

**ČESKÉ VYSOKÉ  
UČENÍ TECHNICKÉ  
V PRAZE**

**FAKULTA  
STROJNÍ**



**DISERTAČNÍ  
PRÁCE**

**2021**

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE  
FAKULTA STROJNÍ  
ÚSTAV LETADLOVÉ TECHNIKY

**ANALÝZA PROUDĚNÍ V LABYRINTOVÝCH  
UCPÁVKÁCH MALÉHO TURBOVRTULOVÉHO  
MOTORU**

DISERTAČNÍ PRÁCE

ING. MICHAL ČÍŽEK

PRAHA, 2021

STUDIJNÍ PROGRAM: STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ

STUDIJNÍ OBOR: DOPRAVNÍ STROJE A ZAŘÍZENÍ

ŠKOLITEL: DOC. ING. ZDENĚK PÁTEK, CSC.

ŠKOLITEL SPECIALISTA: ING. ROMAN VESELKA

## **Anotace**

Disertační práce se zabývá prouděním v labyrintových ucpávkách leteckého turbínového motoru. Labyrintové ucpávky se používají k nekontaktnímu těsnění hlavního pracovního prostoru motoru a tím zvětšení účinnosti motoru. Na rozdíl od jiných prací se nezabývá vlivem hmotnostního průtoku či profilu těsnění, nýbrž vlivem teploty proudu plynu na proudění v ucpávkách při jejich různém nastavení.

Vlastní práce analyzuje postup výpočtu proudění plynu v labyrintové ucpávce pomocí numerických metod. Dále se zabývá konstrukcí měřicího zařízení pro experimentální ověření metody vypočtených hodnot stejně jako popisem a ukázkou experimentu. Jsou ukázány výsledky měření, které se uskutečnily na skutečném motoru na pozemní zkušebně. Nakonec je ukázán nově navržený inovativní přístup k labyrintovým ucpávkám, který by mohl v konečném důsledku zajistit vyšší výkony motoru.

Prezentované výsledky jsou použitelné v obecné průmyslové praxi, která se zabývá konstrukcí nejen turbínových leteckých motorů, ale také např. plynových turbín, které jsou hojně rozšířené v lodářském průmyslu.

## **Klíčová slova**

Letecký turbínový motor, labyrintová ucpávka, CFD, měření proudění v labyrintových, ucpávkách inovativní přístup k labyrintovým ucpávkám

## **Abstract**

The thesis deals with internal labyrinth seal flow in an aircraft turbine engine. The labyrinth seals are using with contactless sealing in internal air flow. Based on the goal of better sealing, it should be possible to increase the efficiency and general performance parameters of the engine. Unlike other works, it does not deal with the influence of the mass flow or the profile of the seal, but with the influence of the temperature of the air flow in the seals at their different settings on the flow.

The work itself shows the method for calculating the air flow in a labyrinth seal using numerical methods. It also deals with the construction of a measuring device for verifying the calculated values as well as the description and demonstration of the experiment. The results of measurements performed on a real engine at a ground test facility are shown. Finally, a newly designed innovative approach to labyrinth seals is shown, which could ultimately provide higher engine performance.

The presented results are applicable in general industrial practice, which deals with the construction of not only turbine aircraft engines, but also, for example, gas turbine machines widely used in the shipbuilding industry.

## **Key words**

Aircraft turbine engine, labyrinth seal, CFD, labyrinth seal measurement, labyrinth seal innovative approach

## **Prohlášení**

Prohlašuji, že jsem disertační práci vypracoval samostatně pod vedením školitele. Jako zdroje informací jsem použil literaturu, která je uvedena v seznamu literatury.

## **Poděkování**

Na tomto místě bych rád poděkoval doc. Ing. Zdeňkovi Pátkovi, CSc. za vedení práce a kritické připomínky. Za konzultace týkající se vnitřní aerodynamiky bych rád poděkoval prof. Ing. Pavlovi Šafaříkovi, CSc. Za pomoc při vytváření numerického modelu bych rád poděkoval Ing. Romanovi Veselkovi. Za pomoc při přípravě a provedení měření na laboratorním zařízení bych rád poděkoval Ing. Vojtěchovi Klírovi, Ph.D. Za podporu při přípravě jednotlivých publikací bych rád poděkoval Ing. Lukášovi Popelkovi, Ph.D.

Nakonec bych rád poděkoval své ženě Haně, která mne celou dobu podporovala.

## Seznam použitých symbolů

Zkratka / Symbol	Jednotka	Popis
a	[m]	výška břitu
A	[m <sup>2</sup> ]	průtočná plocha
b	[m]	šířka břitu
BEZ		ucpávka bez břitů
cp	[J.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]	měrná tepelná kapacita při konstantním tlaku
C <sub>1</sub>	[kg.(m.s.√K) <sup>-1</sup> ]	koeficient Sutherlandova zákona
CORR		poměrová hodnota (viz (12) – (18))
CORRS		poměrová hodnota u vyhodnocení nekonvenčního přístupu (viz (22) – (24))
e	[-]	počítaný koeficient (viz (26))
E <sub>k</sub>	[J]	Kinetická energie
F		poslední břit
h	[J.kg <sup>-1</sup> ]	celková entalpie
H	[kg.m.s <sup>-1</sup> ]	Hybnost
IN		vstupní
k	[-]	Poissonova konstanta
K	[kg.m <sup>2</sup> .s <sup>-2</sup> ]	výpočetní konstanta (viz (25))
KRIT		kritický
L		první břit
m		počet břitů
M	[-]	Machovo číslo
n	[min <sup>-1</sup> ]	otáčky
Δp	[Pa]	tlakový spád
p <sub>c</sub>	[Pa]	celkový tlak
p <sub>s</sub>	[Pa]	statický tlak
Q	[kg.s <sup>-1</sup> ]	hmotnostní průtok
r	[J.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]	měrná plynová konstanta
R	[m]	poloměr rotoru
RC	[m]	radiální vůle
Re	[-]	Reynoldsovo číslo
REF		referenční hodnota
s	[J.K <sup>-1</sup> ]	entropie
S	[K]	koeficient Sutherlandova zákona
t	[m]	rozteč břitů
T <sub>c</sub>	[K]	celková teplota
TEOR		teoretický
T <sub>s</sub>	[K]	statická teplota
w	[m.s <sup>-1</sup> ]	rychlost plynu
X		číslo břitu
α	[-]	průtokový součinitel
η	[Pa.s]	dynamická viskozita
μ	[-]	průtokový koeficient
μ <sub>v</sub>	[m <sup>2</sup> .s <sup>-1</sup> ]	kinematická viskozita
ρ	[kg.m <sup>-3</sup> ]	hustota
σ		směrodatná odhyllka

$\varphi$	[-]	součinitel průtoku
$\omega$	[rad.s <sup>-1</sup> ]	úhlová rychlost
0		pozice komůrky před následujícím břitem
1		vstupní
2		výstupní vpravo
3		výstupní vlevo



# Obsah

Anotace .....	i
Klíčová slova .....	i
Abstract .....	ii
Key words .....	ii
Prohlášení .....	iii
Poděkování .....	iv
Seznam použitých symbolů .....	v
Obsah .....	vii
1. Úvod .....	1
2. Přehled stavu problematiky .....	2
2.1. Konstrukce labyrintových ucpávek .....	2
2.2. Možnosti a použití numerické simulace proudění .....	3
2.2.1. Algebraický příklad výpočtu labyrintové ucpávky [9] .....	4
2.3. Ověření výpočtu .....	7
3. Cíle disertační práce .....	8
4. CFD výpočet .....	9
4.1. Výběr geometrie a definice parametrů .....	9
4.1.1. Geometrie ucpávek .....	9
4.1.2. Definice parametrů, které budou vyhodnocovány .....	11
4.1.3. Výpočetní geometrie .....	11
4.2. Okrajové podmínky výpočtu .....	12
4.3. Výběr výpočetní sítě .....	13
4.4. Výběr modelu turbulence .....	15
4.4.1. Rešerše dostupné literatury .....	16
4.4.2. Porovnávací výpočet .....	16
4.4.3. Závěr z výběru modelů turbulence .....	17
4.5. Výpočet při konstantních otáčkách hřídele s ucpávkami .....	18
4.5.1. 4 břity .....	18
4.5.2. 5 břitů .....	20
4.5.3. 6 břitů .....	23
4.5.4. Vyhodnocení výpočtů ucpávek při konstantních otáčkách hřídele s ucpávkami .....	26
4.6. Výpočet při rozdílných otáčkách hřídele .....	27

4.6.1.	Rozložení v ucpávce .....	27
4.6.2.	Otáčkové charakteristiky.....	30
4.6.3.	Vyhodnocení výpočtu ucpávek při rozdílných otáčkách hřídele .....	32
4.6.3.1.	Konzervativní vyhodnocení .....	32
4.6.3.2.	Nekonvenční vyhodnocení .....	34
4.7.	Výpočet při rozdílných otáčkách hřídele s rotujícími a nerotujícími břity .....	37
4.7.1.	Použitá geometrie .....	37
4.7.2.	Okrajové podmínky.....	38
4.7.3.	Vyhodnocení výpočtů .....	38
4.8.	Konvergence výpočtů .....	41
4.9.	Analýza správnosti výpočetního modelu .....	43
4.10.	Závěry z CFD výpočtů .....	45
5.	Ověření vypočtených dat.....	47
5.1.	Ověření na laboratorním zařízení.....	47
5.1.1.	Popis laboratorního zařízení.....	47
5.1.2.	Postup měření .....	49
5.1.3.	Výsledky měření .....	50
5.1.4.	Vyhodnocení laboratorního měření .....	51
5.1.4.1.	Konzervativní vyhodnocení .....	51
5.1.4.2.	Nekonvenční vyhodnocení .....	51
5.1.5.	Analýza chyb z měření na laboratorním zařízení.....	54
5.1.5.1.	Výběr a kalibrace termočlánků.....	57
5.1.6.	Závěry z měření na laboratorním zařízení.....	58
5.2.	Ověření na skutečném motoru .....	58
5.2.1.	Dynamometrická zkušebna .....	58
5.2.2.	Turbovrtulový motor GE Catalyst [77] .....	59
5.2.3.	Měření a výsledky .....	59
5.2.3.1.	Konzervativní hodnocení.....	60
5.2.3.2.	Nekonvenční hodnocení .....	61
5.2.4.	Analýza chyb z měření na motoru .....	63
5.2.5.	Závěry z měření na motoru .....	64
5.3.	Porovnání měření s CFD výpočtem a z toho plynoucí závěry .....	65
6.	Návrh inovativního přístupu k labyrintovým ucpávkám .....	69

7.	Důsledky pro vědu a praxi .....	74
7.1.	Důsledky pro vědu.....	74
7.2.	Důsledky pro praxi.....	74
8.	Přínosy práce v konstruktérské praxi .....	75
9.	Závěr.....	76
10.	Použitá literatura.....	78
11.	Publikace autora související s disertační prací .....	82
12.	Seznam obrázků .....	83
13.	Seznam tabulek.....	86
Příloha 1.	Rozložení statického tlaku z CFD .....	87
Příloha 2.	Rozložení celkové teploty z CFD .....	88
Příloha 3.	Rozložení Machova čísla z CFD .....	90
Příloha 4.	Otáčkové 3D charakteristiky při $RC_{CORR}=0,04$ z CFD.....	92
Příloha 5.	Měřicí řetězec během měření na laboratorním zařízení .....	94
Příloha 6.	Příklad naměřených přírůstků celkové teploty ve fyzikálních veličinách během měření na laboratorním zařízení.....	94
Příloha 7.	Průběhy Machova čísla a vstupní teploty z měření na laboratorním zařízení .....	95
Příloha 8.	Jednotlivé fáze měření na skutečném motoru.....	96

# 1. Úvod

Tato disertační práce se zabývá labyrintovými ucpávkami leteckého turbínového motoru. Labyrintové ucpávky se používají pro bezkontaktní těsnění a tím snížení hmotnostního průtoku plynu tzv. sekundárními vzduchovými cestami. Sekundární vzduchové cesty je pracovního prostor motoru mezi otáčejícím se rotorem a statorem v místech, kde by kontaktní těsnění, např. pomocí zařízení podobné pístnímu kroužku, nebylo možné.

Oblast výzkumu labyrintových ucpávek začíná již při vývoji parních turbín, použitých v energetice na začátku 20. století, ve kterých vodní pára získaná spalováním paliva expanduje. Během obtékání lopatek turbín dochází k přetékání proudu páry na špičkách lopatek a tím dochází ke snižování účinnosti celého stroje ([1], [2], [3]). Labyrintové těsnění se používá pro omezení přetékání páry mezi rotorem a statorem. Zkušenosti získané v oblasti energetiky byly promítnuty také do letectví, kde se nejdříve objevily v hojně využívaných turbokompresorech pístových spalovacích motorů [4]. S rozvojem reaktivních motorů ve 30. letech 20. století se ale zkušenosti začaly aplikovat i v leteckých turbínových motorech [5].

S rozvojem výpočetní techniky a s tím souvisejícím rozvojem numerických simulací proudění za jasně definovaných okrajových podmínek se naskytly možnosti uplatnění numerických simulací ve výpočtu proudění nejenom v lopatkování vlastních mříží, ale i v oblasti tzv. sekundárních vzduchových cest, do kterých se labyrintové ucpávky řadí. Pomocí numerických simulací proudění je možno dosáhnout vyšších vypovídajících možností výsledků oproti 1D analýze a tím také ke zvětšení účinnosti a provozní spolehlivosti konkrétního stroje. Neméně důležité je ale také ověření vypočtených hodnot a potvrzení závěrů měřením a sice nejen měřením na speciálně pro tyto účely vytvořeném zařízení, ale i na konkrétním turbínovém motoru.

Z důvodů dosažení stále se zvyšující účinnosti strojů v letectví byla vypracována i tato práce, díky jejímž závěrům lze optimalizovat konstrukční procesy návrhu labyrintových ucpávek turbínového motoru.

## 2. Přehled stavu problematiky

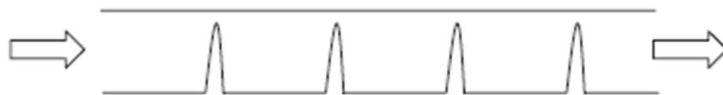
Návrh labyrintových ucpávek a jejich vliv na výkonové termodynamické parametry se začal řešit již s rozvojem lopatkových strojů. Úvodní výzkum byl proveden v počátcích používání turbínových soustrojí v průmyslu, kdy se zkoumal vliv labyrintových ucpávek na průtočné množství plynu [1] a [2]. Cílem tohoto výzkumu bylo najít optimální tvar a umístění jednotlivých břitů ucpávek při otáčkách  $14000 \text{ min}^{-1}$  [6].

Kontinuální vývoj pochopitelně probíhal i na parních turbínách, kde se zkoumá hlavně vliv přetékání páry na špičkách lopatek a tím dochází ke snížení účinnosti. Labyrintové ucpávky se umísťují na špičky rotujících lopatek a tím se brání nežádoucímu hmotnostnímu průtoku [3] a [7]. V oblasti parních turbín se otáčky pohybují kolem  $4000 \text{ min}^{-1}$  – viz [1], [7], [8], [14] a [15]. V letectví se tento problém diskutuje v [5], [9] a [10], přičemž otáčky hřídele u turbinových motorů se nacházejí okolo  $40000 \text{ min}^{-1}$  – viz [5], [9], [10], [11] a [12]. Vliv sekundárních vzduchových cest na termodynamické parametry leteckého motoru je uváděn v [13]. Je zde hlavně pojmenován postup výpočtu termodynamických parametrů jednotlivých částí motoru i s vlivem ztráty způsobené sekundárním vzduchem. Dále se také zkoumá vliv proudění v ucpávkách na axiální sílu rotoru, které v důsledku ovlivňuje životnost ložisek rotoru.

