Kompresor

Systém propulsoru letounu UL-39 je navržen jako jednostupňový axiální kompresor se stlačením přibližně 1.1. Tato práce obsahuje návrh další generace tohoto systému a jeho optimalizaci za účelem vyššího tahu a účinnosti.

Proudění vzduchu přes stupeň kompresoru je velmi obtížné popsat. Je charakterizováno jako třírozměrné, stlačitelné, vazké a nestacionární. Pro zjednodušení počátečních fází návrhu je zavedeno zjednodušení na jednorozměrné proudění. V dalších fázích bude postupně přistoupeno ke skutečnému třírozměrnému proudění. Kompresor je rotační stroj, je tedy vhodné uvažovat polární souřadnicový systém. Na uvedeném obrázku je znázorněno schéma uspořádání lopatek.




*Obrázek 3.1 Schéma rotor-stator*

Funkce kompresorového stupně spočívá v přeměně rotační mechanické energie hřídele na kinetickou energii proudu vzduchu procházejícího kompresorem. Stupeň kompresoru se skládá z rotující lopatkové mříže rotoru a stacionární lopatkové mříže statoru. Práce motoru je přivedena v rotoru, kde dochází ke zvýšení kinetické energie proudu. Dochází zde ke zvyšování celkového tlaku. Proud je následně zpomalen ve statorové lopatkové mříži, kde dojde k přeměně kinetické energie a nárůstu statického tlaku zatímco celkový tlak se snižuje vlivem ztrát. V případě více stupňového axiálního kompresoru by další funkcí statoru bylo usměrnění proudu do lopatkové mříže rotoru dalšího stupně. Pro účely tohoto nekonvenčního typu pohonu je vzhledem k nízké rychlosti letu ovšem potřebný pouze jeden stupeň axiálního kompresoru.

I přes složitost proudění v kompresorovém stupni se proud chová podle základních zákonů mechaniky tekutin jako je rovnice kontinuity nebo zákon zachování hybnosti. Rovnice

kontinuity říká, že ve sledovaném kontrolním objemu nedochází k žádnému hromadění nebo úbytku hmoty.

$$\dot{m} = \rho_1 \cdot A_1 \cdot w_1 = \rho_2 \cdot A_2 \cdot w_2 \tag{3.1}$$

Práci kompresorového stupně je možné popsat Eulerovou rovnicí (3.3), která vychází ze zákona zachování hmoty (3.2). Rychlosti $w$ s indexem $\theta$ představují obvodové složky rychlosti [5].

$$n \cdot dF_\theta = d\dot{m} \cdot w_{1\theta} - d\dot{m} \cdot w_{0\theta} \tag{3.2}$$

Index 0 představuje stav před rotorem a index 1 stav za rotorem. $W_u$ v rovnici (3.3) představuje Eulerovu měrnou práci.

$$W_u = \frac{dP}{d\dot{m}} = u \cdot (w_{1\theta} - w_{0\theta}) \tag{3.3}$$

Vyjádření pomocí entalpie, za předpokladu nulové výměny energie plynu s okolím:

$$h_0 = h + \frac{1}{2} \cdot w^2 \tag{3.4}$$

$$W_u = h_{t_1} - h_{t_0} = c_p \cdot \left(T_{c_1} - T_{c_0}\right) \tag{3.5}$$

$$W_u = \left(h_{0_1} + \frac{w_1^2}{2}\right) - \left(h_{0_0} + \frac{w_0^2}{2}\right) \tag{3.6}$$

Práce kompresoru je úměrná momentu a úhlové rychlosti, v tomto případě výstupní hřídele motoru. Tedy platí následující rovnice

$$P = \Omega \cdot \dot{m} \cdot (r \cdot w_{1\theta} - r \cdot w_{0\theta}) \tag{3.7}$$

Obvodová rychlost lopatek je popsána následující rovnicí.

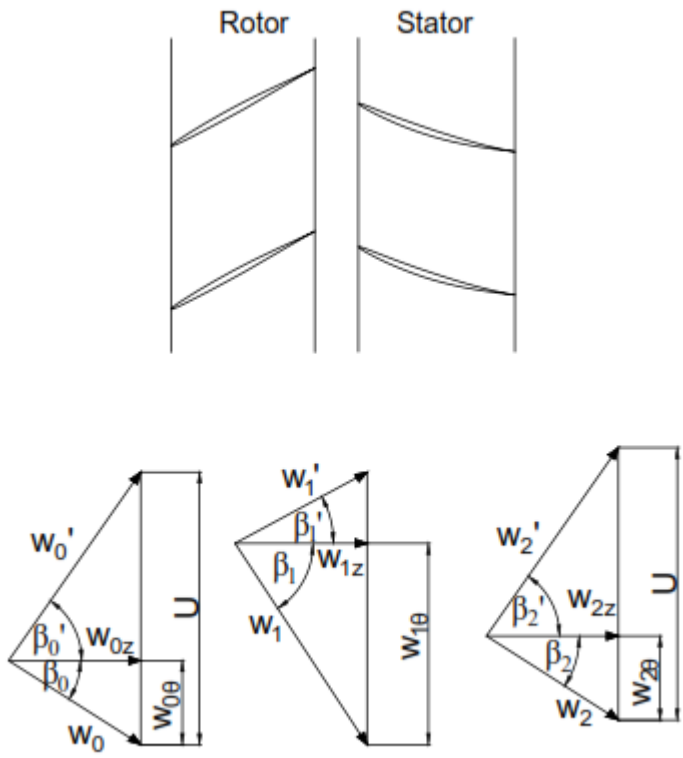
$$U = r \cdot \Omega \tag{3.8}$$

Nárůst stagnační teploty lze určit z Eulerovy rovnice a následující rovnice.

$$\Delta T_{0s} = \frac{1}{c_p} \cdot U \cdot (w_{1\theta} - w_{0\theta}) \tag{3.9}$$

## 3.2 Proudění mezi lopatkami

Pro snazší popis chování proudu mezi lopatkovými mřížemi rotoru a statoru se zavádí rovina, do které byl válcový řez kompresorového stupně rozvinut. V této rovině vzniká dvourozměrné proudění, které je možné popsat rychlostními trojúhelníky. Proudění je tvořeno relativní a absolutní složkou. Proud vzduchu vstupuje do rotoru kompresoru absolutní rychlostí $w_0$ pod úhlem $\beta_0$ vzhledem k axiálnímu směru. Kvůli obvodové rychlosti U lopatek rotoru má proudění relativní složku rychlosti $w_0'$, která je orientována pod úhlem $\beta_0'$ vzhledem k axiálnímu směru. Při průchodu rotorem je proudu vzduchu předána mechanická energie z hřídele motoru, tím dojde ke zvýšení absolutní složky rychlosti na hodnotu $w_1$ pod úhlem $\beta_1$. Současně dojde ke zvýšení celkového tlaku a celkové teploty. Relativní složka rychlosti (rychlost proudu vzhledem k lopatkám rotoru) se snižuje. Z rotující lopatkové mříže vystupuje proud relativní rychlostí $w_1'$, součtem s obvodovou rychlostí rotoru dostáváme absolutní rychlost $w_1$, kterou následně proud vstupuje do statoru. V lopatkové mříži statoru dojde ke zpomalení proudu, čímž vzroste statický tlak, zatímco celkový tlak klesá vlivem ztrát. Ze statoru vystupuje proud absolutní rychlostí $w_2$ pod úhlem $\beta_2$ k axiálnímu směru. Rychlost a směr na výstupu ze statoru je přibližně stejný jako na vstupu do rotoru ($w_0$).

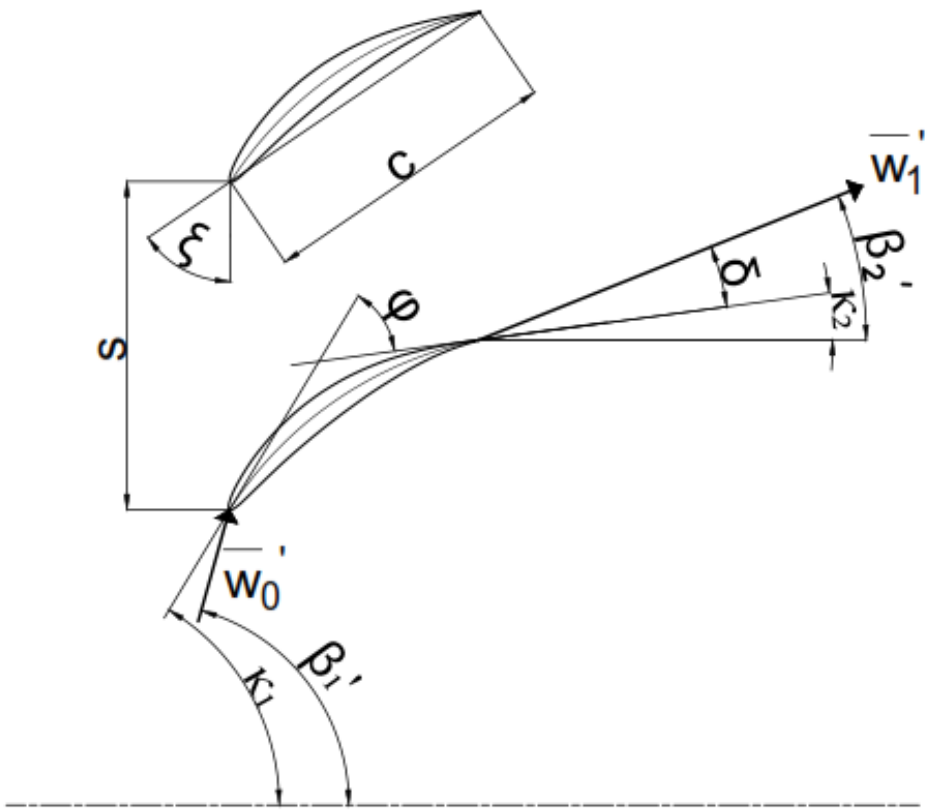



*Obrázek 3.2 Rychlostní trojúhelníky*

Počátek návrhu kompresorového stupně může být proveden dvěma způsoby. První možností je zadání v podobě výkonových parametrů (jako případě této práce), ze kterých se výpočtem určí rychlostní trojúhelníky. Druhou možností je opačný postup. Ze zadaných rychlostí jsou určeny výkonové parametry, ze kterých se poté zpětně ověřuje rozložení rychlostí znázorněné rychlostními trojúhelníky.

## 3.3 Kompresorová kaskáda

Velice užitečná a častá metoda návrhu je založená na uvažování dvourozměrné kompresorové kaskády, která vzhledem ke složitosti proudění v kompresorovém stupni umožňuje použití jednoduššího modelu s korekcemi pro trojrozměrné proudění. I přes tato zjednodušení poskytuje výpočet uspokojivou míru přesnosti výsledků. V minulosti byla provedena rozsáhlá měření v aerodynamických tunelech, aby bylo možné takový návrh kompresoru provést [2]. V současnosti se využívá CFD (Computational fluid dynamics) simulací pro určení vlastností těchto dvourozměrných kaskád. To je výhodnější z finančního hlediska i časové náročnosti, neboť měření v laboratoři bývají velmi zdlouhavá a drahá. V tomto zjednodušení je proudění dvourozměrné a stacionární přes lopatky rotoru i statoru. Kaskáda lopatek se skládá z periodicky se opakující sady lopatek, což představuje řadu lopatek. Geometrie lopatky je zobrazena na následujícím obrázku.



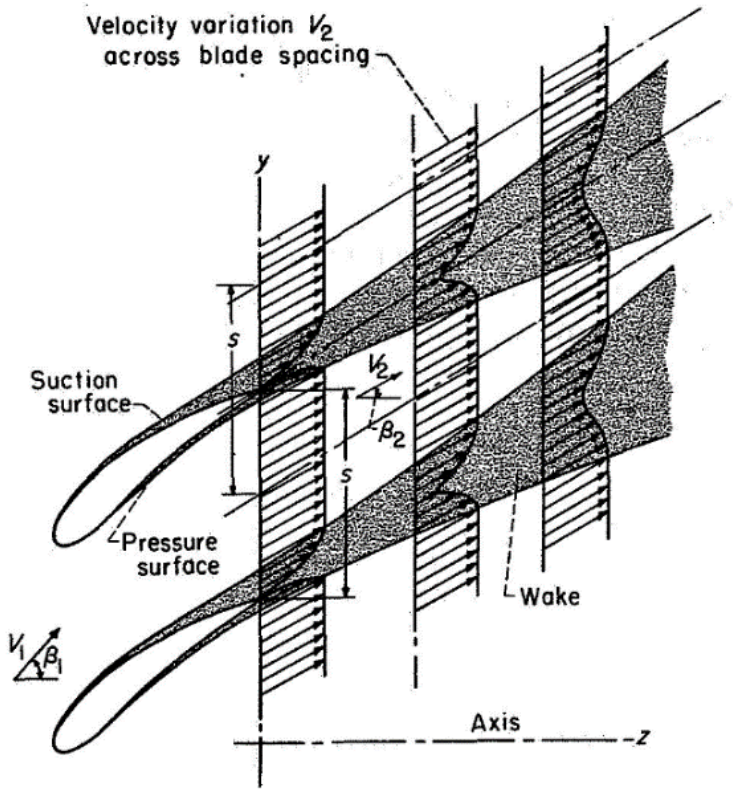

*Obrázek 3.3 Schéma úhlů*

Symbol $\xi$ představuje úhel tětivy lopatky, tedy úhel nastavení (Stagger angle). Úhly $\kappa_1$ a $\kappa_2$ představují úhel mezi axiálním směrem a tečnou ke střední křivce lopatky, tzv. úhel *železa*. Úhel $\kappa_1$ (blade inlet angle) tedy představuje vstupní úhel profilu a $\kappa_2$ (blade outlet angle) představuje výstupní úhel profilu. Úhel mezi tečnou ke střední křivce profilu na náběžné hraně a odtokové hraně je $\varphi$, který představuje úhel ohybu (Camber angle) střední křivky, tedy $\varphi = \kappa_1 - \kappa_2$. Úhel $\beta_1'$ (flow inlet angle) představuje směr proudu na vstupu vůči axiálnímu směru a $\beta_2'$ (flow outlet angle) směr proudu na výstupu. Rozdíl mezi $\beta_1'$ a $\beta_2'$ určuje úhel ohybu proudu, tedy $\Delta\beta = \beta_1' - \beta_2'$. Rozdíl mezi $\kappa_1$ a $\beta_1'$ představuje úhel incidence $i$ a rozdíl mezi $\kappa_2$ a $\beta_2'$ představuje úhel deviace $\delta$ proudu od směru tečny ke střední křivce na odtokové hraně. Délka

tětivy profilu $c$ a rozteč lopatek $s$ se používá k vyjádření velmi důležitého parametru – hustoty lopatkové mříže $\sigma = \frac{c}{s}$. Důležitým krokem je uvažování správných složek jednotlivě pro rotorovou a statorovou lopatkovou mříž. Při následujících výpočtech je nutné pro rotorové lopatky uvažovat relativní složky rychlostí z rychlostních trojúhelníků, zatímco v případě statoru je nutné používat absolutní složky rychlostí.

## 3.4 Charakteristiky proudu přes kompresorovou kaskádu

Cílem měření kompresorové kaskády je stanovení skutečného chování proudu při průchodu přes lopatkovou mříž. Zejména je nutné určit deviaci proudu, tedy odklon proudu od požadovaného směru, který je určen úhlem lopatky na odtokové hraně. Úhel deviace je definován jako rozdíl mezi směrem proudu vystupujícího z lopatky a směrem tečny ke střední křivce lopatky na odtokové hraně. Deviace vzniká kvůli tření v mezní vrstvě, které způsobí nedostatečnou změnu hybnosti. To vede k tomu, že proud není dostatečně otočen a z odtokové hrany lopatky vystupuje pod jiným úhlem, než který odpovídá geometrii lopatky. Na výsledný úhel deviace má vliv zejména geometrie lopatky, tvar okolních ploch ve styku s proudem, drsnost povrchu, vlastnosti proudu, úhel náběhu proudu na lopatku a obvodová rychlost [2].

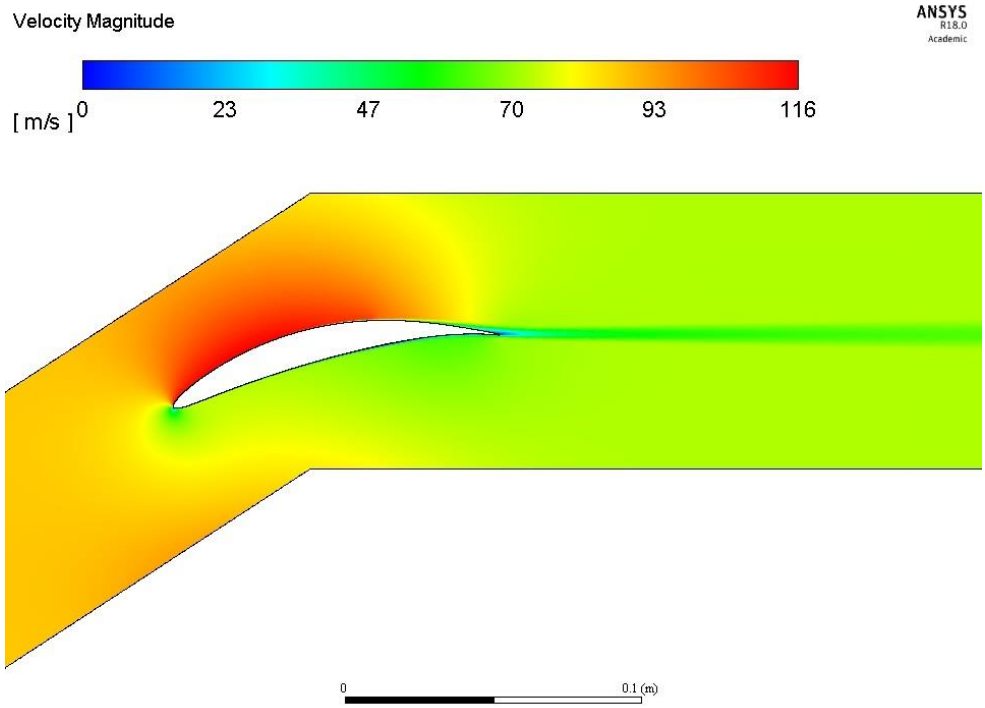



*Obrázek 3.4 Schéma úplavu za lopatkou [15], str. 201-Figure 145*

Důležitou charakteristikou proudu jsou ztráty způsobené průchodem lopatkovou mříží. Ty vznikají z více důvodů, především pak třením v mezní vrstvě na horní a spodní straně profilu. Mezní vrstvy z obou stran profilu se setkávají na odtokové hraně a vytváří úplav.

Tlakovou ztrátu způsobenou průchodem proudu přes lopatku je možné určit pomocí celkového a dynamického tlaku před a za lopatkou, dle rovnice (3.10).

$$\zeta_p = \frac{(p_{1c} - p_{2c})}{p_{1d}} \tag{3.10}$$



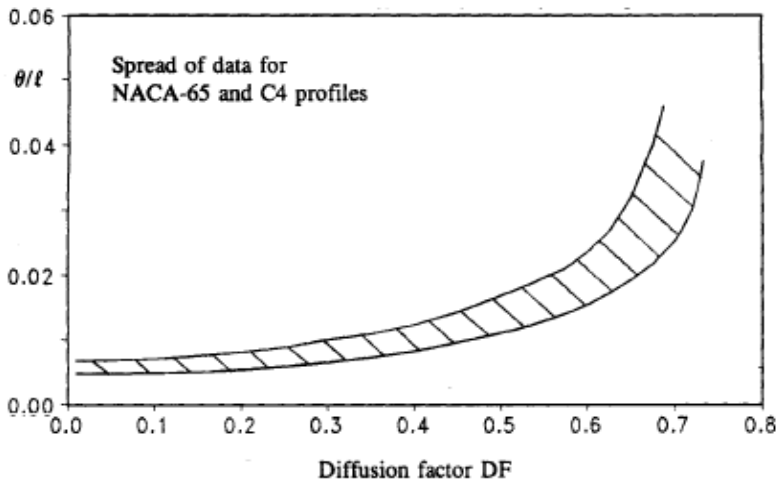

*Obrázek 3.5 Znázornění úplavu za lopatkou pomocí programu Ansys Fluent*

Uvedená tlaková ztráta vzniká snížením rychlosti, což způsobuje ztrátu hybnosti. Tato ztráta hybnosti se nazývá momentum thickness neboli hybnostní tloušťka [3], která může být korelací převedena na tloušťku mezní vrstvy. Lieblein [4] formuloval korelaci mezi hybnostní tloušťkou a výpočtem profilové ztráty.

$$\omega_p = 2\left(\frac{\Theta}{l}\right)\frac{\sigma}{\cos\theta_2}\left(\frac{\cos\theta_1}{\cos\theta_2}\right)^2 \tag{3.11}$$

Pro zadané úhly proudu na vstupu a výstupu, hustotu lopatkové mříže a hybnostní tloušťku je možné určit tlakovou ztrátu pomocí rovnice (3.11). Vzhledem ke složitosti analytického výpočtu hybnostní tloušťky se zavádí jiný parametr nazývaný difuzní faktor DF [5]. Ten vyjadřuje zatížení lopatky a je určen ze změny rychlosti proudu při průchodu přes lopatku.

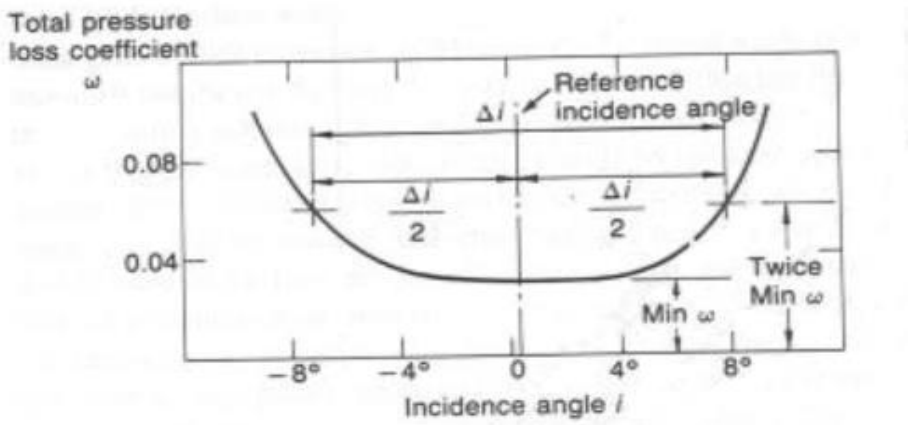
$$DF = \left(1 - \frac{v_2}{v_2}\right) + \frac{\Delta c_\theta}{2\sigma v_1} \tag{3.12}$$




*Graf 3.1 Závislost difuzního faktoru na hybnostní tloušťce [18]*

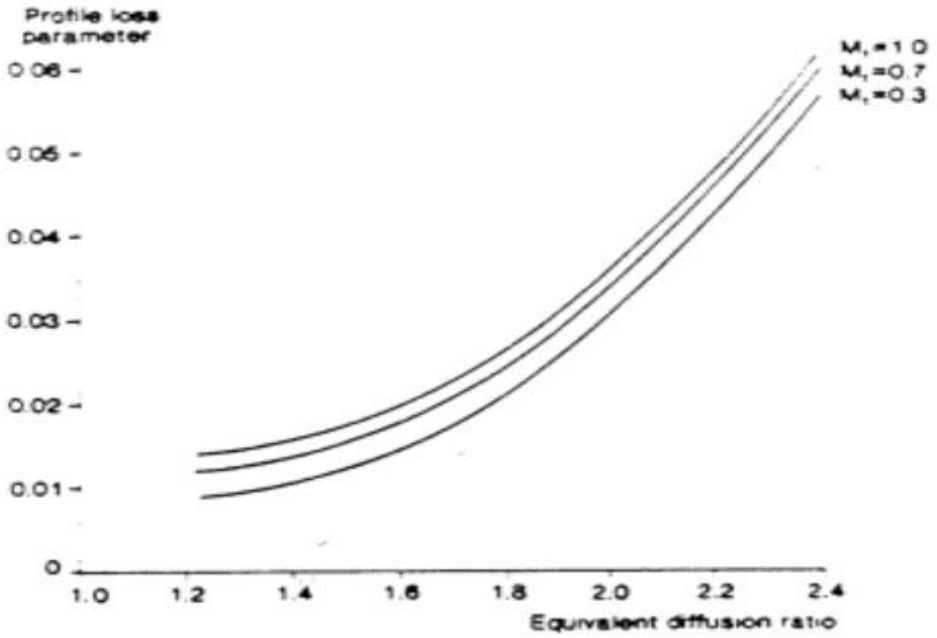
Uvedený graf znázorňuje závislost difuzního faktoru na poměru $\frac{\Theta}{l}$, tedy hybnostní tloušťce a délce tětivy profilu. Z grafu je patrné, že pro difuzní faktor větší než 0.6 začíná prudce růst hybnostní tloušťka a tím i profilové ztráty. To umožňuje konstruktérovi stanovit omezení při návrhu geometrie lopatek. Sám Lieblein stanovil limity zatížení lopatky (loading parameter) v jednotlivých částech lopatky rotoru i statoru. Pro rotor stanovil v oblasti mezi patou a středem lopatky maximální hodnotu difuzního faktoru na 0.6 a pro oblast od středu ke špičce lopatky 0.45. Pro stator stanovil hodnotu difuzního faktoru po celé délce lopatky na 0.6 [5].

Ke stanovení výsledných ztrát je zaveden nový parametr, který zavedl Lieblein. Nazývá se ekvivalentní difuzní faktor, dle následující rovnice (3.13) [6].




*Graf 3.2 Závislost ztrát na úhlu incidence [7]*

$$D_{eq} = \left\{1 - \frac{v_2}{v_1} + \left[0.1 + \frac{t}{l} \cdot \left(10.116 - 34.15 \cdot \frac{l}{s}\right)\right] \cdot \frac{s}{l} \cdot \frac{\left(v_{\theta_1} - v_{\theta_2}\right)}{v_1}\right\} \cdot \frac{v_1}{v_2} + 1 \tag{3.13}$$




*Graf 3.3 Korelace mezi ekvivalentním DF a ztrátou [19]*

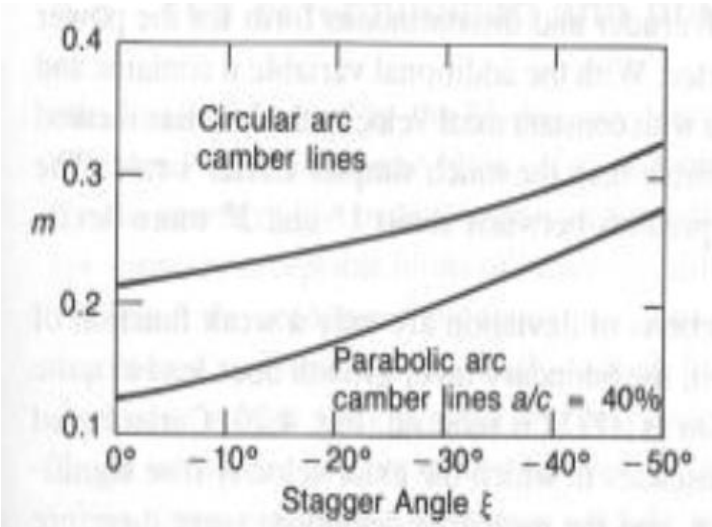
Z grafu 3.2 je patrný rozsah úhlů incidence, pro který ztráty rostou maximálně do dvojnásobku minimální hodnoty. Minimum této funkce je obecně závislé na typu profilu, úhlu střední křivky profilu a relativní tloušťce profilu. Tento rozsah je považován na provozní rozsah úhlů incidence. Ekvivalentní difuzní faktor je poté korelací převeden na Liebleinův ztrátový parametr $\omega_{Lieblein}$ podle rovnice (3.14).

$$\omega_{Lieblein} = \left(0.5 \cdot \omega_p \cdot \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^2 \cdot \cos\theta_2\right) \tag{3.14}$$

Korelace mezi ekvivalentním difuzním faktorem a ztrátami je znázorněn v grafu 3.3. Při známých hodnotách rychlostí z rychlostních trojúhelníků je možné interpolací odhadnout výslednou hodnotu ztráty. Pro přesnější stanovení profilových ztrát vzniklých průchodem proudu přes lopatkovou kaskádu se v současnosti používají CFD simulace. Z nich je možné stanovit ztrátu pomocí rozdílů celkových a dynamických tlaků před a za profilem ve směru proudu dle rovnice (3.10). Později bude pojednán vliv vzdálenosti před a za profilem, ve které jsou hodnoty tlaku počítány. Cílem je tuto tlakovou ztrátu co nejvíce minimalizovat. Jednou z možností je stanovit funkci ztrát na úhlu incidence a stanovit minimum této funkce. Minimum funkce poté odpovídá úhel incidence, pro který jsou ztráty minimální. Typická závislost ztrát na úhlu incidence je zobrazena na grafu 3.2 [7].

Důležitým parametrem, na kterém závisí výkonové charakteristiky, je úhel deviace proudu. Úhel deviace je nutné přesně stanovit, neboť jeho hodnota odpovídá hodnotě úhlu incidence na další stupeň rotorové mříže. Úhel deviace je možné určit pomocí vztahu známého jako Carterovo pravidlo [8].

$$\delta = m \cdot \varphi \left(\frac{s}{c}\right)^n \tag{3.15}$$




*Graf 3.4 Empirické křivky pro parametr m a n*

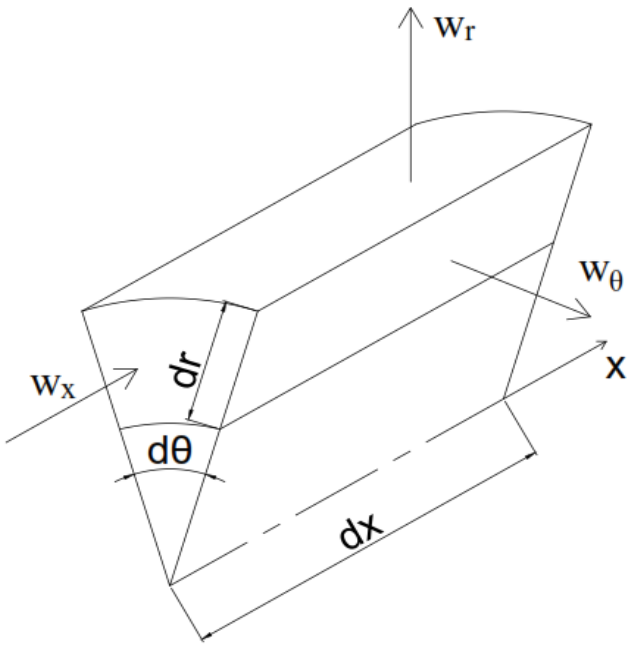
Parametry m a n představují hodnotu odečtenou z empiricky stanovených funkcí úhlu nastavení (Stagger angle) střední křivky profilu, které sestavil autor Carter. Parametr φ představuje úhel ohybu (Camber angle) střední křivky lopatky, poměr $\frac{s}{c}$ představuje převrácenou hodnotu hustoty lopatkové mříže σ.

## 3.5 Třírozměrné proudění

V předchozí kapitole byl uvažován zjednodušený model dvojrozměrného proudění. Ten je vhodné využít pro malé délky lopatek. Je zaveden poměr patního a špičkového průměru $v = \frac{D_i}{Da}$. Pro poměr menší než 0.8 již vzniká velká odchylka, která je způsobena zvětšující se radiální složkou rychlosti. Proto je zapotřebí použít model třírozměrného proudění [2]. Tento model uvažuje pohyb média v radiálním směru. Uvedení jevů třírozměrného proudění umožňuje výpočet jednotlivých složek rychlostí po délce lopatky v závislosti na radiální souřadnici. Díky tomu mohou být rychlostní trojúhelníky určeny v různých radiálních souřadnicích což umožnuje lopatku rozdělit do několika úseků, ve kterých je pak výsledný tvar lopatky nejlépe přizpůsoben proudu v návrhových podmínkách. Jednou z metod používaných pro určení rozložení radiální složky rychlosti je tzv. metoda radiální rovnováhy [9].

### 3.5.1 Radiální rovnováha

Radiální rovnováha popisuje rovnováhu tlakových a odstředivých sil ve sledovaném objemu. Na element působí odstředivé a tlakové síly, které musí být v rovnováze, viz následující rovnice.




*Obrázek 3.6 Radiální rovnováha*

$$F_p = \left(p - \frac{\partial p}{\partial r}\frac{dr}{2}\right) \cdot \left[\left(r - \frac{dr}{2}\right) \cdot d\theta \cdot dx\right] - \left(p + \frac{\partial p}{\partial r}\frac{dr}{2}\right) \cdot \left[\left(r + \frac{dr}{2}\right) \cdot d\theta \cdot dx\right] + 2p \cdot dr \cdot dx \tag{3.16}$$

Po úpravě

$$F_p = d\theta \cdot dx \cdot \left(pr - p\frac{dr}{2} - \frac{\partial p}{\partial r} r \frac{dr}{2} + \frac{\partial p}{\partial r}\frac{dr^2}{4} - pr - p\frac{dr}{2} - \frac{\partial p}{\partial r} r \frac{dr}{2} - + \frac{\partial p}{\partial r}\frac{dr^2}{4} + pdr\right) \tag{3.17}$$

$$F_p = -\frac{\partial p}{\partial r} r \cdot dr \cdot dx \cdot d\theta = -\frac{\partial p}{\partial r} \cdot V \tag{3.18}$$

$$F_o = m \cdot \frac{w_\theta^2}{r} = \rho \cdot V \cdot \frac{w_\theta^2}{r} \tag{3.19}$$

Podmínka radiální rovnováhy:

$$F_p + F_o = 0 \tag{3.20}$$

Dosazení rovnice (3.18) a (3.19) do (3.20):

$$-\frac{\partial p}{\partial r} \cdot V + \rho \cdot V \cdot \frac{w_\theta^2}{r} = 0 \tag{3.21}$$

Vyjádření:

$$\frac{w_\theta^2}{r} = \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial r} \tag{3.22}$$

Rovnice pro celkovou entalpii se zanedbáním malé radiální složky:

$$h_0 = h + \frac{1}{2}(w_x^2 + w_\theta^2) \tag{3.23}$$

Změna celkové entalpie s poloměrem:

$$\frac{dh_0}{dr} = \frac{dh}{dr} + w_x \frac{dw_x}{dr} + w_\theta \frac{dw_\theta}{dr} \tag{3.24}$$

Úprava při zohlednění termodynamického vztahu:

$$Tds = dh - \frac{dp}{\rho} \tag{3.25}$$

Po dalších úpravách dostáváme rovnici radiální rovnováhy se zanedbáním změny entropie po délce lopatky [10].

$$\frac{dh_0}{dr} = \frac{w_\theta^2}{r} + w_x \frac{dw_x}{dr} + w_\theta \frac{dw_\theta}{dr} \tag{3.26}$$

Radiální rovnováha je stanovena pomocí rozložení radiální rychlosti po délce lopatky. To je dosaženo pomocí modelu volného víru. Zákon volného víru uvažuje konstantní práci po délce lopatky $\left(\frac{dh_0}{dr} = 0\right)$, stejně tak i axiální rychlost je po délce lopatky konstantní. Předpoklad

konstantní axiální rychlosti a práce po délce lopatky vede k nevýhodě v podobě velké rychlosti na špičce lopatky a velké zakřivení proudu u paty lopatky [7].

Se zavedením této aproximace radiálního proudění je možné výpočet rychlostních trojúhelníků rozšířit ze střední čáry do jednotlivých řezů po délce lopatky od paty ke špičce. To umožní přizpůsobení tvaru lopatky v jednotlivých částech, tak aby bylo dosaženo požadovaného efektu lopatky na proud.

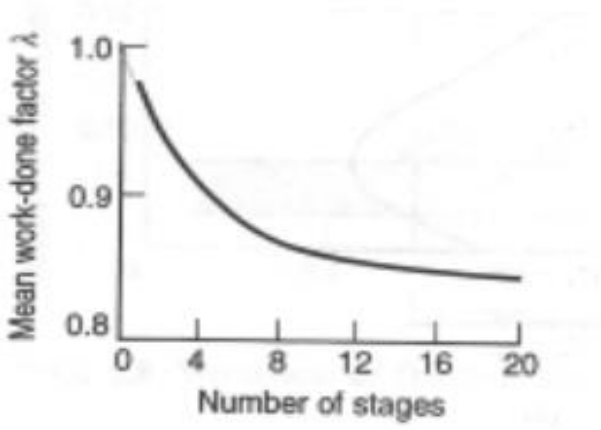
### 3.5.2 Další faktory třírozměrného proudění

Pro lepší zohlednění třírozměrného proudění bude v této kapitole představeno několik důležitých empiricky stanovených zákonů.