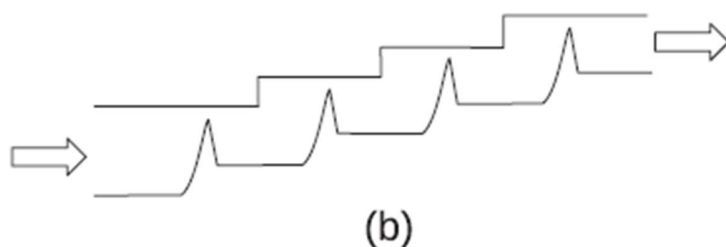
### 2.1. Konstrukce labyrintových ucpávek

Labyrintová ucpávka slouží k co největšímu zamezení hmotnostního průtoku plynu mezi rotující a nerotující stěnou - viz [1], [9], [14] a [15]. Konstrukce ucpávek je založená na principu vytvoření úzkého prostoru mezi rotorem a statorem (radiální vůle – viz dále) za kterým bude následovat tzv. komůrka. Komůrky jsou od sebe odděleny pomocí břitů. Břít a komůrky jsou umístěny v těsné blízkosti za sebou tak, jak to konstrukční možnosti dovolují. V komůrkách se maří kinetická energie proudícího plynu a dosahuje se snížení hmotnostního průtoku labyrintovou ucpávkou. Nejběžnější konstrukčních uspořádání jsou:

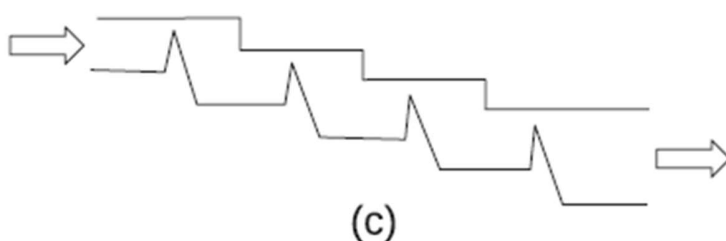
- Přímý labyrint (Obr. 1) – břity jsou umístěny na hladké hřídeli a jsou tak v jedné rovině za sebou. Konstrukčně a výrobně se jedná o vhodnou aplikaci, protože jsou břity umístěné v jedné rovině. Z hlediska schopnosti těsnit se ale jedná o horší variantu, protože schopnost mařit kinetickou energii je omezena pouze radiální vůlí a roztečí jednotlivých komůrek.
- Stupňovitý labyrint (Obr. 2 a Obr. 3) – břity jsou umístěny stupňovitě (na různých průměrech) za sebou. Může se jednat o vzestupný, resp. sestupný labyrint. Z hlediska maření kinetické energie se jedná o efektivnější variantu, protože energie se maří nejen v komůrkách labyrintů, ale i na přechodu z menšího na větší průměr hřídele. Konstrukčně a výrobně se ale jedná o náročnější variantu. Proto se u menších strojů nepoužívá.



Obr. 1: Přímý labyrint [15]



Obr. 2: Stupňovitý labyrint – vzestupný [15]



Obr. 3: Stupňovitý labyrint – sestupný [15]

Vliv labyrintových ucpávek na výkonové parametry je popsán v [17]. Je zde také popsán vliv jednotlivých komponentů labyrintových ucpávek a sice vliv prostoru, kudy vzduch proudí a vliv typických elementů ucpávek.

Důležitou roli hraje také tvar břitu ucpávek a drsnost statorového protikusu. V [18] a [23] je popsán vliv tvaru břitu. V [17] je opět popsán vliv komůrek (tj. prostoru mezi břity) labyrintů. V [24] je uveden numerický výpočet, který je porovnáván s měřením v laboratoři. Obrusitelný materiál protikusu tzv. výstelka, je v dnešní době poměrně hodně používán pro řízení průtoku ucpávkou – viz [19], [20], [21] a [22]. Výstelka se používá ke snížení radiální vůle mezi rotorem a statorem a sice tím, že během úvodních cyklů se ve výstelce vytvoří drážka pro břit a v konečném důsledku se sníží průtočná plocha a zvětšuje se těsnicí účinek ucpávky. Každý břit má tedy svou drážku, která odpovídá jeho velikosti. V [25] se zkoumá jaký vliv má porucha, resp. opotřebenost ucpávky na parametry proudění. V [26] je ukázán výpočet a měření stupňovitého labyrintu s obrusitelným protikusem ve tvaru 6 - ti hranu. Není ale rotující hřídel. Jedná se tedy pouze o nerotující labyrintovou ucpávku.

## 2.2. Možnosti a použití numerické simulace proudění

Obecně se dá říct, že numerická simulace CFD (Computational Fluid Dynamics) proudění se pro analýzu různých konstrukčních celků používá poměrně často. V mnoha případech se začíná s výpočtem na 2D geometrii [27], [29] a [47] a poté se výpočet rozšiřuje na 3D úlohy uvedené v [27], [28], [30], [31], [32] a [34]. Většinou je cílem numerické simulace spočítat vliv na hmotnostní průtok skrz ucpávkou a tím lépe predikovat, kolik plynu proteče a tím pádem poté zjistit vliv na parametry celého stroje. Tento parametr

se vyjadřuje pomocí tzv. ztrátového součinitele průtoku (výzkum se také zabývá výpočtem průtoku skrz otvory, které jsou v sekundárních vzduchových cestách motoru hojně používány [35], [36] a [37]), který je uvedený v [18], [38], [39], [40] a [41]. V některých výše uvedených publikacích je také ukazován vliv ztráty celkového tlaku v ucpávce, který je pro dosažení těsnicího účinku neméně důležitý. Výpočetní CFD metody jsou použity pro zjišťování zvětšení hmotnostního průtoku vlivem deformace ucpávky [25]. CFD metody jsou používány i pro dynamické důsledky pro celý rotující hřídel, na kterém je ucpávka umístěna [27], [42] a [43].

Výše uvedené články popisují možnosti výpočtu labyrintových ucpávek rotujícími konstantními otáčkami. V článku [6] jsou prezentovány výsledky speciálně navržených labyrintových ucpávek pro plynovou turbínu při otáčkách  $14000 \text{ min}^{-1}$ . V článku [44] je popsán výpočet proudění v ucpávce. Výstupem jsou tlaková pole a pole hmotnostního průtoku, resp. proudového koeficientu. Rozmezí otáček je od  $16000$  do  $30000 \text{ min}^{-1}$ . V článku [45] je popsán vliv otáček na mechanickou životnost stroje v intervalu od  $300$  do  $1500 \text{ min}^{-1}$ . Tato práce se zabývá především otáčkami nad  $35000 \text{ min}^{-1}$ . Pro kontrolu a porovnání jsou ale uvedeny i otáčky od  $5000 \text{ min}^{-1}$ .

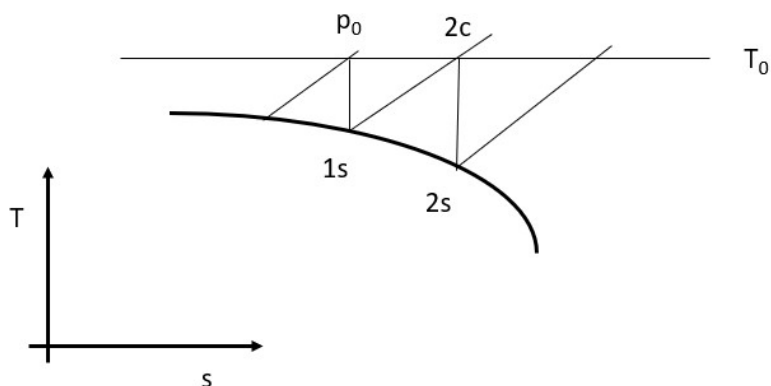
Jako hlavní kritérium pro vyhodnocování proudění v uvedených člancích se uvádí průtokový součinitel, který definuje, jak velký průtok s pevně nastavenou radiální vůlí lze očekávat při různých počtech břitů ucpávky. Pro demonstraci správného chodu ucpávky je uváděn pokles celkového tlaku v jednotlivých komůrkách [27], [30] a [31]. Výpočty jsou uváděny s konstantním tlakovým spádem na vstupu a výstupu plynu do labyrintové ucpávky.

Ve výše uvedených člancích nebyl nalezen výpočet celkové teploty na požadovaných otáčkách a tlakovém spádu.

V době, kdy ještě nebyla k dispozici odpovídající výpočetní technika se výpočet labyrintových ucpávek uskutečňoval pomocí 1D algebraických řešení. Možný přístup k výpočtu hmotnostního průtoku je naznačen v [9], [15], [16] a [33]. V následující podkapitole je uveden příklad výpočtu labyrintové ucpávky, který je popsán v [9].

### 2.2.1. Algebraický příklad výpočtu labyrintové ucpávky [9]

K výpočtu hmotnostního průtoku labyrintové ucpávky je možné přistupovat jako k adiabatickému nevratnému ději, který je popsán v T-s diagramu Fannovou křivkou (viz Obr. 4).



Obr. 4: Fannova křivka [9]

Z počátečního stavu  $p_0$  plyn isochoricky expanduje do stavu  $1s$  a dále dochází k přeměně kinetické energie na teplo. Plyn se isobaricky ohřeje a dosáhne stavu  $2c$  z kterého opět isochoricky expanduje do stavu  $2s$ . Fannova křivka vzniká spojením bodů  $1s$  a  $2s$ , kterou lze spočítat spojením rovnice kontinuity (1) a zákona zachování energie (2).

$$A \cdot \rho_{1s} \cdot w_1 = A \cdot \rho_{2s} \cdot w_2, \quad (1)$$

$$T_0 - T_{1s} = \frac{w_1^2}{2 \cdot c_p}, \quad (2)$$

kde  $A$  je průtočná plocha [ $m^2$ ],  $\rho$  je hustota plynu [ $kg \cdot m^{-3}$ ],  $w$  je rychlost plynu [ $m \cdot s^{-1}$ ] a  $c_p$  je měrná tepelná kapacita při konstantním tlaku [ $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ ].

Splní se tak podmínka uvedená v (3):

$$\frac{Q}{\alpha \cdot A} = konst., \quad (3)$$

kde  $\alpha$  je průtokový součinitel [-].

Během prvotního návrhu labyrintové ucpávky lze počítat s ideálním labyrintem tzn. že všechny průtočné plochy mají stejný průřez  $A$  a průtokový součinitel  $\alpha$  je všude stejný. Jako proudící médium lze uvažovat ideální plyn, takže i měrná tepelná kapacita při konstantním tlaku  $c_p$  bude konstantní. Spojením zákona o zachování hmoty a zákona o zachování energie dostaneme podmínku:

$$\frac{p_s}{r \cdot T_s} = konst., \quad (4)$$

kde  $p_s$  je statický tlak [Pa],  $T_s$  je statická teplota [K] a  $r$  je měrná plynová konstanta [ $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ ]. Tuto podmínku lze řešit jako změnu entropie, která je závislá na statické a celkové teplotě. Výsledky lze pak vyjádřit entropickým T-s diagramem pomocí Fannovy křivky. Detailně pak lze do entropického T-s diagramu vykreslit sadu Fannových křivek, které odpovídají vstupním okrajovým podmínkám. Hmotnostní průtok labyrintovou ucpávkou se pak vypočte interpolací mezi odhadnutými expanzními čarami pro požadovaný protitlak a pro požadovaný počet břitů.

Výpočet pomocí ideálního labyrintu je omezený výše uvedenými zjednodušujícími parametry, které se v běžném provozu nevyskytují a sice, že průtokový součinitel  $\alpha$  není na všech břitech konstantní a disipace kinetické energie není ve všech prostorech mezi břity úplná. Lze to řešit konstrukčně např. výše uvedeným stupňovitým uspořádáním, které má ale mnoho negativních vlastností. Výpočet pak lze řešit rozdělením výpočtu labyrintové ucpávky o  $x$  těsnících břitech na dvě části. V první části s počtem břitů  $m$  (viz (5)) se předpokládá nezávislost průtokového součinitele na tlakovém poměru a až na posledním  $x$ -tém břitu je vidět vliv tlakového poměru na průtokový součinitel (viz [9]).

$$m = x - 1. \quad (5)$$

Platí tedy, že:



$$Q_m = A \cdot \alpha \cdot \varphi_m \cdot \frac{p_{c0}}{\sqrt{r \cdot T_{c0}}}, \quad (6)$$

kde  $\varphi_m$  je součinitel průtoku o  $m$  břitech,  $p_{c0}$  je počáteční celkový tlak [Pa] a  $T_{c0}$  je počáteční celková teplota [K]. V další části pak dostaneme vztah pro výpočet hmotnostního průtoku:

$$Q_m = A \cdot \alpha \cdot \varphi_m \cdot \frac{p_0}{\sqrt{r \cdot T_0}}, \quad (7)$$

kde hodnoty s indexem 0 jsou počáteční statické stavy.

V celé labyrintové ucpávce platí podmínka, že hmotnostní průtok na vstupu je stejný jako na  $x$  – tém břitu. Díky této podmínce lze stanovit funkci  $\varphi_m$ :

$$\varphi_m = f\left(\frac{p_x}{p_0}, x\right), \quad (8)$$

kde  $p_x$  je tlak na konkrétním břitu [Pa]. Průtokový součinitel  $\alpha$  se bere za hodnotu blízkou expanznímu poměru přibližně 1. Pokud je tlakový poměr  $\frac{p_m}{p_0}$  blízký 1, tak se vztah (8) změní za:

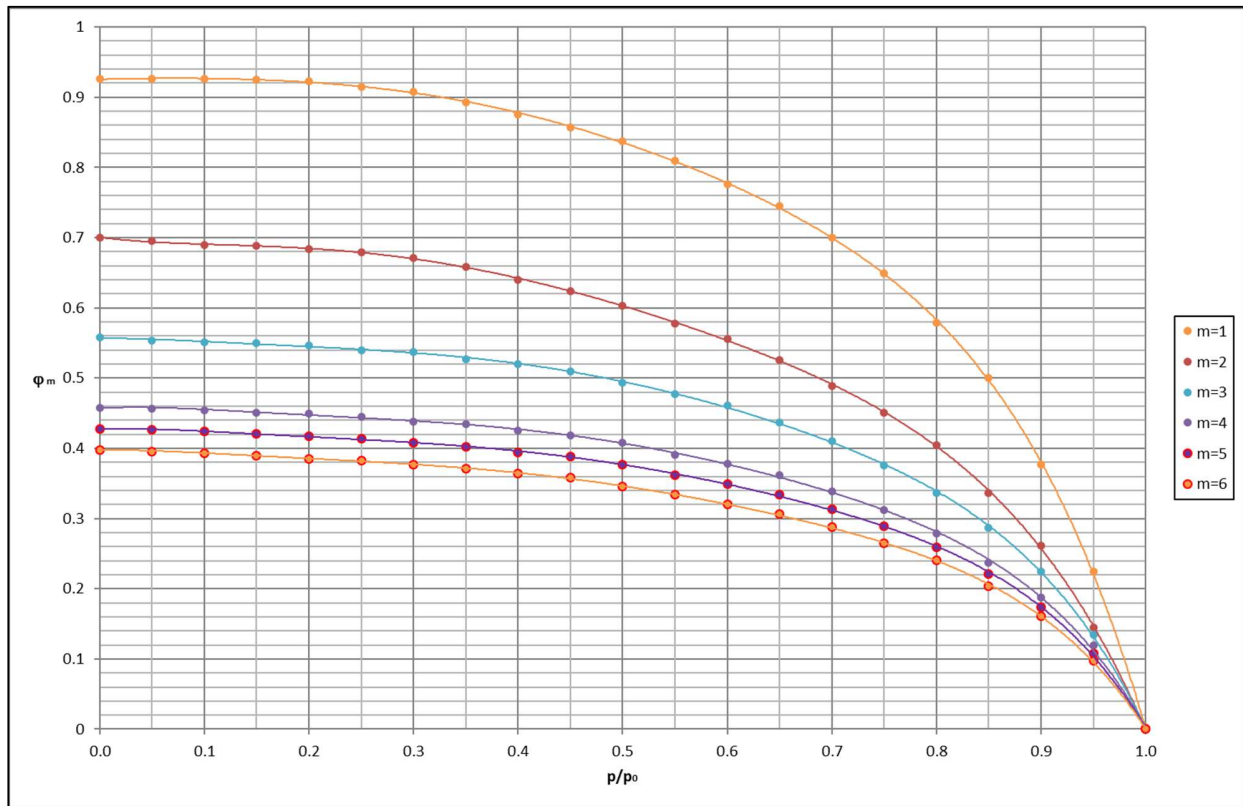
$$\varphi \cong \sqrt{\frac{1}{x}}. \quad (9)$$

Výpočet hmotnostního průtoku (7) se pak zjednodušuje na:

$$Q = \alpha \cdot \sqrt{\frac{1}{m}} \cdot Q_{TEOR}, \quad (10)$$

kde  $Q_{TEOR}$  je teoretický hmotnostní průtok [ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ ], který je brán jako hmotnostní tok ideální dýzou (viz [9] a [16]).

Příklad souboru, ze kterého lze pomocí interpolace vypočítat součinitel průtoku  $\varphi_m$  (pro různé počty břítů a různý tlakový poměr) je na Obr. 5.



Obr. 5: Křivky součinitele průtoku vzduchu  $\varphi_m$  pro různé počty břitů  $m$

### 2.3. Ověření výpočtu

Obecně platí, že ověření výpočtů je poměrně časově i finančně náročnou operací. Měření lze uskutečnit na speciálním jednoúčelovém zařízení pro měření ucpávek nebo uskutečnit měření přímo na leteckém motoru. Měření ucpávek na leteckém motoru je uvedeno v [38]. Měření ve zkušební laboratoři je uvedeno v [26], [41], [46], [47], [48] a [49]. V uvedených člancích se měří tlaková ztráta a proudový součinitel. V článku [47] se autoři zabývají nalezením ideálního počtu břitů pro maximální těsnicí účinek na stejném tlakovém spádu při porovnání s 2D výpočtem. Pro účely hydraulických strojů se autoři zabývají měřením ucpávek pomocí vody [50]. Uvedený článek popisuje výsledky měření na Francisově turbíně. Je možné také použít optické metody pro měření proudění [52]. Měření a výpočet ucpávky na nerotujícím hřídeli bylo publikováno v [53]. Zkoumání vlivu profilu a tloušťky břitu pomocí zkoušky byly publikovány v [54].

V uvedených člancích o popisu měření labyrintových ucpávek nebylo ale nalezeno měření, které by postihovalo celkovou teplotu na požadovaných otáčkách a tlakovém spádu.

### 3. Cíle disertační práce

Labyrintové ucpávky, které se používají u parních turbín v energetice, jsou poměrně podrobně popsány v odborné literatuře viz [1], [7], [8], [14], [15] a [33]. Použití na parních turbínách se ale významně odlišuje od použití na letadlových motorech, kde se otáčky hlavního hřídele pohybují nad  $30000 \text{ min}^{-1}$  - viz [10], [56] a [58].

V dostupné literatuře je hojně publikován výpočet a měření tlaku a hmotnostního průtoku, které demonstrují těsnicí účinek ucpávky. Není ale publikován výpočet, resp. měření celkové teploty plynu v labyrintové ucpávce. Toto zjištění bude užitečné pro konstruktéry labyrintových ucpávek, kteří tak budou moci lépe definovat materiál ucpávek, protože budou znát teplotní rozsahy proudícího plynu v ucpávkách na různých režimech provozu.

Cíle disertační práce:

- **Vytvoření modelu pro výpočet teploty plynu v labyrintové ucpávce letadlového turbínového motoru**
- **Ověření vypočtených dat**
- **Návrh inovativního přístupu k labyrintovým ucpávkám**

## 4. CFD výpočet

Na základě výše provedené rešerše bylo rozhodnuto vytvořit CFD analýzu, která by popisovala proudění v ucpávkách s různým nastavením otáček, radiální vůle a počtu břitů. Výpočty byly rozděleny do několika po sobě následujících kroků:

1. Výběr geometrie ucpávek, definice parametrů, které se budou hodnotit
2. Definice okrajových podmínek
3. Vytvoření a výběr výpočetní sítě
4. Výběr modelu turbulence
5. Výpočet při konstantních otáčkách hřídele s rotujícími ucpávkami
6. Výpočet při rozdílných otáčkách hřídele s rotujícími ucpávkami
7. Výpočet při rozdílných otáčkách hřídele s rotujícími a nerotujícími ucpávkami

### 4.1. Výběr geometrie a definice parametrů

#### 4.1.1. Geometrie ucpávek

Na základě zkušenosti byl zvolen takový profil ucpávek, který je hojně používán na turbobrtulových motorech řady M601. Motor M601 je malý turbobrtulový motor, vyráběný a provozovaný původně firmou Motorlet Praha s.p., poté Walter Engines a.s. a následně GE Aviation Czech s.r.o. [55]. Tento profil ucpávek je vhodný pro letecké motory i z výrobního hlediska. Břit je tvořen zkoseným lichoběžníkem, jehož rozměry jsou:

- Výška břitu  $a = 0,0024$  m
- Šířka břitu  $b = 0,0057$  m
- Rozteč břitů  $t = 0,0211$  m
- Poloměr rotoru  $R = 0,089$  m

Pro lepší porovnání výpočtů je radiální vůle  $RC$  [m] uváděna, jako poměrová  $RC_{CORR}$  [-] veličina dle vztahu (11):

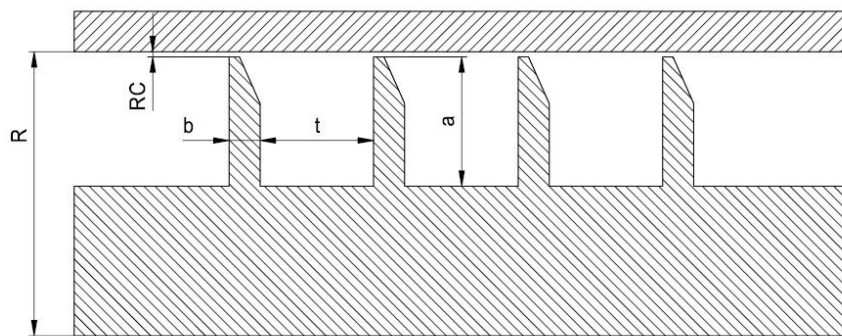
$$RC_{CORR} = \frac{RC}{RC_{BEZ}}, \quad (11)$$

kde  $RC_{BEZ}$  [m] je výška kanálu ucpávky bez břitů. Bylo počítáno se 3 velikostmi radiální vůle  $RC_{CORR}$  uvedených v Tab. 1:

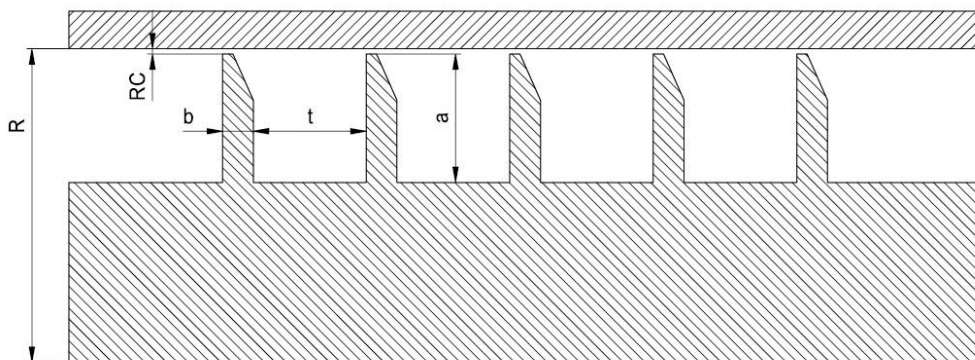
$RC_{CORR}$	0,02
	0,04
	0,06

Tab. 1: Varianty počítaných vůlí  $RC_{BEZ}$

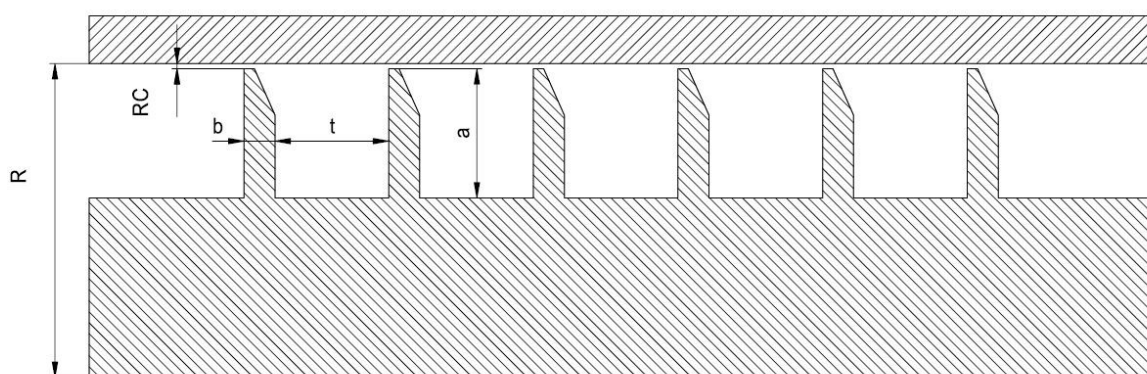
Radiální vůle uvedené v Tab. 1 byly spočítány pro 3 různé počty břitů ucpávek a sice 4, 5 a 6. Řezy labyrintovou ucpávkou pro jednotlivé počty břitů jsou uvedeny v Obr. 6, Obr. 7 a Obr. 8:



Obr. 6: Labyrintová ucpávka se 4 bříty



Obr. 7: Labyrintová ucpávka s 5 bříty



Obr. 8: Labyrintová ucpávka s 6 bříty

#### 4.1.2. Definice parametrů, které budou vyhodnocovány

Primárně byl vyhodnocován statický tlak  $p_s$ , celková teplota  $T_c$ , hmotnostní průtok  $Q$ , průtokový koeficient  $\mu$ , celková entalpie  $h$ , Machovo číslo  $M$  a Reynoldsovo číslo  $Re$  (vztažný rozměr je střední průměr). Všechny parametry byly vyjádřeny jako poměrové hodnoty (index CORR). Shodně s radiální vůlí jsou vztaženy k parametrům, které odpovídají proudění v kanálu bez břitů tzv. referenčních hodnot (index REF). Vztahy pro výpočet poměrových veličin jsou uvedeny v následujících rovnicích:

$$p_{SCORR} = \frac{p_s}{p_{SREF}}, \quad (12)$$

$$T_{CCORR} = \frac{T_c}{T_{CREF}}, \quad (13)$$

$$Q_{CORR} = \frac{Q}{Q_{REF}}, \quad (14)$$

$$\mu = \frac{Q}{Q_{KRIT}}, \quad (15)$$

kde  $Q_{KRIT}$  je kritický hmotnostní průtok spočítaný dle vztahu (16).

$$Q_{KRIT} = \pi \cdot RC^2 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k+1} \cdot r \cdot T_{CO}} \cdot \left[ \rho_0 \cdot \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \right], \quad (16)$$

kde  $k$  je Poissonova konstanta 1,4,  $r$  je měrná plynová konstanta 287,15 [kJ.kg<sup>-1</sup>.K<sup>-1</sup>],  $T_{CO}$  je celková teplota odečtená v komůrce před následujícím břitem [K] a  $\rho_0$  je hustota plynu odečtená v komůrce před následujícím břitem [kg.m<sup>-3</sup>].

$$h_{CORR} = \frac{h}{h_{REF}}. \quad (17)$$

Referenční hodnoty pro výpočet poměrových hodnot jsou uvedeny v Tab. 2.

Veličina	Hodnota	Jednotka
$p_{SREF}$	101325	Pa
$T_{CREF}$	288	K
$Q_{REF}$	0,01	kg.s <sup>-1</sup>
$h_{REF}$	200000	J.kg <sup>-1</sup>

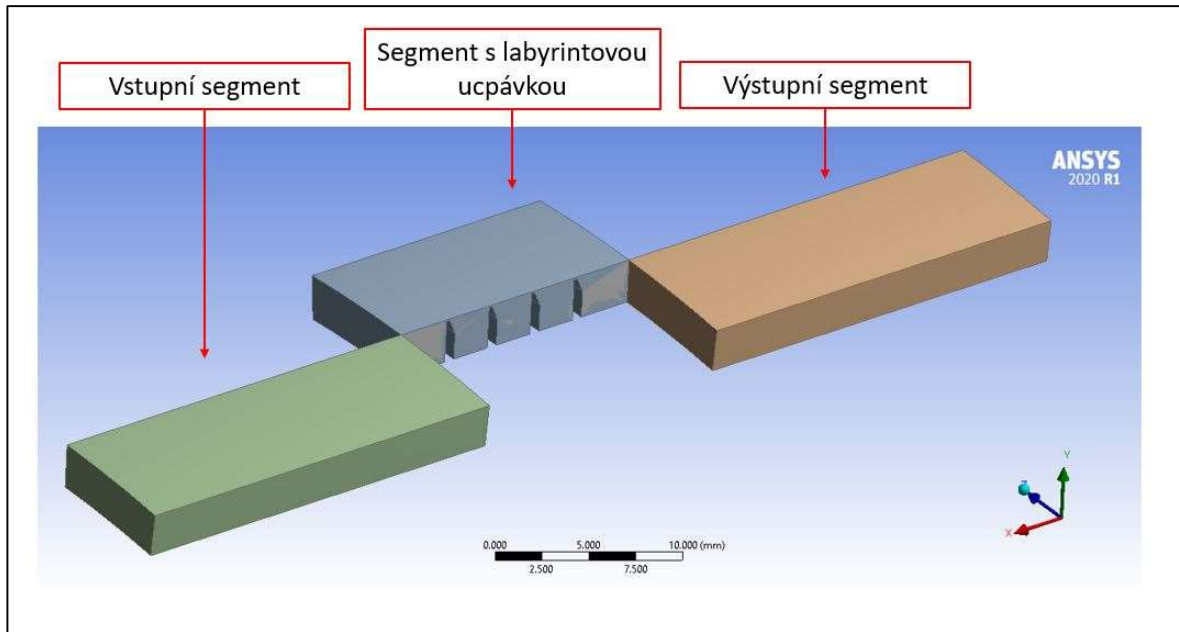
Tab. 2: Referenční hodnoty

#### 4.1.3. Výpočetní geometrie

Výpočetní geometrie byla vytvořena v komerčně dostupném programu ANSYS Design Modeler. Jedná se o válcovou výseč, která je složena ze třech základních segmentů:

1. Vstupní nerotující segment
2. Rotující segment s labyrintovou ucpávkou
3. Výstupní nerotující segment

Vstupní a výstupní nerotující segmenty byly vloženy do výpočtu z důvodu ustálení vstupního a výstupního proudu plynu (na Obr. 9 je ukázána geometrie se čtyřmi břity).



Obr. 9: Výpočetní geometrie

#### 4.2. Okrajové podmínky výpočtu

Okrajové podmínky pro základní výpočet na konstantních otáčkách  $n$  a konstantním tlakovém spádu  $\Delta p = 360$  kPa, který odpovídá vzletovému režimu motoru uvedeném v typovém certifikátu motoru [56].

Pro porovnání jsou otáčky uvedené jako poměrová hodnota – viz (18):

$$n_{CORR} = \frac{n}{n_{REF}}, \quad (18)$$

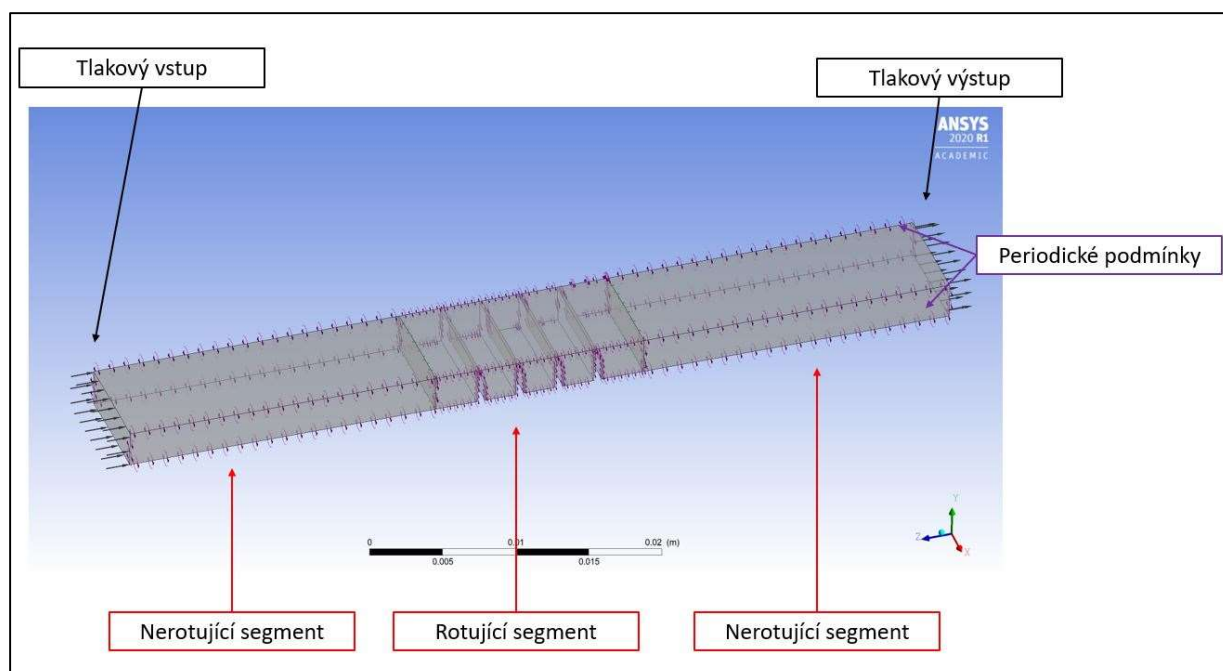
kde  $n_{REF}$  je referenční hodnota otáček odpovídající  $36660 \text{ min}^{-1}$  ( $3839 \text{ rad/s}$ ) (viz [56]).