Práci kompresoru ovlivňuje mnoho faktorů. Jedním z nich je vznik mezní vrstvy v kompresorové skříni a v oblasti patního průměru lopatky na hřídeli. Velký vliv na výkonové parametry kompresoru má také vůle mezi špičkou rotorových lopatek a skříní rotoru. Výpočet mezní vrstvy je obecně velmi složitý, hlavně z důvodu rotační povahy proudu a problematiky vůle mezi lopatkami a skříní. Mezní vrstva snižuje efektivní průřez, kterým proudí medium, což vede ke snížení odvedení práce kompresorem. Je zaveden parametr λ (výkonový součinitel, work-done factor), který upravuje výslednou práci dodanou rotoru. Parametr λ nabývá hodnot od 0 do 1 [11]. Výsledná práce rotoru je upravena do následujícího vztahu:

$$P' = \lambda \cdot \dot{m} \cdot \left(U_1 \cdot w_{1_\theta} - U_0 \cdot w_{0_\theta}\right) \tag{3.27}$$

Parametr λ tím upravuje výslednou hodnotu práce dodané rotoru. Nejedná se však o stejný pojem jako účinnost kompresoru. Ukazuje tím, jaký vliv má mezní vrstva a její tloušťka na práci rotoru. Hodnota parametru λ se mění s počtem stupňů kompresoru.




*Graf 3.5 Výkonový součinitel [11]*

Třírozměrné proudění v kompresoru je obecně velmi složité a jeho řešení pro potřeby návrhu lopatkových mříží je velmi náročné. Poznatky uvedené v této kapitole slouží jako základní informace potřené k pochopení problematiky proudění a vlivů, které ovlivňují výsledné výkonové parametry kompresoru.

# 4. Návrh geometrie kompresorových lopatek

Návrh ventilátoru bude rozdělen do jednotlivých sekcí, tak aby se usnadnil přístup ke složitému třírozměrnému proudění skutečnou lopatkovou mříží.

1. Návrhový bod
2. Návrh střední čáry
3. Volba typu profilu
4. Návrh 2D mříže lopatek

## 4.1 Návrhový bod

K prvotnímu návrhu jakéhokoliv typu je vždy zapotřebí určit výchozí bod, ze kterého se bude vycházet v dalších krocích návrhu. Návrhový bod je určen provozními vlastnostmi. V tomto případě je návrhový bod určen výkonovými parametry turbohřídelového motoru, rychlostí letu letounu a vnitřními rozměry uvnitř letounu, kde má být kompresorový stupeň umístěn. Všechny tyto parametry jsou uvedeny v tabulce 4.1.

| Parametr | Symbol | Hodnota | Jednotky |
|---|---|---|---|
| Výkon na hřídeli | P | 180 | $kW$ |
| Otáčky motoru | N | 5978 | $min^{-1}$ |
| Axiální rychlost | $w_z$ | 75 | $m \cdot s^{-1}$ |
| Patní poloměr | $r_h$ | 0.165 | $m$ |
| Špičkový poloměr | $r_t$ | 0.33 | $m$ |
| Průtok vzduchu | $\dot{m}$ | 23.57 | $kg \cdot s^{-1}$ |

*Tabulka 4.1 Hodnoty návrhového bodu*

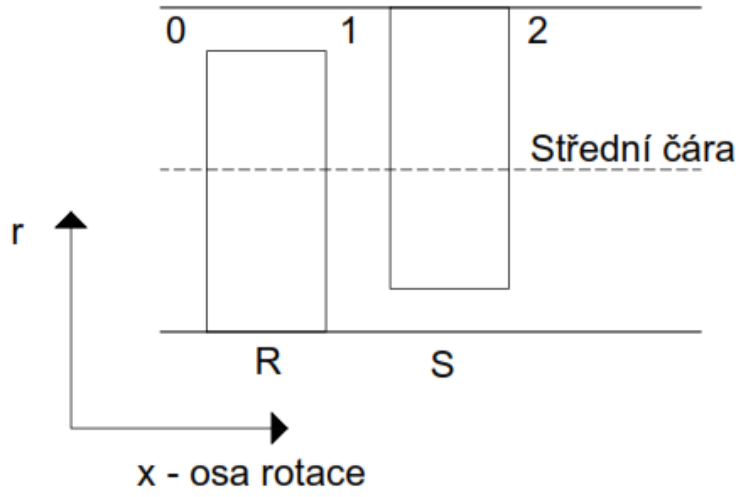
Hned v úvodu se musela stanovit konfigurace kompresoru. V dřívějších verzích tohoto typu pohonu byla použita netradiční konfigurace stator-rotor. Ovšem s ohledem na výkonové a hlukové parametry bylo v tomto návrhu přistoupeno k obvyklé konfiguraci rotor-stator.

## 4.2 Návrh střední čáry

Tato metoda řeší proudění v místě střední čáry a dovoluje tím určit prvotní návrh a základní výkonové parametry. Toto proudění je uvažováno jako jednorozměrné a stacionární a slouží ke stanovení průměrných vlastností proudu po celé výšce lopatky. V případě tohoto návrhu jsou lopatky statoru a rotou stejně vysoké, proto je střední čára určena uprostřed mezi patou a špičkou.

$$r_m = \frac{1}{2} \cdot (r_h + r_t) \tag{4.1}$$

Zóna 0 představuje vstup do rotoru, zóna 1 představuje výstup z rotoru a zároveň vstup do statoru, zóna 2 pak představuje výstup ze statoru.




*Obrázek 4.1 Schéma střední čáry*

Z určeného poloměru je možné stanovit obvodovou rychlost v daném řezu z následující rovnice.

$$u = r_m \cdot \varpi \tag{4.2}$$

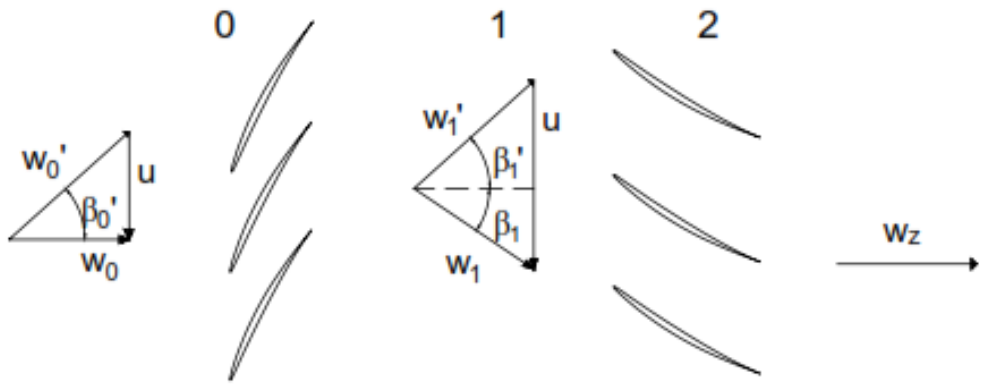
Dále se stanoví hmotnostní tok vzduchu nasávaného do kompresoru z rovnice kontinuity.

$$\dot{m} = w_z \cdot \rho \cdot A \tag{4.3}$$

Z Eulerovy rovnice se následně vyjádří rozdíl obvodových složek rychlostí.

$$P = \dot{m} \cdot u \cdot \Delta w_\theta \;\; \rightarrow \;\; \Delta w_\theta = \frac{P}{\dot{m} \cdot u} \tag{4.4}$$

Nyní je možné sestrojit rychlostní trojúhelníky z vypočítaných hodnot. Směr proudu na vstupu do rotoru je axiální, proto je složka $\Delta w_{\theta 1}$ rovna nule.




*Obrázek 4.2 Rychlostní trojúhelníky kompresoru*

Zbývající složky rychlostí byly vypočítány dle následujících rovnic. Na základě metodologie tohoto návrhu jsou přijaty podmínky axiálního směru rychlosti na vstupu i výstupu a zároveň zachování stejné rychlosti na výstupu jako na vstupu.

$$\beta_0 = \beta_2 = 0 \ [°] \tag{4.5}$$

$$w_0 = w_z = w_2 \tag{4.6}$$

$$w_0' = \sqrt{w_z^2 + u^2} \tag{4.7}$$

$$w_1' = \sqrt{w_z^2 + (u - \Delta w_\theta)^2} \tag{4.8}$$

$$w_1 = \sqrt{w_z^2 + \Delta w_\theta{}^2} \tag{4.9}$$

Směr jednotlivých složek rychlostí znázorněných v rychlostních trojúhelnících udávaných úhlem vztaženým k axiálnímu směru určíme ze znalosti trigonometrie jako tangentu dvou odvěsen trojúhelníku.

| Lopatka rotoru | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| Řez | $U\ [m/s]$ | $w_0'[m/s]$ | $w_1'[m/s]$ | $\beta_0'[°]$ | $\beta_1'[°]$ |
| 1 | 103.29 | 127.65 | 80.55 | 54.01 | 21.38 |
| 2 | 113.62 | 136.14 | 88.20 | 56.57 | 31.75 |
| 3 | 123.95 | 144.87 | 97.53 | 58.82 | 39.74 |
| 4 | 134.28 | 153.8 | 107.79 | 60.81 | 45.91 |
| 5 | 144.61 | 162.90 | 118.55 | 62.59 | 50.75 |
| 6 | 154.94 | 172.13 | 129.57 | 64.17 | 54.63 |
| 7 | 165.27 | 181.49 | 140.72 | 65.59 | 57.79 |
| 8 | 175.60 | 190.94 | 151.92 | 66.87 | 60.41 |
| 9 | 185.93 | 200.49 | 163.12 | 68.03 | 62.63 |
| 10 | 196.26 | 210.10 | 174.31 | 69.08 | 64.51 |
| 11 | 206.58 | 219.78 | 185.47 | 70.04 | 66.15 |

*Tabulka 4.2 Složky rychlostních trojúhelníků rotoru*

| Lopatka statoru | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| Řez | $U\ [m/s]$ | $w_1\ [m/s]$ | $w_2\ [m/s]$ | $\beta_1[°]$ | $\beta_2[°]$ |
| 1 | 103.29 | 105.30 | 75 | 44.58 | 0 |
| 2 | 113.62 | 100.70 | 75 | 41.86 | 0 |
| 3 | 123.95 | 97.05 | 75 | 39.39 | 0 |
| 4 | 134.28 | 94.12 | 75 | 37.17 | 0 |
| 5 | 144.61 | 91.72 | 75 | 35.14 | 0 |
| 6 | 154.94 | 89.74 | 75 | 33.31 | 0 |
| 7 | 165.27 | 88.09 | 75 | 31.63 | 0 |
| 8 | 175.60 | 86.69 | 75 | 30.10 | 0 |
| 9 | 185.93 | 85.51 | 75 | 28.70 | 0 |
| 10 | 196.26 | 84.49 | 75 | 27.42 | 0 |
| 11 | 206.58 | 83.61 | 75 | 26.23 | 0 |

*Tabulka 4.3 Složky rychlostních trojúhelníků statoru*

## 4.3 Volba profilu lopatky

Volba profilu pro rotorové i statorové lopatek je velmi důležitou fází návrhu celého kompresoru. Na profil lopatek jsou kladeny vysoké nároky. Musí poskytnout požadované ohnutí proudu mezi náběžnou a odtokovou hranou lopatky. Zároveň musí vykazovat co nejmenší ztráty a deviaci proudu za odtokovou hranou. Je nutné, aby zvolený profil měl poměrně vysokou hodnotu kritického Machova čísla, tj. rychlost proudu, při které nastane v oblasti největšího sání hodnota Machova čísla $M = 1$. To je důležité zejména v oblasti špičky lopatky rotoru, kde je vysoká rychlost proudění a Machovo číslo se velmi blíží kritické hodnotě. Z těchto důvodů byl zvolen profil typu NACA 65. Jedná se o profil navržený organizací NACA (National Advisory Committee for Aeronautics), předchůdce organizace NASA. Profil je původně navržen pro použití pro letecké motory. Je navržen metodou konformní transformace [12]. Profil NACA 65 má kruhovou střední křivku, relativní tloušťku 8% a maximální tloušťku profilu v 40%.

## 4.4 Návrh 2D mříže lopatek

V této části návrhu geometrie lopatek bylo zapotřebí implementovat vhodný model, který by zohlednil radiální složku rychlosti v lopatkové mříži. To je nutné z důvodu, aby bylo možné navrhnout geometrický tvar lopatky (ohnutí střední čáry profilu a úhel nastavení) po celé délce lopatky, nikoliv pouze na středním průměru. Vírových modelů je větší množství, ale vzhledem k podmínkám zadání, tj. úhel proudu na vstupu do rotoru i výstupu ze statoru je rovný nule ($\alpha_1 = \alpha_3 = 0$), byl zvolen model volného víru. Použitím tohoto modelu byla splněna podmínka radiální rovnováhy. Pro zachování radiální rovnováhy musí být při uvažování konstantního rozložení práce po délce lopatky i axiální rychlost konstantní, viz následující rovnice.

Z rovnice radiální rovnováhy (3.26) dostáváme:

$$0 = \frac{w_{\theta_0}^2}{r} + w_x \cdot \frac{dw_x}{dr} + w_{\theta_0} \cdot \frac{dw_{\theta_0}}{dr} \tag{4.10}$$

Model volného víru říká, že součin poloměru v daném řezu s radiální složkou rychlosti je vždy konstantní součin $r \cdot w_{\theta_2} = k$.

Proto,

$$w_{\theta_2} = \frac{k}{r} \tag{4.11}$$

Konstanta k je určena z Eulerovy rovnice (3.3). Změna radiální rychlosti s poloměrem je tedy:

$$\frac{dw_{\theta_0}}{dr} = -\frac{k}{r^2} = -\frac{w_{\theta_0}}{r} \tag{4.12}$$

Dosazení do rovnice (4.10):

$$0 = \frac{w_{\theta_0}^2}{r} + w_x \cdot \frac{dw_x}{dr} + w_{\theta_0} \cdot \left(-\frac{w_{\theta_0}}{r}\right) \tag{4.13}$$

$$0 = w_x \cdot \frac{dw_x}{dr} \tag{4.14}$$

Tím je splněna radiální rovnováha a dokázána podmínka konstantní axiální rychlosti po celé délce lopatky. Se zvoleným modelem volného víru je možné zohlednit radiální složku rychlosti a vypočítat rychlostní trojúhelníky v jednotlivých sekcích lopatky od paty ke špičce. Bylo navrženo 11 řezů mezi patou a špičkou, tak aby celé délka lopatky byla rovnoměrně rozdělena na jednotlivé úseky. Jedním z těchto řezů byl již předem spočítaný řez střední čáry. Volba většího počtu řezů umožňuje navrhnout plynulý přechod ve tvaru lopatky mezi jednotlivými řezy a vyhnout se tak nevhodným skokům nebo prudkým změnám tvaru povrchu.

V kapitole Návrh střední čáry byl proveden výpočet rychlostních trojúhelníků na střední čáře kompresoru. Pro návrh celé lopatky od patního řezu ke špičce lopatky, je nutné zohlednit radiální složku rychlosti. V každém navrženém řezu je nyní možné stanovit rychlostní trojúhelníky a z nich následující parametry.

Důležitým parametrem, který mohl být na základě určených rychlostí stanoven je tzv. deHallerovo číslo, které vyjadřuje zatížení lopatky jako bezrozměrné číslo. Je doporučeno, aby výsledná hodnota nebyla větší než 0.72 [13]. DeHallerovo číslo lopatky rotoru je stanoveno dle rovnice (4.15).

$$dH = \frac{w_1'}{w_0'} \tag{4.15}$$

Dalším z parametrů, které popisují proudění vzduchu přes kompresorový stupeň je průtokový součinitel. Jeho hodnota charakterizuje hmotnostní tok stupněm s tím, že vyšší hodnota znamená vyšší průtok vztažený na jednotku plochy. Z rovnice (4.16) je vidět, že na špičce lopatky, kde je vyšší obvodová rychlost, bude toto číslo nejmenší a naopak u paty lopatky bude největší. S vyššími hodnotami také souvisí vyšší Machovo číslo na vstupu, což vede k vyšším ztrátám [2].

$$\phi = \frac{w_z}{u} \tag{4.16}$$

Velmi důležitým parametrem, který vyjadřuje zatížení lopatky, je tlakové číslo. Je možné ho vypočítat z rovnice (4.17). Tento koeficient určuje, kolik dynamického tlaku se přemění na statický tlak. Vyšší hodnota souvisí s větším úhlem ohybu proudu, který nese riziko odtržení proudění od povrchu lopatky. Nižší hodnota znamená, že stupeň má menší stlačení. Doporučení s ohledem na ztráty $\psi < 0.6$ [1].

$$\psi = \frac{\Delta w_\theta}{u} \tag{4.17}$$

Tím je dokončen návrh střední čáry, který specifikuje průměrné hodnoty celé lopatky pro jednodušší přístup. Představuje tak zjednodušenou představu o výkonových parametrech kompresoru. Ovšem pro návrh tvaru lopatek po celé délce je nutné zohlednit radiální složku rychlosti a tím tvar lopatky přizpůsobit v jednotlivých částech, tak aby tvar co nejlépe vyhovoval procházejícímu proudu.

Po určení výkonových parametrů je nutné charakterizovat ztráty, ke kterým dochází. Ztrátový parametr $\zeta$ je funkcí úhlů $\beta$ a difuzního čísla.

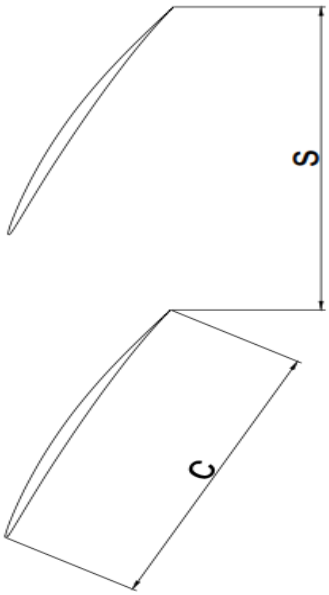
$$\zeta = \frac{2 \cdot \sigma \cdot \cos^2 \beta_1}{\cos^3 \beta_2} \cdot (0.005 + 0.16 \cdot D^4) \tag{4.18}$$

$$D = 1 - \frac{\cos\beta_1}{\cos\beta_2} + \frac{\cos\beta_1}{2 \cdot \sigma} \cdot (\tan\beta_1 - \tan\beta_2) \tag{4.19}$$

Rovnice (4.19) představuje výpočet difuzního čísla, kde $\sigma$ je hustota lopatkové mříže. Cílem je zvolit optimální hustotu mříže $\sigma_{opt}$, které odpovídají minimální ztráty. Hustota mříže $\sigma$ je definována následující rovnicí.

$$\sigma = \frac{c}{s} \tag{4.20}$$

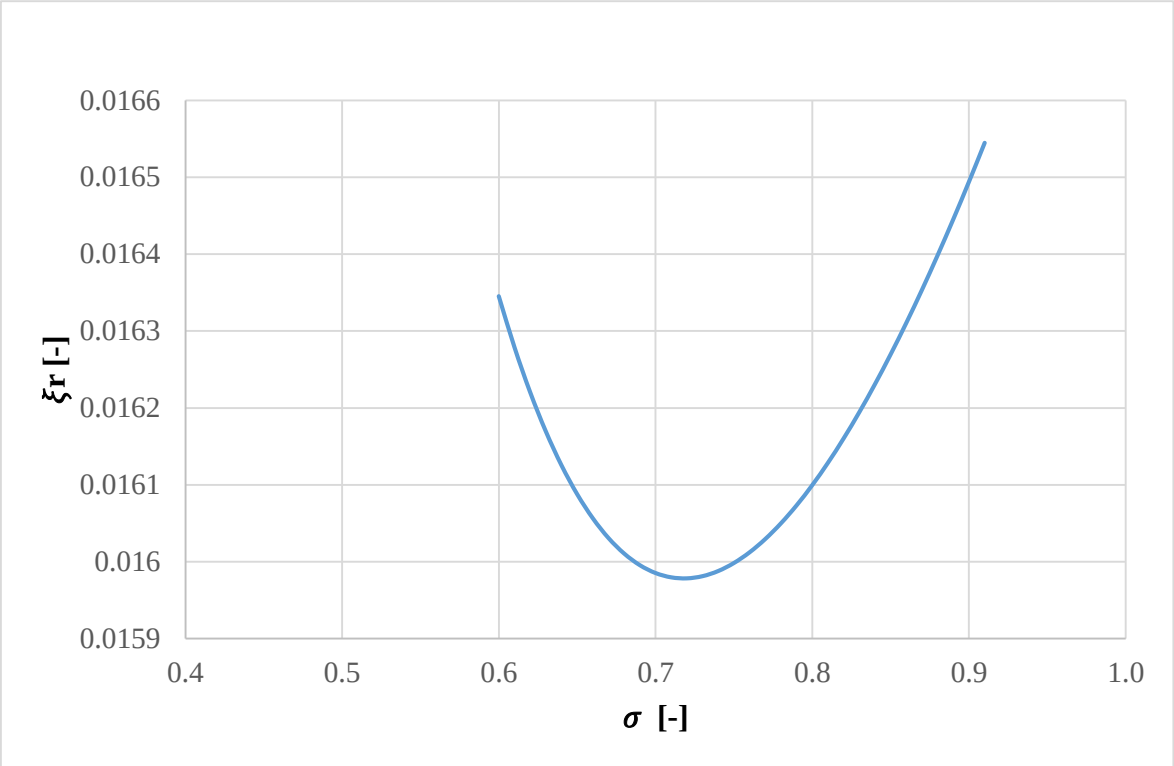
Jedná se o poměr mezi délkou tětivy profilu a roztečí mezi jednotlivými lopatkami.



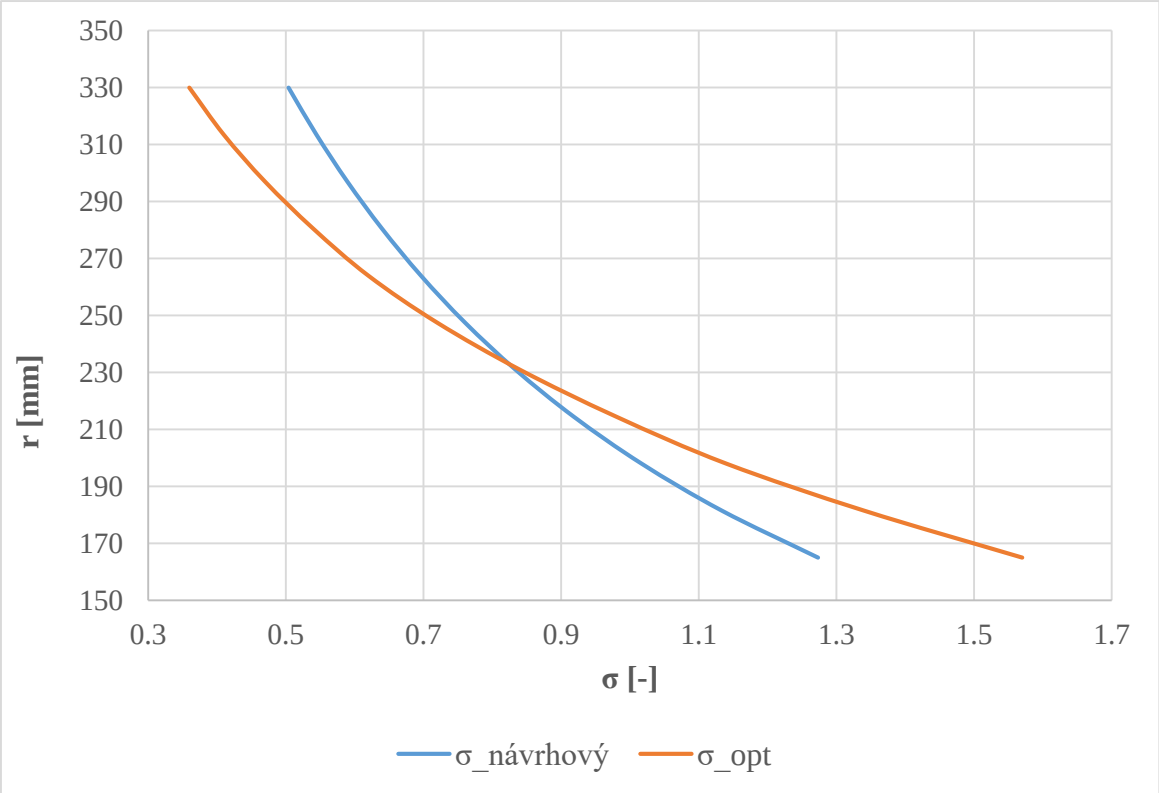

*Obrázek 4.3 Tětiva a rozteč*

Schéma je zobrazeno na obrázku 4.3. Optimální hustotu mříže je možné zvolit pomocí vykreslení závislosti funkce $\zeta$ na hustotě mříže $\sigma$.

Minimum zobrazené funkce odpovídá optimální hustotě lopatkové mříže, pro kterou budou nejnižší ztráty. Stejným způsobem určíme i optimální hodnotu pro mříž statoru. Stejný výpočet geometrických úhlů a určení hustoty mříže je potřeba provést pro každý zvolený řez




*Graf 4.1 Hustota mříže rotoru*




*Graf 4.2 Optimalizace hustoty mříže rotoru*

po výšce lopatky. Na základě geometrických omezení dle zadání bylo navrženo 11 řezů po výšce lopatky rotoru i statoru a byl proveden výpočet všech uvedených parametrů.

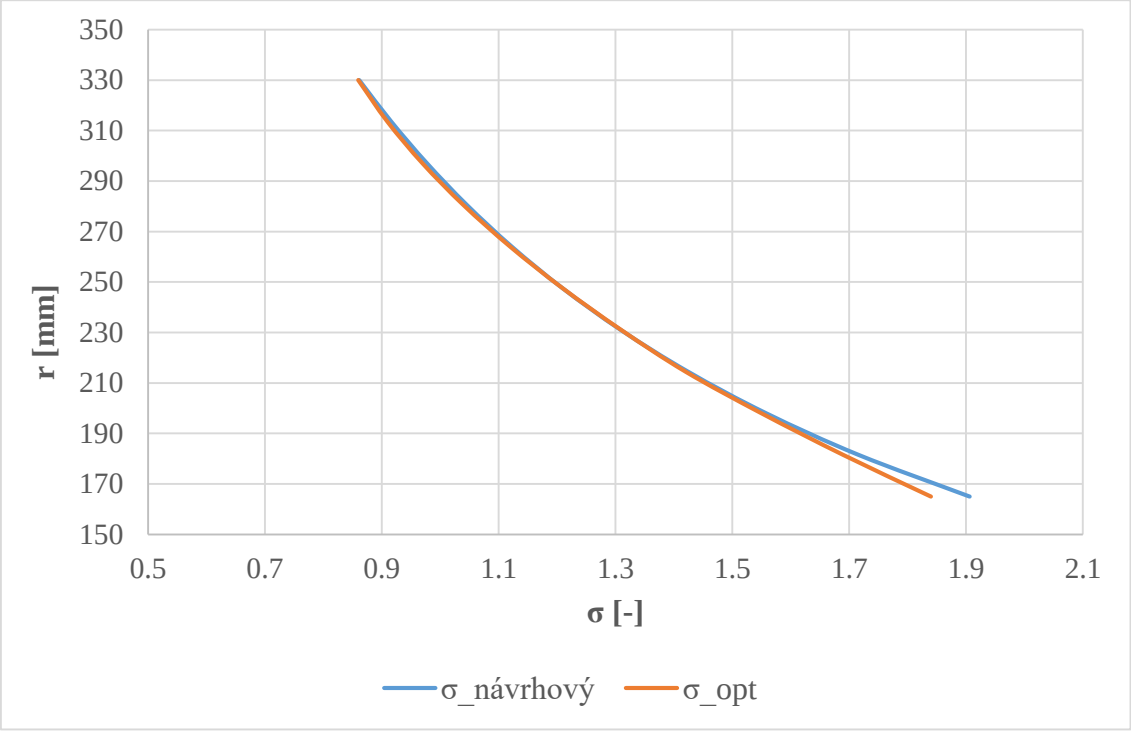
Dalším bodem návrhu celé lopatky bylo stanovení délky tětivy v jednotlivých řezech tak, aby se hodnota hustoty mříže co nejvíce blížila ideální hodnotě $\sigma_{opt}$ pro minimalizaci ztrát. Z rovnice (4.20) vyplývá, že pro optimalizaci hustoty mříže je nutné stanovit rozteč lopatek, kterou je možné definovat pomocí rovnice (4.21) jako podíl obvodu v daném místě řezu k počtu lopatek $n$.

$$s = \frac{2\pi r}{n} \tag{4.21}$$

Pro navržený počet 11 lopatek rotoru byla optimalizací stanovena výsledná hustota mříže v jednotlivých řezech, tak aby výsledné ztráty byly minimální. Z důvodu omezení axiálního rozměru lopatky na 100 mm nebylo možné navrhnout hustotu mříže, tak aby se blížila hodnotě $\sigma_{opt}$ po celé výšce lopatky. Návrhové hodnoty blízké hodnotě $\sigma_{opt}$ bylo dosaženo alespoň ve středové oblasti lopatky, kde bude nejvyšší účinnost. Průběh optimální a návrhové hustoty mříže je zobrazen v uvedeném grafu 4.2.

Daného průběhu bylo dosaženo navržením proměnné hodnoty délky tětivy lopatky. V patním řezu lopatky je délka tětivy 120 mm a postupně se její délka zkracuje až na 95 mm na špičce lopatky. Krok změny byl stanoven jako lineární s ohledem na výsledný tvar a složitost povrchu celé lopatky. Mezi každými dvěma z celkových 11 řezů po výšce lopatky tedy odpovídala změna o 2.5 mm.

Stejným způsobem byla provedena optimalizace i hustoty mříže statoru, kde se podařilo ještě více přiblížit optimální hodnotě a více tak minimalizovat ztráty. Bylo navrženo 19 lopatek statoru opět s proměnnou délkou tětivy lopatky. V patním řezu má tětiva délku 104 mm a na




*Graf 4.3 Optimalizace hustoty mříže statoru*

špičce 94 mm. Opět byl dodržen lineární průběh změny délky tětivy lopatky, aby nebyl výsledný povrch lopatky příliš zakřivený. Počty lopatek rotoru a statoru byly schválně navrženy jako prvočísla, tak aby při vzájemné interakci lopatek rotoru a statoru nedocházelo k interakci více lopatek najednou. Při takto navržených počtech lopatek bude v jeden okamžik v interakci pouze jedna lopatka rotoru s jednou lopatkou statoru. To vede k minimalizaci tlakových fluktuací a tím dojde ke snížení hlučnosti celého kompresoru. Počet lopatek statoru je větší než u rotoru z důvodu lepších výkonových charakteristik [14].

| | Rotor | | | | Stator | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Řez | $\sigma\ [-]$ | $s\ [mm]$ | $c\ [mm]$ | $c_x\ [mm]$ | $\sigma\ [-]$ | $s\ [mm]$ | $c\ [mm]$ | $c_x\ [mm]$ |
| 1 | 1.27 | 94.25 | 120 | 99.29 | 1.91 | 54.56 | 104 | 95.31 |
| 2 | 1.13 | 103.67 | 117.5 | 89.55 | 1.72 | 60.02 | 103 | 96.17 |
| 3 | 1.02 | 113.10 | 115 | 80.04 | 1.56 | 65.48 | 102 | 96.47 |
| 4 | 0.92 | 122.52 | 112.5 | 71.74 | 1.42 | 70.93 | 101 | 96.15 |
| 5 | 0.83 | 131.95 | 110 | 64.65 | 1.31 | 76.39 | 100 | 95.60 |
| 6 | 0.76 | 141.37 | 107.5 | 58.21 | 1.21 | 81.85 | 99 | 94.93 |
| 7 | 0.70 | 150.80 | 105 | 53.51 | 1.12 | 87.30 | 98 | 94.15 |
| 8 | 0.64 | 160.22 | 102.5 | 48.83 | 1.05 | 92.76 | 97 | 93.42 |
| 9 | 0.59 | 169.65 | 100 | 44.90 | 0.98 | 98.22 | 96 | 92.63 |
| 10 | 0.54 | 179.07 | 97.5 | 41.36 | 0.92 | 103.67 | 95 | 91.85 |
| 11 | 0.50 | 188.50 | 95 | 38.41 | 0.86 | 109.13 | 94 | 90.87 |

*Tabulka 4.4 Geometrické parametry lopatek*

Osový rozměr lopatky $c_x$ byl omezen na 100 mm pro rotor i stator z důvodů zástavby celého kompresoru do trupu letounu.

| Řez | $\varphi$ [°] | $\psi$ | $dH_r$ [-] | $dH_s$ [-] |
|---|---|---|---|---|
| 1 | 0.73 | 0.72 | 0.63 | 0.71 |
| 2 | 0.66 | 0.59 | 0.65 | 0.74 |
| 3 | 0.61 | 0.50 | 0.67 | 0.77 |
| 4 | 0.56 | 0.42 | 0.70 | 0.80 |
| 5 | 0.52 | 0.37 | 0.73 | 0.82 |
| 6 | 0.48 | 0.32 | 0.75 | 0.83 |
| 7 | 0.45 | 0.28 | 0.77 | 0.85 |
| 8 | 0.43 | 0.25 | 0.79 | 0.86 |
| 9 | 0.40 | 0.22 | 0.81 | 0.88 |
| 10 | 0.38 | 0.20 | 0.83 | 0.89 |
| 11 | 0.36 | 0.18 | 0.84 | 0.90 |

*Tabulka 4.5 Výkonové parametry*

Z tabulky je vidět, že pro první 4 řezy lopatky rotoru a první řez lopatky statoru není splněna podmínka $dH > 0.72$. Je to způsobeno příliš velkým ohybem proudu u paty lopatky [13].

S navrženou hustotou lopatkové mříže a stanovenými parametry zatížení rotoru i statoru bylo možné začít vykreslovat profily lopatek v jednotlivých řezech. Pro vykreslení profilu bylo nutné nejprve určit střední křivku profilu. K jejímu vykreslení byla použita následující rovnice.

$$l = r \cdot \varphi \tag{4.22}$$

Definice souřadnic:

$$x = r \sin \theta \tag{4.23}$$

$$y = r \cos \theta - y_0 \tag{4.24}$$

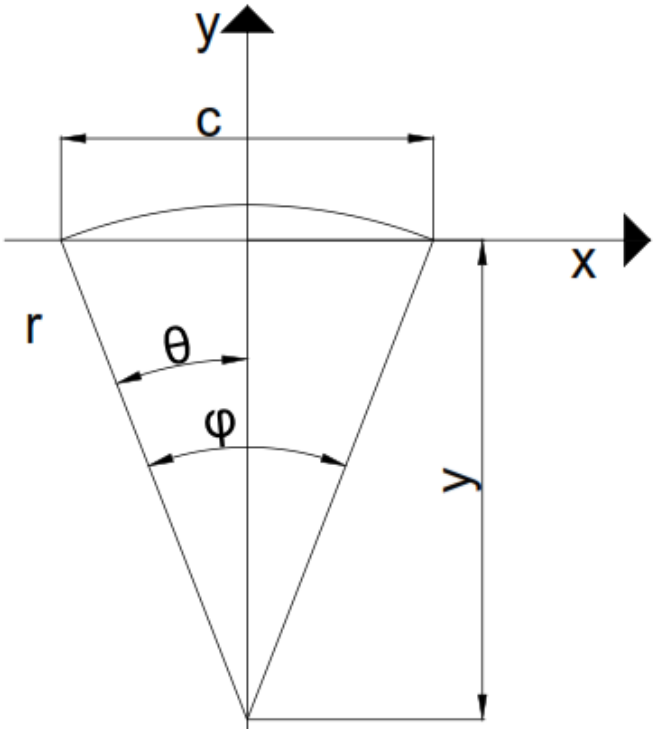
$$\theta \in \langle -\frac{\varphi}{2}; \frac{\varphi}{2} \rangle \tag{4.25}$$

$$r = \frac{c}{2 \sin \frac{\varphi}{2}} \tag{4.26}$$

Určením střední křivky profilu, která je z definice profilu řady NACA 65 kruhová, byla vytvořena základní geometrie, kterou bylo následně potřeba obalit pomocí tloušťkové funkce, tak aby vznikla horní a dolní strana profilu. Vykreslení horní a dolní strany profilu bylo provedeno pomocí uvedených rovnic a schématu.

Tloušťková funkce NACA 65 k vykreslení horní a dolní strany profilu:

$$= s_r \cdot c \cdot (1 - x) \cdot \left[\frac{1.0675 \cdot \sqrt{x} - 0.2758 \cdot x + 2.4478 \cdot x^2 - 2.8385 \cdot x^3}{1 - 0.176 \cdot x}\right] \tag{4.27}$$




*Obrázek 4.4 Schéma souřadnic a střední křivky*

Pomocí tloušťkové funkce poté mohla být vykreslena horní křivka profilu,

$$x = \left(r + \frac{y}{2}\right) \cdot \sin\theta \tag{4.28}$$

$$y = \left(r + \frac{y}{2}\right) \cdot \cos\theta - y_0 \tag{4.29}$$

a spodní křivka:

$$x = \left(r - \frac{y}{2}\right) \cdot \sin\theta \tag{4.30}$$

$$y = \left(r - \frac{y}{2}\right) \cdot \cos\theta - y_0 \tag{4.31}$$

Pro stanovení jednotlivých profilů rotoru a statoru v jednotlivých řezech bylo nutné stanovit úhly incidence (úhel náběhu) a deviace (úhel odklonu od směru tečny k profilu na odtokové hraně). K tomu bylo zapotřebí využít metodiku výpočtu těchto úhlů, která vychází z dokumentu NASA-SP-36 Aerodynamic Design Of Axial-Flow Compressors [11].