Okrajové podmínky jsou definovány jako tlakový vstup a výstup. Tlakový spád a teplota na vstupu  $T_{CIN}$  byly určeny po rozvaze vzhledem ke stlačení kompresoru a teplotě mezi turbínami motoru, které se vyskytují u motorů řady M601 ([56], [57] a [60]). Teplota na výstupu se dopočítává.

Jako proudící medium byl zvolen ideální plyn. Výpočty byly provedeny v komerčně dostupném programu ANSYS CFX. Všechny hodnoty jsou uvedeny v Tab. 3 a schéma nastavení výpočtu na Obr. 10 (u rotujícího segmentu je u statorové stěny nastavena podmínka „Counter rotating wall“, což znamená, že stěna nerotuje [59]).

Typ výpočtu	$\Delta p$ [Pa]	$n_{CORR}$ [-]	$T_{CIN}$ [K]
Konstantní otáčky	360000	1	553
Nekonstantní otáčky	360000	0,136	553
	360000	0,191	553
	360000	0,273	553
	360000	0,546	553
	360000	0,818	553
	360000	1	553
	360000	1,227	553
	360000	1,364	553
360000	1,091	553	

Tab. 3: Okrajové podmínky



Obr. 10: Nastavení výpočtu u geometrie se čtyřmi břity

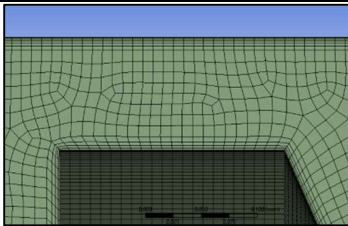
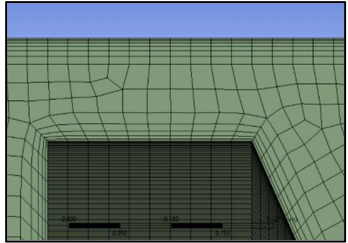
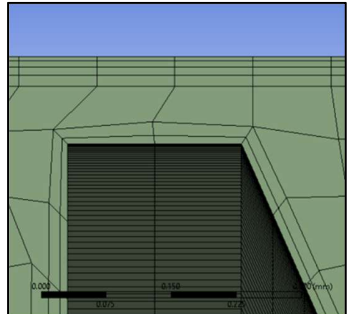
#### 4.3. Výběr výpočetní sítě

Výpočetní síť byla vytvořena ve výpočetním programu ANSYS Meshing. Na začátku byly vygenerovány celkem tři sítě pro porovnání a definitivní rozhodnutí, jakou výpočetní síť použít:

1. Jemná síť
2. Střední síť
3. Hrubá síť

Jako reprezentativní geometrie byla zvolena ucpávka se čtyřmi břity a  $RC_{CORR}=0,04$ . V Tab. 4 jsou popsány jednotlivé sítě co do počtu prvků a ukázka sítě na špičce břitu v místě radiální vůle.



Typ sítě	Počet prvků	Sít v radiální vůli
Jemná	5,22 mil	
Střední	2,52 mil	
Hrubá	0,67 mil	

Tab. 4: Varianty výpočetních sítí

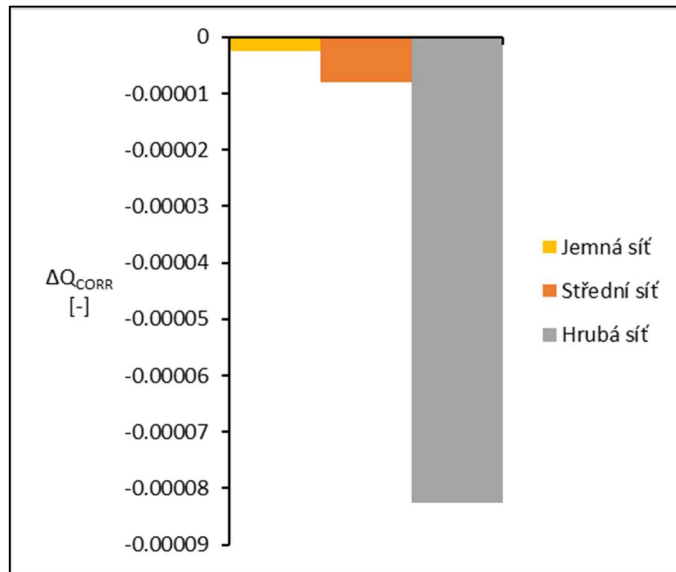
Vyhodnocování vygenerovaných sítí bylo provedeno vynesemím rozdílu poměrového hmotnostní průtoku  $Q_{CORR}$  a celkové teploty  $T_{CCORR}$  z posledního ku prvnímú břitu versus referenční hodnota dle vztahů (19) a (20):

$$\Delta Q_{CORR} = \frac{Q_L - Q_F}{Q_{REF}}, \quad (19)$$

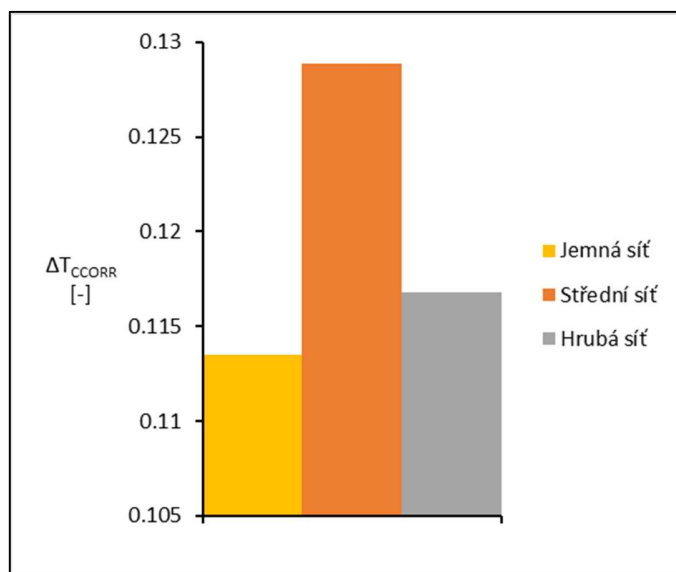
$$\Delta T_{CCORR} = \frac{T_{CL} - T_{CF}}{T_{CREF}}, \quad (20)$$

kde hodnoty s indexem  $L$  značí hodnoty na posledním břitu a hodnoty s indexem  $F$  hodnoty na prvním břitu ucpávky.

Z výsledků je patrné, že hrubou sít nelze použít, protože hodnoty jsou nerealistické navzdory velké rychlosti výpočtu. Jemnou a střední sít lze použít, ale vzhledem k rychlosti výpočtu byla vybrána střední sít. Tato sít byla taktéž použita u následujících výpočtů. Hodnota stěnové funkce  $Y+$  byla u vybrané sítě menší než 1. Výsledky byly prezentovány v [86] a [87].



Obr. 12: Porovnání rozdílů hmotnostního průtoku na různých sítích



Obr. 11: Porovnání rozdílů celkové teploty na různých výpočetních sítích

#### 4.4. Výběr modelu turbulence

Před vlastním výpočtem byla nejdříve vypracována studie, jaký použít během výpočtů turbulentní model. Výpočet využívá klasických Navier – Stokesových rovnic pro výpočet proudění, které určují velikost tlaku, teploty a průtoku v proudu plynu [61] a [62].

Při výběru vhodného modelu turbulence bylo použito dvou cest:

1. Rešerše dostupné literatury a z ní plynoucí výběr modelů, které budou použity při porovnávacím výpočtu
2. Porovnávací výpočet na reprezentativní geometrii, podobně jako při výběru sítě v kapitole 4.3

#### 4.4.1. Rešerše dostupné literatury

Při provádění rešerše dostupné literatury při hledání vhodného modelu turbulence bylo nalezeno 11 příspěvků, které o turbulentním modelu v souvislosti s labyrintovou ucpávkou hovoří. Výsledky jsou uvedeny v Tab. 5. V [51] je uvedeno, že rozdíly mezi modely turbulence jsou malé – výpočty byly ale prováděny na stupňovité labyrintové ucpávce.

Zdroj	Model turbulence	Popis
[37]	RNG k-ε	Výpočet proudění v rotujícím otvoru
[63]	k-ε	Vliv jednotlivých modelů turbulence na proudění v labyrintové ucpávce
[42]	k-ε	Predikce hmotnostního průtoku labyrintovou ucpávkou
[64]	k-ε	Porovnání výpočtu a měření proudění v labyrintové ucpávce
[50]	SST (Shear Stress Transport)	Popis proudění tekutiny ucpávkou Francisovy turbíny
[44]	k-ω	Popis tlakových a teplotních polí při různých otáčkách (do 30000 min <sup>-1</sup> )
[52]	k-ε	Popis turbulentního modelu k-ε při proudění ucpávkou
[65]	k-ε	Popis vlivu tvaru břitu na proudění plynu
[66]	k-ε	Analýza proudění a deformací labyrintové ucpávky při použití různých průměrů ucpávky
[53]	SST k-ω	Průtokový součinitel v nerotující labyrintové ucpávce
[34]	k-ε	Popis labyrintových ucpávek a výpočtu

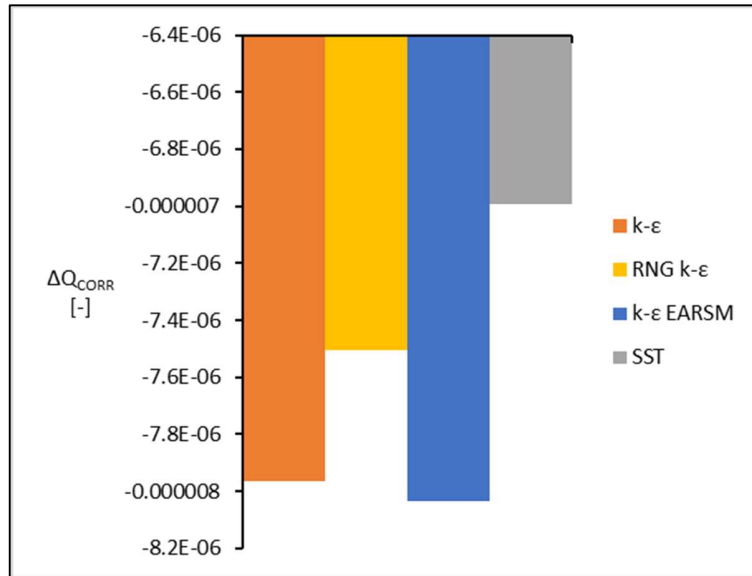
Tab. 5: Rešerše literatury při hledání vhodného modelu turbulence

Na základě výše uvedené rešerše a dostupných informací v [59] byly pro další analýzu (porovnávací výpočet) pro výběr vhodného modelu turbulence zvoleny varianty:

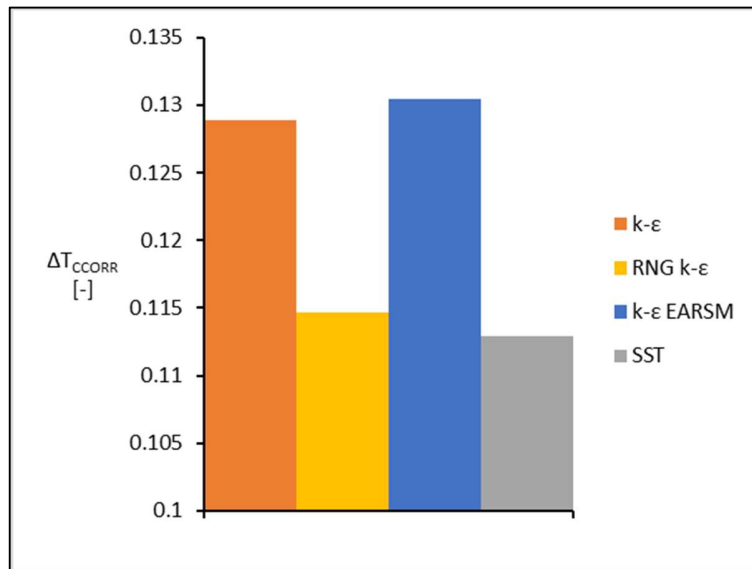
- k-ε – standardní model k-ε
- RNG k-ε – rozšířená varianta standardního modelu k-ε
- k-ε EARSM – zjednodušená varianta modelu k-ε
- SST (Shear Stress Transport) – varianta pro simulace mezních vrstev

#### 4.4.2. Porovnávací výpočet

Varianty vybrané v předchozí rešerši byly použity na reprezentativní geometrii (podobně jako v kap. 4.3, tedy čtyři břity a  $RC_{CORR}=0,04$ ). Vyhodnocení proběhlo podobně dle vztahů (19) a (20). Výsledky jsou uvedeny na Obr. 13 a Obr. 14. Z výsledků je patrné, že nejvýhodněji se jeví standardní k-ε model a k-ε EARSM.



Obr. 13: Porovnání rozdílů hmotnostního průtoku při použití různých modelů turbulence



Obr. 14: Porovnání rozdílů celkové teploty při použití různých modelů turbulence

#### 4.4.3. Závěr z výběru modelů turbulence

Z předchozí rešerše plyne, že nejvíce užívaný model turbulence pro výpočet labyrintovou ucpávkou je k-ε. Ostatní modely se používají pro jiné aplikace a za jiných okrajových podmínek. Z porovnávacího výpočtu vyplývá, že velmi podobné výsledky mají modely k-ε a k-ε EARSM. Při srovnání s rešerší byl nakonec upřednostněn model k-ε, vzhledem k rychlosti výpočtu a k faktu, že se nejedná o disipaci energie, nýbrž o nevratnou přeměnu mechanického výkonu v teplo. Výsledky byly prezentovány v [88].

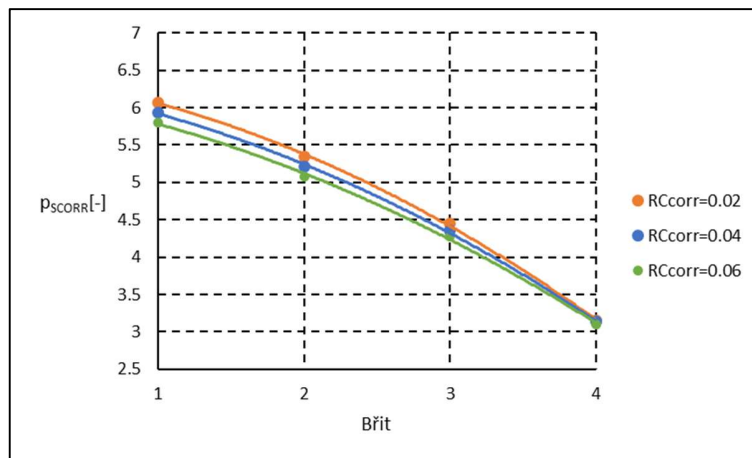
#### 4.5. Výpočet při konstantních otáčkách hřídele s ucpávkami

V úvodu byly provedeny výpočty pro různý počet břitů (4, 5 a 6 břitů) a různé radiální vůle (uvedené v Tab. 1) při konstantních referenčních otáčkách uvedených v Tab. 3. Všechny výpočty byly provedeny na geometrii s rotujícími ucpávkami. Veličiny jsou vyneseny v grafech, kde je na x-ové ose pozice břitu (např. první, druhý atd.) ve směru proudu zleva doprava a na y-ové ose vybraná veličina

##### 4.5.1. 4 břity

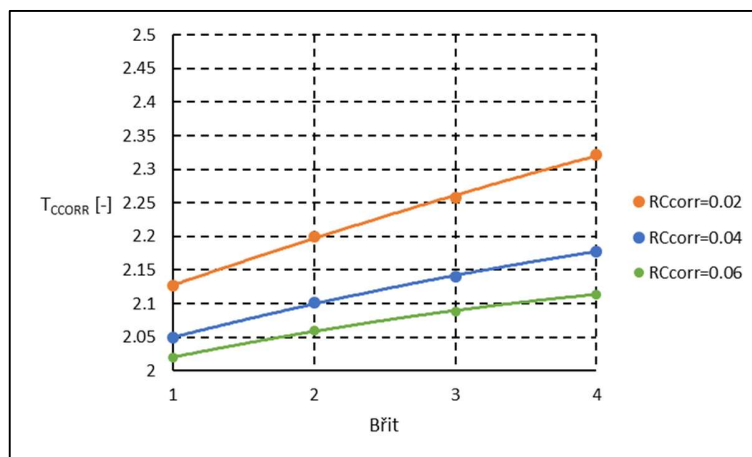
Okrajové podmínky pro případ labyrintové ucpávky se 4 břity je definován v prvním řádku Tab. 3. Měnila se pouze radiální vůle dle Tab. 1. Vyhodnocovány byly veličiny uvedené v kap. 4.1.2.

- Statický tlak



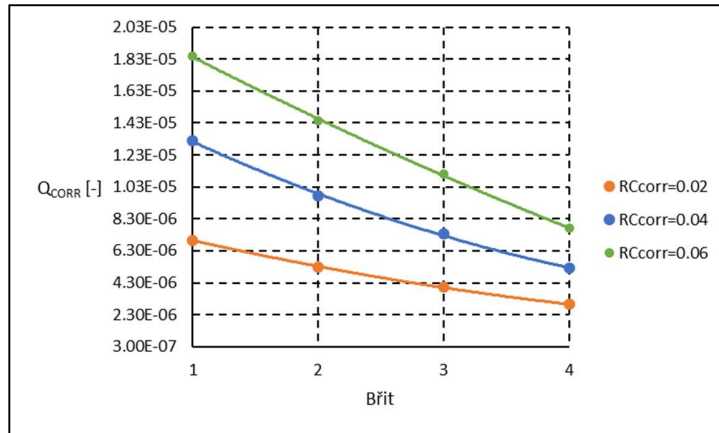
Obr. 15: 4 břity,  $p_{SCORR}$

- Celková teplota



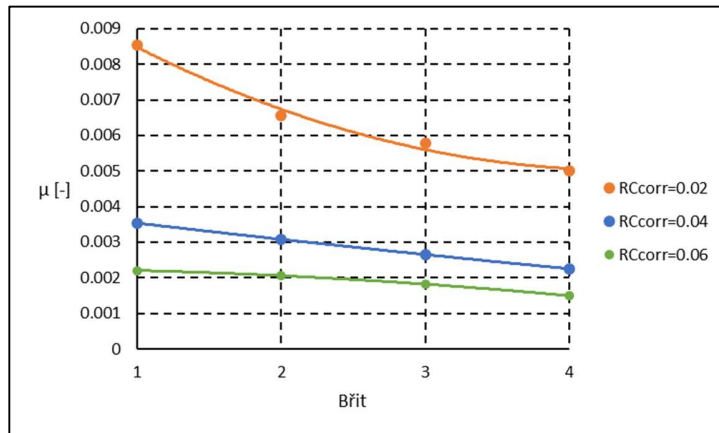
Obr. 16: 4 břity,  $T_{CCORR}$

- Hmotnostní průtok



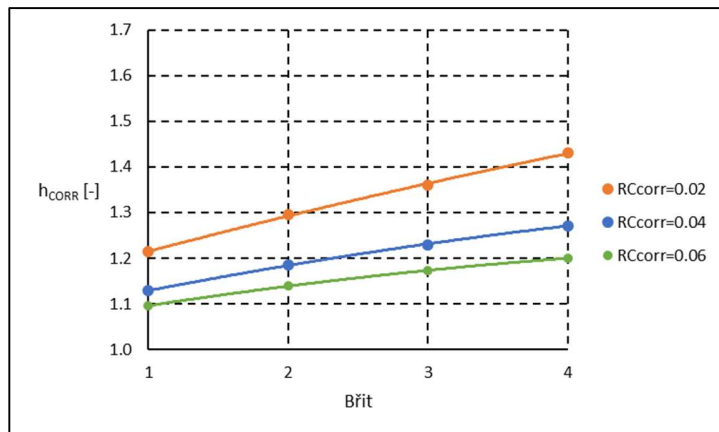
Obr. 17: 4 břity,  $Q_{CORR}$

- Průtokový koeficient



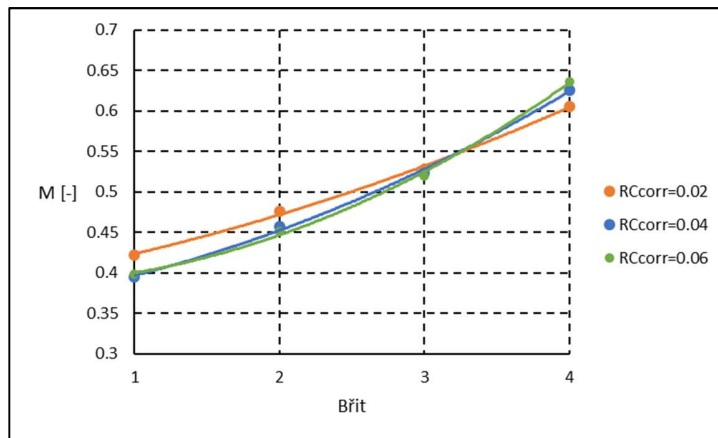
Obr. 18: 4 břity,  $\mu$

- Celková entalpie



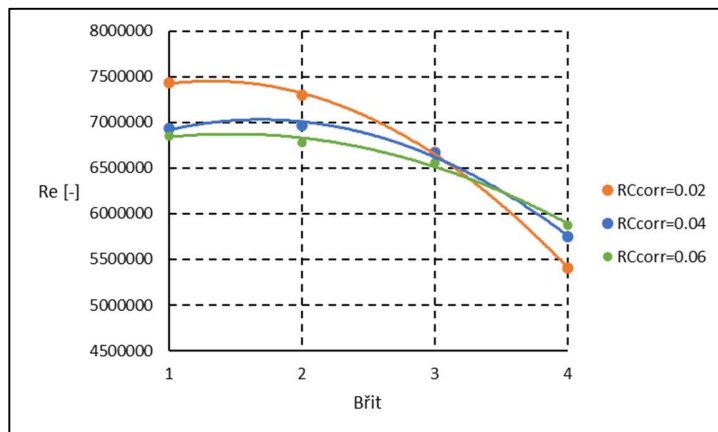
Obr. 19: 4 břity,  $h_{CORR}$

- Machovo číslo



Obr. 20: 4 břity, M

- Reynoldsovo číslo



Obr. 21: 4 břity, Re

V tabulce Tab. 6 jsou uvedené hodnoty rozdílů hmotnostního průtoku a celkové teploty (podobně jako v kapitolách 4.3 a 4.4) dle rovnic (19) a (20).

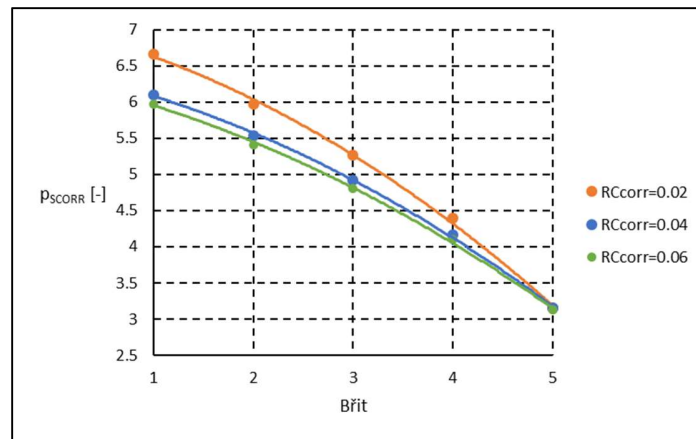
$RC_{CORR}$	0,02	0,04	0,06
$\Delta T_{CCORR}$	0,194	0,129	0,944
$\Delta Q_{CORR}$	-4,032E-06	-7,946E-06	-1,077E-05

Tab. 6: 4břity, rozdíly průtoku a celkové teploty

#### 4.5.2. 5 břítů

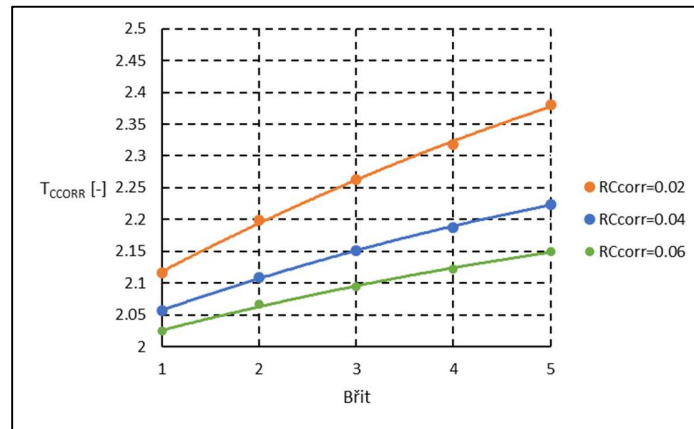
Okrajové podmínky pro případ labyrintové ucpávky s 5 břity je definován v prvním řádku Tab. 3. Měnila se pouze radiální vůle dle Tab. 1. Vyhodnocovány byly veličiny uvedené v kap. 4.1.2.

- Statický tlak



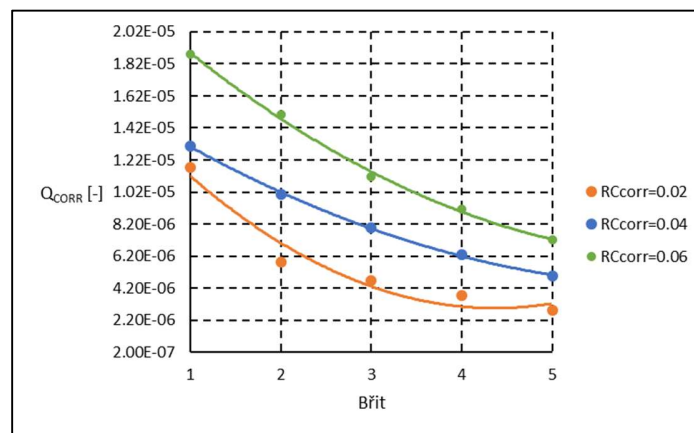
Obr. 22: 5 břitů,  $p_{SCORR}$

- Celková teplota



Obr. 23: 5 břitů,  $T_{CCORR}$

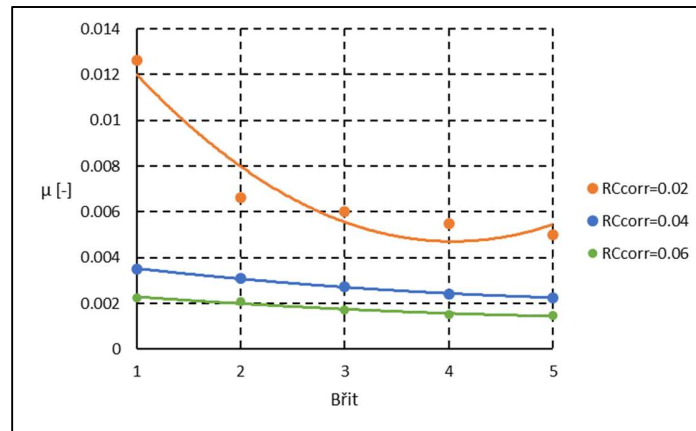
- Hmotnostní průtok



Obr. 24: 5 břitů,  $Q_{CCORR}$

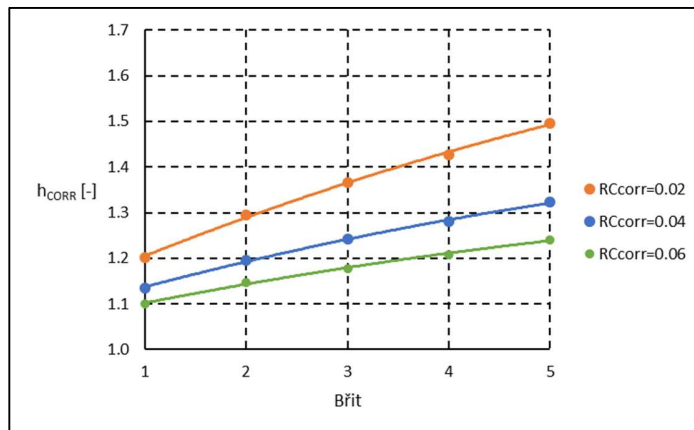


- Průtokový koeficient



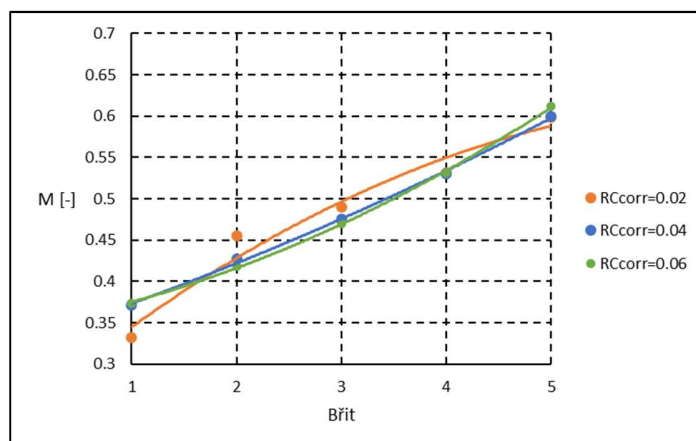
Obr. 25: 5 břitů,  $\mu$

- Celková entalpie



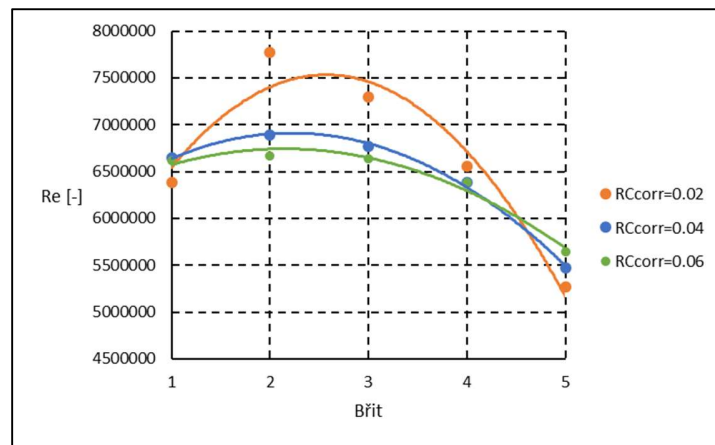
Obr. 26: 5 břitů,  $h_{CORR}$

- Machovo číslo



Obr. 27: 5 břitů,  $M$

- Reynoldsovo číslo



Obr. 28: 5 břítů, Re

V následující tabulce Tab. 7 jsou uvedené hodnoty rozdílů hmotnostního průtoku a celkové teploty (podobně jako v kapitolách 4.3 a 4.4) dle rovnic (19) a (20).

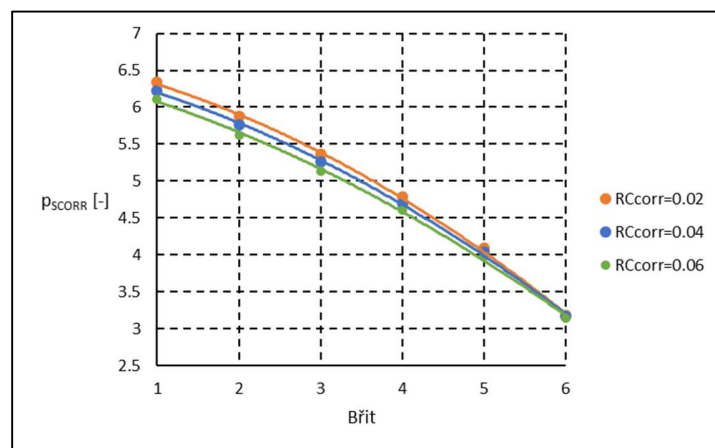
$RC_{CORR}$	0,02	0,04	0,06
$\Delta T_{CCORR}$	0,264	0,168	0,126
$\Delta Q_{CORR}$	-8,898E-06	-8,117E-06	-1,158E-05

Tab. 7: 5břítů, rozdíly hmotnostního průtoku a celkové teploty

#### 4.5.3. 6 břítů

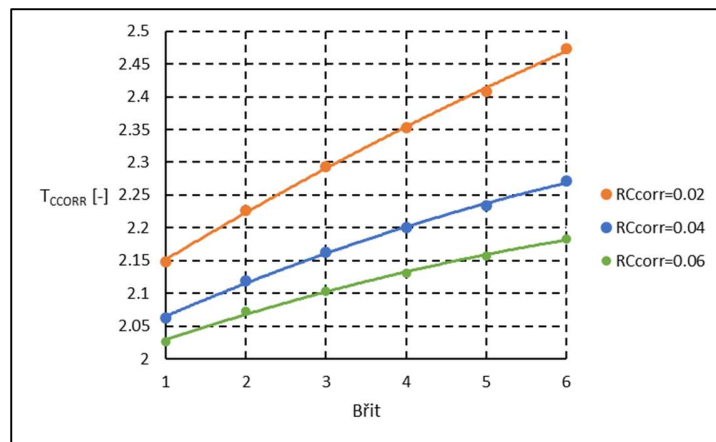
Okrajové podmínky pro případ labyrintové ucpávky s 6 břítů je definován v prvním řádku Tab. 3. Měnila se pouze radiální vůle dle Tab. 1. Vyhodnocovány byly veličiny uvedené v kap. 4.1.2.