### 4.4.1 Výpočet úhlu incidence

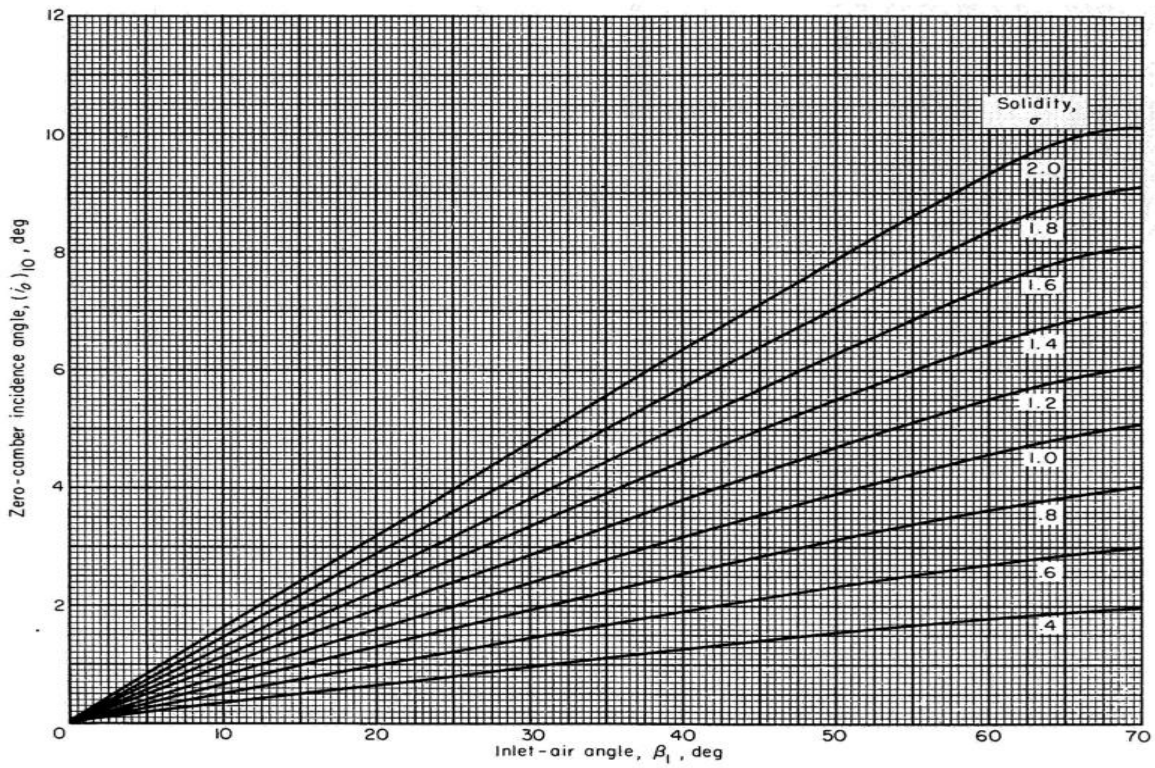
Výpočet úhlu incidence touto metodou je založen na odečítání hodnot z grafů získaných experimentálním měřením lopatkových mříží různých vlastností. Je stanovena rovnice:

$$i_{ref} = i_0 + n \cdot \varphi \tag{4.32}$$

Člen $i_0$ je určen rovnicí:

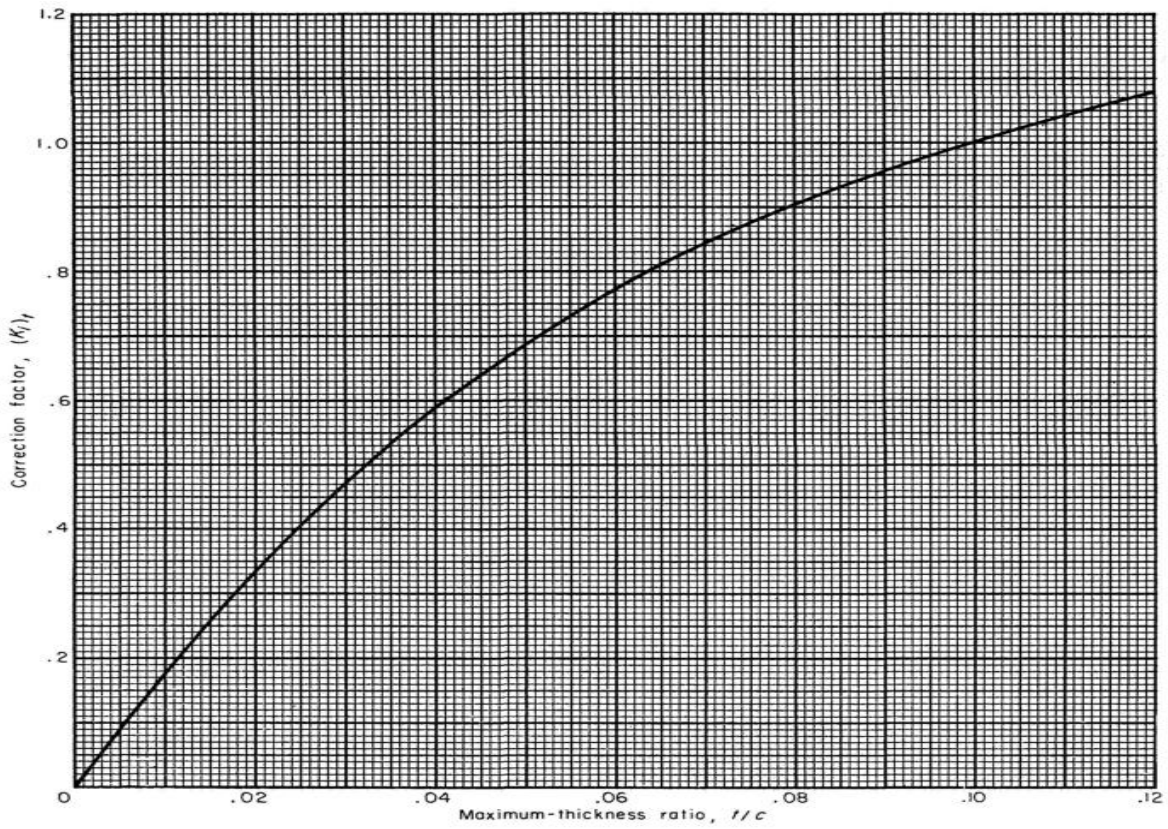
$$i_0 = (K_i)_t \cdot (i_0)_{10} \tag{4.33}$$

Jednotlivé členy jsou následně stanoveny z grafů. Člen $(i_0)_{10}$ vychází z grafu

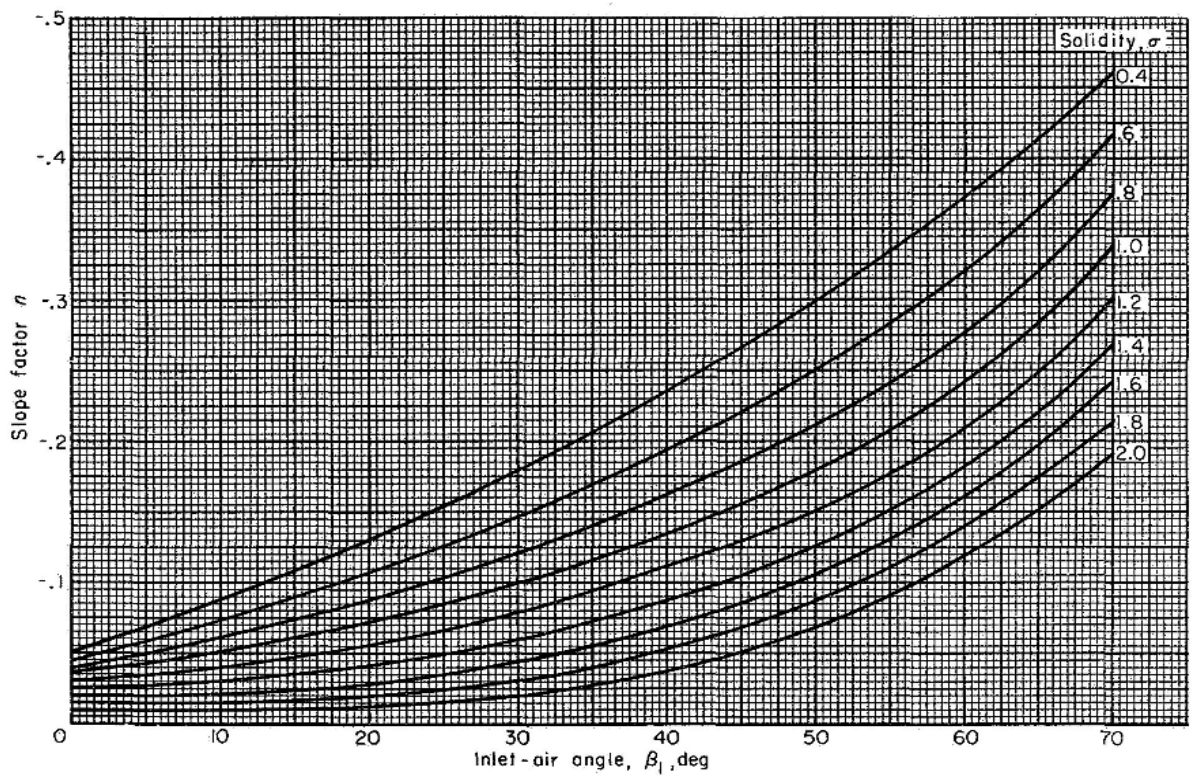



*Graf 4.4 Úhel $(i_0)_{10}$ – Referenční úhel incidence pro minimální ztráty [15], str. 195-Figure 137*

Pro zadaný úhel proudu na vstupu $\beta_1$ a hustotu lopatkové mříže $\sigma$ byl určen pro každý z 11 stanovených řezů odečtem tento člen rovnice. Podobným způsobem musel být určen i

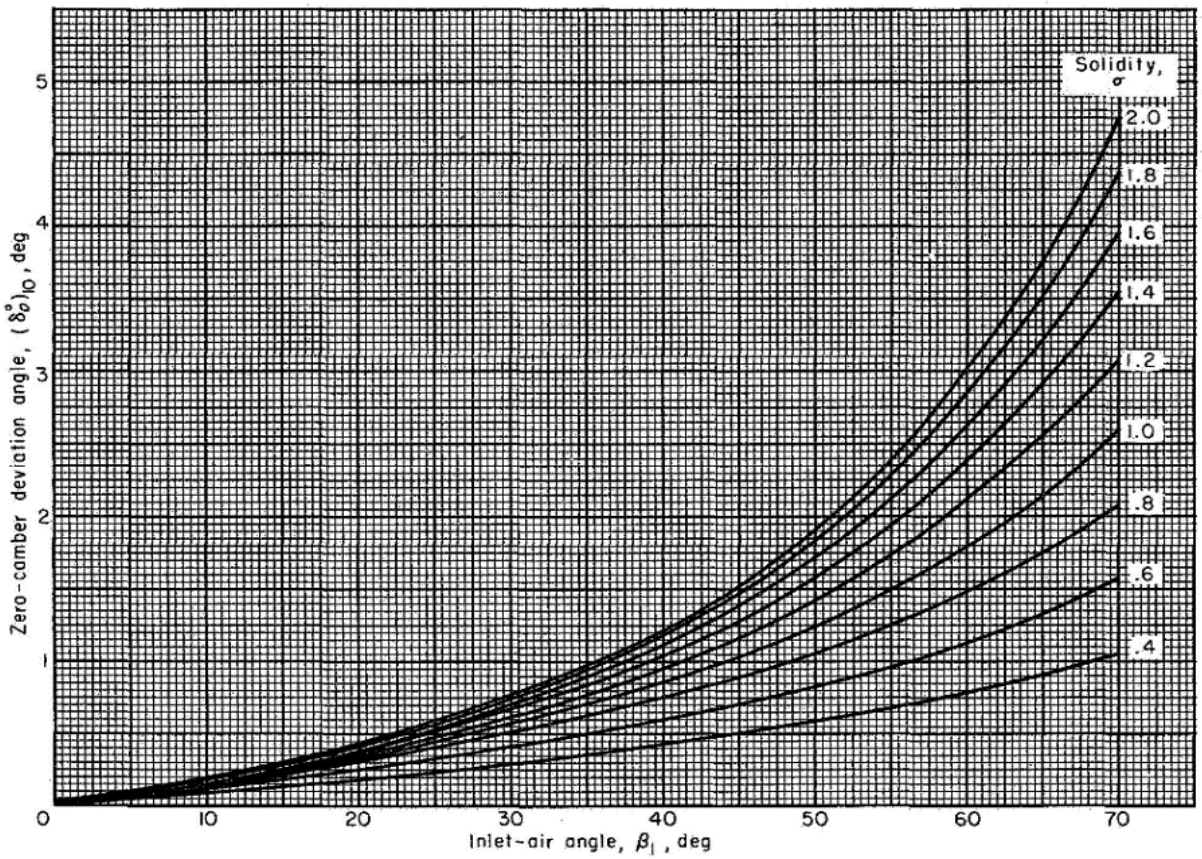



*Graf 4.5 Korekční faktor $(K_i)_t$ [15], str. 199-Figure 142*




*Graf 4.6 Slope factor n [15], str. 196-Figure 138*

korekční faktor $(K_i)_t$. Tímto mohl být stanoven člen $i_0$. Dále bylo zapotřebí stanovit člen $n$, tzv. Slope factor pro úhel incidence.




*Graf 4.7 Úhel deviace pro nulový úhel ohybu střední křivky [15], str. 212-Figure 161*

Pro výpočet rovnice (4.32) musel být ještě stanoven úhel $\varphi$, dle rovnice (4.34).

$$\varphi = \frac{\Delta\beta_{ref} - i_0 + \delta_0}{1 + n - m} \tag{4.34}$$

Členy $\delta_0$ a m budou popsány v následující kapitole.

### 4.4.2 Výpočet úhlu deviace

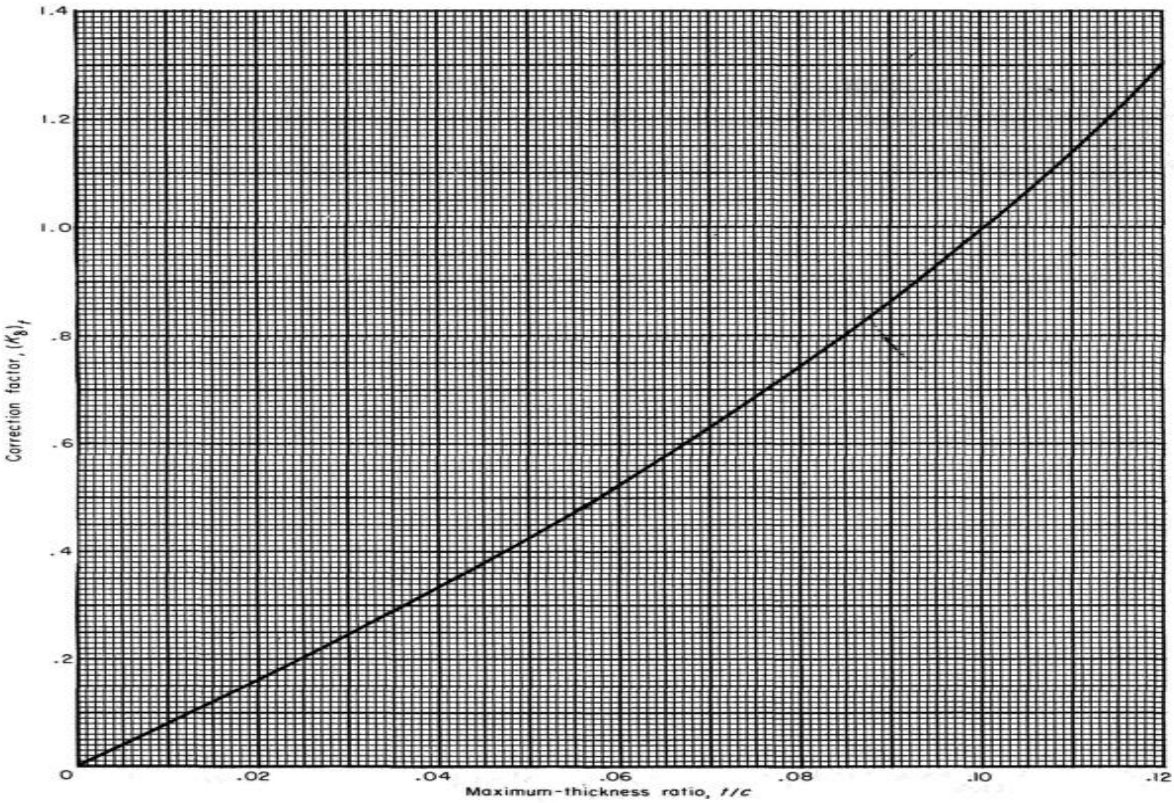
Podobně jako u úhlu incidence se i výpočet úhlu deviace zakládá na odečítání hodnot z grafů získaných experimentálním měřením. Úhel deviace je stanoven následující rovnicí.

$$\delta_{ref} = \delta_0 + m \cdot \varphi \tag{4.35}$$

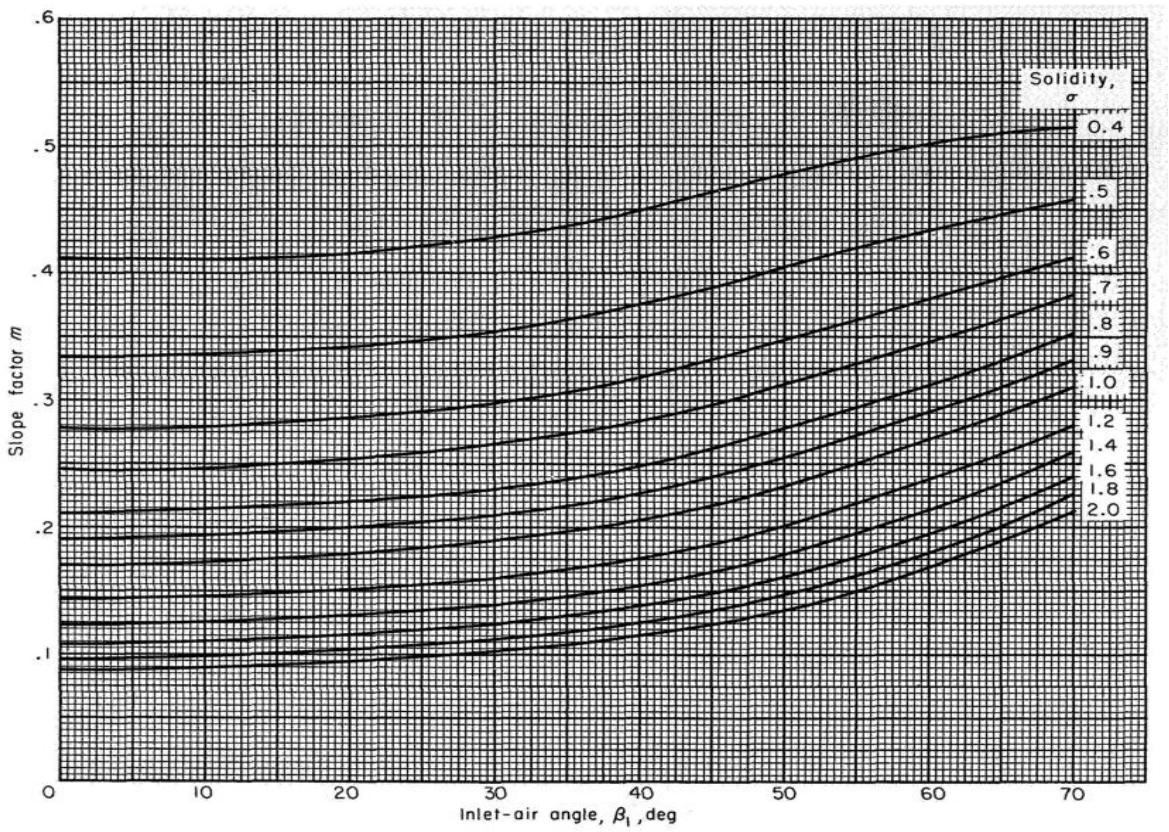
Člen $\delta_0$ je možné dále rozepsat rovnicí (4.36)

$$\delta_0 = (K_\delta)_t \cdot (\delta_0)_{10} \tag{4.36}$$

Člen $(\delta_0)_{10}$ je stanoven z následujícího grafu.




*Graf 4.8 Korekční faktor $(K_\delta)_t$ [15], str. 219-Figure 172*




*Graf 4.9 Slope factor m [15], str. 213-Figure 162*

Korekční faktor $(K_\delta)_t$ je stanoven z grafu 4.8. Tím mohl být určen člen $\delta_0$ dle rovnice (4.36). Dále by nutné určit člen $m$, Slope factor pro úhel deviace. Nyní jsou známé všechny parametry z rovnice (4.34), je tedy možné stanovit úhel ohybu střední křivky $\varphi$ rotoru a poté dosadit do rovnic pro výpočet referenčních úhlů incidence a deviace. Se stanovenými úhly incidence a deviace je možné určit úhly tečny ke střední křivce na náběžné a odtokové hraně a tím stanovit výsledný tvar lopatky rotoru. Úhel lopatky na vstupu $\kappa_1$ je určen rovnicí (4.37) a úhel na výstupu $\kappa_2$ rovnicí (4.38).

$$\kappa_1 = \beta_0' - i_{ref} \tag{4.37}$$

$$\kappa_2 = \beta_1' - \delta_{ref} \tag{4.38}$$

| Lopatka rotoru | | | | |
|---|---|---|---|---|
| Řez | $\kappa_1$ [°] | $\kappa_2$ [°] | $i_{ref}$ [°] | $\delta_{ref}$ [°] |
| 1 | 57.10 | 11.22 | -3.09 | 10.16 |
| 2 | 59.20 | 21.48 | -2.63 | 10.27 |
| 3 | 61.75 | 30.03 | -2.92 | 9.70 |
| 4 | 64.01 | 36.74 | -3.19 | 9.16 |
| 5 | 65.76 | 42.24 | -3.17 | 8.51 |
| 6 | 68.29 | 46.13 | -4.12 | 8.49 |
| 7 | 69.49 | 49.22 | -3.17 | 8.56 |
| 8 | 71.04 | 52.05 | -3.19 | 8.36 |
| 9 | 73.03 | 53.62 | -2.92 | 9.01 |
| 10 | 75.8 | 53.99 | -2.63 | 10.52 |
| 11 | 77.32 | 54.98 | -3.09 | 11.16 |

*Tabulka 4.6 Geometrie rotoru*

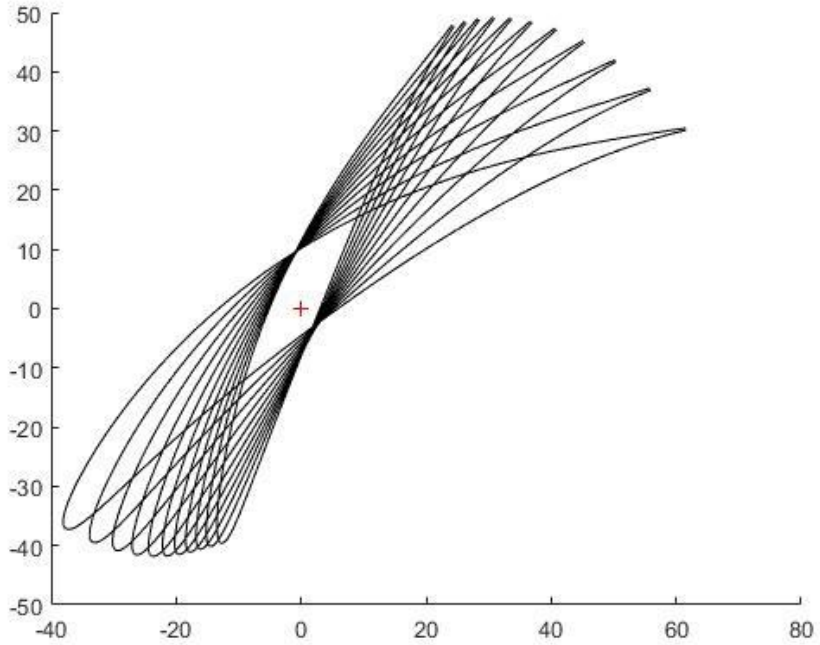
$$\kappa_1 = \beta_1 - i_{ref} \tag{4.39}$$

$$\kappa_2 = \beta_2 - \delta_{ref} \tag{4.40}$$

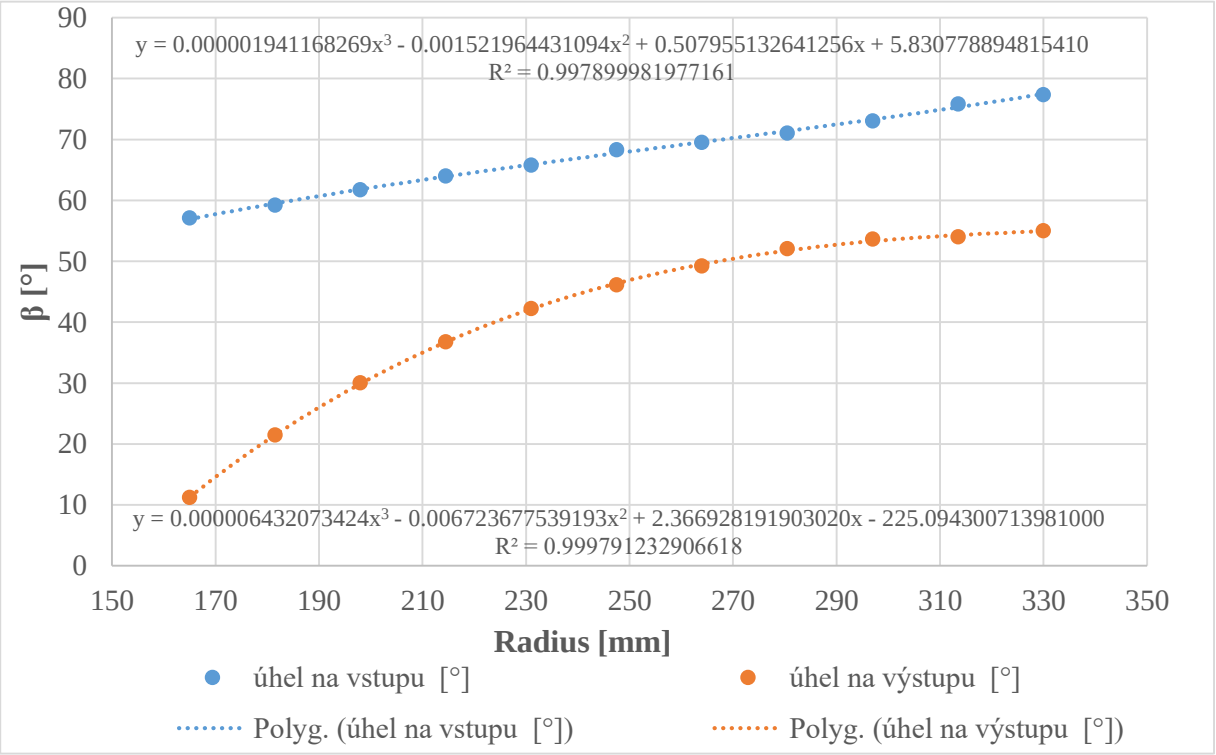
| Lopatka statoru | | | | |
|---|---|---|---|---|
| Řez | $\kappa_1$ [°] | $\kappa_2$ [°] | $i_{ref}$ [°] | $\delta_{ref}$ [°] |
| 1 | 41.45 | -7.31 | 3.14 | 7.31 |
| 2 | 39.95 | -7.30 | 1.91 | 7.30 |
| 3 | 38.22 | -7.04 | 1.17 | 7.04 |
| 4 | 36.50 | -7.18 | 0.66 | 7.18 |
| 5 | 35.42 | -7.22 | -0.27 | 7.22 |
| 6 | 34.09 | -7.38 | -0.78 | 7.38 |
| 7 | 32.67 | -7.48 | -1.03 | 7.48 |
| 8 | 31.52 | -7.68 | -1.41 | 7.68 |
| 9 | 30.61 | -7.65 | -1.91 | 7.65 |
| 10 | 29.61 | -8.10 | -2.19 | 8.10 |
| 11 | 28.14 | -8.13 | -1.91 | 8.13 |

*Tabulka 4.7 Geometrie statoru*

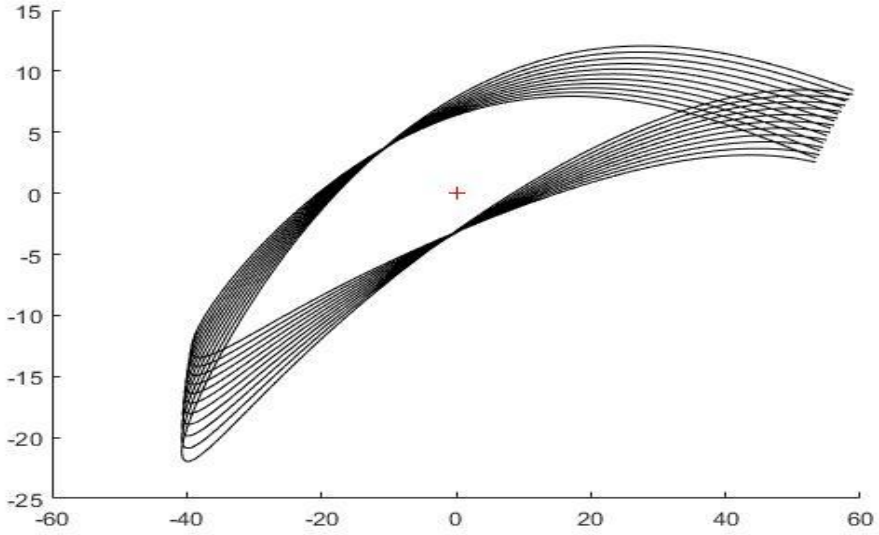
Stejným způsobem se stanoví geometrický tvar lopatky statoru. Úhel lopatky na vstupu $\kappa_1$ je určen rovnicí (4.39) a úhel na výstupu $\kappa_2$ je stanoven rovnicí (4.40). Tím jsou navrženy 2D profily v jednotlivých řezech, ovšem aby mohl být dokončen výsledný tvar lopatky, je potřeba stanovit spojitou funkci těchto geometrických úhlů na poloměru. Ta představuje vodící křivku, která aproximuje jednotlivé řezy tak, že spojením vytvoří jednolitou plochu výsledného tvaru lopatky. Průběh hodnot geometrických úhlu uvedených v tabulce byl poté aproximován



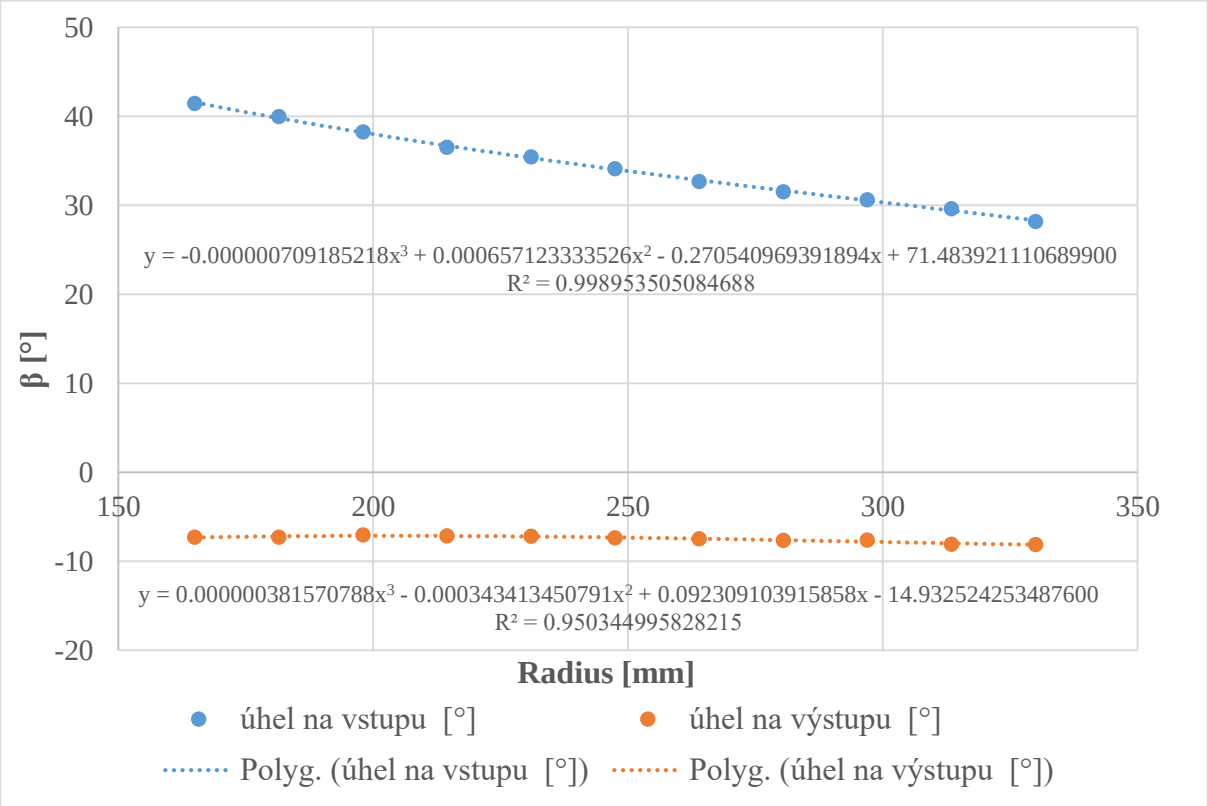

*Obrázek 4.5 Řezy rotorové lopatky*




*Graf 4.10 Funkce geometrických úhlů lopatky rotoru*




*Obrázek 4.6 Řezy statorové lopatky*

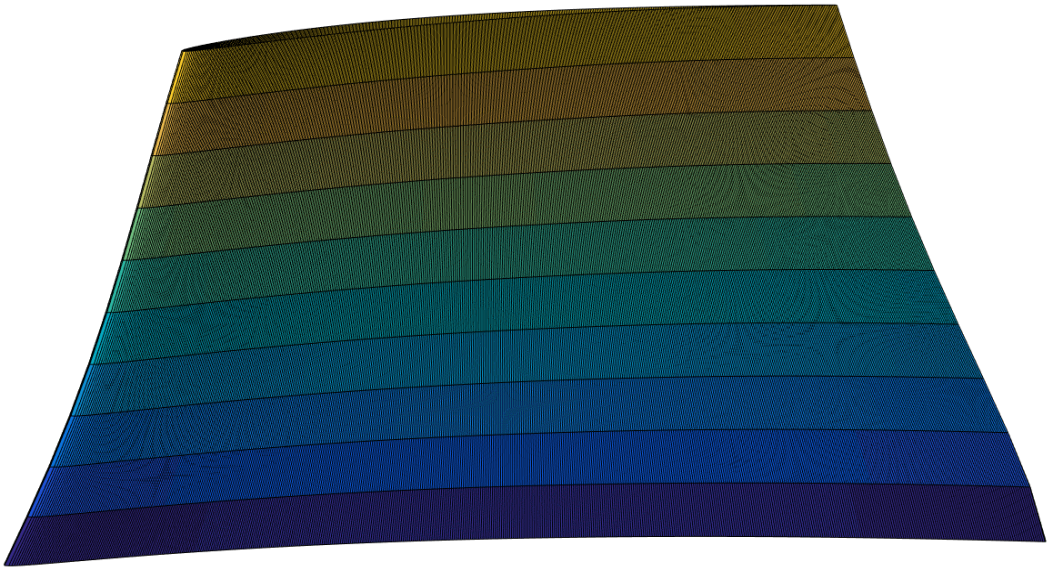



*Graf 4.11 Funkce geometrických úhlů lopatky statoru*

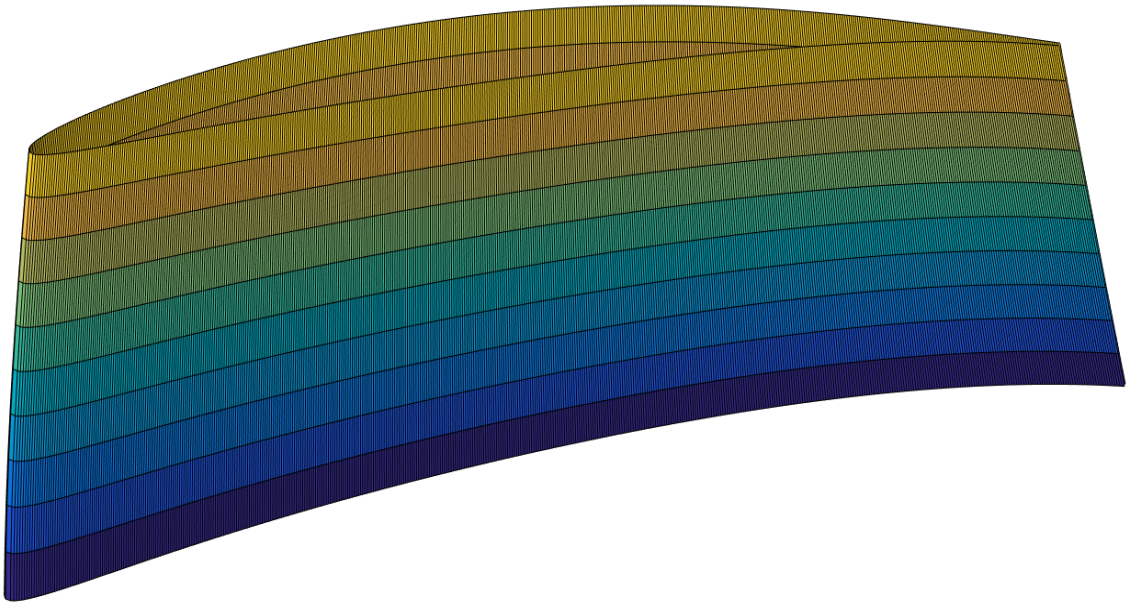
polynomem třetího řádu, tak aby vznikla hladká a spojitá funkce. Rovnice polynomu byla použita jako funkce pro návrh výsledného tvaru lopatky. Stejně jako u rotorové lopatky byla navržena funkce geometrických úhlů i statorové lopatky. Červený křížek v obrázku 4.5 a 4.6

představuje polohu těžiště jednotlivých řezů lopatky, tedy bod daný souřadnicemi [0,0]. Polohy těžišť jednotlivých řezů jsou umístěny nad sebou.

Se stanovenými jednotlivými řezy a funkcemi geometrických úhlů lopatek rotoru i statoru již nic nebránilo dokončení kompletní geometrie lopatek. K vykreslení obou lopatek byl použit skript vytvořený v programu Matlab.



*Obrázek 4.7 Lopatka rotoru*



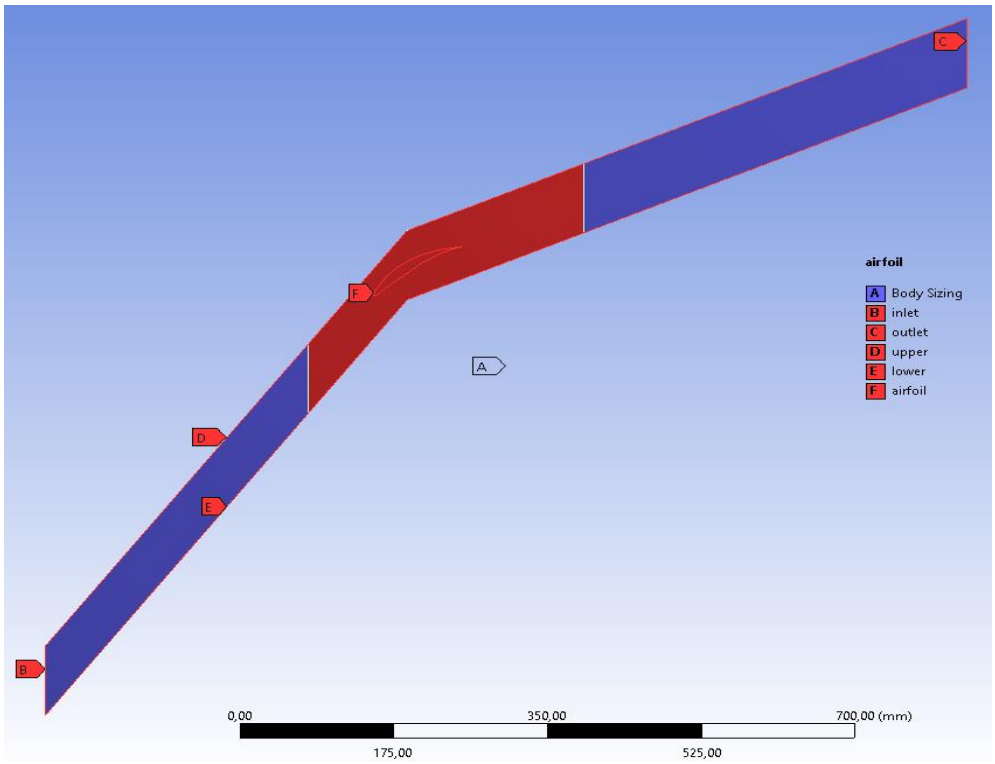
*Obrázek 4.8 Lopatka statoru*

# 5. Optimalizace lopatek

Po dokončení návrhu lopatek bylo zapotřebí ověřit jejich funkci a zároveň optimalizovat jejich tvar. Velmi důležitým parametrem ovlivňujícím výsledné tlakové ztráty je úhel náběhu (incidence) proudu na lopatku. Jeho hodnota se mění mezi patou a špičkou lopatky. Jelikož úhel proudu na vstupu $\beta_0'$ (rotor) a $\beta_1$ (stator) je daný rychlostními trojúhelníky v jednotlivých řezech, jedinou možností, jak změnit úhel náběhu, je upravit úhel nastavení lopatky. Touto úpravou v jednotlivých řezech dochází ke změně celkového zkroucení lopatky. Změnou zkroucení lopatky dochází ke změně ohybu lopatky. Tedy úhel mezi tečnou ke střední křivce profilu na náběžné a odtokové hraně. Čím je větší úhel ohybu lopatky, tím více má proud tendenci profil lopatky nesledovat. Je zapotřebí tyto úpravy provádět s opatrností, protože přílišné zvětšování ohybu lopatky může mít za následek odtržení proudění na horní straně profilu, což vede mimo jiné k výraznému nárůstu ztrát. Při úpravě geometrie lopatky je nutné sledovat několik hlavních parametrů. Hlavně úhel náběhu, ohnutí proudu a úhel proudu, kterým proud z lopatky vystupuje. Úhel na výstupu je důležitý zejména s ohledem na lopatky statoru, neboť tento směr je zároveň směrem proudu na jeho lopatky. Směrem proudu z rotoru je tedy definován úhel náběhu na lopatky statoru. Nepřesně navržená geometrie lopatek rotoru v oblasti odtokové hrany může mít za následek neplánovanou změnu směru proudu na lopatky statoru a tím způsobit funkci lopatek statoru mimo návrhový bod.

## 5.1 Příprava simulace

Optimalizace tvaru je v této práci řešena formou CFD simulací proudění kolem lopatek. K simulacím byl využit program Ansys Fluent [16].



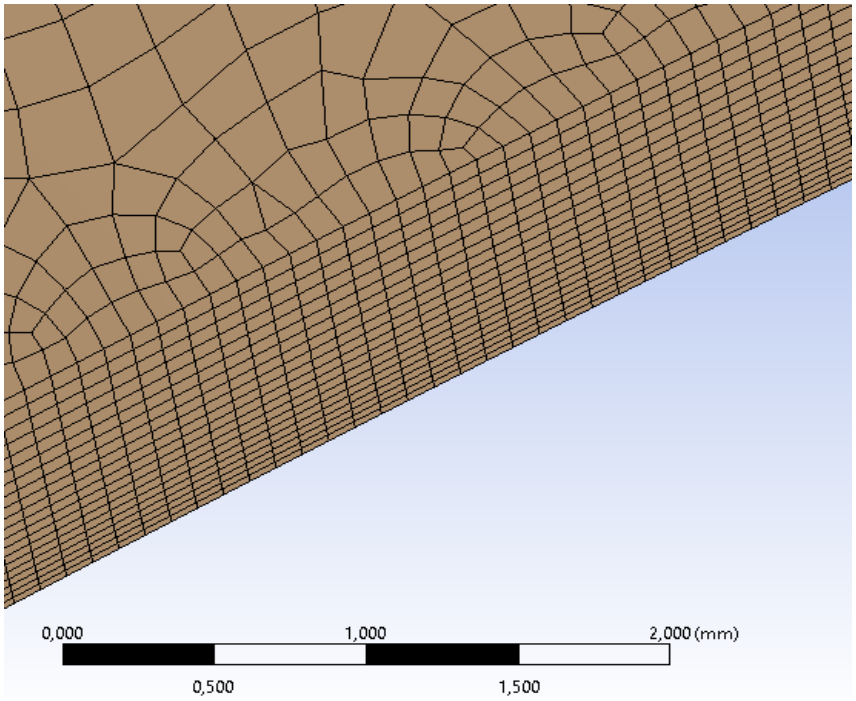

*Obrázek 5.1 Výpočetní oblast*

### 5.1.1 Geometrie výpočetní oblasti

Před samotnou optimalizací geometrie lopatek bylo nejprve nutné připravit vlastní výpočet. Prvním bodem bylo vytvoření geometrie. K tomu byl využit modul programu Ansys zvaný Design Modeler. V něm byla vytvořena potřebná geometrie. Ta se skládala z profilu lopatky, která byla do programu importována z textového souboru. Kolem vlastního profilu lopatky byla následně vytvořena výpočetní oblast sloužící k následnému vytvoření výpočetní sítě. Výpočetní oblast je znázorněna na uvedeném obrázku. Levá část představuje vstupní kanál. Úhel levé části odpovídá úhlu proudu určeného z rychlostních trojúhelníků. Pravá část představuje výstupní kanál, jehož úhel je zmenšený o vypočtený úhel ohybu proudu. Vzdálenost mezi dolní a horní hranou výpočetní oblasti představuje rozteč lopatek. Zde je nakreslena pouze jedna lopatka, ale je nutné vzít v úvahu, že v lopatkové mříži je více lopatek v řadě za sebou. V proudovém poli proto dochází k interferencím mezi jednotlivými lopatkami, které nelze zanedbat. Z tohoto důvodu je výpočetní oblast definována i velikostí rozteče. Ještě před vytvořením výpočetní sítě složené z jednotlivých elementů bylo nutné definovat okrajové podmínky. Ty jsou uvedeny v legendě obrázku 5.1. Hrana označená jako inlet je místem vstupu proudu do výpočetní oblasti, outlet pak značí místo výstupu proudu z výpočetní oblasti. Horní a dolní okraj označený jako upper a lower jsou pouze fiktivní okraje výpočetní oblasti. Jsou definovány jako navazující periodické okrajové podmínky typu interface. To znamená, že dolní okraj navazuje ve svislém směru na horní okraj oblasti. Tím je zachována možnost interference mezi jednotlivými lopatkami. Poslední položkou legendy je křivka označená jako airfoil, která představuje vlastní profil lopatky.

### 5.1.2 Výpočetní síť

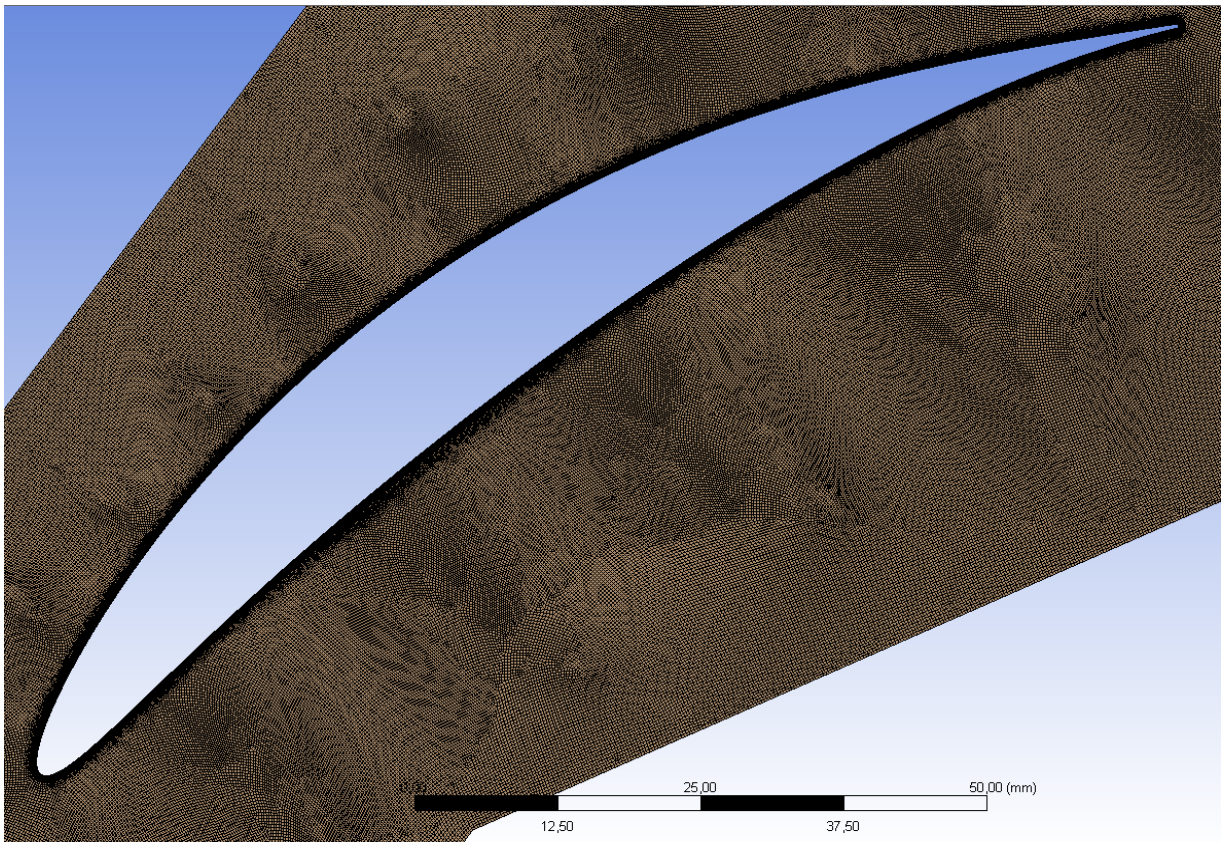
Při tvorbě sítě elementů přicházely v úvahu dva typy elementů. Prvním z nich je element trojúhelníkového typu, tzv. Unstructured Mesh. Druhým je pak element čtvercového typu, tzv. Structured Mesh. Síť složená z trojúhelníkových elementů má výhodu v kratším čase potřebným pro vytvoření sítě než síť složená ze stejného množství čtvercových elementů. Síť ze čtvercových elementů poskytuje vyšší přesnost řešení než síť z trojúhelníkových elementů.




*Obrázek 5.2 Detail funkce Inflation*

Z toho důvodu bylo zvoleno síť vytvořit z čtvercových elementů i za cenu delšího času tvorby sítě a následného delšího výpočetní času [17].

Síť byla vytvořena pomocí vestavěného modulu programu Ansys jménem Ansys Meshing. Samotná síť byla rozdělena do několika oblastí. V oblasti kolem profilu a do určité vzdálenosti před a za profilem byla použita jemnější síť z menších elementů. Tato oblast je znázorněna na obrázku 5.1 červenou barvou. Ve zbytku výpočetní oblasti byla použita síť z větších elementů. V blízkosti profilu byla použita funkce Inflation, která výrazně zjemní

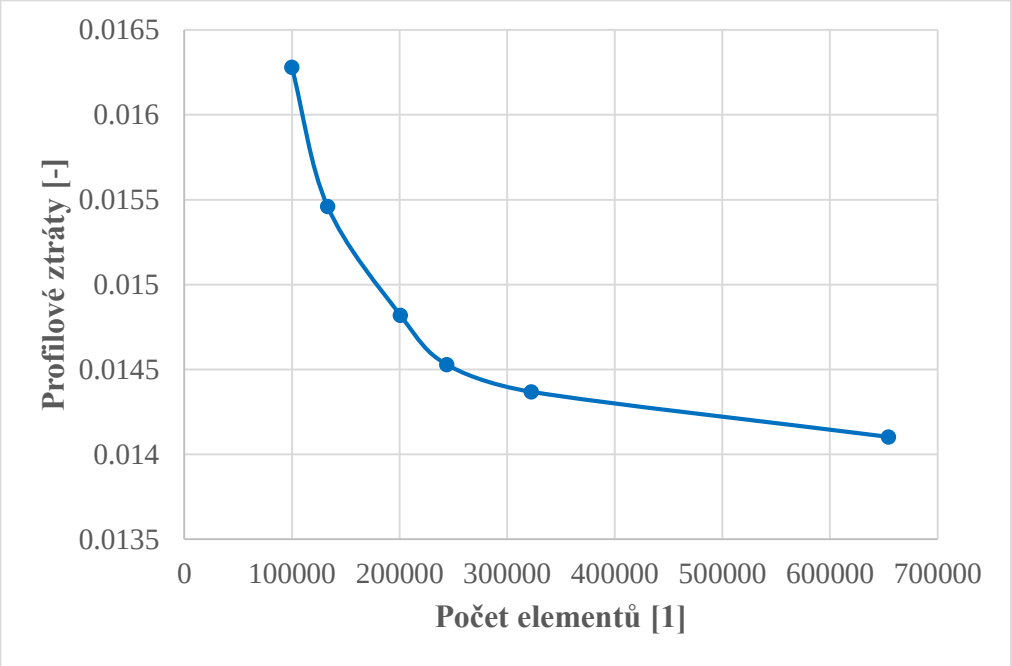



*Obrázek 5.3 Detail sítě v blízkosti profilu*

výpočetní síť v těsné blízkosti profilu a lépe tím zachytí děje odehrávající se v mezní vrstvě. Na samotnou hranu profilu byla využita funkce Edge Sizing. Funkcí Inflation byla vytvořena kolem profilu oblast 20 vrstev elementů, přičemž první vrstva nejblíže profilu měla tloušťku pouhých 0.02 mm. Každá další vrstva směrem od profilu měla tloušťku o 5 % větší, než ta předchozí. Postupně rostoucí tloušťka vrstev elementů se vzdáleností od profilu byla stanovena z důvodu nutnosti použít velmi tenkou pouze první vrstvu elementů u profilu. Velmi tenká první vrstva elementů byla jednou z podmínek pro správnou funkci použitého modelu turbulence. Síť v blízkosti profilu musela být následně ještě upravena v programu Fluent pomocí funkce Y+ adaptace, aby bylo dosaženo hodnoty Y+ menší než 1. To bylo podmínkou pro správnou funkci použitého turbulentního modelu proudění [16].

Následně byla provedena optimalizace celkové jemnosti sítě. Byl sledován vliv celkového počtu elementů, který se měnil s jejich velikostí, na přesnost řešení. Cílem bylo stanovit takovou jemnost sítě, která by dávala uspokojivé výsledky při únosném výpočetním času. Jednalo se o kompromis mezi přesností výpočtu a výpočetním časem. Z grafu je vidět, že pro množství elementů přibližně 250 tisíc se závislost poměrně prudce vyrovnává a další změna

výsledků (profilových ztrát – bude pojednáno později) již není výrazná ani při podstatném zjemnění sítě. Na základě této závislosti bylo zvoleno optimální množství elementů pro tento výpočetní model v rozmezí 200 až 300 tisíc elementů. To odpovídá velikosti elementů 0.4 mm v jemnější oblasti (červeně) a 3 mm ve zbytku výpočetní oblasti. Pro kontrolní výpočty optimalizované geometrie lopatek byly výpočty prováděny na jemnější síti. Tím bylo za cenu delšího výpočetního času dosaženo vyšší přesnosti výpočtu. Vzhledem k měnšímu počtu prováděných výpočtů na finální geometrii to však bylo z hlediska výpočetního času únosné. Tato jemnější síť měla počet elementů v rozsahu od 500 od 800 tisíc. Tomu odpovídala velikost elementů v jemnější oblasti 0.25 mm a ve zbytku oblasti 1.5 mm. Po vytvoření sítě a definici okrajových podmínek již bylo možné spustit program Fluent a nastavit vlastní výpočet.




*Graf 5.1 Optimalizace jemnosti sítě*

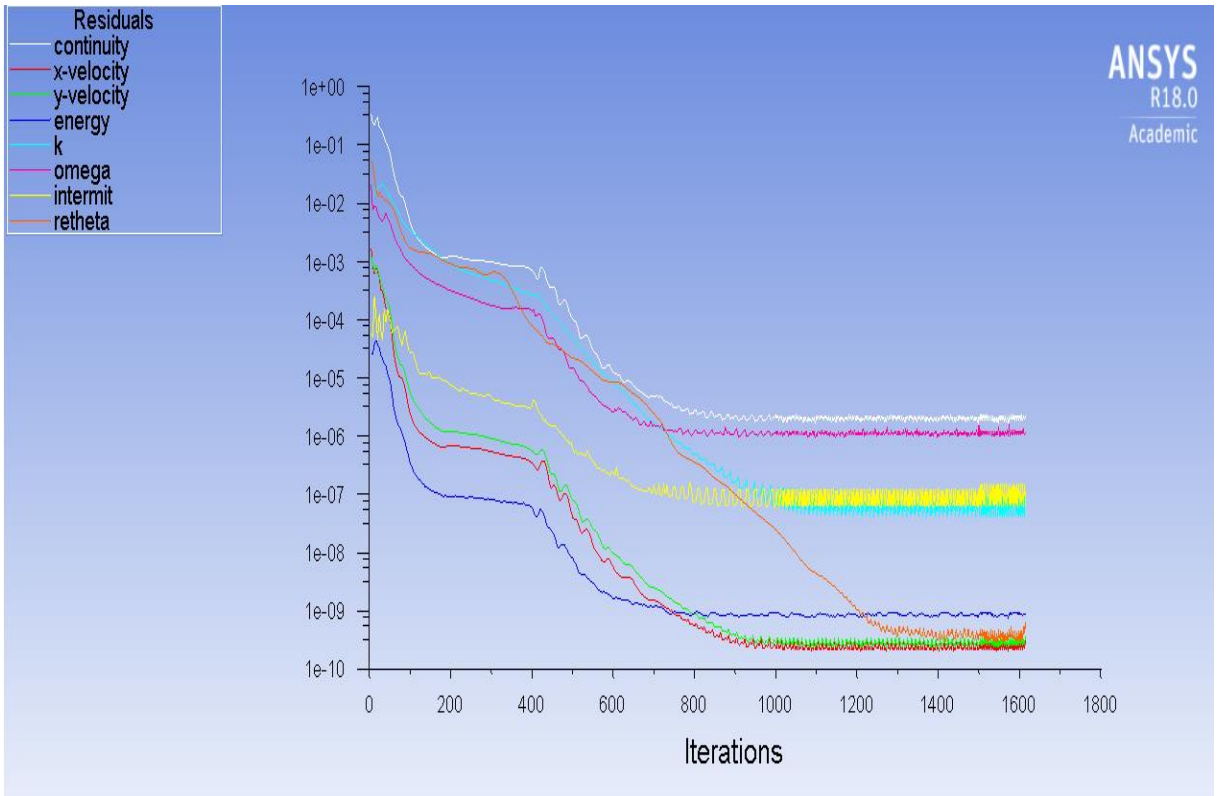
### 5.1.3 Nastavení výpočtu v programu Fluent

Jako první bylo potřeba zvolit typ řešiče, tedy Solveru. S ohledem na použitý model turbulence byl zvolen Solver typu Pressure-Based. Časové hledisko v tomto výpočtu nebylo uvažováno, byl tedy zvolen stacionární výpočet. Při volbě modelu byla zohledněna charakteristika výpočtu a vysoká rychlost proudění. Proto byl zvolen model Transition SST, tedy turbulentní přechodový model, který nejlépe řeší děje odehrávající se v mezní vrstvě a tím podává nejpřesnější výsledky z hlediska tlakových ztrát. Jako medium byl zvolen ideální plyn. Tím bylo zajištěno správné řešení jevů stlačitelnosti, tj. měnící se hustoty. Dále musely být definovány okrajové podmínky. Kvůli použitému modelu Transition SST a Pressure-Based Solveru musela být okrajová podmínka na vstupu definována dle manuálu jako Pressure- inlet. Proto musela být rychlost na vstupu definována pomocí dynamického tlaku. Tedy jako rozdíl celkového a statického. Tlak okolí byl uvažován jako atmosférický, tedy $p_0 = 101325\ Pa$. Dynamický tlak definovaný rovnicí (5.1) se poté sečetl se statickým tlakem a tím byla definována rychlost na vstupu [16].

$$p_D = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 \tag{5.1}$$

Poté již zbývalo pouze definovat směr proudu na vstupu definovaný úhlem $\beta$. Pomocí goniometrických funkcí se absolutní rychlost rozdělila na složky x a y. Výstup byl definován jako Pressure-outlet, kde bylo nutné dodatečně upravit hodnotu tlaku na výstupu ze standardní hodnoty atmosférického tlaku na vyšší hodnotu, tak aby byla zachována správná rychlost na vstupu. Bez této úpravy docházelo k nesprávné funkci výpočtu a rychlost na vstupu byla výrazně vyšší, než měla být podle definice podmínky Pressure-inlet pomocí dynamického tlaku. Nárůst rychlosti na vstupu byl způsoben tím, že se výpočet snažil zachovat na výstupu statický tlak rovný atmosférickému. Ve skutečnosti však statický tlak na výstupu musí být z principu funkce kompresoru vyšší, než na vstupu. Kvůli snaze dosáhnout na výstupu atmosférického tlaku musel být statický tlak na vstupu výrazně snížen současně s hustotou. Tím by však došlo k nerovnosti hmotnostního toku mezi vstupem a výstupem. Pro zachování rovnice kontinuity musela být právě rychlost na vstupu zvýšena, tak aby součin snížené hustoty s rychlostí na vstupu byl stejný jako na výstupu.

Po definování všech potřebných údajů bylo možné spustit vlastní simulaci. Simulace byla ukončena splněním podmínek konvergence. Byl sledován průběh residuí při výpočtu. Pro věrohodnější výsledky byl zaveden předpoklad, že simulace je dokončena až při vyrovnání všech sledovaných hodnot v grafu residuí. Tedy stav, kdy další iterace již nezpůsobí změnu hodnot residuí (viz následující graf).




*Graf 5.2 Residua*

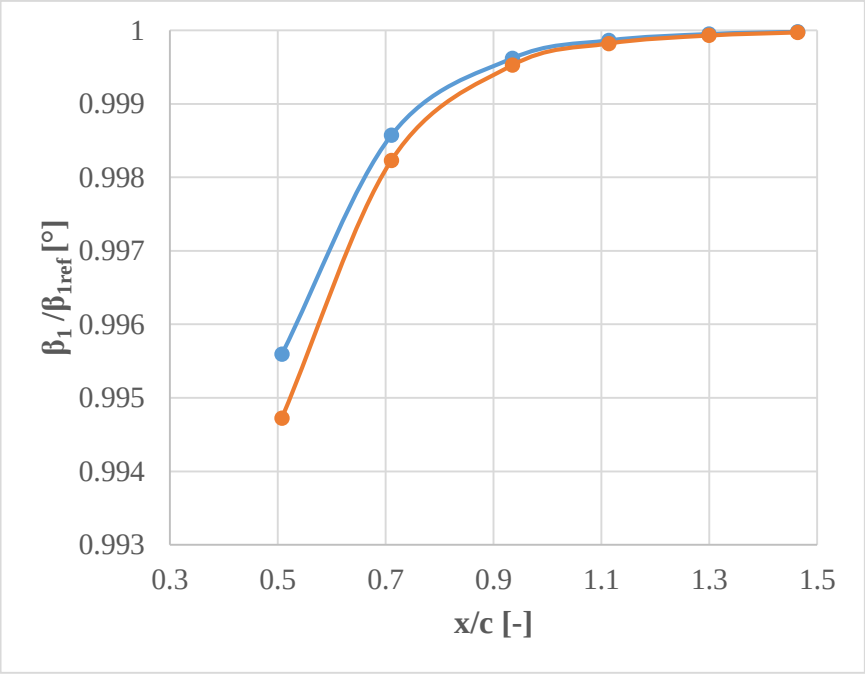
## 5.2 Optimalizace úhlu náběhu

S vytvořenou geometrii, sítí a nastaveným výpočtem bylo možné přistoupit k samotným simulacím proudění. Cílem bylo určit v první řadě takový úhel náběhu na lopatku, pro který budou výsledné tlakové ztráty minimální. Hledání tohoto optimálního úhlu náběhu probíhalo v rozsahu ±10° od referenčního úhlu $\kappa_1$ určeného dříve.

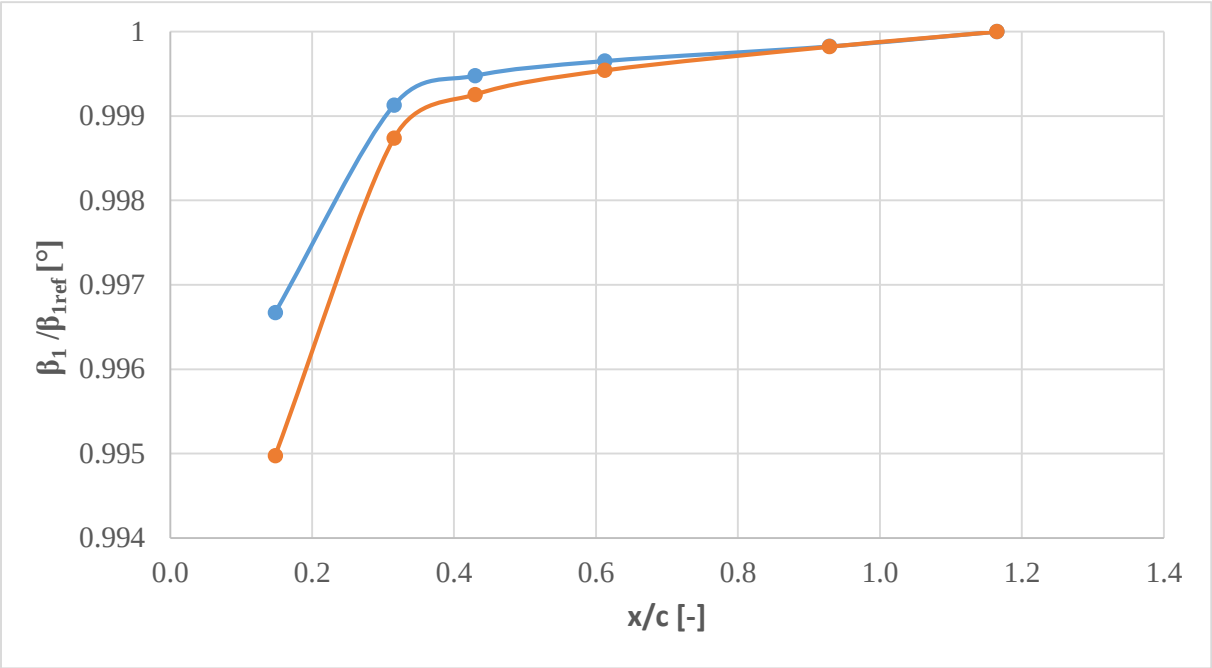
Tlakové ztráty byly určeny pomocí rovnice (5.2), kde index 1 značí stav před profilem a index 2 stav za profilem. Index $c$ značí celkový tlak a index $d$ dynamický tlak.

$$\omega_p = \frac{(p_{1c} - p_{2c})}{p_{1d}} \tag{5.2}$$

Ještě před stanovením závislosti ztrát na úhlu náběhu bylo nutné určit, v jaké vzdálenosti před profilem a za profilem se celkové a dynamické tlaky budou počítat. K tomu byla využita závislost změny úhlu proudu od referenční hodnoty v závislosti na vzdálenosti od profilu vztažené k délce tětivy profilu lopatky. Byla vynesena závislost pro rotor i stator pro chování proudu před a za profilem.

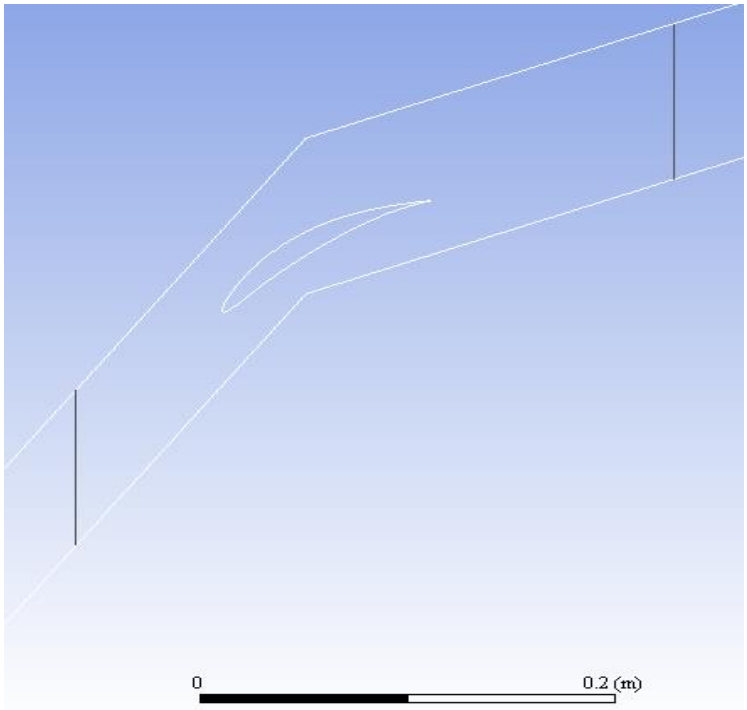



*Graf 5.3 Stanovení vzdálenosti výpočetní hrany před náběžnou hranou rotoru*




*Graf 5.4 Stanovení vzdálenosti výpočetní hrany za odtokovou hranou rotoru*

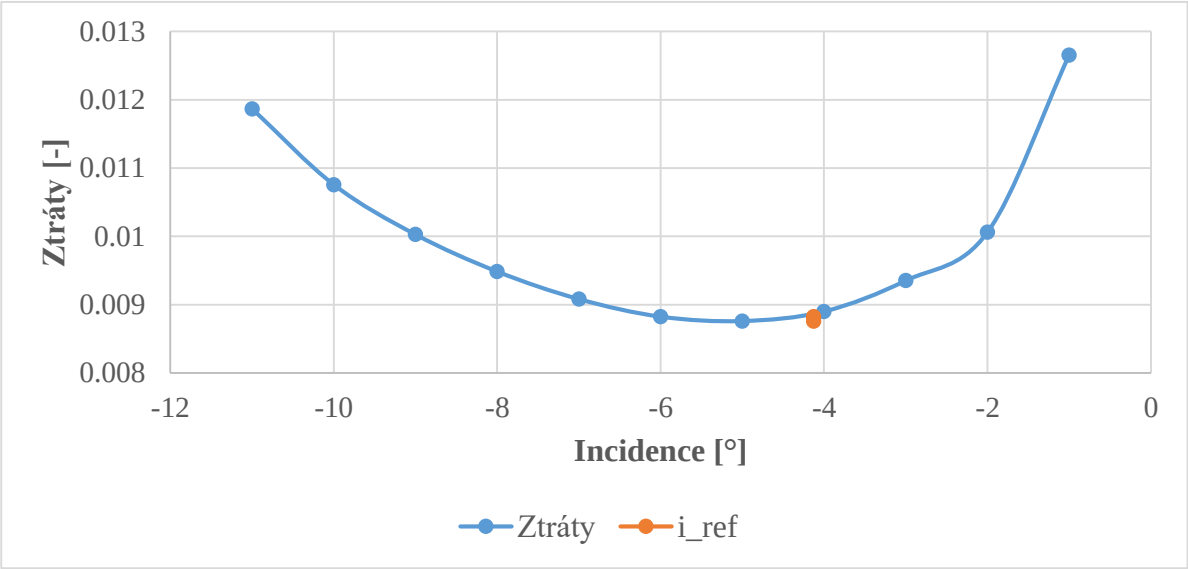
Z grafů je patrné, že se zmenšující se vzdáleností od profilu je čím dál tím výraznější změna úhlu proudu od referenčního. Dvě křivky představují výpočet pro dva různé úhly náběhu, aby nedošlo vlivem náhodné chyby ke špatnému závěru z daného výpočtu. Stejné závislosti byly stanoveny i ve výpočtu statoru. Z grafů bylo stanoveno, že optimální vzdálenost pro odečítání všech hodnot tlaků i úhlů proudu pro rotor i stator je délka jedné tětivy profilu od náběžné a odtokové hrany.