- Statický tlak



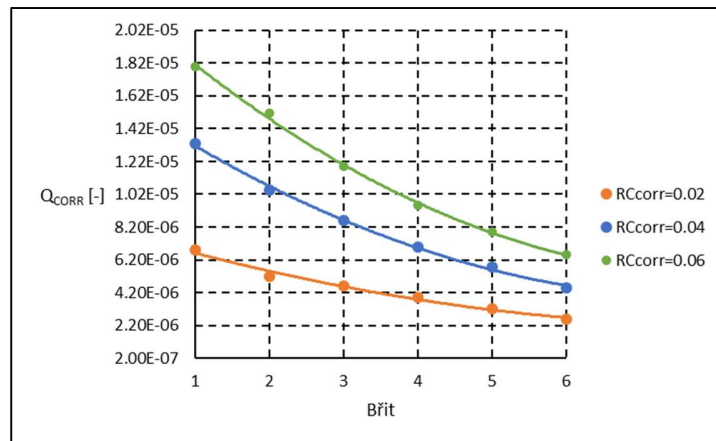
Obr. 29: 6 břítů,  $p_{SCORR}$

- Celková teplota



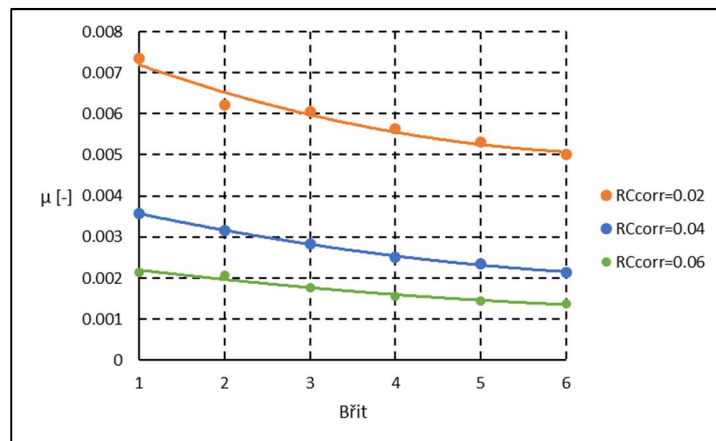
Obr. 30: 6 břitů,  $T_{CORR}$

- Hmotnostní průtok



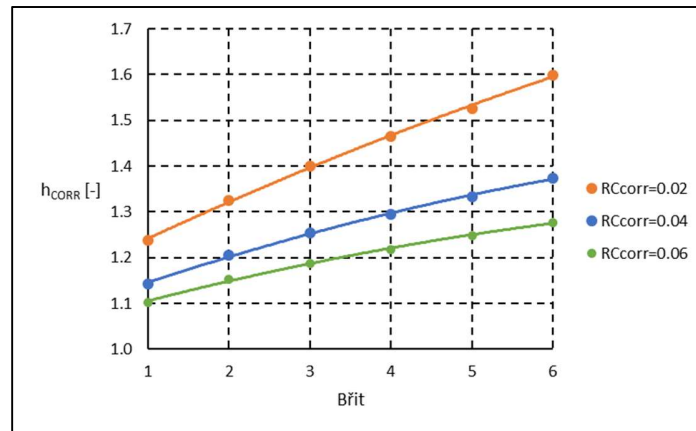
Obr. 31: 6 břitů,  $Q_{CORR}$

- Průtokový koeficient



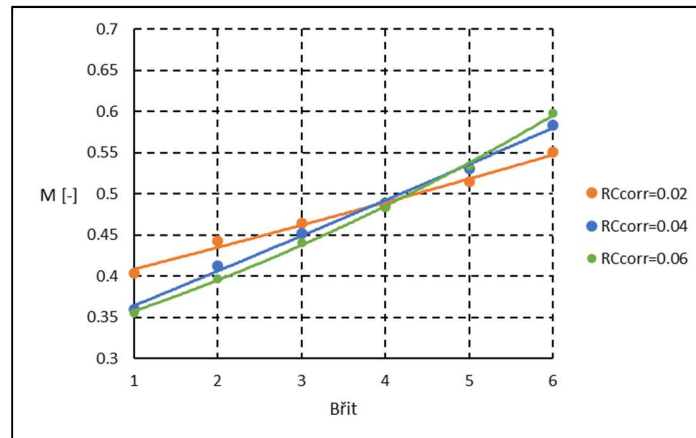
Obr. 32: 6 břitů,  $\mu$

- Celková entalpie



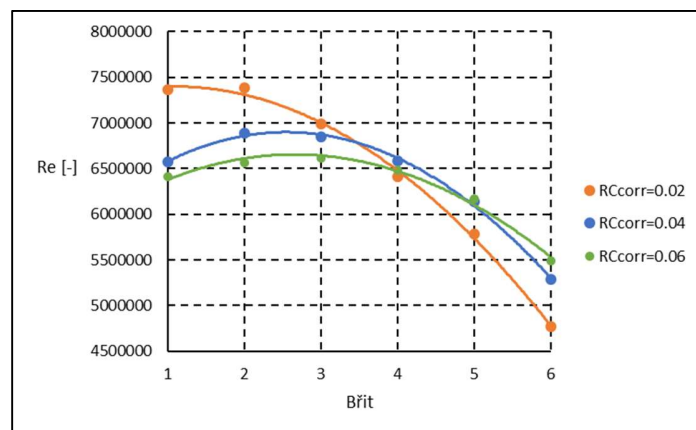
Obr. 33: 6 břítů,  $h_{CORR}$

- Machovo číslo



Obr. 34: 6 břítů,  $M$

- Reynoldsovo číslo



Obr. 35: 6 břítů,  $Re$

V Tab. 8 jsou uvedené hodnoty rozdílů hmotnostního průtoku a celkové teploty (podobně jako v kapitolách 4.3 a 4.4) dle rovnic (19) a (20).

$RC_{CORR}$	<b>0,02</b>	<b>0,04</b>	<b>0,06</b>
$\Delta T_{CCORR}$	0,325	0,208	0,157
$\Delta Q_{CORR}$	-4,206E-06	-8,783E-06	-1,149E-05

Tab. 8: 6 břitů, rozdíly hmotnostního průtoku a celkové teploty

#### 4.5.4. Vyhodnocení výpočtů ucpávek při konstantních otáčkách hřídele s ucpávkami

V předešlých kapitolách byly ukázány výsledky z výpočtů termodynamických parametrů při konstantních otáčkách. Z výsledků je patrné, že za jakékoliv kombinace radiálních vůlí a počtu břitů klesá statický tlak  $p_{SCORR}$ . Tato skutečnost značí, že labyrintová ucpávka zvyšuje svou tlakovou ztrátu a těsní. Podobný jev je vidět i na grafech hmotnostního průtoku  $Q_{CORR}$  a průtokového koeficientu  $\mu$  (záporné hodnoty u rozdílů hmotnostního průtoku, uvedené výše, jsou dány tím, že ve výpočtu podle (19) se odečítá menší průtok od většího). Všechny tyto hodnoty napovídají, že výpočet funguje správně. Průběhy Machova čísla  $M$  ukazují, že na posledním břitu je Machovo číslo největší (cca 0,6). Tento jev je taktéž logický, protože na posledním břitu nastává expanze do okolí, takže zde musí být co největší rychlost. Trendy jsou, při porovnání s rozdílnou radiální vůlí, stejné. Pouze u hmotnostního průtoku se liší. To je dáno hlavně tím, že s menší radiální vůlí klesá hmotnostní průtok ucpávkou. Průběhy Reynoldsova čísla  $Re$  ukázaly, že na posledním břitu je hodnota nejmenší (cca 5,5E06). V těchto místech je nevyšší rychlost (vztažný rozměr u Reynoldsova čísla je střední průměr ucpávky) a zároveň roste i kinematická viskozita. Přírůstek kinematické viskozity je ale dominantnější než přírůstek rychlosti. Průběhy celkové teploty  $T_{CCORR}$  jsou zajímavé z hlediska nárůstu celkové teploty na jednotlivých břitech oproti předpokladům uvedených v kap.2. Nárůst celkové teploty je samozřejmě vyšší v případech s menší radiální vůlí, protože na menším prostoru dochází k většímu tření. Nárůst na posledních břitech je v intervalu od cca 2,35 do 2,45, což v absolutním hodnotě znamená interval od cca 50 K do 90 K v případech s nejmenší radiální vůlí. Takovýto nárůst teploty je samozřejmě důležitý pro vhodný návrh stroje.

Výsledky byly prezentovány v [88], [89], [90] a [94]

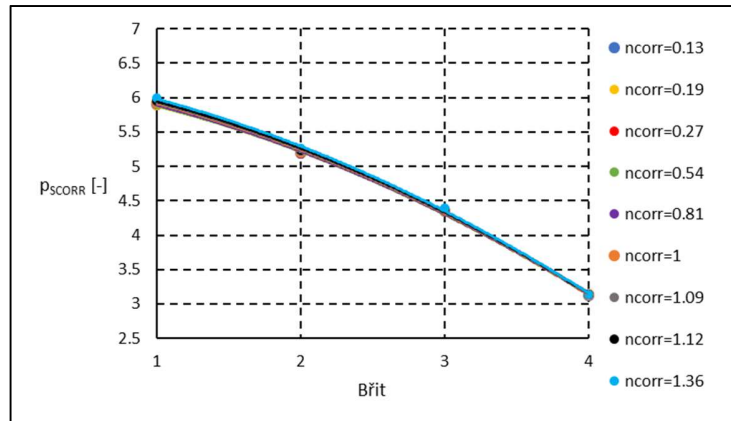
Výše uvedené výpočty byly spočítány pro konstantní otáčky hřídele. I vzhledem k budoucímu ověření bylo vhodné spočítat stejné rozložení při rozdílných otáčkách hřídele (viz dále).

#### 4.6. Výpočet při rozdílných otáčkách hřídele

Výpočet při rozdílných otáčkách hřídele (celkem 9 bodů uvedených v Tab. 3) byl proveden z důvodů popsaných v předešlé kapitole – tedy ověřit nárůst celkové teploty a očekávaný trend ostatních veličin. Výpočet byl proveden, podobně jako v kap. 4.3 a kap. 4.4, na geometrii 4 rotujících břitů s konstantní  $RC_{CORR} = 0,04$  a stejné výpočetní síti odpovídající síti zvolené v kap. 4.3.