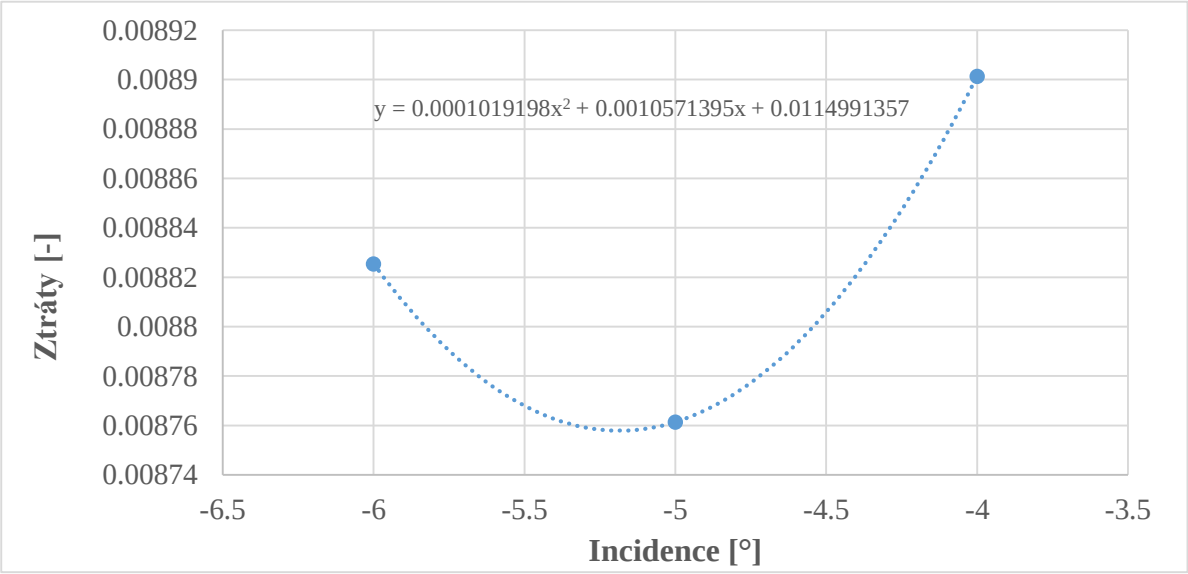

*Obrázek 5.4 Výpočetní hrany*

Vlastní odečítání hodnot tlaků a úhlů před a za profilem bylo provedeno pomocí funkce plošných integrálů (Surface Integrals) v programu Fluent. Ve stanovených vzdálenostech před a za profilem byla do výpočetní oblasti umístěna hrana pomocí funkce Postprocessingu Line/Rake. Na této hraně mohl být následně stanoven plošný integrál jako plocha o délce výpočetní hrany (rovné rozteči v daném řezu) a jednotkové šířce. Tímto způsobem byly do výpočetní oblasti každého řezu rotoru i statoru umístěny výpočetní hrany pro korektní odečítání hodnot.

Následně byly na zvolených výpočetních hranách vypočteny tlakové ztráty pro stanovený rozsah úhlů incidence. Tlakové ztráty byly určeny pomocí funkce Mass Weighted Average na stanovených výpočetních hranách. Byla vynesena funkce ztrát na úhlu incidence.




*Graf 5.5 Optimální úhel incidence řezu 6 lopatky rotoru*




*Graf 5.6 Stanovení minima funkce*

Z grafu je patrné, že funkce ztrát má jasné minimum pro úhel incidence přibližně -5°. Oranžový bod v blízkosti minima funkce je původní navržený referenční úhel incidence dle [15]. Jedná se tedy o přímé srovnání návrhu založeném na experimentálním měření skutečných lopatkových mříží s numerickou simulací prodění. Rozdíl mezi oběma hodnotami, vezme-li se v úvahu diametrální rozdíl v postupu jejich stanovení je velmi nepatrný. Následně bylo minimum dané funkce stanoveno přesně pomocí derivace polynomu druhého řádu, kterým byly proloženy body nejblíže minimu.

Stejným způsobem byl stanoven optimální úhel incidence pro pět řezů mezi patou a špičkou lopatek rotoru i statoru. Pět řezů z jedenácti celkových bylo pro optimalizaci určeno z důvodu omezeného výpočetního času. Pro stanovený rozsah úhlů od referenčního úhlu lopatky vycházelo na zvolených 5 řezech rotoru i statoru desítky výpočetních případů, které musely být nasimulovány. Optimalizace úhlů incidence rotoru i statoru je zobrazena v tabulce 5.1.

| | Lopatka rotoru | | Lopatka statoru | |
|---|---|---|---|---|
| Řez | $i_{ref}$ [°] | $i_{opt}$ [°] | $i_{ref}$ [°] | $i_{opt}$ [°] |
| 1 | -3.09 | -7.79 | 3.14 | 3.56 |
| 2 | -2.63 | | 1.97 | |
| 3 | -2.93 | | 1.17 | |
| 4 | -3.20 | -5.27 | 0.66 | 2.22 |
| 5 | -3.17 | | -0.28 | |
| 6 | -4.13 | -5.18 | -0.78 | -1.31 |
| 7 | -3.90 | | -1.03 | |
| 8 | -4.18 | | -1.41 | |
| 9 | -4.99 | -6.04 | -1.91 | -0.53 |
| 10 | -6.72 | | -2.19 | |
| 11 | -7.28 | -8.40 | -1.91 | -2.34 |

*Tabulka 5.1 Srovnání referenčního a optimálního úhlu incidence*

## 5.3 Optimalizace úhlu deviace

V případě optimalizace úhlu incidence se jednalo pouze o minimalizaci ztrát. Při optimalizaci úhlu deviace se jedná o optimalizace úhlu $\kappa_2$, tak aby byl výsledný směr proudu na výstupu shodný s hodnotami určenými z rychlostních trojúhelníků.

Úhel deviace definuje spolu s geometrickým úhlem lopatky na odtokové hraně směr proudu vystupujícího z lopatkové mříže. Přesnost výsledného úhlu proudu na výstupu je důležitá hlavně s ohledem na další lopatkovou mříž. V tomto případě proud vystupující z lopatkové mříže rotoru je zároveň nabíhajícím proudem na lopatky statoru. Kdyby tedy nebyl tento úhel stanoven přesně, došlo by ke změně úhlu náběhu na lopatky statoru a celá jejich předchozí optimalizace by byla k ničemu a lopatky statoru by pracovaly mimo návrhový bod s vyššími ztrátami. U více stupňového kompresoru by byl stejně důležitý úhel výstupního proudu i u lopatek statoru, neboť tento směr proudu by byl zároveň i směrem proudu na lopatky rotoru dalšího stupně. V případě pouze jednostupňového kompresoru v uspořádání rotor-stator je tedy kladen hlavní důraz na přesnost směru na výstupu u lopatek rotoru. Proud z lopatek statoru již vystupuje pouze do výstupního kanálu a dále do trysky. Případné odchylky od požadovaného axiálního směru v řádech několika desetin stupně jsou tedy zcela zanedbatelné.

Výsledný směr proudu na výstupu je v případě rotoru určen rovnicí (5.3). Úhel deviace $\delta$ je závislý na úhlu ohybu lopatky. Čím větší bude úhel ohybu lopatky, tím větší bude tendence proudu nesledovat geometrii lopatky a nastane jeho odtržení. Je to nežádoucí stav, při kterém prudce rostou ztráty a dochází ke zvětšení úhlu deviace.

$$\beta_1' = \kappa_2 + \delta \tag{5.3}$$

Vzhledem k vazbě úhlu deviace a úhlu ohybu lopatky je zjevné, že neexistuje přímá metoda, jak přesně stanovit úhel lopatky na výstupu $\kappa_2$, tak aby měl proud rovnou požadovaný směr definovaný úhlem $\beta_1'$. Ve fázi návrhu byl tento geometrický úhel stanoven na základě výpočtu založeném na metodice uvedené v kapitole 4.4.2. Případný rozdíl mezi takto stanoveného úhlu deviace a úhlem stanoveným pomocí simulací, je třeba zohlednit v následné úpravě geometrie lopatek. Jedná se tedy o iterační proces, kdy po změně geometrie lopatek následuje ověření skutečného úhlu deviace a tím i výsledný směr proudu na výstupu.

Úhel deviace byl, stejně jako tlakové ztráty, počítán pomocí funkce plošných integrálů Mass Weighted Average. Byla použita funkce Velocity Angle, která přímo určí úhel proudu na výpočetní hraně. Postupně byl iteračním způsobem navržen úhel lopatky na odtokové hraně v jednotlivých řezech takový, aby byl splněn požadovaný směr proudu.

| | Lopatka rotoru | | Lopatka statoru | |
|---|---|---|---|---|
| Řez | $\delta_{ref}$ [°] | $\delta_{opt}$ [°] | $\delta_{ref}$ [°] | $\delta_{opt}$ [°] |
| 1 | 10.16 | 10.16 | 7.31 | 7.13 |
| 2 | 10.27 | | 7.30 | |
| 3 | 9.71 | | 7.05 | |
| 4 | 9.17 | 10.71 | 7.18 | 7.71 |
| 5 | 8.51 | | 7.22 | |
| 6 | 8.49 | 10.61 | 7.38 | 8.05 |
| 7 | 8.57 | | 7.49 | |
| 8 | 8.36 | | 7.68 | |
| 9 | 9.10 | 9.22 | 7.66 | 8.78 |
| 10 | 10.52 | | 8.10 | |
| 11 | 11.16 | 10.75 | 8.13 | 9.11 |

*Tabulka 5.2 Srovnání referenčního a optimálního úhlu deviace*

V tabulce 5.2 je uveden pouze konečný stav iteračního procesu úpravy úhlu deviace.

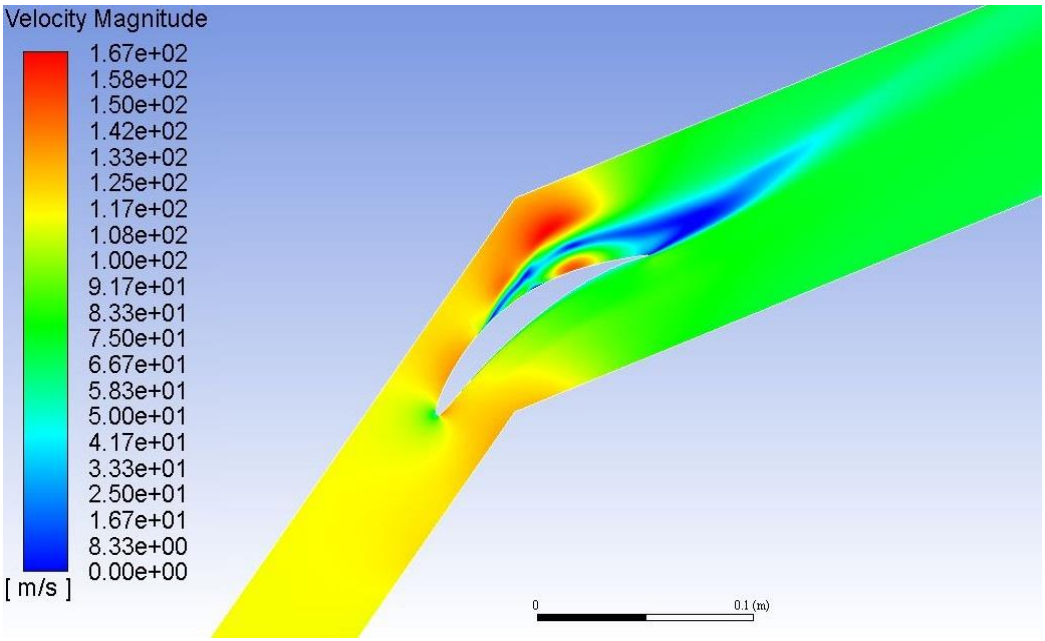
## 5.4 Optimalizace geometrie lopatek

Pro navržené optimální úhly incidence a deviace byla upravena geometrie lopatek do výsledného tvaru. Přehled původní a optimalizované geometrie je uveden v tabulce 5.3.

| Geometrie rotoru | | | | |
|---|---|---|---|---|
| Řez | $\kappa_1$ [°] | $\kappa_2$ [°] | $\kappa_{1opt}$ [°] | $\kappa_{2opt}$ [°] |
| 1 | 57.11 | 11.23 | 57.11 | 11.23 |
| 2 | 59.21 | 21.48 | | |
| 3 | 61.75 | 30.03 | | |
| 4 | 64.01 | 36.74 | 66.08 | 35.2 |
| 5 | 65.76 | 42.24 | | |
| 6 | 68.30 | 46.13 | 69.36 | 44.02 |
| 7 | 69.50 | 49.22 | | |
| 8 | 71.04 | 52.05 | | |
| 9 | 73.03 | 53.62 | 74.07 | 53.41 |
| 10 | 75.80 | 53.99 | | |
| 11 | 77.33 | 54.98 | 78.45 | 55.4 |

*Tabulka 5.3 Srovnání původní a optimalizované geometrie lopatek rotoru*

Optimalizovaná geometrie musela být následně ověřena simulacemi, aby byla prokázána, nebo vyvrácena správnost navržené optimalizace. U prvního řezu je z tabulky patrné, že geometrické úhly v tomto řezu nebyly proti původnímu stavu upraveny. Důvodem k úmyslnému ponechání geometrie v původním stavu byl hraniční ohyb proudu. Jakákoliv úprava geometrie, ať už změna úhlu incidence z důvodu snížení ztrát (tabulka 5.1) nebo změna úhlu lopatky na výstupu, vždy vedla ke stejnému problému. Tím bylo odtržení proudu na horní straně profilu z důvodu příliš velkého ohybu proudu mezi náběžnou a odtokovou hranou. Znázornění odtrženého proudu na lopatce je uvedeno na následujícím obrázku.




*Obrázek 5.5 Odtržení proudu při příliš velkém ohybu lopatky*

Na základě navržených optimálních úhlů incidence a deviace byla optimalizována geometrie i statorové lopatky.

| Geometrie statoru | | | | |
|---|---|---|---|---|
| Řez | $\kappa_1$ [°] | $\kappa_2$ [°] | $\kappa_{1opt}$ [°] | $\kappa_{2opt}$ [°] |
| 1 | 41.45 | -7.31 | 41.02 | -7.13 |
| 2 | 39.95 | -7.30 | | |
| 3 | 38.22 | -7.05 | | |
| 4 | 36.51 | -7.18 | 34.94 | -7.71 |
| 5 | 35.42 | -7.22 | | |
| 6 | 34.09 | -7.38 | 34.62 | -8.05 |
| 7 | 32.67 | -7.49 | | |
| 8 | 31.52 | -7.68 | | |
| 9 | 30.61 | -7.66 | 29.23 | -8.78 |
| 10 | 29.61 | -8.10 | | |
| 11 | 28.14 | -8.13 | 28.58 | -9.11 |

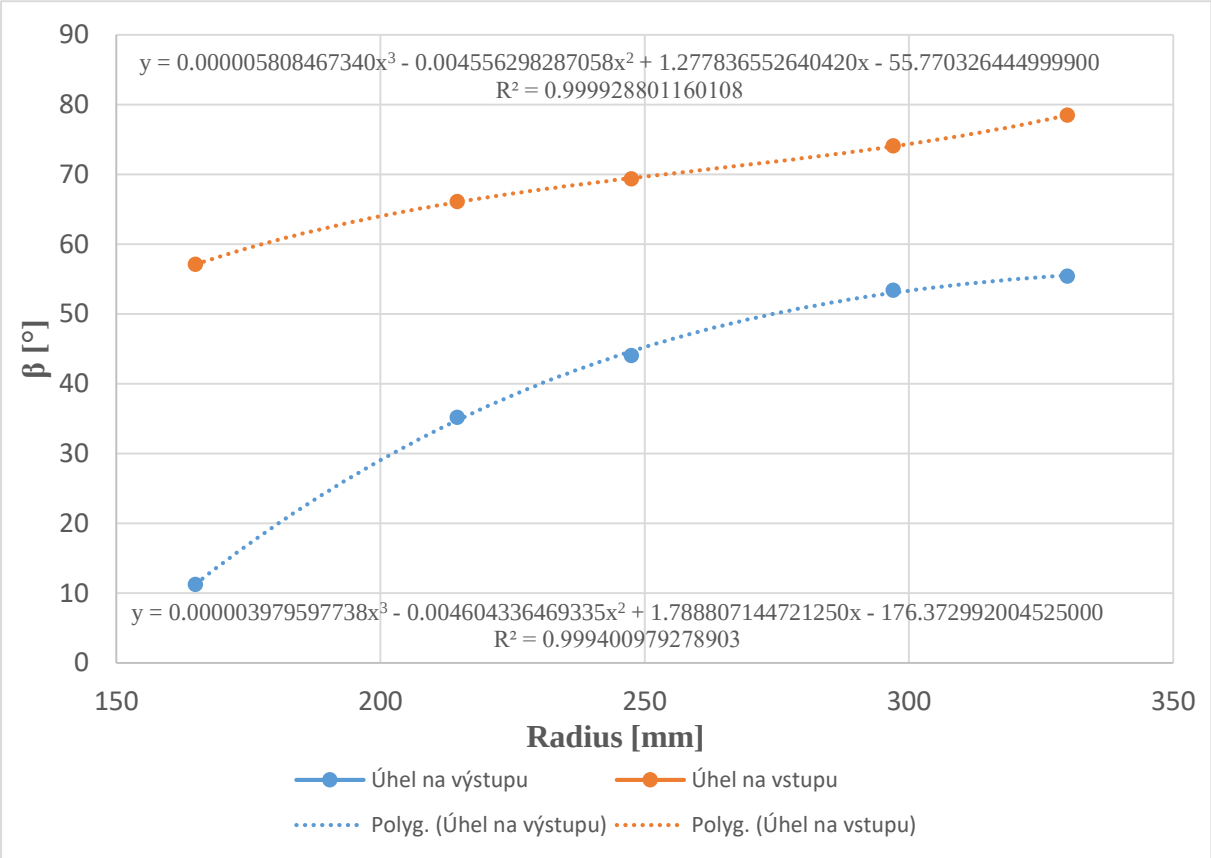
*Tabulka 5.4 Srovnání původní a finální geometrie lopatek statoru*

V tabulkách optimalizace rotorové a statorové lopatky jsou uvedeny pouze poslední verze optimalizované geometrie. Celý proces úpravy geometrie však probíhal iteračním přístupem. Po prvotním návrhu geometrie (kapitola 4.) byla stanovena první optimalizace, která byla následně ověřena. Pokud ověření ukázalo odchylku parametrů optimalizované geometrie od požadavků, proces změny geometrie a následných kontrol byl opakován. Pro rotor i stator bylo zapotřebí několika opakování tohoto procesu, dokud nebylo dosaženo geometrie, která splňovala požadavky zadání.

S navrženou finální optimalizací geometrie lopatek rotoru i statoru v jednotlivých řezech bylo možné vytvořit novou geometrii. Postup byl stejný jako při návrhu první geometrie. Hodnoty geometrických úhlů v jednotlivých řezech byly proloženy polynomem třetího řádu. Tím byla upravena funkce geometrických úhlů (graf 4.10). Následně byla tato geometrie lopatek rotoru i statoru ověřena kontrolními simulacemi ve stanovených pěti řezech. Pro zajištění vyšší přesnosti kontrolních výpočtů finální geometrie byly simulace provedeny s jemnější výpočetní sítí (graf 5.1). Předmětem kontroly bylo především ověření hodnoty ztrát a směr proudu na výstupu z lopatky.

# 6. Výsledky

Geometrické úhly $\kappa_1$ a $\kappa_2$ ve všech 11 řezech vznikly proložením původních pěti hodnot (uvedených v tabulce 5.3).

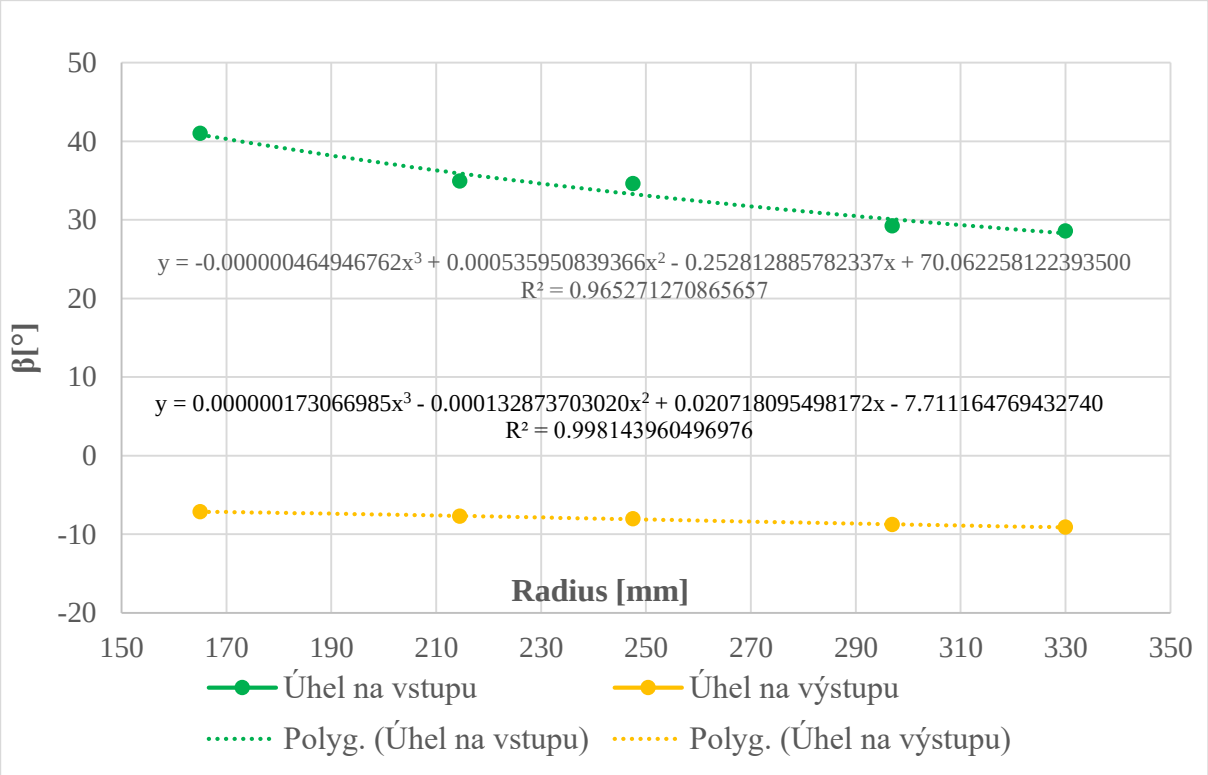



*Graf 6.1 Funkce geometrických úhlů rotoru*

| Geometrie rotoru | | | | |
|---|---|---|---|---|
| Řez | $\kappa_1$ [°] | $\kappa_2$ [°] | $c$ $[mm]$ | $c_x$ $[mm]$ |
| 1 | 57.12 | 11.30 | 120 | 99.29 |
| 2 | 60.79 | 20.41 | 117.5 | 89.55 |
| 3 | 63.70 | 28.19 | 115 | 80.04 |
| 4 | 66.01 | 34.75 | 112.5 | 71.74 |
| 5 | 67.88 | 40.20 | 110 | 64.65 |
| 6 | 69.45 | 44.65 | 107.5 | 58.21 |
| 7 | 70.90 | 48.19 | 105 | 53.51 |
| 8 | 72.36 | 50.95 | 102.5 | 48.83 |
| 9 | 74.01 | 53.02 | 100 | 44.90 |
| 10 | 76.00 | 54.51 | 97.5 | 41.36 |
| 11 | 78.47 | 55.54 | 95 | 38.41 |

*Tabulka 6.1 Finální geometrie rotoru*

I v případě statoru vznikly geometrické úhly $\kappa_1$ a $\kappa_2$ ve všech 11 řezech pomocí proložením původních 5 hodnot (uvedených v tabulce 5.4).




*Graf 6.2 Funkce geometrických úhlů statoru*

| Geometrie statoru | | | | |
|---|---|---|---|---|
| Řez | $\kappa_1$ [°] | $\kappa_2$ [°] | $c\ [mm]$ | $c_x\ [mm]$ |
| 1 | 40.85 | -7.13 | 104 | 95.31 |
| 2 | 39.05 | -7.29 | 103 | 96.17 |
| 3 | 37.41 | -7.47 | 102 | 96.47 |
| 4 | 35.90 | -7.67 | 101 | 96.15 |
| 5 | 34.53 | -7.88 | 100 | 95.60 |
| 6 | 33.27 | -8.10 | 99 | 94.93 |
| 7 | 32.12 | -8.32 | 98 | 94.15 |
| 8 | 31.06 | -8.53 | 97 | 93.42 |
| 9 | 30.07 | -8.74 | 96 | 92.63 |
| 10 | 29.15 | -8.94 | 95 | 91.85 |
| 11 | 28.29 | -9.12 | 94 | 90.87 |

*Tabulka 6.2 Finální geometrie statoru*

Proložení pěti bodů polynomem způsobilo menší odchylku od původních hodnot, která odpovídá změna úhlů incidence.

| | Rotor | | Stator | |
|---|---|---|---|---|
| Řez | $\beta_0'$ [°] | $i$ [°] | $\beta_1$ [°] | $i$ [°] |
| 1 | 54.01 | -3.11 | 44.58 | 3.73 |
| 2 | 56.57 | -4.22 | 41.86 | 2.81 |
| 3 | 58.82 | -4.88 | 39.39 | 1.98 |
| 4 | 60.81 | -5.20 | 37.17 | 1.27 |
| 5 | 62.59 | -5.29 | 35.14 | 0.61 |
| 6 | 64.17 | -5.28 | 33.31 | 0.04 |
| 7 | 65.59 | -5.31 | 31.63 | -0.49 |
| 8 | 66.87 | -5.49 | 30.1 | -0.96 |
| 9 | 68.03 | -5.98 | 28.7 | -1.37 |
| 10 | 69.08 | -6.92 | 27.42 | -1.73 |
| 11 | 70.04 | -8.43 | 26.23 | -2.06 |

*Tabulka 6.3 Výsledné úhly incidence*

Kontrolní simulace prokázaly přesnost navržené optimalizace lopatek rotoru i statoru ve všech pěti kontrolních řezech. Následující tabulky ukazují přehled důležitých aerodynamických úhlů a rychlostí na výstupu a porovnání s hodnotami určenými z rychlostních trojúhelníků a hodnot určených simulacemi.

| Rotor | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| Řez | $\beta_1'$ [°] | $\beta_{1skut}'$ [°] | $w_1'$ [$\mathrm{m \cdot s^{-1}}$] | $w_{1skut}'$ [$\mathrm{m \cdot s^{-1}}$] | $\zeta_p$ [−] |
| 1 | 21.39 | 24.15 | 80.55 | 79.04 | 0.01622 |
| 4 | 45.91 | 45.83 | 107.79 | 102.24 | 0.01084 |
| 6 | 54.63 | 54.57 | 129.57 | 121.36 | 0.00934 |
| 9 | 62.63 | 62.63 | 163.12 | 151.06 | 0.00878 |
| 11 | 66.15 | 66.13 | 185.47 | 169.56 | 0.00944 |

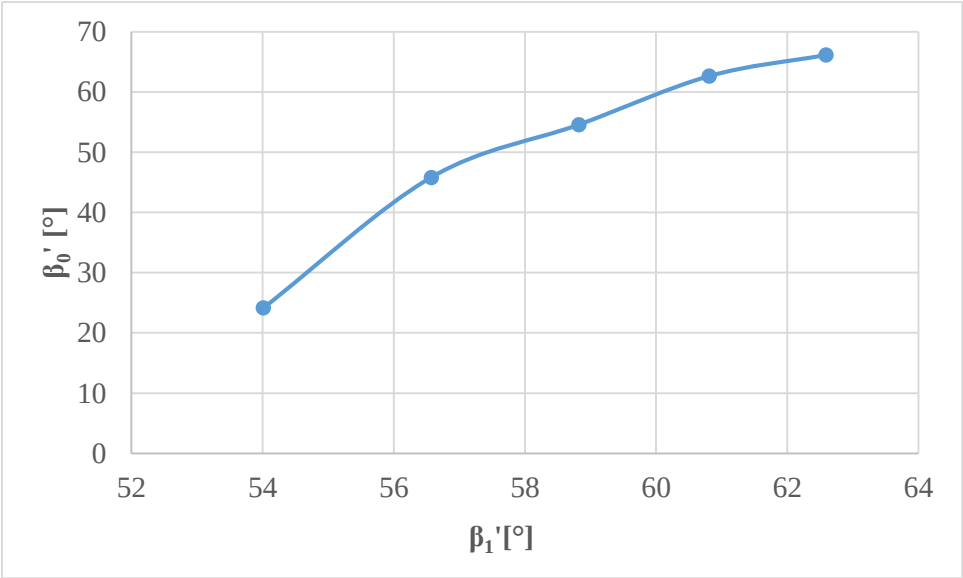
*Tabulka 6.4 Lopatka rotoru*

Z tabulky je patrné, že optimálního úhlu proudu na výstupu $\beta_1'$ bylo optimalizací geometrie dosaženo s velkou přesností. Maximální úhlová odchylka je menší než desetina stupně, tedy na úrovni přesnosti výroby. Rozdíl mezi navrženou rychlostí na výstupu z lopatky $w_1'$ a skutečnou rychlostí je patrně způsoben nedostatečným zachycením složitých jevů třírozměrného proudění zjednodušujícím modelem volného víru.

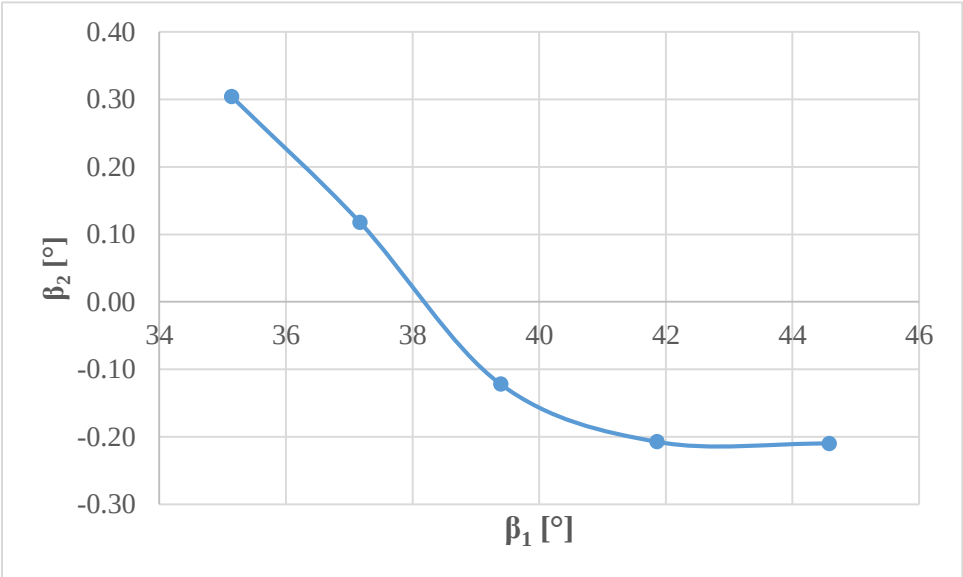
| Stator | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| Řez | $\beta_2$ [°] | $\beta_{2skut}$ [°] | $w_2$ [$\mathrm{m \cdot s^{-1}}$] | $w_{2skut}$ [$\mathrm{m \cdot s^{-1}}$] | $\zeta_p$ [−] |
| 1 | 0 | -0.21 | 75 | 73.98 | 0.015522 |
| 4 | 0 | -0.21 | 75 | 74.50 | 0.011501 |
| 6 | 0 | -0.12 | 75 | 73.72 | 0.009929 |
| 9 | 0 | 0.12 | 75 | 73.96 | 0.008191 |
| 11 | 0 | 0.30 | 75 | 74.23 | 0.007296 |

*Tabulka 6.5 Lopatka statoru*

U lopatky statoru je velmi přesně stanovena výstupní rychlost, kde je maximální odchylka od zadání pouhý 1 $m \cdot s^{-1}$. Maximální úhlová odchylka od axiálního směru jsou tři desetiny stupně na špičce lopatky. Vzhledem k tomu, že v případě jedno stupňového kompresoru v uspořádání rotor-stator proud z lopatek statoru pouze vystupuje do výstupního kanálu a trysky, je takováto odchylka zanedbatelná.

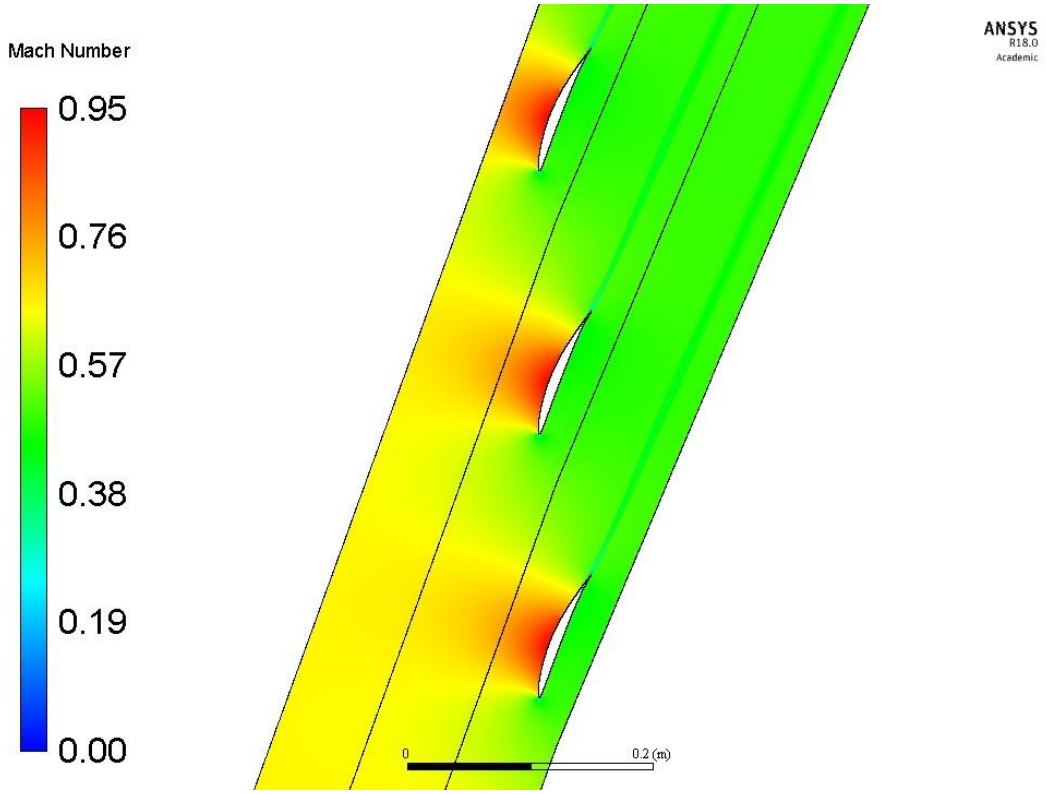



*Graf 6.3 Úhly proudu na vstupu a výstupu lopatky rotoru*

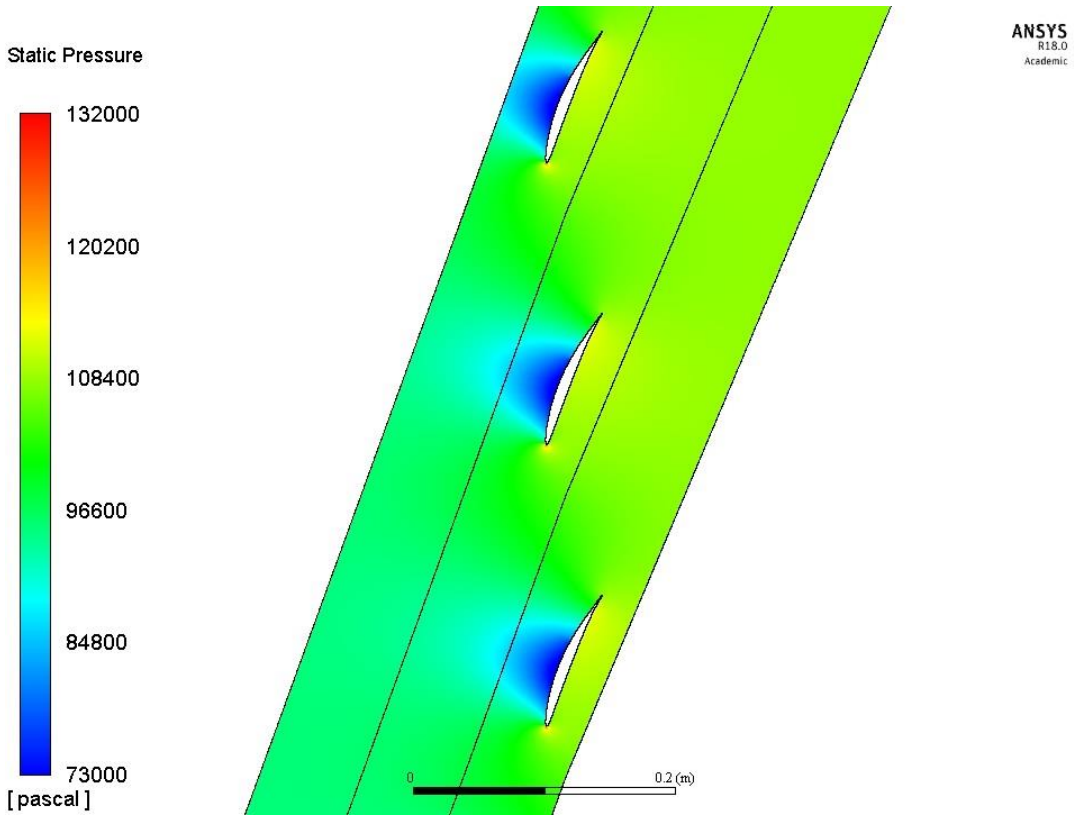



*Graf 6.4 Úhly proudu na vstupu a výstupu lopatky statoru*

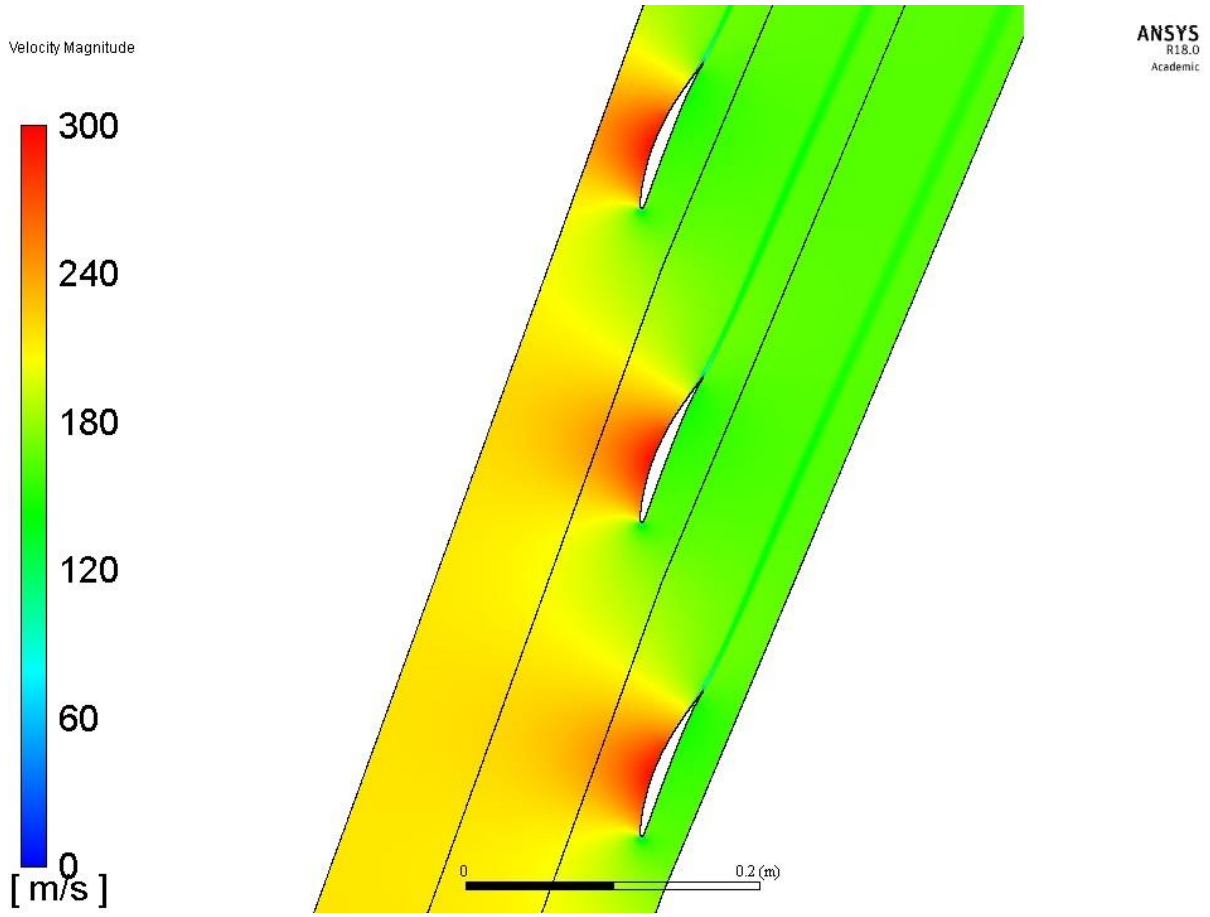
## 6.1 Výsledky kontrolních simulací




*Obrázek 6.1 Pole Machova čísla na špičce lopatky rotoru*




*Obrázek 6.2 Pole statického tlaku na špičce lopatky rotoru*




*Obrázek 6.3 Pole velikosti rychlosti na špičce lopatky rotoru*

Pole velikosti rychlosti, statických tlaku a Machova čísla ostatních řezů rotorové a statorové lopatky jsou uvedeny v přílohách.

# 7. Závěr

V první části této práce je popsána problematika řešení termodynamických oběhů turbínových motorů. Byl popsán a vytvořen matematický model výpočtu turbohřídelového motoru se zahrnutím ztrát. Pro uvedený motor byla stanovena kombinace stlačení v kompresoru a teploty před spalovací komorou, která odpovídá měrné spotřebě paliva udávané výrobcem. Byly stanoveny výkonové charakteristiky motoru v závislosti na protitlaku ve výfuku. V kapitole 2.3.1 byl posouzen vliv zástavby (zvýšený protitlak) na výkon a účinnost motoru. Z uvedených grafů vyplývá, že při protitlaku 5 kPa se sníží celková účinnost motoru přibližně o 1.5 % a výkon na hřídeli klesne o 8 %. Teplota na volné turbíně vlivem protitlaku 5 kPa vzroste o 8 K.

K problematice návrhu byla představena základní teorie lopatkových mříží kompresoru a základy 2D a 3D proudění. Byly popsány zjednodušené modely proudění pro potřeby návrhových výpočtů a rychlostní trojúhelníky – základní nástroj pro popis proudění v lopatkových mřížích rotoru a statoru. Rychlostními trojúhelníky byly stanoveny složky rychlostí po výšce lopatek. S určenými rychlostními trojúhelníky po výšce lopatky byl proveden vlastní návrh rotorových a statorových lopatek dmychadla. Vyhodnocení ukázalo, že již samotný návrh je z hlediska optimálních úhlů náběhu velmi dobrý a optimalizace geometrie lopatek v oblasti náběžné hrany nemusela být nijak zásadní. Podobně uspokojivé výsledky byly i v případě úhlu odtokové hrany.

Pro navrženou geometrii lopatek byly vypočteny profilové charakteristiky pomocí CFD simulací. Byly stanoveny profilové ztráty v jednotlivých řezech lopatek, které byly následně minimalizovány stanovením optimálního úhlu náběhu.

Po prvním návrhu geometrie lopatek došlo na proces její optimalizace prostřednictvím CFD simulací. Pro jednotlivé sekce lopatek rotoru i statoru byly simulacemi určeny optimální úhly náběhu pro minimalizaci ztrát. K celkové optimalizaci profilu lopatek bylo nutné navrhnout úhel odtokové hrany takový, aby měl proud vystupující z lopatky požadovaný směr. Tento geometrický úhel byl iteračním způsobem optimalizován, dokud nebylo dosaženo požadovaných parametrů. Tyto úpravy poskytly potřebné podklady pro změnu geometrie lopatek. Optimalizovaná geometrie byla následně vyhodnocena pomocí kontrolních simulací. V tabulkách 5.3 a 5.4 je uveden přehled původní a upravené geometrie. Simulace ukázaly velmi uspokojivé hodnoty profilových ztrát a velmi malé odchylky směru proudu na výstupu z lopatky stanoveného rychlostními trojúhelníky od hodnot stanovených simulacemi (tabulka 6.4 a tabulka 6.5).

Navržená geometrie lopatek může tvořit základ pro konstrukční návrh celého kompresoru, který může tvořit dmychadlo pohonné jednotky lehkého sportovního letounu. Jedná se tedy o aerodynamický základ k následnému konstrukčnímu návrhu celého dmychadla.

# Literatura


[1] J. JERIE, Teorie motorů: Teorie propulse a vnitřní aerodynamika turbínových motorů, Praha: Ediční středisko Českého vysokého učení technického, 1981.

[2] S. L. DIXON a C. A. HALL, Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery, Burlington MA: Butterworth-Heinemann/Elsevier, 2010.

[3] J. H. SPURK a N. AKSEL, Fluid Mechanics, Springer, 2008.

[4] S. LIEBLEIN a W. H. ROUDEBUSH, Theoretical loss relations for low-speed two dimensional cascade flow, Cleveland, Ohio: NACA, 1956.

[5] S. LIEBLEIN a F. C. SCHWENK, Diffusion factor for estimatiing losses and limiting blade loadings in axial-flow copmressor blade elements, Washington: NACA, 1953.

[6] S. LIEBLEIN, Analysis of Experimental Low-Speed Loss and Stall Characteristics fo Two Dimensional Compressor Blade Cascades, Washington: NASA, 1957.

[7] N. CUMPSTY, Compressor Aerodynamics, Harlow, Essex, England: Longman Scientific & Technical, 1989.

[8] A. D. S. CARTER, The low speed performance of related aerofoils cascade, Londýn: AERONAUTICAL RESEARCH COUNCIL, 1950.

[9] L. H. SMITH, The radial-equilibrium equation of turbomachinary, Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, Series A, 88, 1966.

[10] H. COHEN, Gas Turbine Theory, Harlow: Addison-Wesley: Longman, 1998.

[11] I. A. JOHNSEN a R. O. BULLOCK, Aerodynamic design of axial-flow compressors, Cleveland: NASA Lewis Research Center, 1965.

[12] T. THEODORSEN, Theory of wing sections of Arbritary Shape, NACA, 1933.

[13] P. deHALLER, Das verhalten von tragflügelgittern in axialverdichtern und im windkanal, Brennstoffwärme-kraft, 1953.

[14] J. M. TYLER a T. SOFRIN, Axial Flow Compressor Noise Studies, Society of Automotive engineers, 1962.

[15] I. A. BULLOCK a R. O. JOHNSEN, Aerodynamic design of axial-flow compressors, NASA-SP-36, 1965.

[16] ANSYS, „ANSYS Fluent 18.0 Theory manual," ANSYS Inc., 2016.

[17] O. ZIKANOV, Essential computational fluid dynamics, Hoboken, NJ: Wiley, 2010.

[18] R. I. LEWIS, Turbomachinary Performance Analysis, New York: Wiley: Butterworth-Heinemann, 1996.

[19] D. C. MILLER a P. I. WRIGHT, An Improved Compressor Performance Predicition Model, ROLLS-ROYCE plc, 1991.

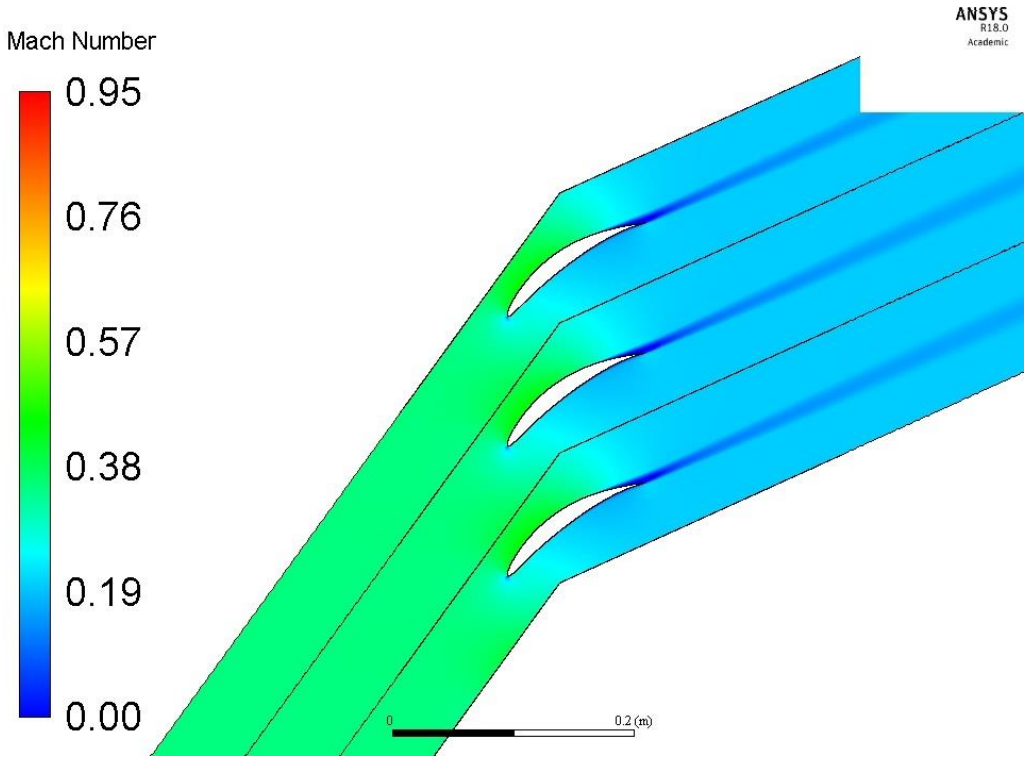
[20] P. P. WALSH a P. FLETCHER, Gas Turbine Performance, Oxford: Blackwell, 2004.

[21] J. H. AKSEL a N. SPURK, Fluid Mechanics, Springer, 2008.

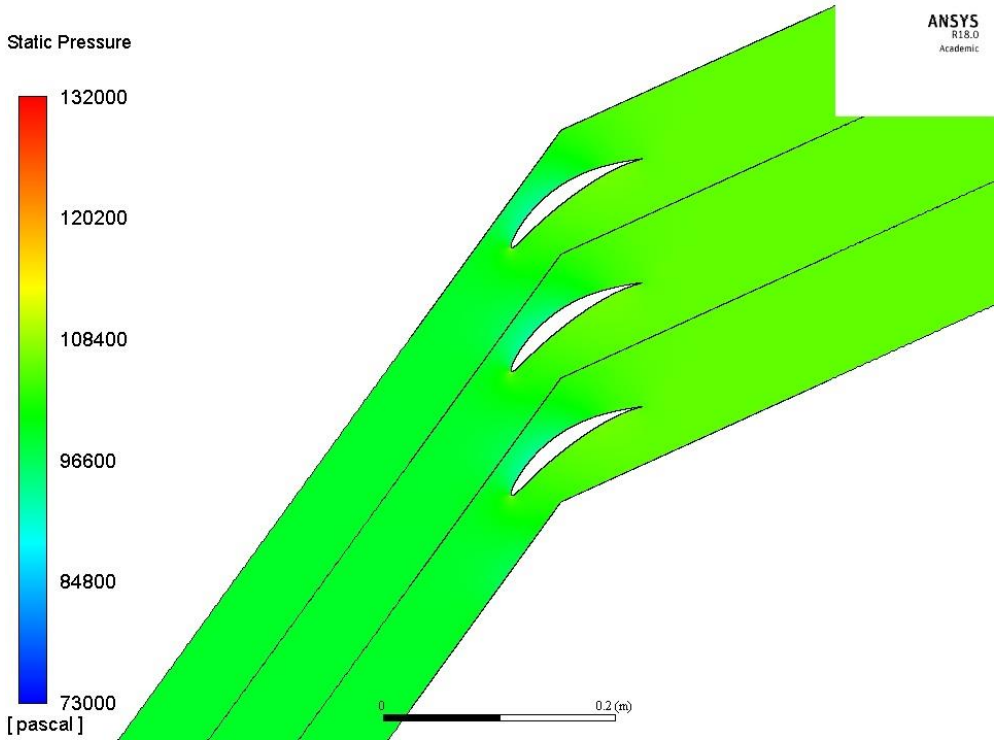
[22] C. E. BRENNEN, Hydrodynamics of pumps, New York: Cambridge University Press, 2011.