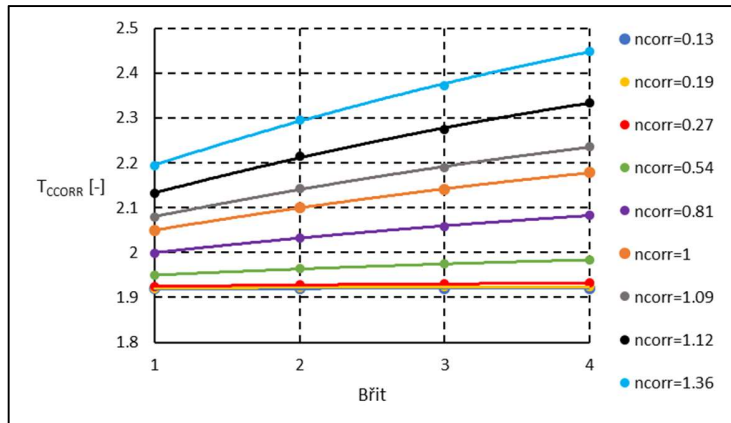
##### 4.6.1. Rozložení v ucpávce

- Statický tlak



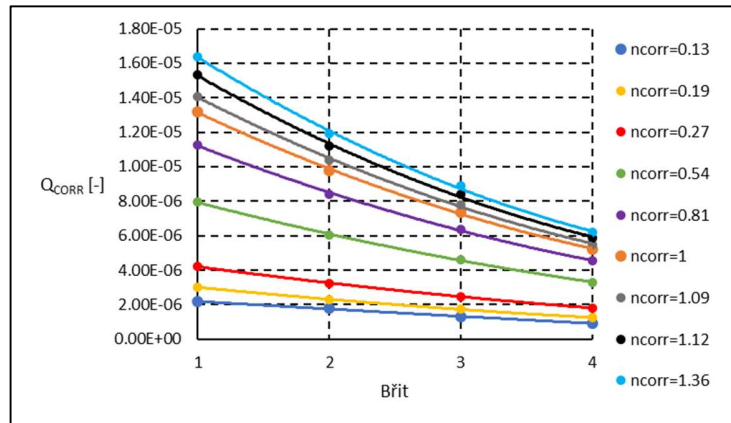
Obr. 36: Rozdílné otáčky,  $p_{SCORR}$

- Celková teplota



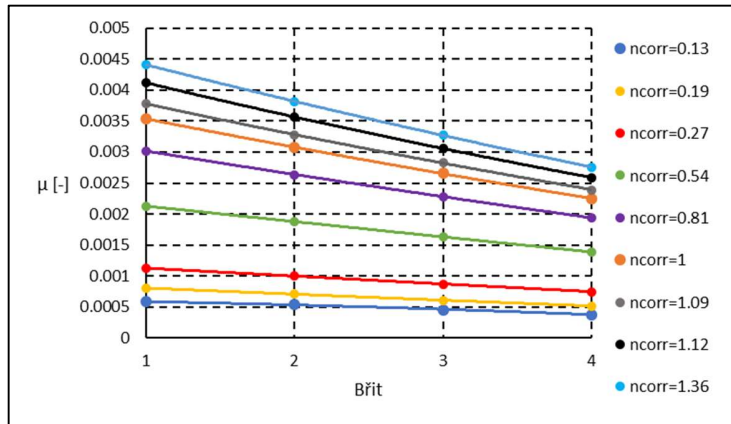
Obr. 37: Rozdílné otáčky,  $T_{CCORR}$

- Hmotnostní průtok



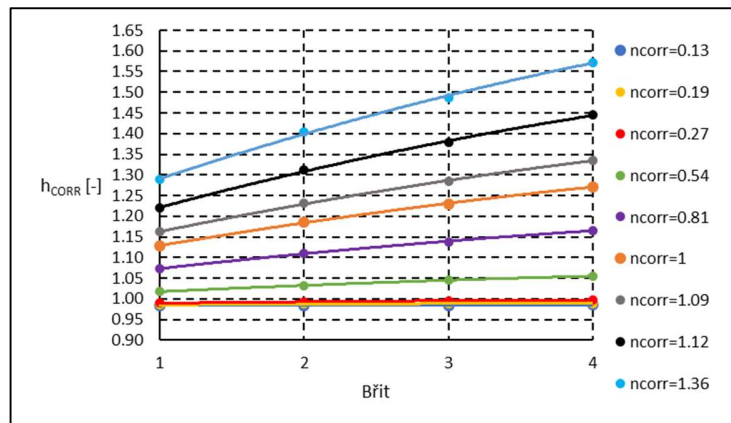
Obr. 38: Rozdílné otáčky,  $Q_{CORR}$

- Průtokový koeficient



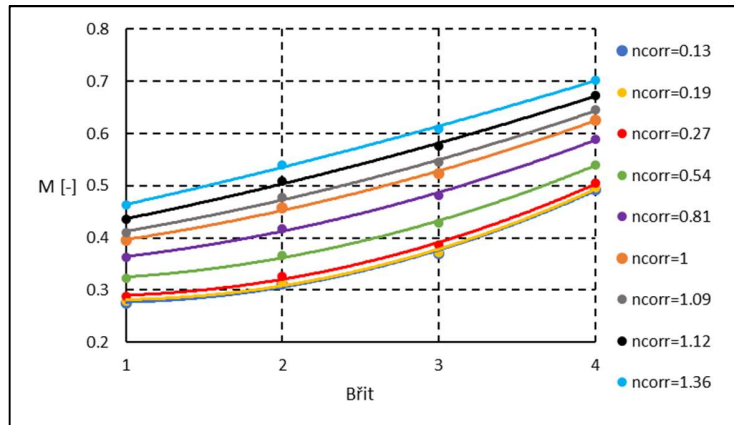
Obr. 39: Rozdílné otáčky,  $\mu$

- Celková entalpie



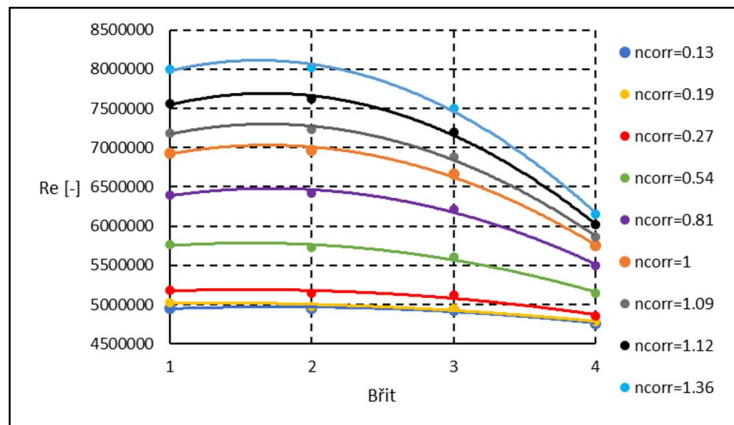
Obr. 40: Rozdílné otáčky,  $h_{CORR}$

- Machovo číslo



Obr. 41: Rozdílné otáčky, M

- Reynoldsovo číslo



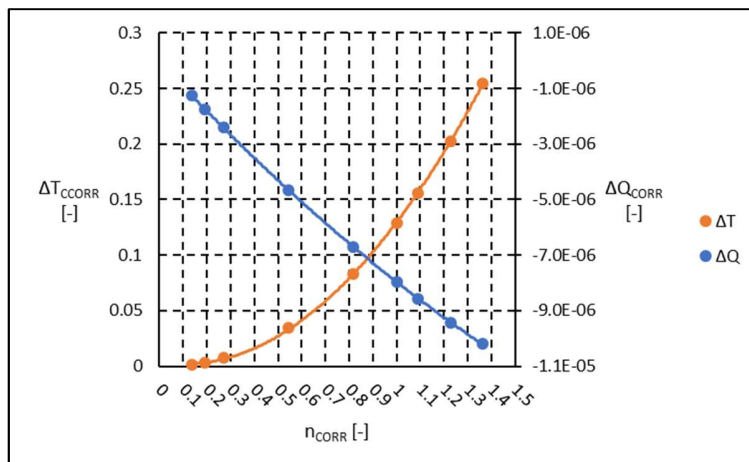
Obr. 42: Rozdílné otáčky, Re

V tabulce Tab. 9 a Obr. 43 jsou uvedené hodnoty rozdílů hmotnostního průtoku a celkové teploty (podobně jako v kapitolách 4.3 a 4.4) dle rovnic (19) a (20).

$n_{CORR}$	$\Delta T_{CCORR}$	$\Delta Q_{CORR}$
0,13	0,001	-1,26E-06
0,19	0,003	-1,754E-06
0,27	0,007	-2,416E-06
0,54	0,034	-4,648E-06
0,81	0,083	-6,707E-06
1	0,129	-7,964E-06
1,09	0,156	-8,562E-06
1,12	0,202	-9,438E-06
1,36	0,255	-1,02E-05

Tab. 9: Rozdílné otáčky, rozdíly hmotnostního průtoku a celkové teploty

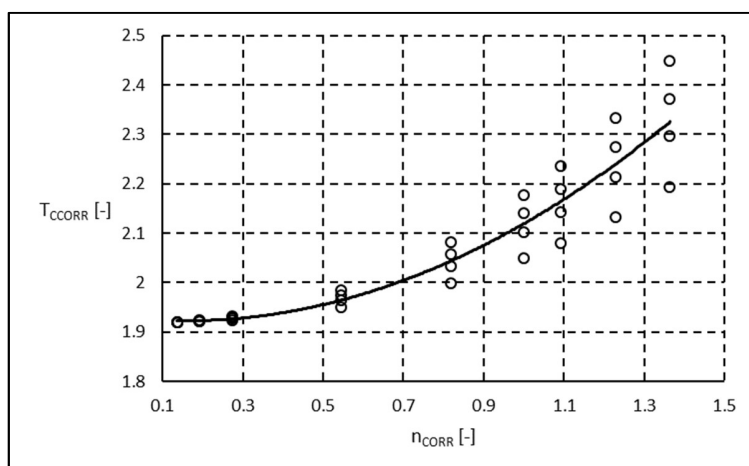




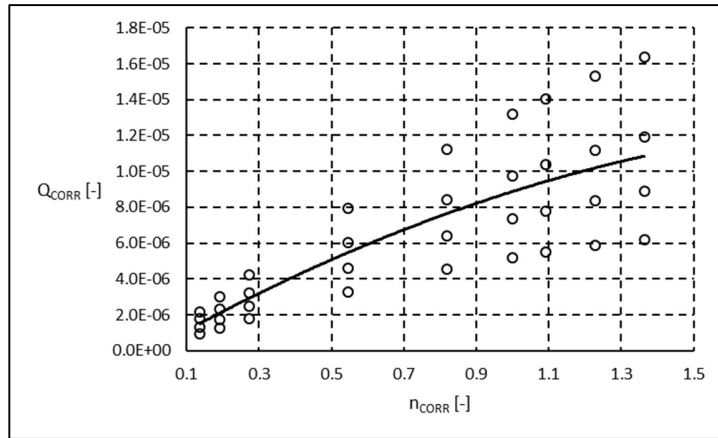
Obr. 43: Porovnání rozdílů celkové teploty a hmotnostního průtoku v souladu s Tab. 9

#### 4.6.2. Otáčkové charakteristiky

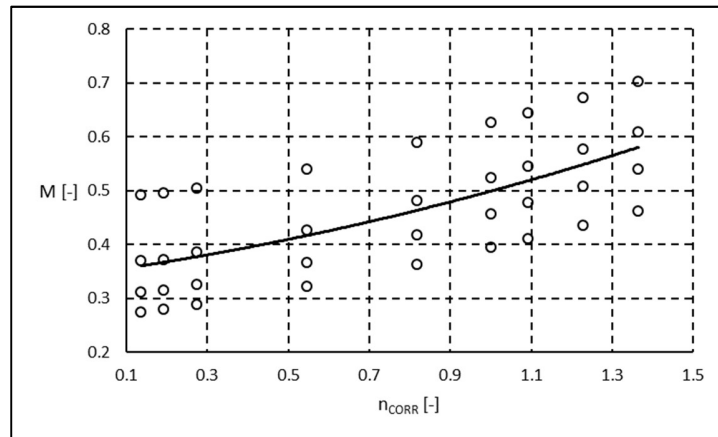
Díky výše popsaným výpočtům lze sestavit tzv. otáčkové charakteristiky (tedy závislost jednoho parametru na otáčkách motoru), které se používají u turbínových motorů poměrně často – viz např. [10]. Na následujících grafech budou ukázány závislosti celkové teploty, hmotnostního průtoku, Machova a Reynoldsova čísla na otáčkách. Tyto veličiny by měly dát představu o tom, jak se vyvíjí proudění labyrintovou ucpávkou s rozdílnými otáčkami. Vždy, na ustáleném otáčkovém bodě, lze vidět vynesené 4 hodnoty – jedná se o vyobrazení celé ucpávky se 4 břity tzn. bod s nejnižší hodnotou je první břit a bod s největší hodnotou je břit poslední.



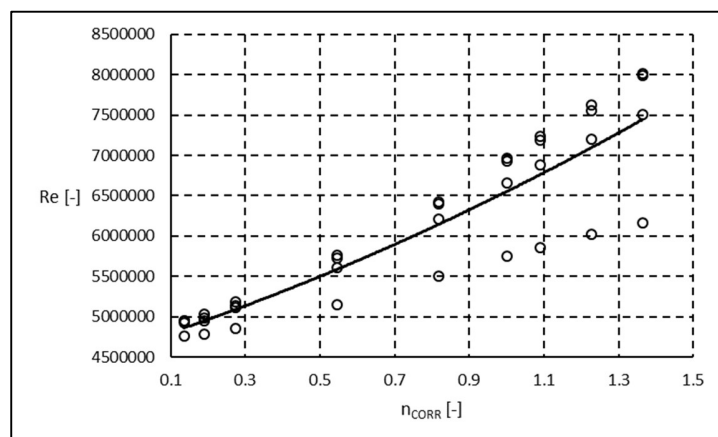
Obr. 44: Celková teplota v závislosti na otáčkách



Obr. 45: Hmotnostní průtok v závislosti na otáčkách



Obr. 46: Machovo číslo v závislosti na otáčkách



Obr. 47: Reynoldsovo číslo v závislosti na otáčkách

#### 4.6.3. Vyhodnocení výpočtu ucpávek při rozdílných otáčkách hřídele

Ve výše uvedených výpočtech byly simulovány rozdílné otáčky hřídele s rotujícími labyrintovými ucpávkami. Celkem bylo spočteno 9 ustálených bodů. Procentuálně je možné tvrdit, že bylo prozkoumáno spektrum otáček od 13% do 136%, kde 100% odpovídá hodnotě  $n_{REF}$  uvedené v kap. 4.2. V kap. 4.6.1 jsou ukázány průběhy termodynamických veličin v ucpávce a jejich trend. V kap. 4.6.2 jsou ukázány vybrané otáčkové charakteristiky pro zřejmější trend s měnícími se otáčkami.

##### 4.6.3.1. Konzervativní vyhodnocení

Při pohledu na rozložení statického tlaku ( $p_{SCORR}$ ), hmotnostního průtoku ( $Q_{CORR}$ ), průtokového koeficientu ( $\mu$ ), Machova a Reynoldsova čísla ( $M$  a  $Re$ ) nelze v souladu se vyhodnocením v kap. 4.5.4, najít nic, co by rozporovalo předpoklady uvedené v kap. 2 (tedy pokles statického tlaku, hmotnostního průtoku, růst Machova a Reynoldsova čísla). Při pohledu na celkovou teplotu ( $T_{CCORR}$ ) a celkovou entalpii ( $h_{CCORR}$ ) je vidět nárůst hodnot s otáčkami. Všechny hodnoty jsou uvedeny v Tab. 10, kde jsou vidět jak rozdíl hodnot při konstantních otáčkách mezi jednotlivými břity labyrintu, tak rozdíl veličin při změně otáček. Přírůstek teploty je dán primárně větší vířivostí (viz [9] a [15]) v komůrkách labyrintu při vyšších otáčkách. Je to vidět i na hodnotách Reynoldsova čísla.

Výsledky byly prezentovány v [87], [91] a [92].

<b><math>RC_{CORR}=0,04</math></b>								
<b>Břít</b>	<b><math>n_{CORR}</math></b>	<b><math>p_{SCORR}</math></b>	<b><math>T_{CCORR}</math></b>	<b><math>Q_{CORR}</math></b>	<b><math>\mu</math></b>	<b><math>h_{CORR}</math></b>	<b><math>M</math></b>	<b><math>Re</math></b>
	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]
1.	0,13	5,903	1,919	2,18E-06	0,0006	1,226	0,275	4951384
2.		5,195	1,919	1,77E-06	0,0005	1,213	0,313	4950849
3.		4,354	1,92	1,29E-06	0,0005	1,188	0,37	4924658
4.		3,129	1,921	9,16E-07	0,0004	1,118	0,493	4759494
1.	0,19	5,89	1,921	3E-06	0,0008	1,228	0,28	5029129
2.		5,186	1,923	2,31E-06	0,0007	1,217	0,315	4980090
3.		4,35	1,924	1,71E-06	0,0006	1,193	0,372	4945409
4.		3,126	1,924	1,24E-06	0,0005	1,123	0,496	4778451
1.	0,27	5,899	1,925	4,21E-06	0,0011	1,232	0,289	5185988
2.		5,184	1,928	3,23E-06	0,001	1,223	0,326	5139951
3.		4,344	1,93	2,48E-06	0,0009	1,199	0,386	5116211
4.		3,127	1,932	1,79E-06	0,0007	1,131	0,505	4859093
1.	0,54	5,896	1,95	7,94E-06	0,0021	1,261	0,323	5762179
2.		5,178	1,964	6,04E-06	0,0019	1,264	0,367	5726263
3.		4,342	1,974	4,61E-06	0,0016	1,25	0,428	5605002
4.		3,129	1,984	3,29E-06	0,0014	1,193	0,541	5148168
1.	0,81	5,908	1,999	1,12E-05	0,003	1,319	0,362	6398832
2.		5,186	2,033	8,41E-06	0,0026	1,343	0,418	6424221
3.		4,346	2,059	6,38E-06	0,0023	1,345	0,482	6214965
4.		3,134	2,083	4,53E-06	0,0019	1,307	0,589	5502898
1.	1	5,931	2,049	1,32E-05	0,0035	1,374	0,395	6931345
2.		5,206	2,101	9,76E-06	0,0031	1,419	0,457	6968247
3.		4,358	2,14	7,36E-06	0,0027	1,436	0,524	6662838
4.		3,137	2,178	5,21E-06	0,0023	1,416	0,626	5747705
1.	1,09	5,943	2,08	1,41E-05	0,0038	1,408	0,411	7186585
2.		5,216	2,143	1,04E-05	0,0033	1,465	0,477	7234467
3.		4,365	2,189	7,8E-06	0,0028	1,491	0,545	6882533
4.		3,139	2,236	5,5E-06	0,0024	1,481	0,645	5862055
1.	1,12	5,96	2,132	1,53E-05	0,0041	1,467	0,435	7557688
2.		5,232	2,215	1,12E-05	0,0036	1,545	0,508	7623764
3.		4,376	2,275	8,37E-06	0,0031	1,585	0,577	7195661
4.		3,142	2,334	5,88E-06	0,0026	1,593	0,673	6015928
1.	1,36	5,992	2,194	1,64E-05	0,0044	1,536	0,463	7994421
2.		5,257	2,297	1,19E-05	0,0038	1,636	0,539	8019074
3.		4,392	2,373	8,87E-06	0,0033	1,694	0,61	7505356
4.		3,143	2,449	6,2E-06	0,0028	1,722	0,702	6157906

Tab. 10: Rozdílné otáčky hřídele

#### 4.6.3.2. Nekonenční vyhodnocení

Vyhodnocení nekonvenčního přístupu je založeno na teorii rotujícího disku uvedené v [67]. Cílem tohoto přístupu je najít počítaný koeficient  $e$  (viz dále) konkrétně určený pro labyrintovou ucpávku leteckého turbínového motoru, ne pouze pro rotující disk.

Nejdříve bylo nutné najít závislost mezi otáčkami, resp. úhlovou rychlostí  $\omega_{CORR}$  dle (21) a přírůstkem teploty  $\Delta T_{CCORRS}$ , který se spočítá dle (22). Výsledkem je pak rovnice (23):

$$\omega_{CORR} = \frac{\omega}{\omega_{REF}}, \quad (21)$$

$$\Delta T_{CCORRS} = \frac{T_C - T_{CIN}}{T_{CREF}}, \quad (22)$$

$$\Delta T_{CCORRS} = f(\omega_{CORR}), \quad (23)$$

kde  $\omega_{REF}$  je referenční úhlová rychlost (viz kap.4.2). Myšlenka je založena na principu, že:

$$\Delta T_{CCORRS} = K \cdot \omega_{CORR}^e, \quad (24)$$

kde  $K$  je výpočetní konstanta [ $\text{kg} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{s}^{-2}$ ] počítána dle (25), která fyzikálně značí moment rotujícího disku, který je obklopen plynem z jedné strany a  $e$  je počítaný koeficient, který fyzikálně značí bezrozměrný momentový koeficient pro disk, který je obklopený plynem z obou stran (čemuž labyrintové ucpávky odpovídají). Když bude absolutní hodnota počítaného koeficientu  $e$  větší bude větší i výsledný moment na disk. Koeficient lze použít při porovnání různých typů ucpávek.

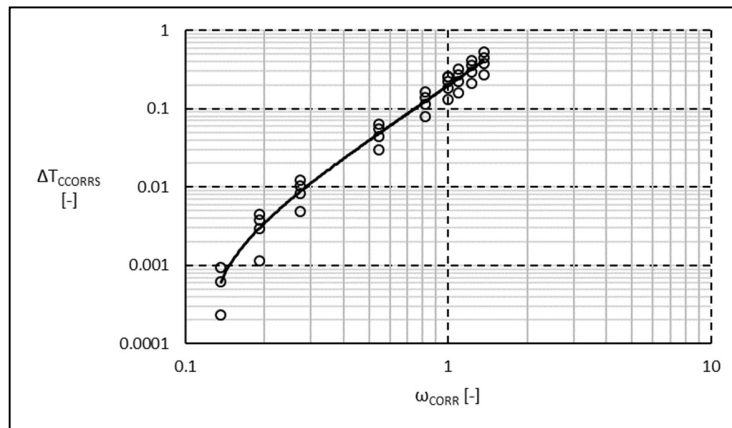
$$K = 0,313 \cdot \pi \cdot R^4 \cdot \rho \cdot \mu_v^{\frac{1}{2}}, \quad (25)$$

kde  $\rho$  je hustota plynu [ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ],  $R$  je vnější rádius ucpávky 0,0926 [m] a  $\mu_v$  je kinematická viskozita [ $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ ].