# Přílohy

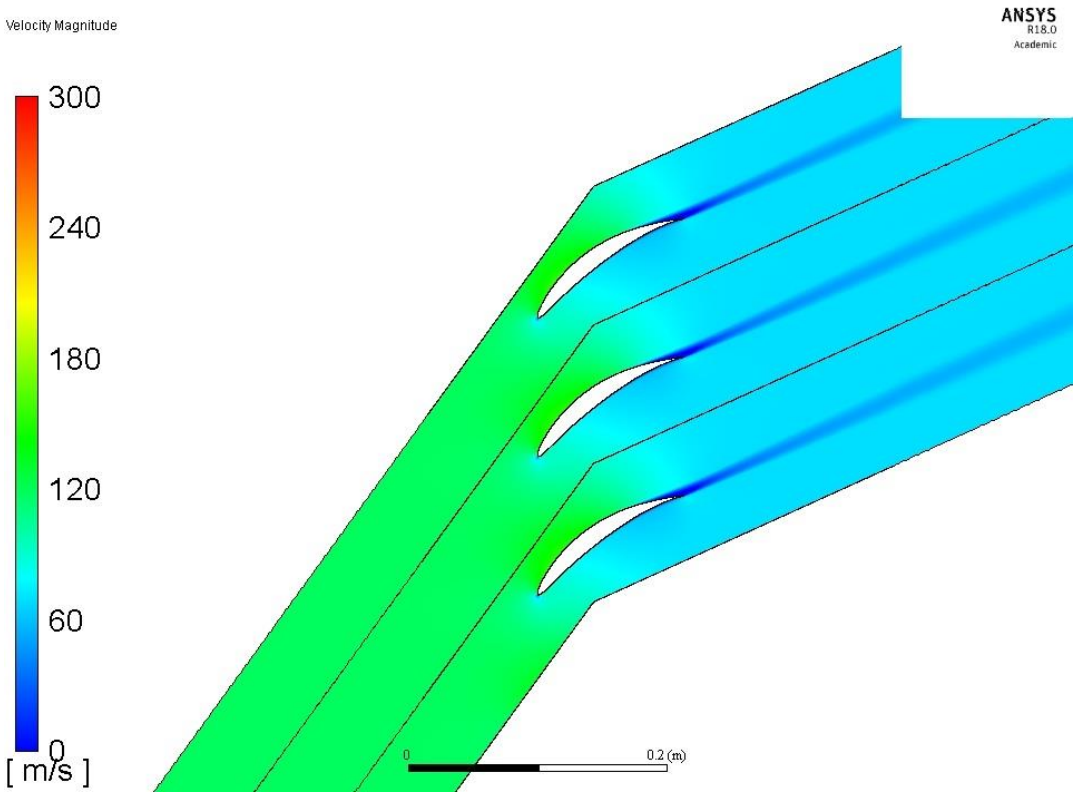
## Příloha 1 - Proudová pole rotoru



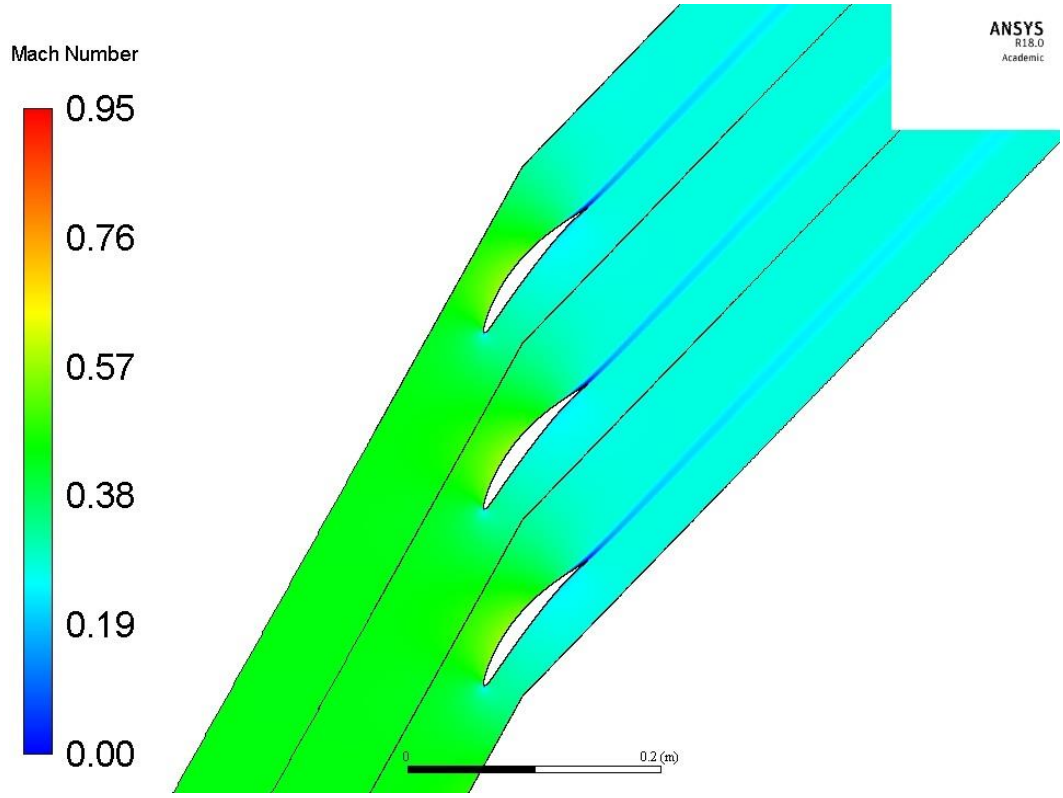

*Příloha 1.1 Pole Machova čísla na patním řezu lopatky rotoru*



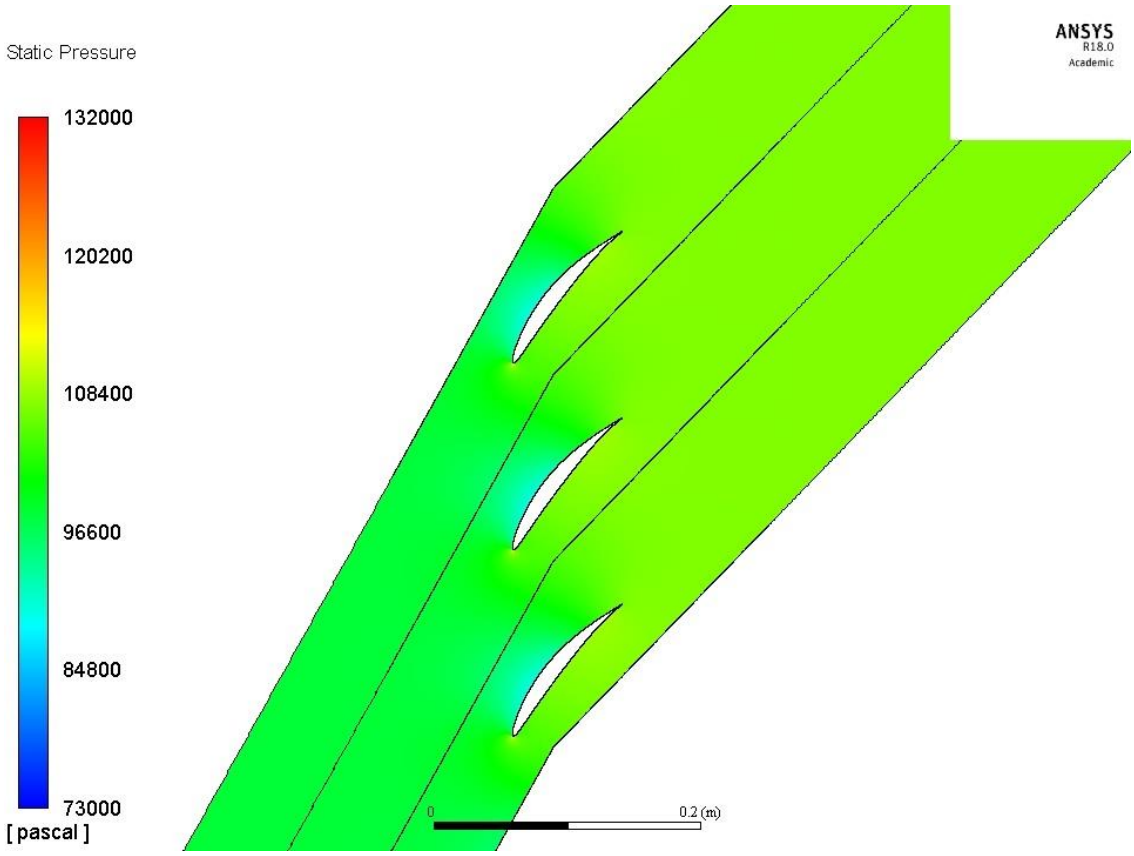

*Příloha 1.2 Pole statického tlaku na patním řezu lopatky rotoru*



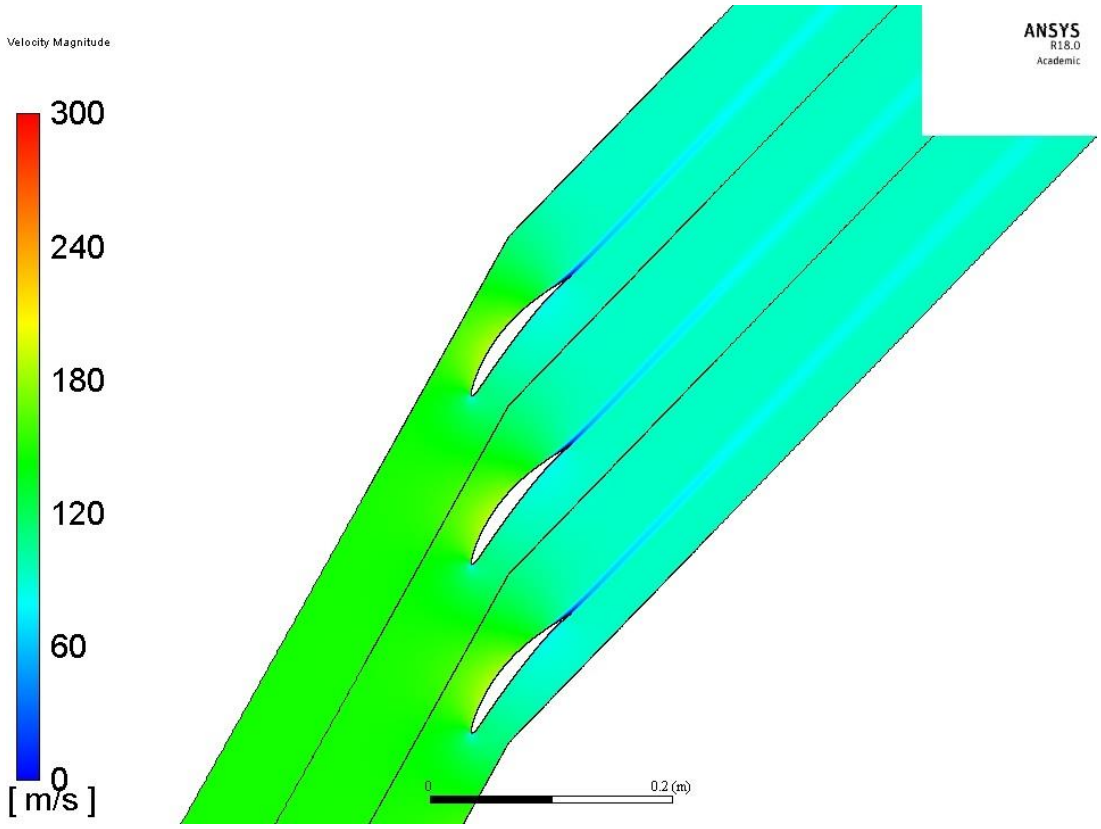

*Příloha 1.3 Pole velikosti rychlosti na patním řezu lopatky rotoru*



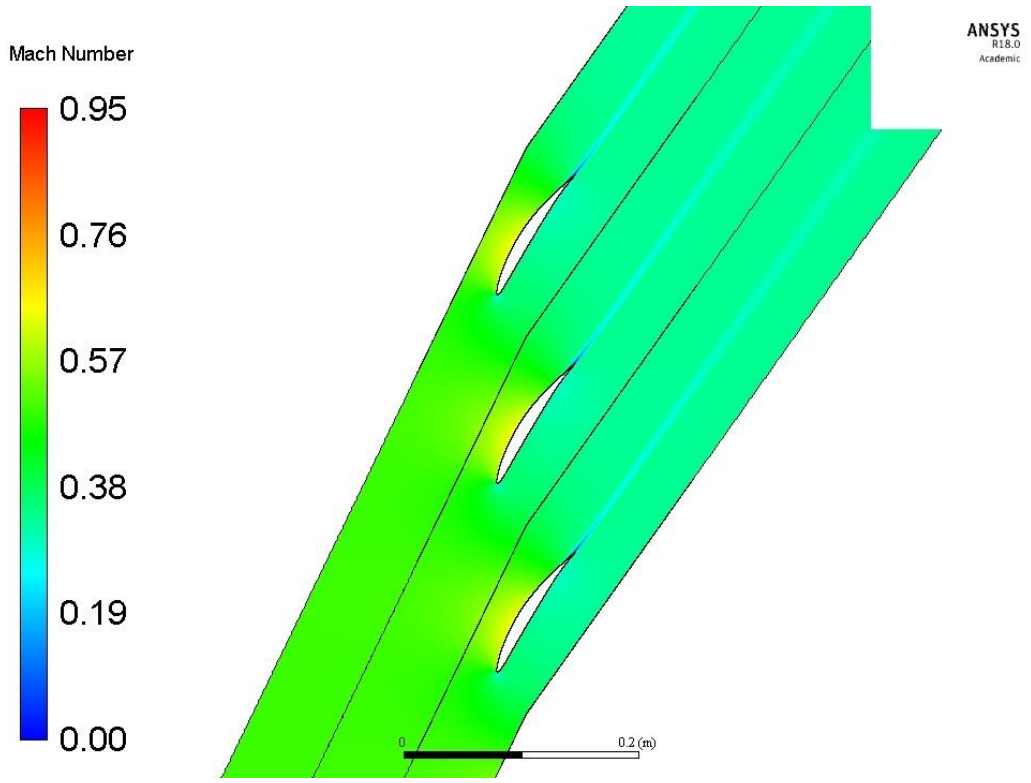

*Příloha 1.4 Pole Machova čísla na řezu 4 lopatky rotoru*



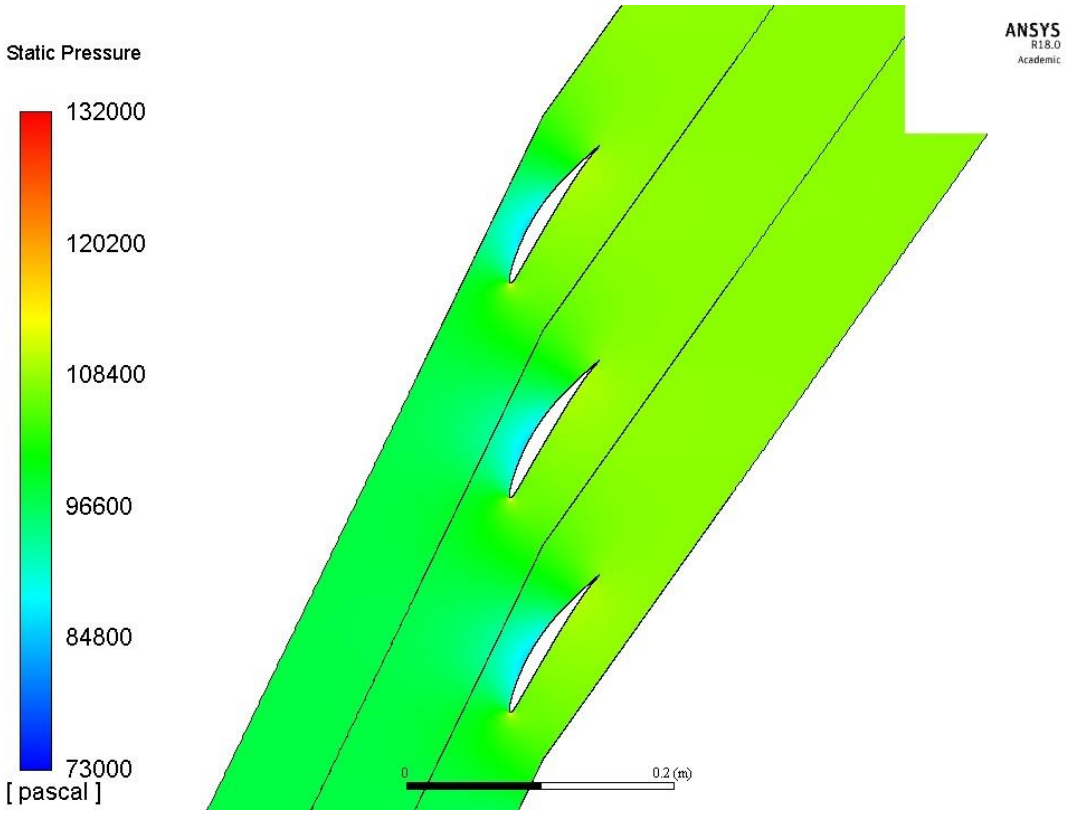

*Příloha 1.5 Pole statického tlaku na řezu 4 lopatky rotoru*



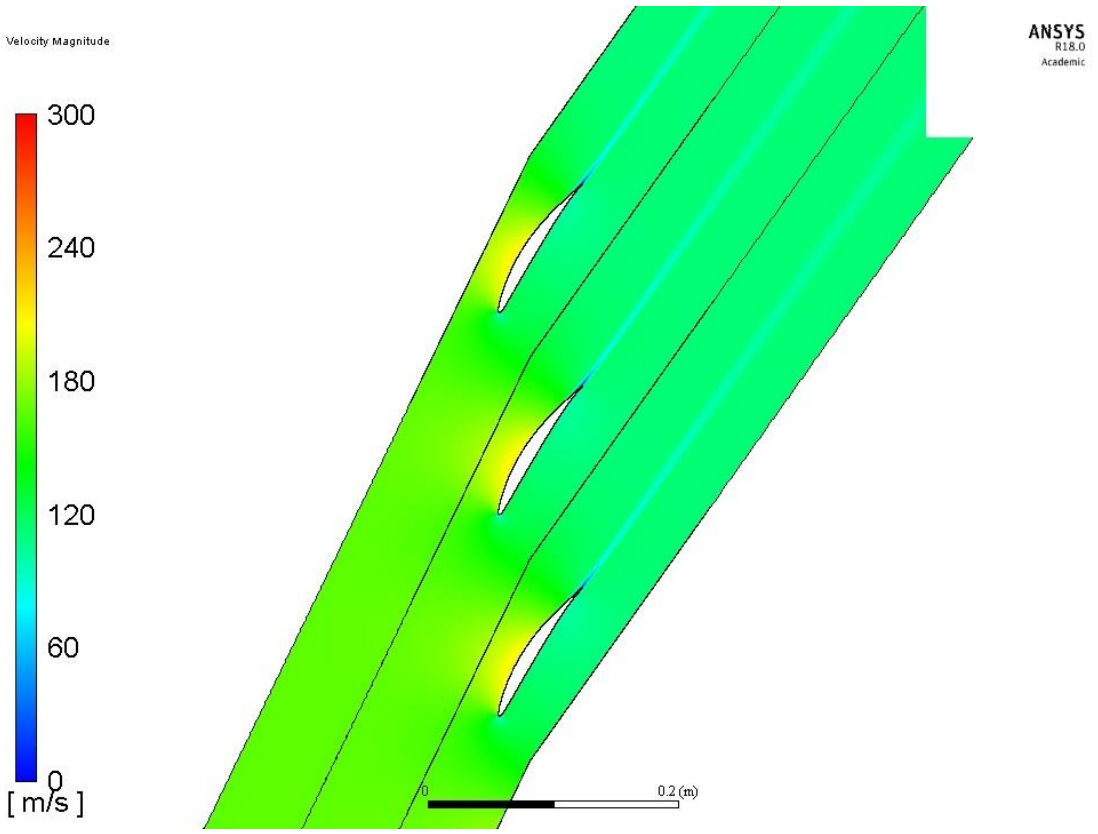

*Příloha 1.6 Pole velikosti rychlosti na řezu 4 lopatky rotoru*



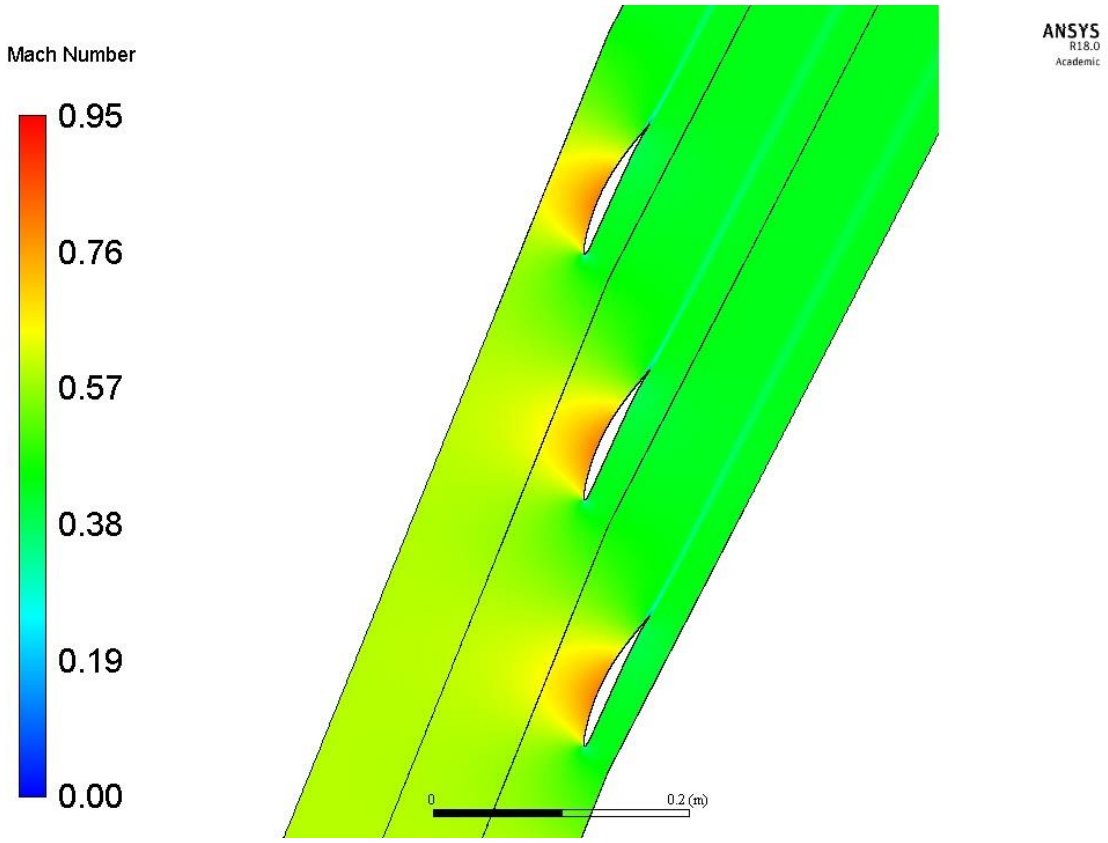

*Příloha 1.7 Pole Machova čísla na řezu 6 lopatky rotoru*



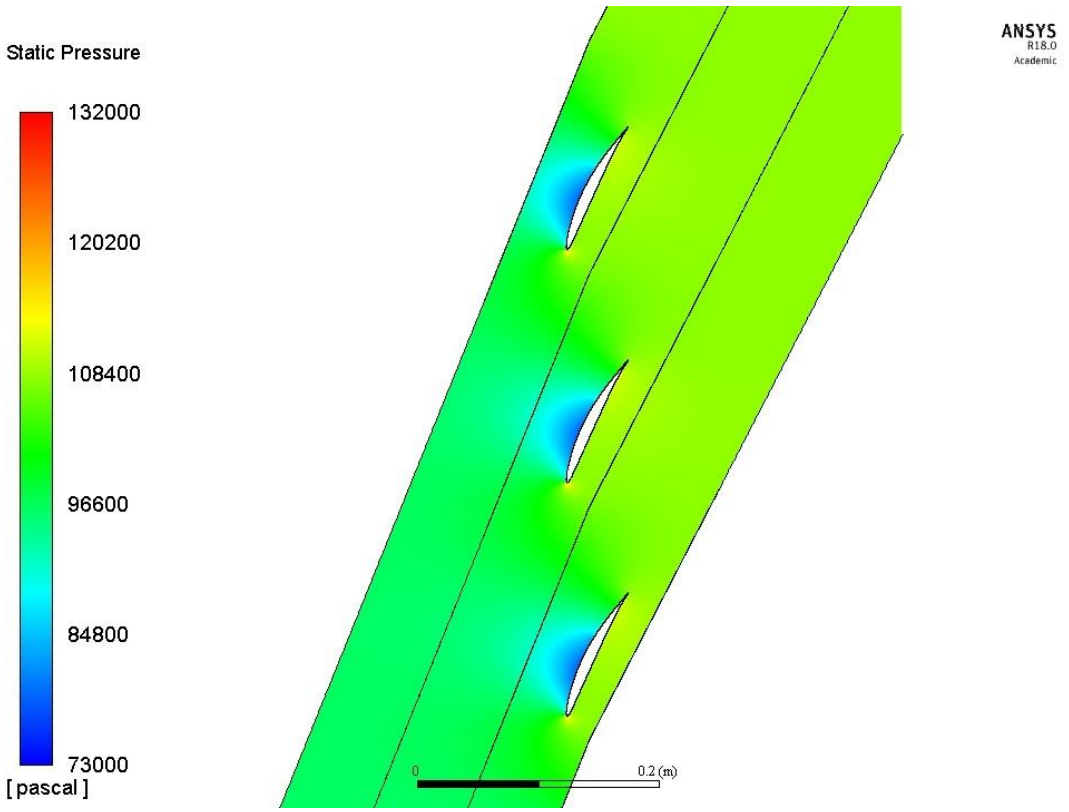

*Příloha 1.8 Pole statického tlaku na řezu 6 lopatky rotoru*



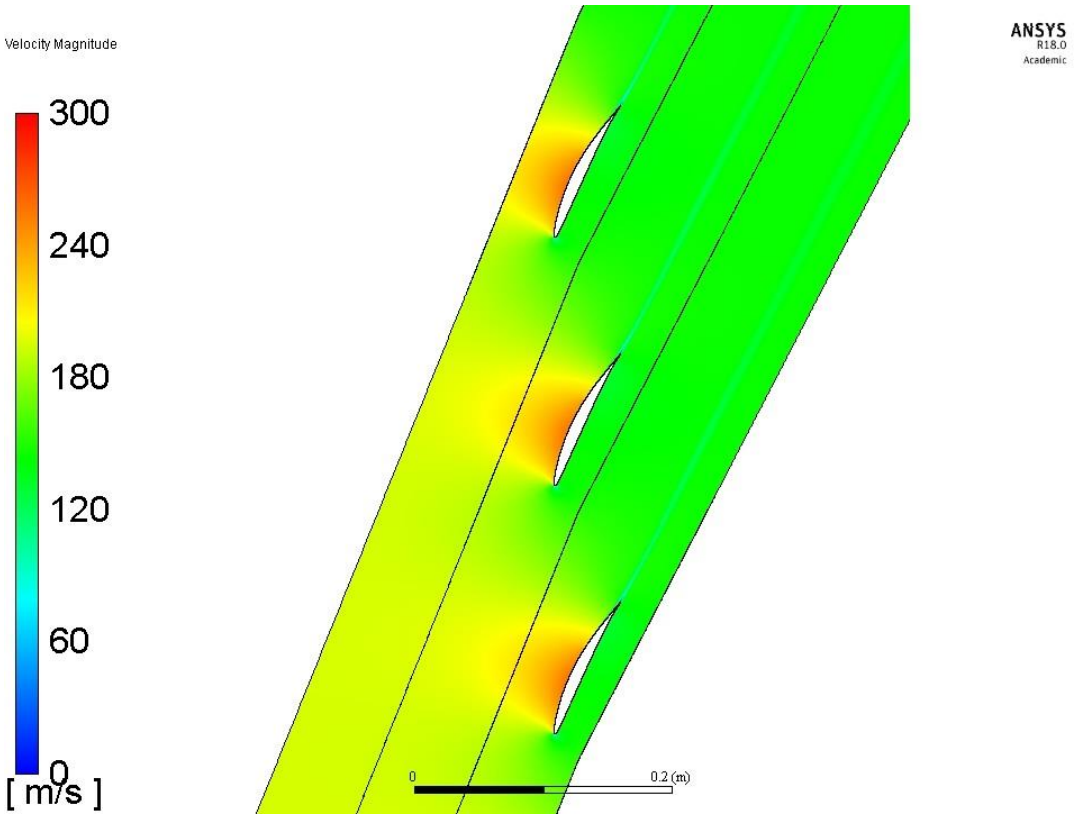

*Příloha 1.9 Pole velikosti rychlosti řezu 6 lopatky rotoru*



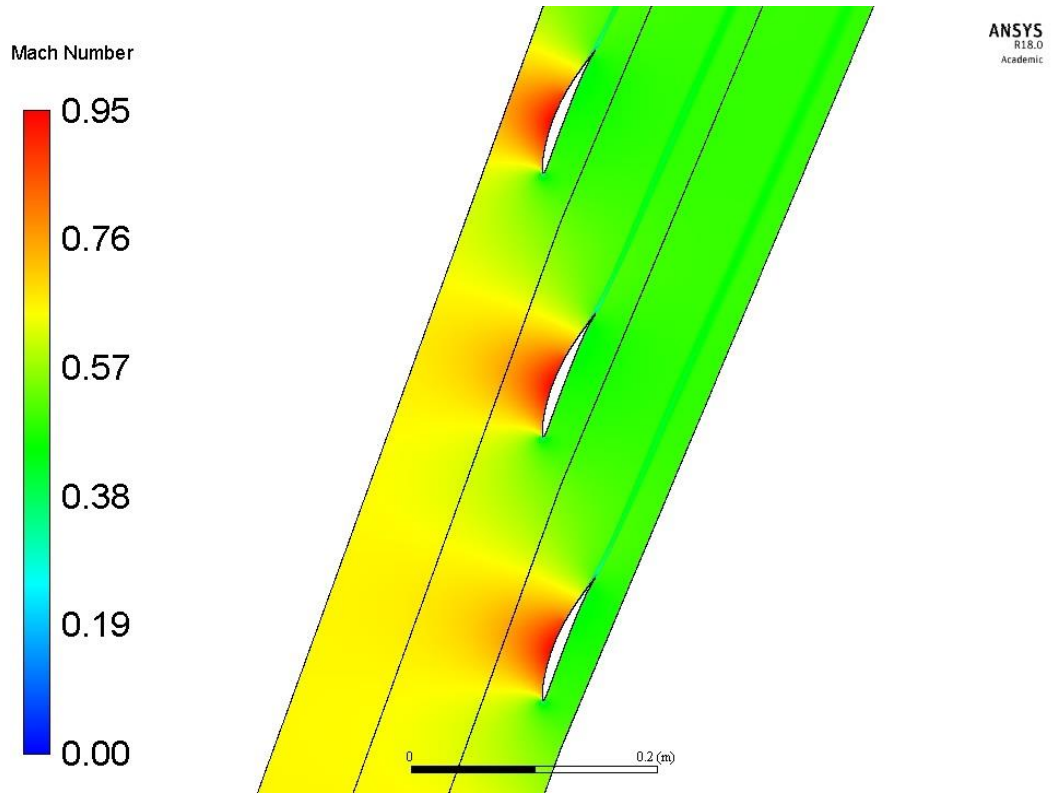

*Příloha 1.10 Pole Machova čísla řezu 9 lopatky rotoru*



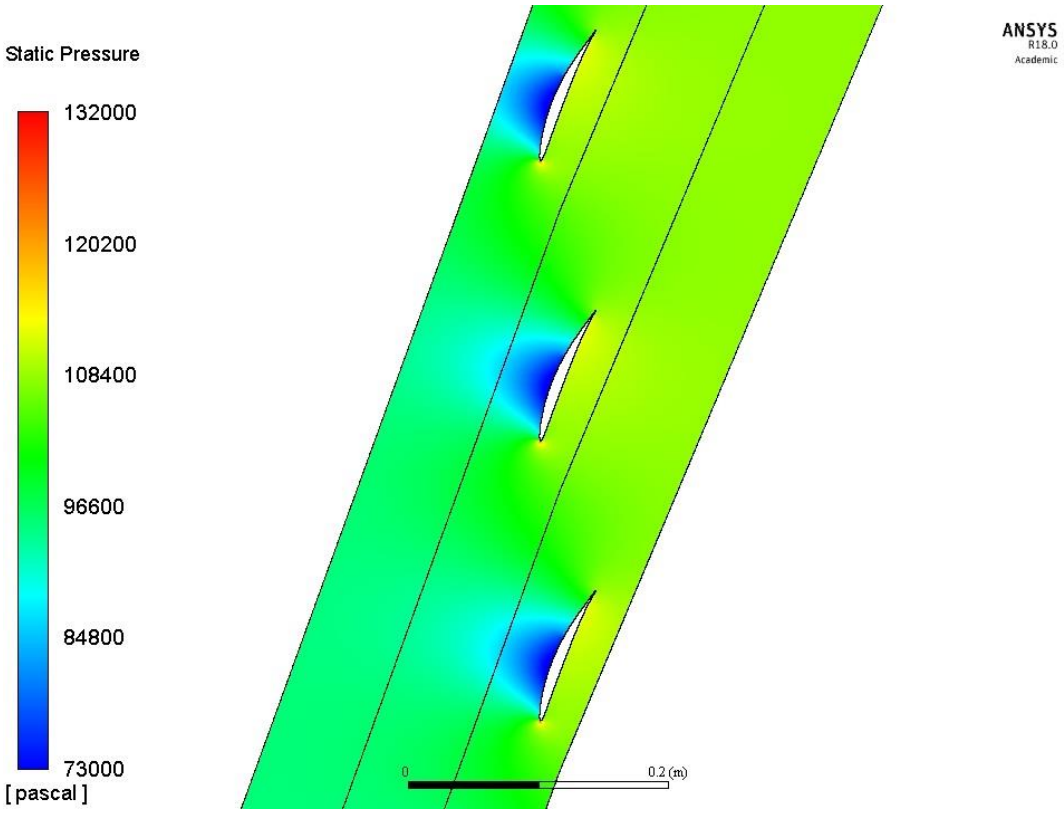

*Příloha 1.11 Pole statického tlaku řezu 9 lopatky rotoru*



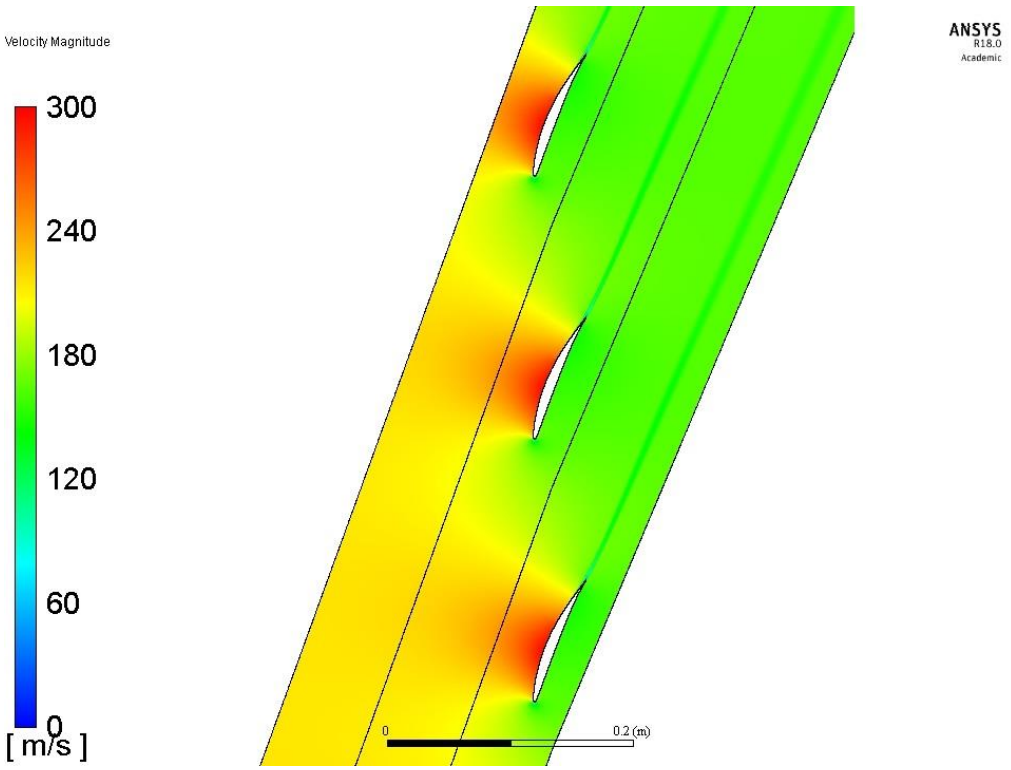

*Příloha 1.12 Pole velikosti rychlosti řezu 9 lopatky rotoru*




*Příloha 1.13 Pole Machova čísla na špičce lopatky rotoru*

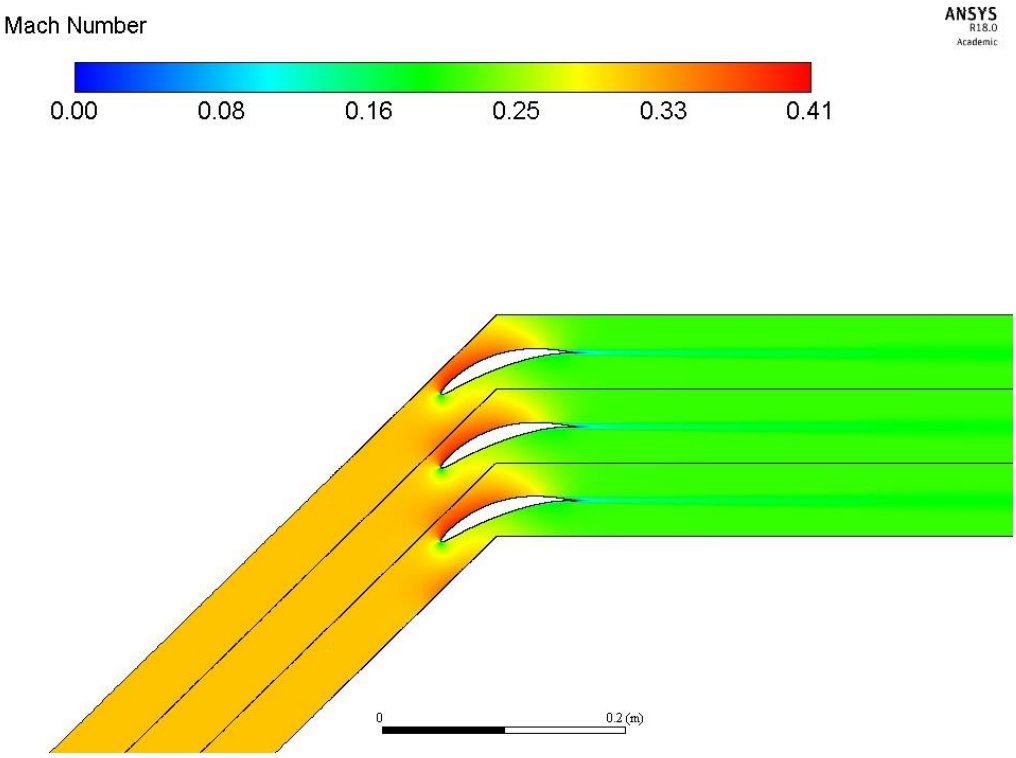



*Příloha 1.14 Pole statického tlaku na špičce lopatky rotoru*

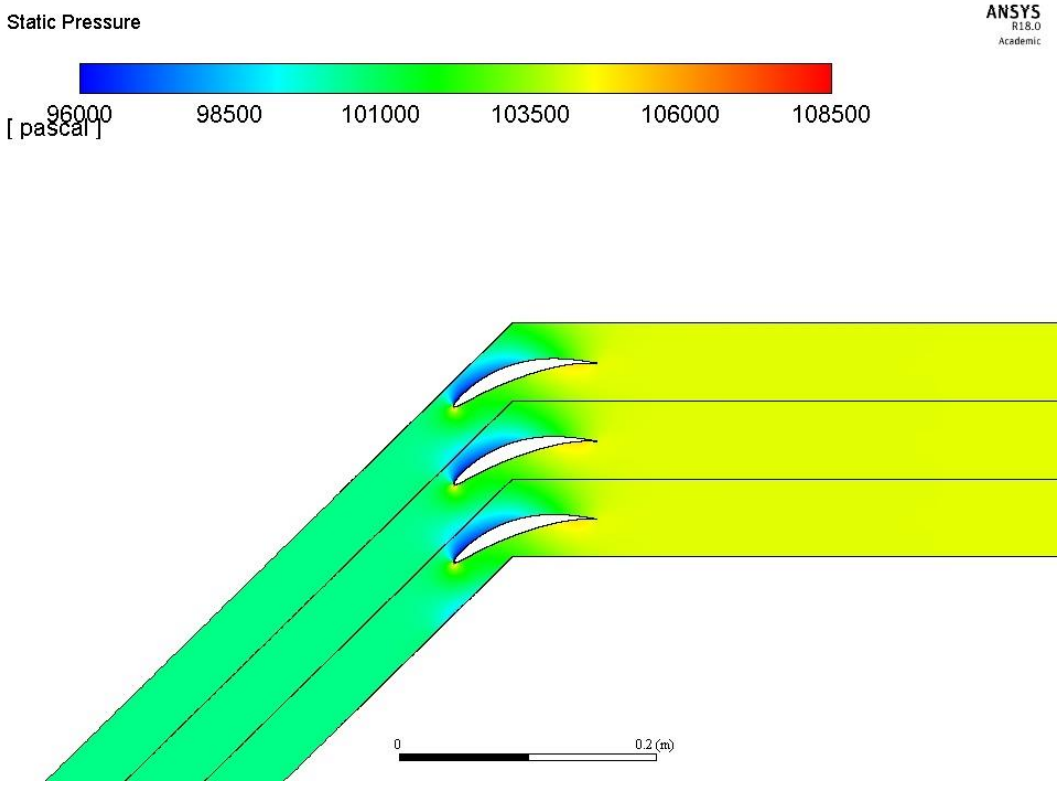



*Příloha 1.15 Pole velikosti rychlosti na špičce lopatky rotoru*

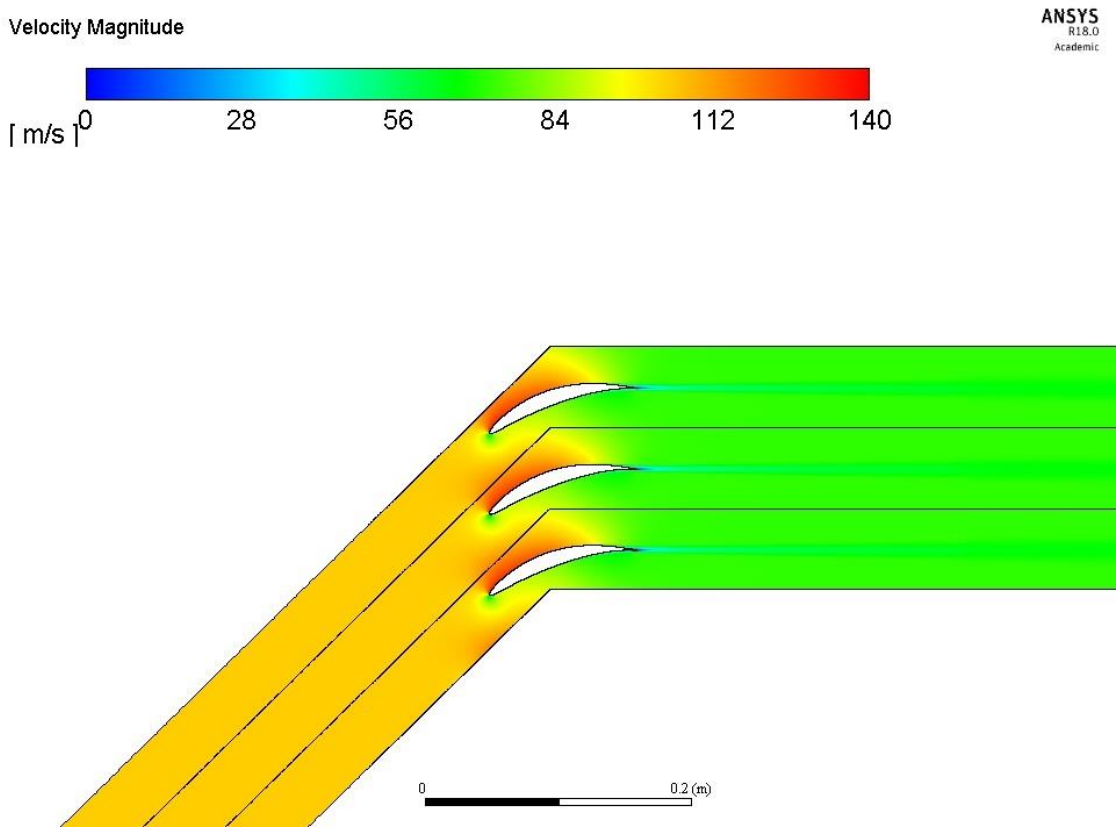
# Příloha 2 - Proudová pole statoru



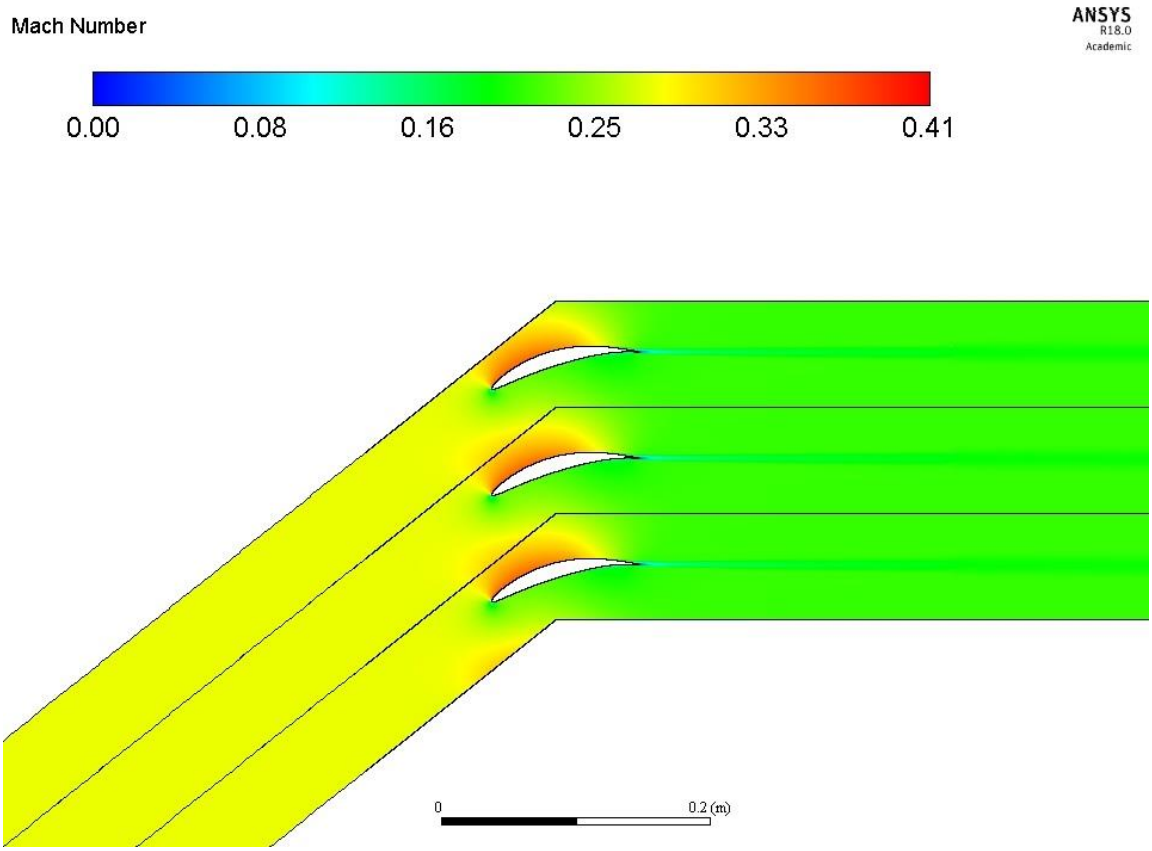

*Příloha 2.1 Pole Machova čísla na patním řezu lopatky statoru*



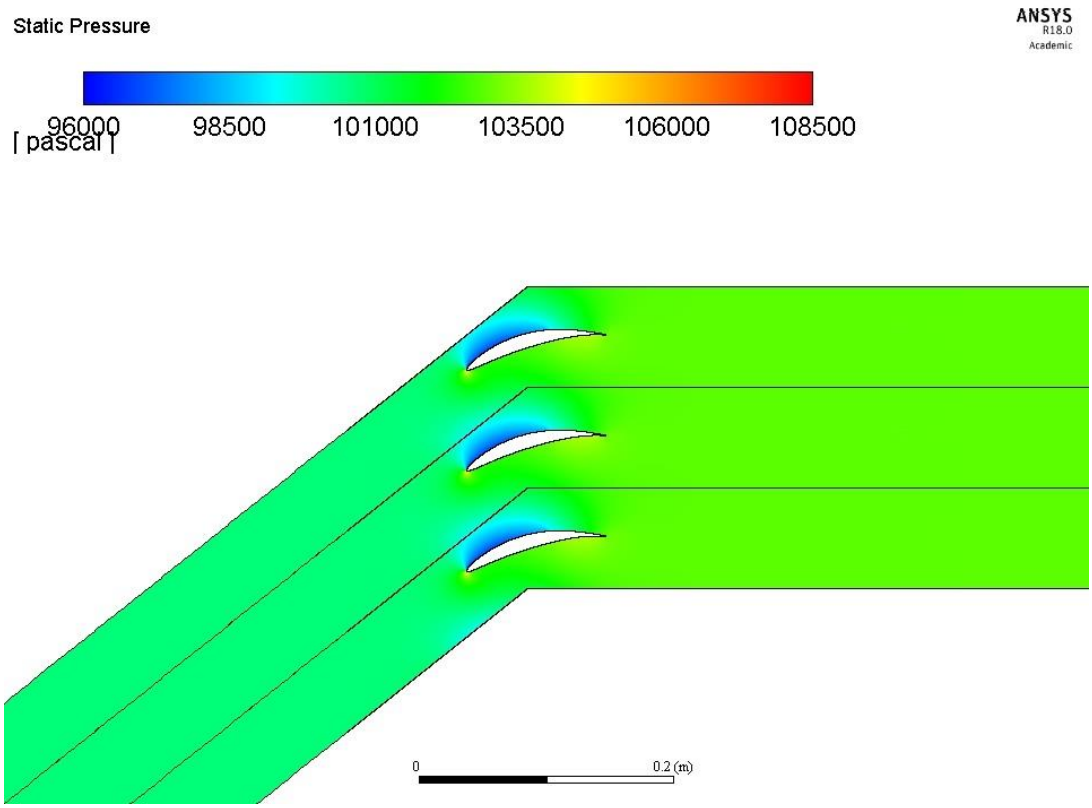

*Příloha 2.2 Pole statického tlaku na patním řezu lopatky statoru*



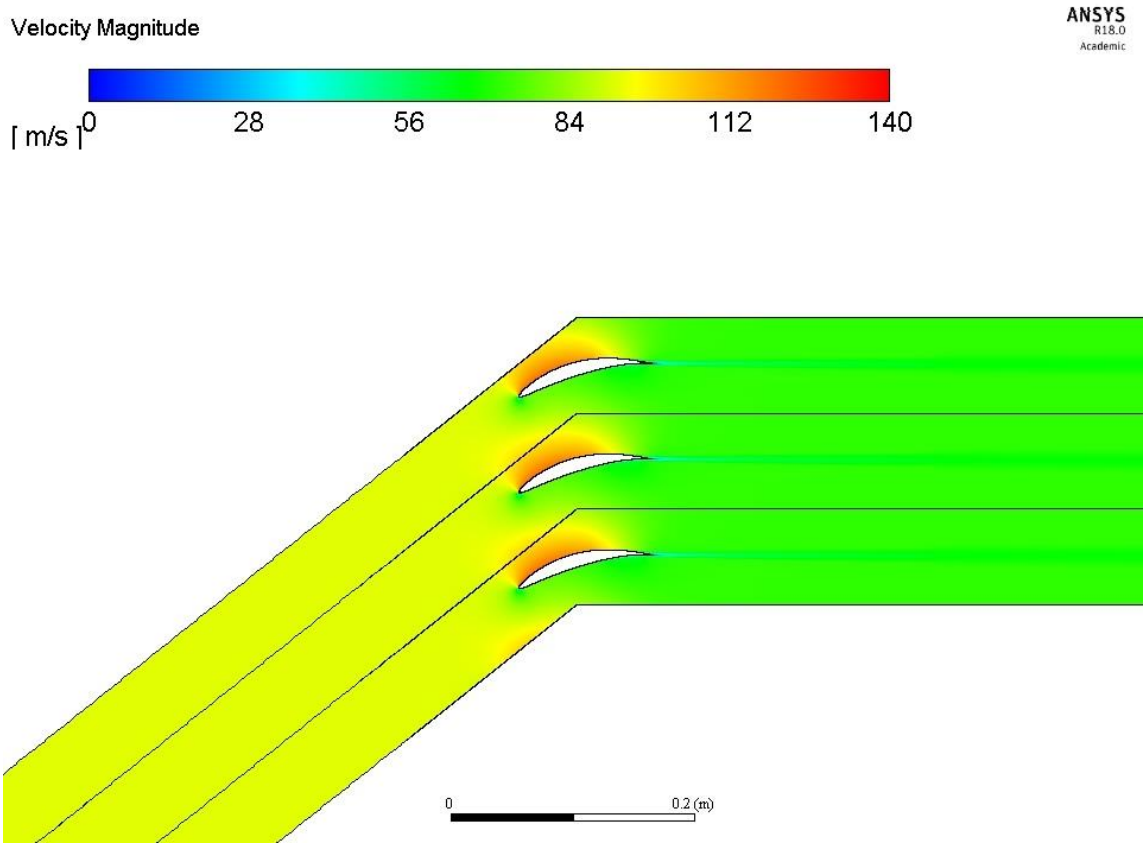

*Příloha 2.3 Pole velikosti rychlosti na patním řezu lopatky statoru*



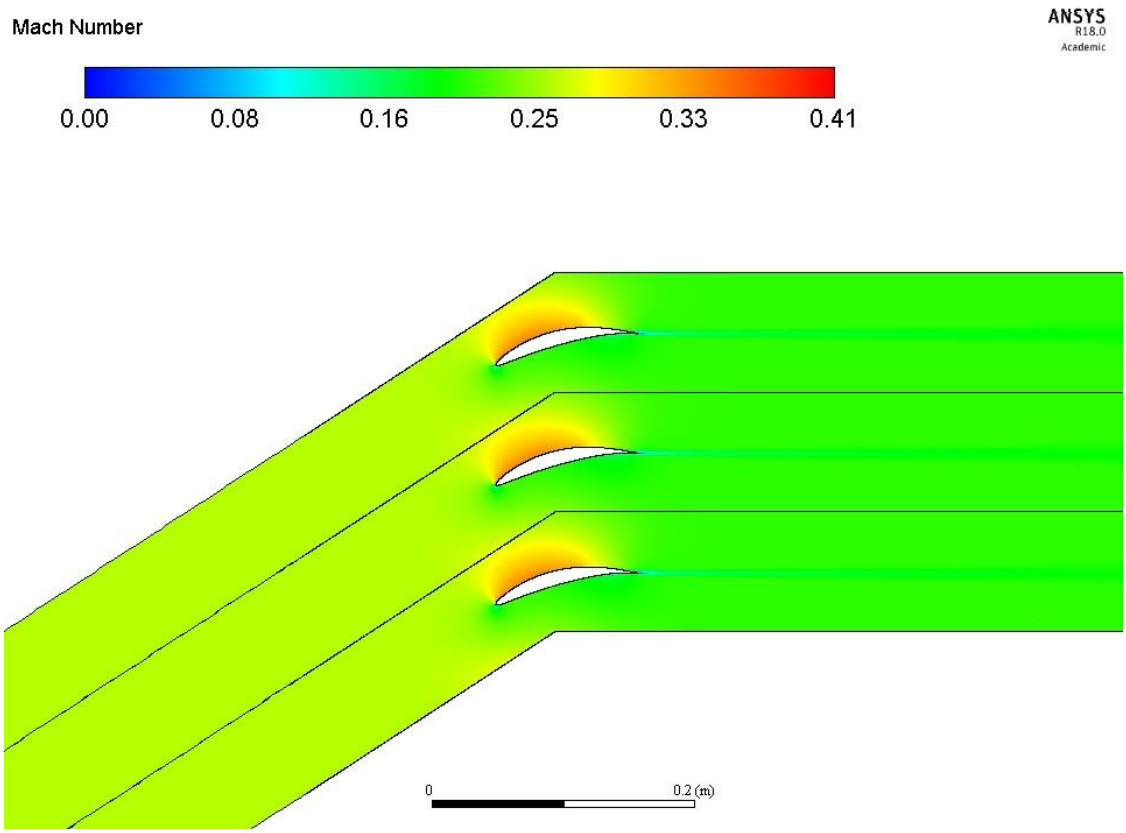

*Příloha 2.4 Pole Machova čísla na řezu 4 lopatky statoru*



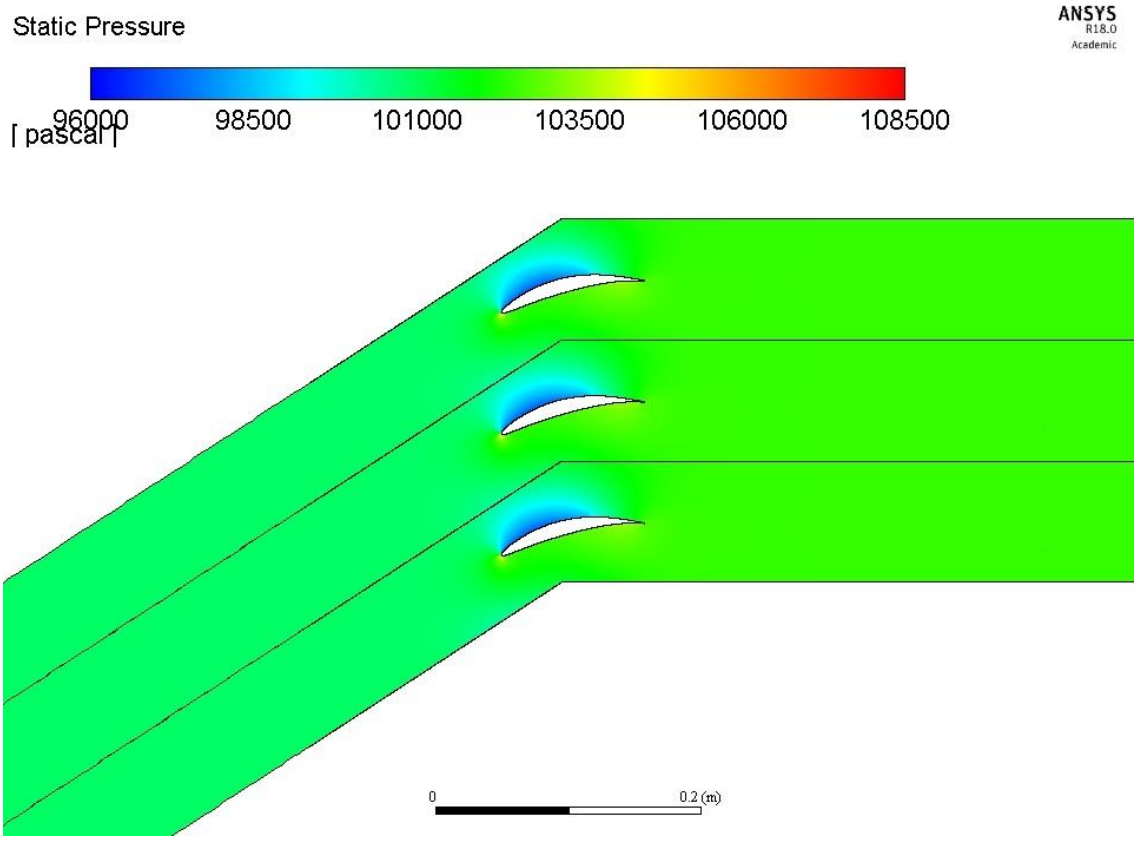

*Příloha 2.5 Pole statického tlaku na řezu 4 lopatky statoru*



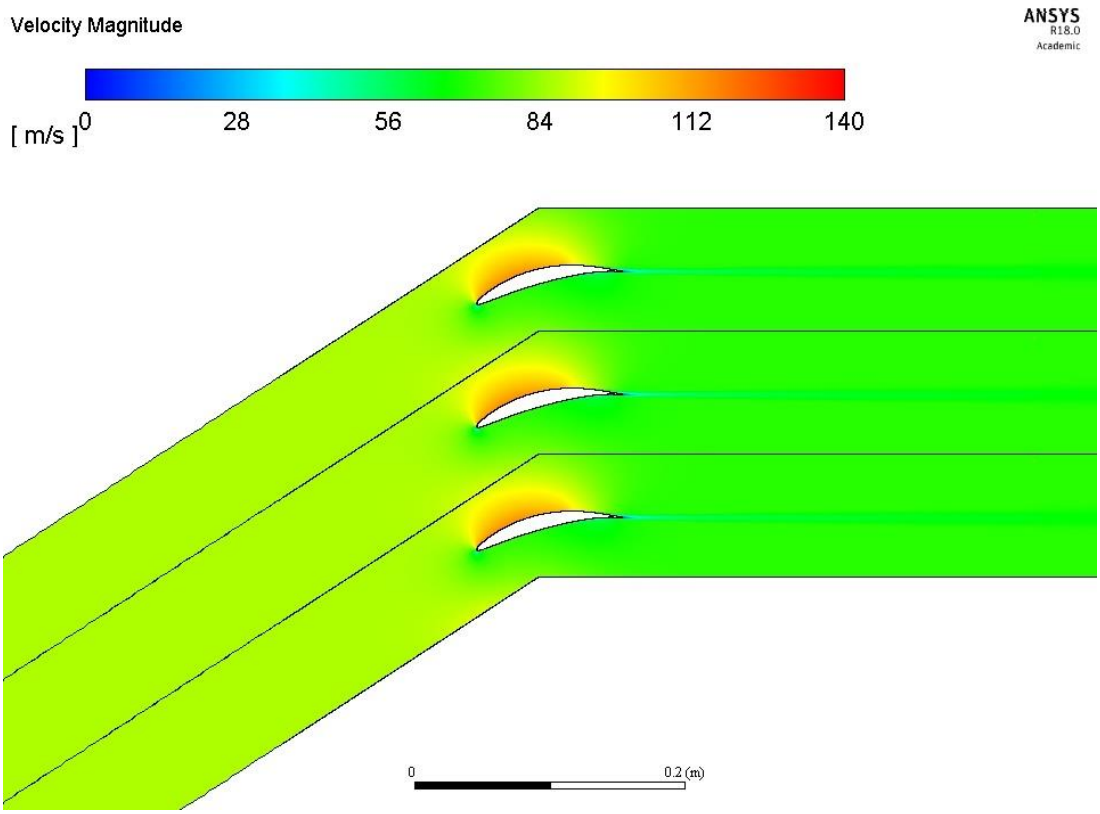

*Příloha 2.6 Pole velikosti rychlosti na řezu 4 lopatky statoru*



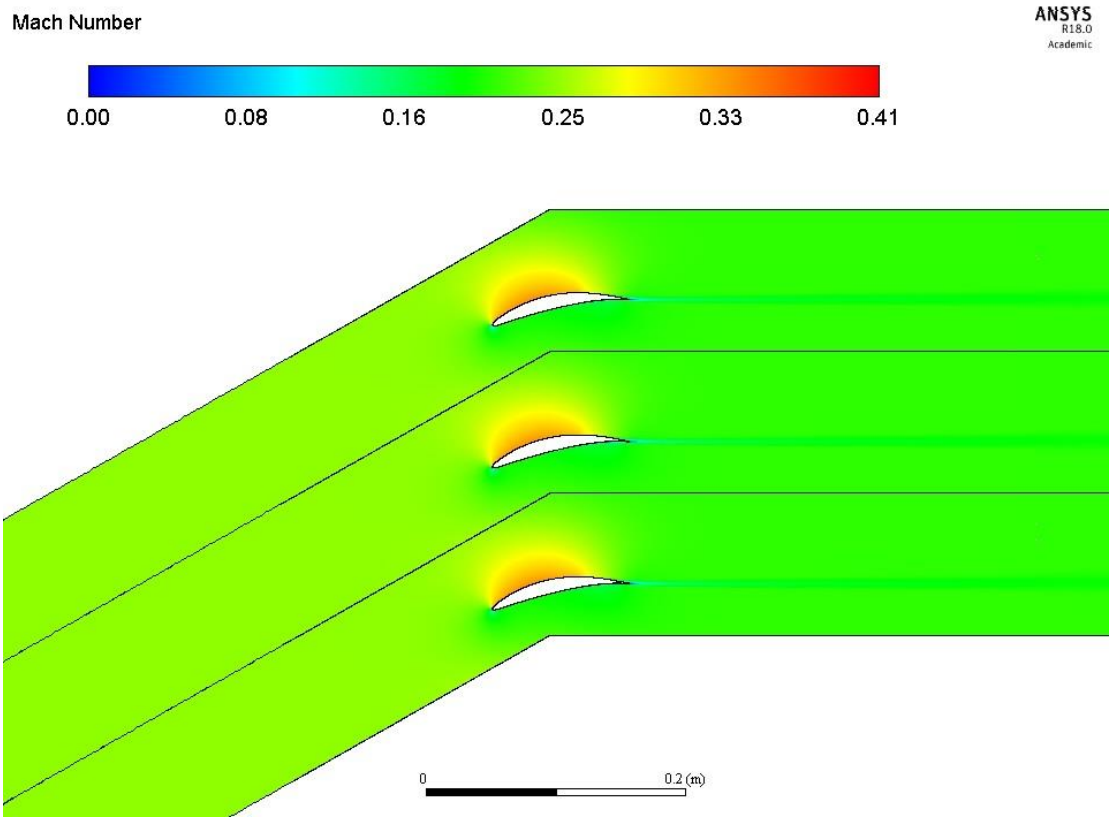

*Příloha 2.7 Pole Machova čísla na řezu 6 lopatky statoru*



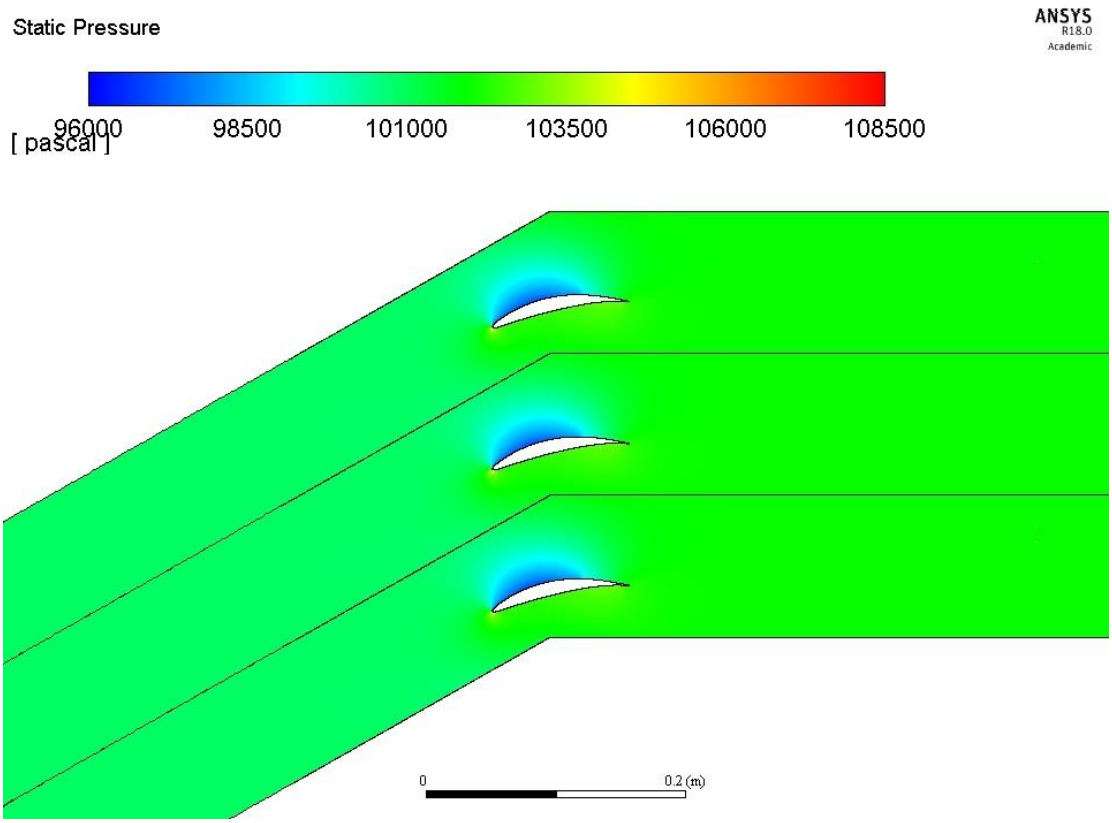

*Příloha 2.8 Pole statického tlaku řezu 6 lopatky statoru*



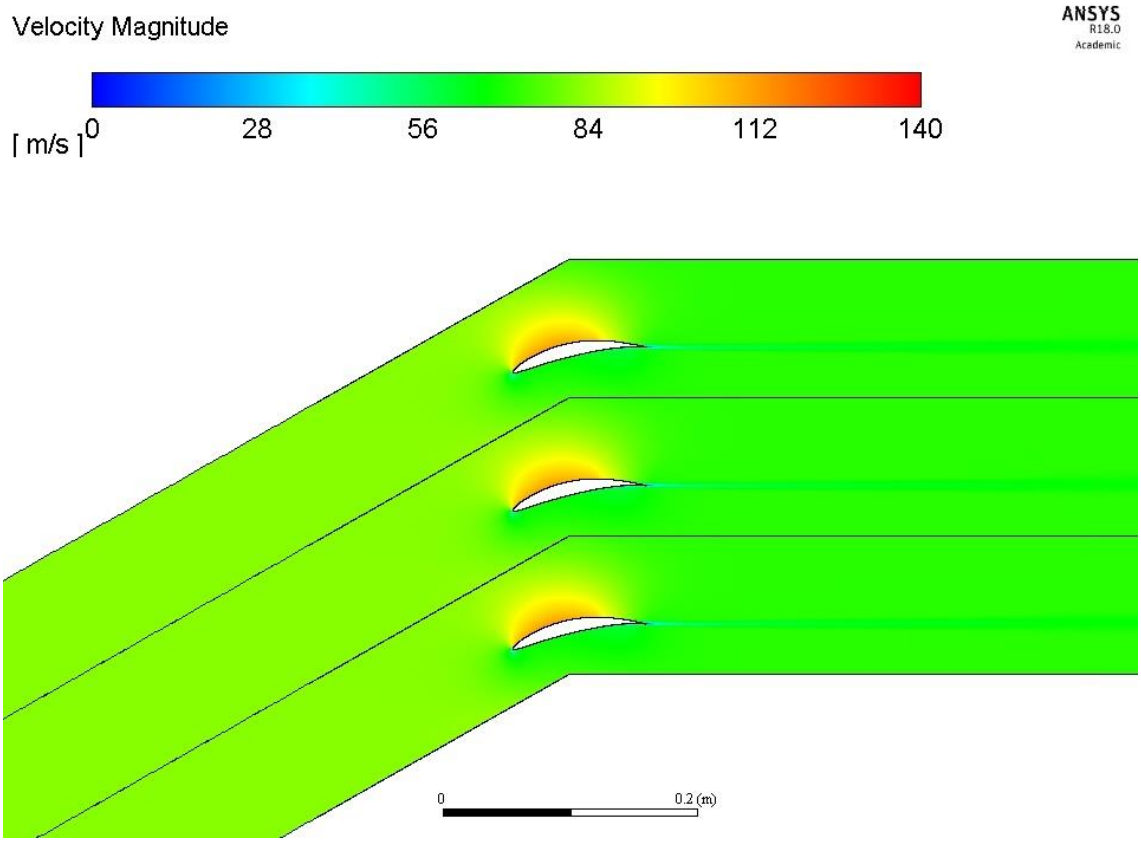

*Příloha 2.9 Pole velikosti rychlosti na řezu 6 lopatky statoru*



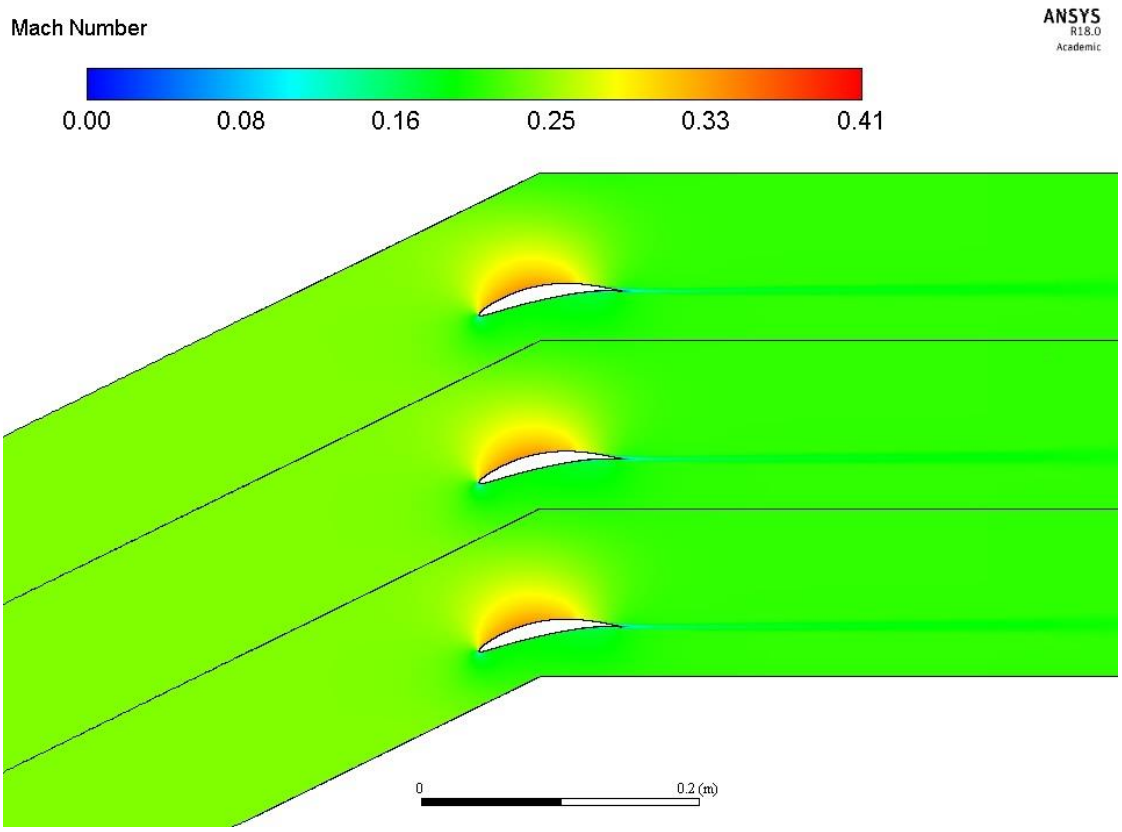

*Příloha 2.10 Pole Machova čísla na řezu 9 lopatky statoru*



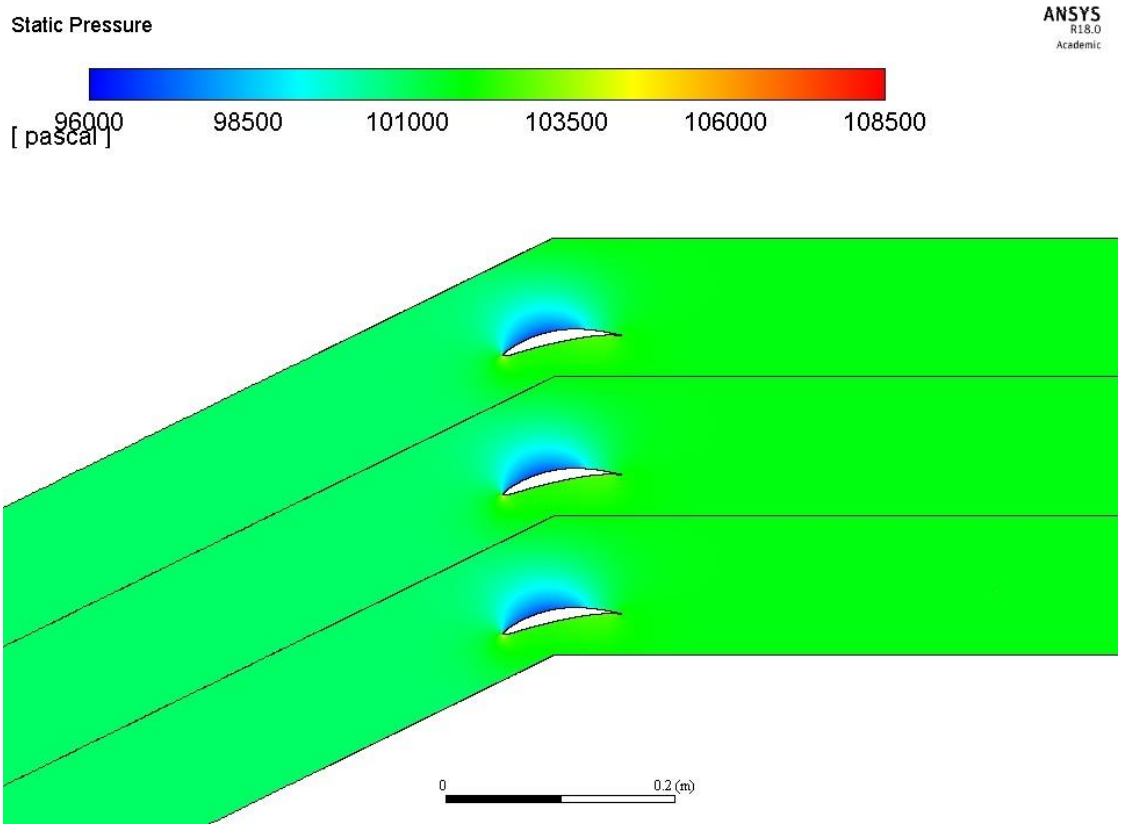

*Příloha 2.11 Pole statického tlaku řezu 9 lopatky statoru*



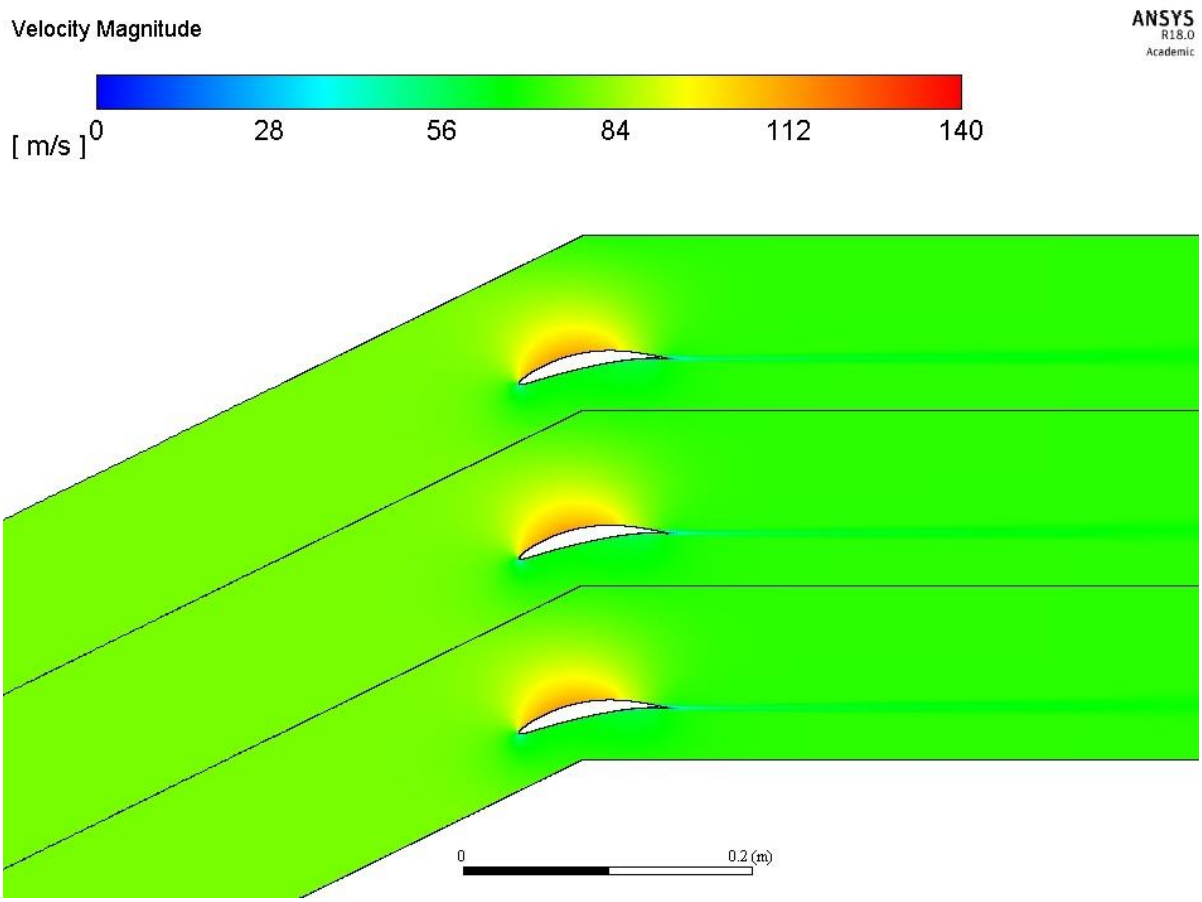

*Příloha 2.12 Pole velikosti rychlosti na řezu 9 lopatky statoru*




*Příloha 2.13 Pole Machova čísla na špičce lopatky statoru*

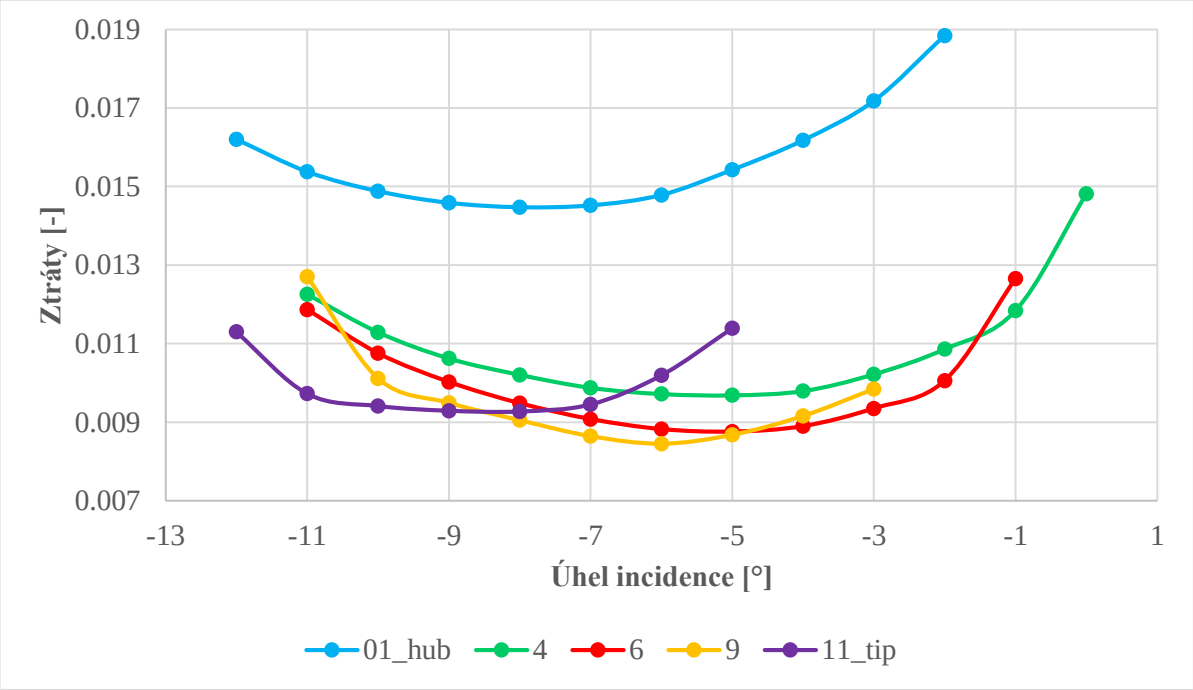



*Příloha 2.14 Pole statického tlaku na špičce lopatky statoru*

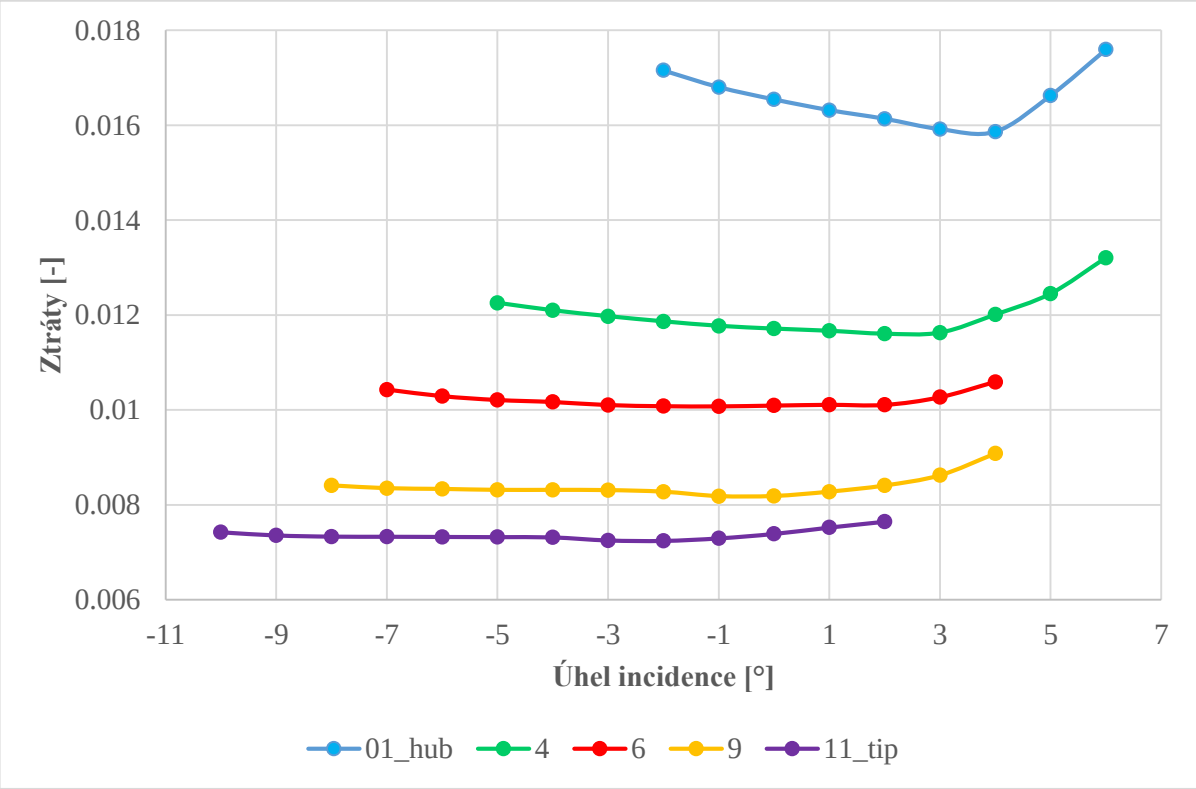



*Příloha 2.15 Pole velikosti rychlosti na špičce lopatky statoru*

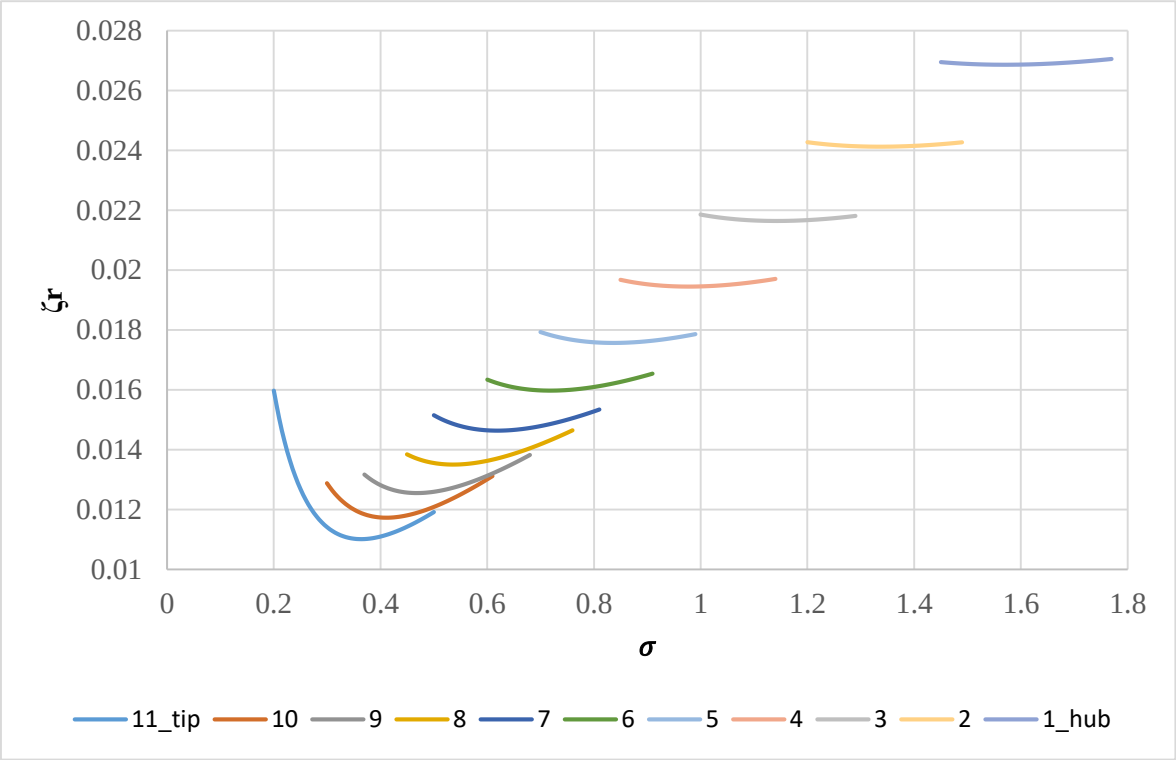
## Příloha 3 - Ztráty



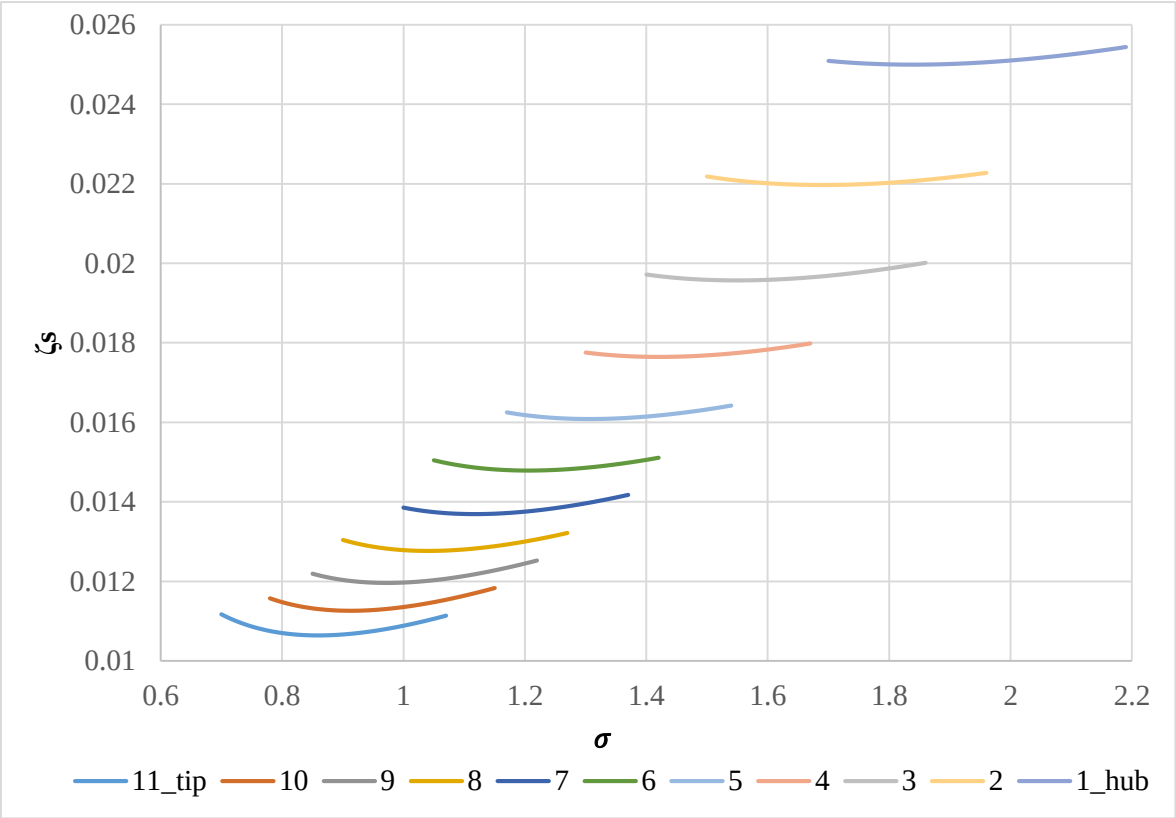

*Příloha 3.1 Závislost ztrát na úhlu incidence jednotlivých řezů lopatky rotoru*




*Příloha 3.2 Závislost ztrát na úhlu incidence jednotlivých řezů lopatky statoru*




*Příloha 3.3 Závislost ztrát na hustotě mříže jednotlivých řezů lopatky rotoru*




*Příloha 3.4 Závislost ztrát na hustotě mříže jednotlivých řezů lopatky statoru*