Počítaný koeficient  $e$  je v [67] uveden, jako 3,87 a je uváděn pro laminární proudění kolem rotujícího disku. Dle předchozích vztahů je možné koeficient spočítat jako

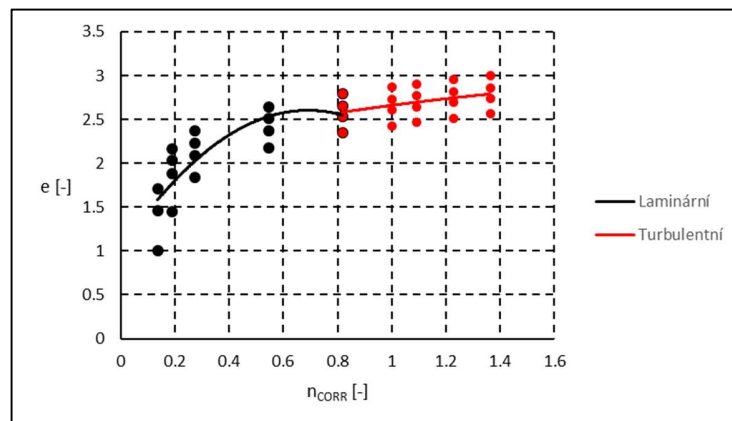
$$e = \log \frac{\Delta T_{CCORRS}}{K}. \quad (26)$$

Závislost přírůstku teploty  $\Delta T_{CCORRS}$  a úhlové rychlosti  $\omega_{CORR}$  je na Obr. 48.



Obr. 48: Závislost přírůstku celkové teploty a úhlové rychlosti

Průběhy koeficientu  $e$  jsou na Obr. 49:



Obr. 49: Koeficient  $e$

Podobně jako v kap. 4.6.3.1 je možné hodnotu  $e$  spočítat na každém břitu – viz Tab. 11 (první hodnota při poměrové úhlové rychlosti 0,13 není vypsána, protože poměr  $\Delta T_{CCORRS} \cdot K^{-1}$  vycházel jako záporná hodnota). Je vidět, že na otáčkách 0,8 se do té doby laminární proudění mění na turbulentní. Je tedy možné vyčíslit koeficient  $e$  jak pro laminární, tak pro turbulentní proudění. Pro laminární se jedná o  $e = 2,1191$  a pro turbulentní je hodnota  $e = 2,6948$ .

Břít	$\omega_{CORR}$	$e$
	[-]	[-]
1.	0,13	N/A
2.		1,0015
3.		1,4583
4.		1,7123
1.	0,19	1,4475
2.		1,8783
3.		2,0319
4.		2,1664
1.	0,27	1,8394
2.		2,0936
3.		2,2328
4.		2,3664
1.	0,54	2,1801
2.		2,3758
3.		2,5082
4.		2,6436
1.	0,81	2,3469
2.		2,5307
3.		2,6565
4.		2,7936
1.	1	2,4302
2.		2,6086
3.		2,7328
4.		2,8711
1.	1,09	2,4669
2.		2,6438
3.		2,7671
4.		2,906
1.	1,12	2,5167
2.		2,6936
3.		2,8156
4.		2,955
1.	1,36	2,5631
2.		2,7368
3.		2,8598
4.		3,001

Tab. 11: Výpočetní koeficient při rozdílných otáčkách

Výsledky byly publikovány v [96].

#### 4.7. Výpočet při rozdílných otáčkách hřídele s rotujícími a nerotujícími břity

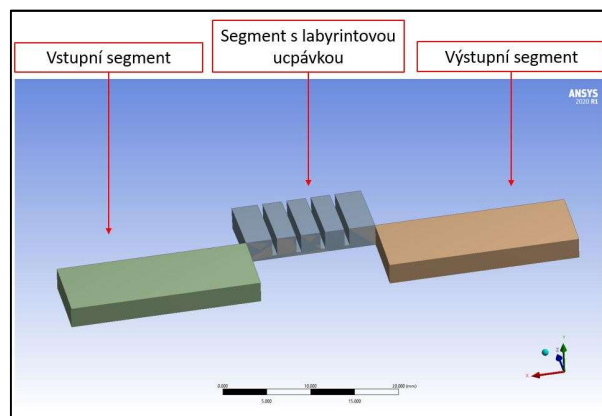
Při hledání vhodného zařízení pro ověření výsledků z výpočtů bylo na Fakultě strojní ČVUT v Praze nalezeno laboratorní zařízení, kde byly břity umístěny na statorové straně tzn. rotoval pouze hladký hřídel (viz dále). Před uskutečněním měření byla vytvořena analýza použitelnosti této koncepce. Vzniklé výsledky budou ukázány v této kapitole.

##### 4.7.1. Použitá geometrie

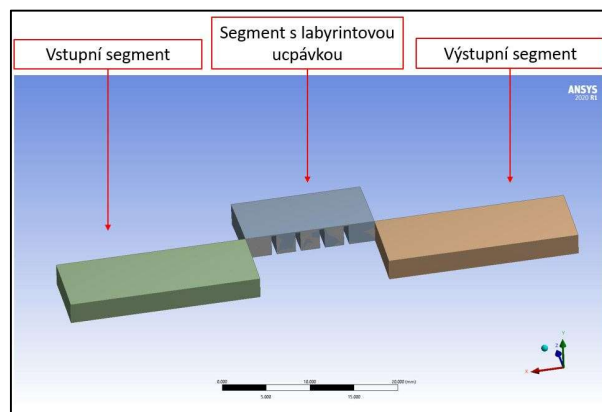
Byla vytvořena geometrie ucpávek s rotující hladkou hřídelí. Ucpávky mají, na rozdíl od ucpávek popisovaných výše, obdélníkový profil. V souladu s kap. 4.1.3 byla geometrie pojata jako válcová výseč skládající se ze 3 segmentů (vstupní, s labyrintovou ucpávkou se 4 břity a výstupní). Pro srovnání výsledků, byly vytvořeny celkem 4 varianty geometrie s rozdílnou radiální vůlí a umístěním břitů:

$RC_{CORR}$ [-]	Umístění břitů
0,04	Rotor
	Stator
0,15	Rotor
	Stator

Tab. 12: Geometrie – stator/rotor



Obr. 50: Geometrie – břity na statoru



Obr. 51: Geometrie – břity na rotoru



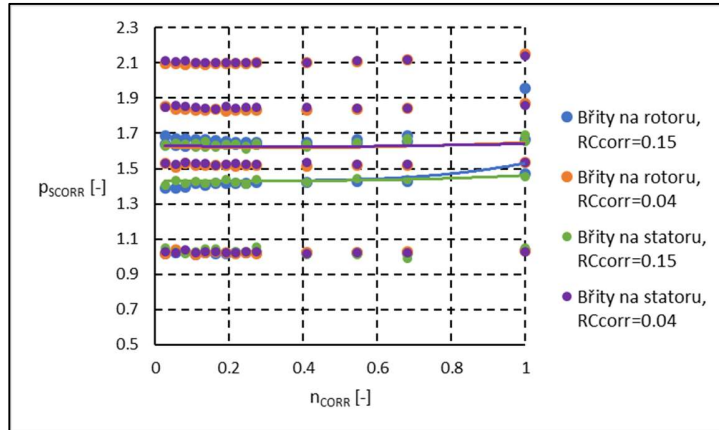
#### 4.7.2. Okrajové podmínky

Okrajové podmínky jsou nastaveny v souladu s kap 4.2, tedy konstantní tlakový spád a rozdílné otáčky.

#### 4.7.3. Vyhodnocení výpočtů

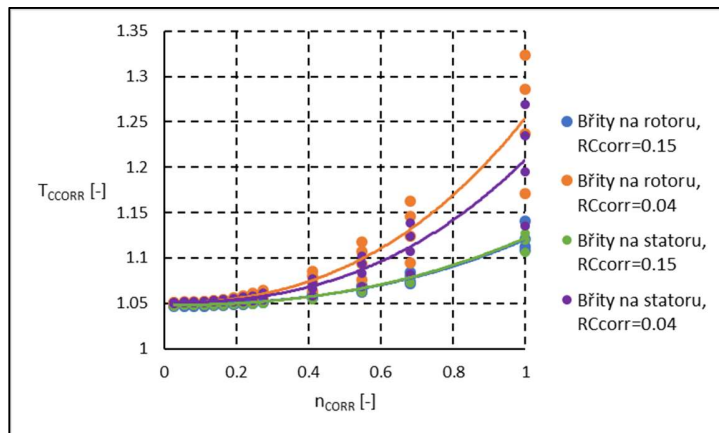
Stejně, jako v předešlých kapitolách byly vyhodnocovány  $p_{SCORR}$ ,  $T_{CCORR}$ ,  $Q_{CORR}$ ,  $\mu$ ,  $h_{CORR}$ ,  $M$  a  $Re$ .

- Statický tlak



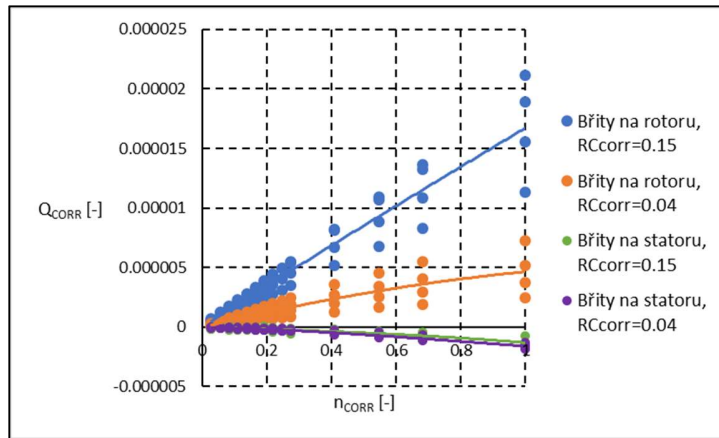
Obr. 52: Rotující/nerotující ucpávka,  $p_{SCORR}$

- Celková teplota



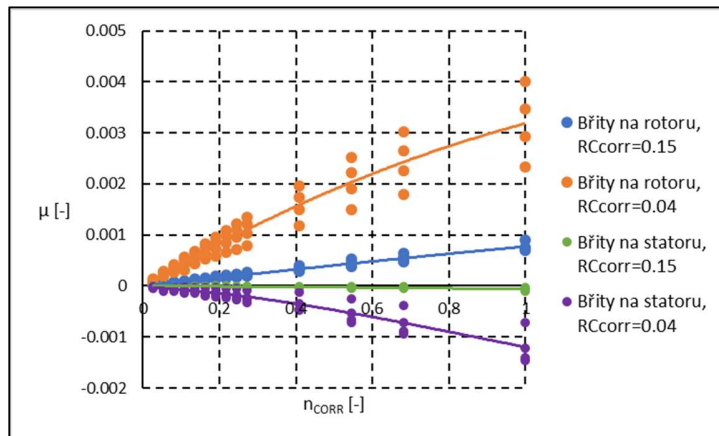
Obr. 53: Rotující/nerotující ucpávka,  $T_{CCORR}$

- Hmotnostní průtok



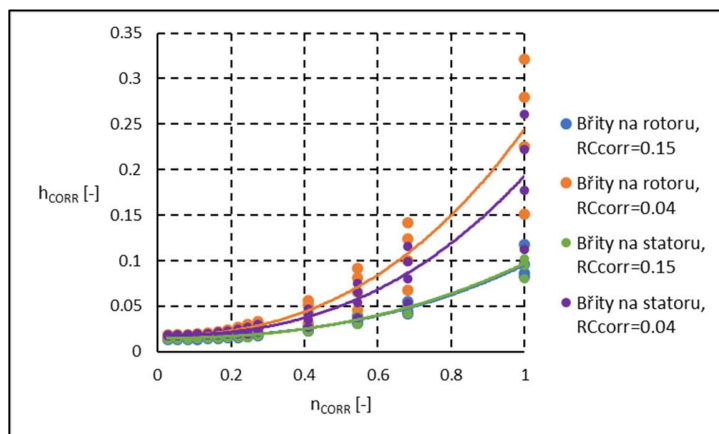
Obr. 54: Rotující/nerotující ucpávka,  $Q_{CORR}$

- Průtokový koeficient



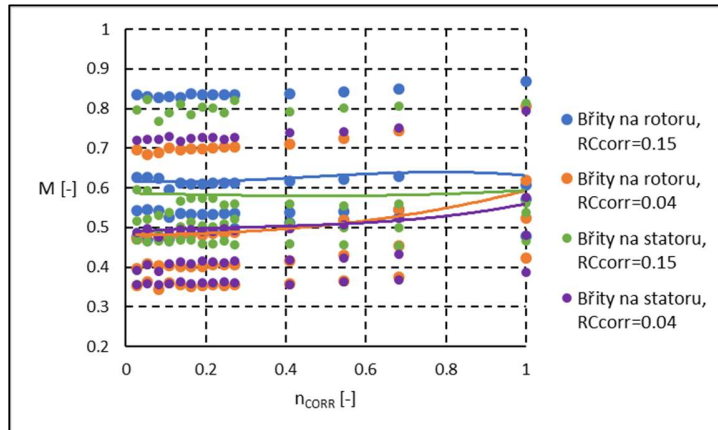
Obr. 55: Rotující/nerotující ucpávka,  $\mu$

- Celková entalpie



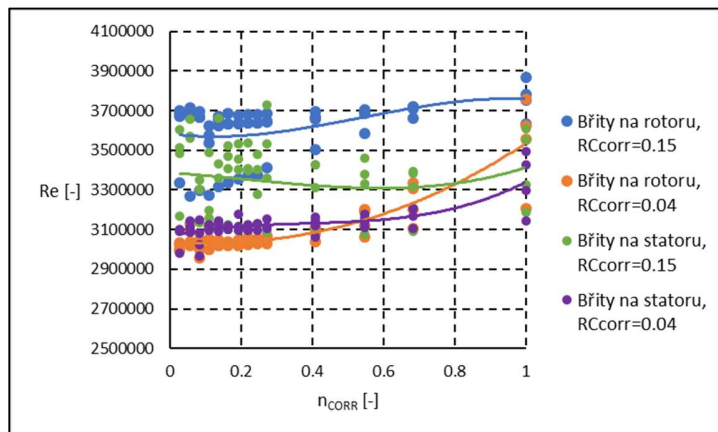
Obr. 56: Rotující/nerotující ucpávka,  $h_{CORR}$

- Machovo číslo



Obr. 57: Rotující/nerotující ucpávka,  $M$

- Reynoldsovo číslo



Obr. 58: Rotující/nerotující ucpávka,  $Re$

Na výše uvedených grafech (Obr. 52 až Obr. 58) jsou vykresleny jednotlivé parametry při rozdílných otáčkách za různého nastavení radiálních vůlí  $RC_{CORR}$  a rozdílného umístění břitů ucpávek. Z průběhu statického tlaku  $p_{SCORR}$  je zřejmý dominantní vliv radiální vůle – křivky se stejnou hodnotou  $RC_{CORR}$  se skoro překrývají. Podobný trend je vidět na křivkách celkové teploty  $T_{CCORR}$  a entalpie  $h_{CORR}$ . Naopak u průběhu hmotnostního průtoku  $Q_{CORR}$  a průtokového koeficientu  $\mu$  je vidět dominantnější vliv umístění břitů ucpávek. Menší hmotnostní průtok v ucpávkách s rotujícími břitů je dán primárně více rozvinutým obvodovým vírem (viz [15]). Závěrem lze konstatovat, že laboratorní zařízení s ucpávkami umístěnými na statoru lze použít i přesto, že přírůstky jednotlivých veličin nejsou tak veliké, ale zároveň nejsou zanedbatelné. Hodnoty na maximálních otáčkách jsou uvedené v Tab. 13.

$RC_{CORR}$ [-]	Umístění břitů	$\Delta T_{CORR}$	$\Delta Q_{CORR}$
0,04	Rotor	0,1535	-4,834E-06
	Stator	0,1332	-2,328E-07
0,15	Rotor	0,0288	-9,839E-06
	Stator	0,0293	-8,753E-07

Tab. 13: Rotující/nerotující ucpávka, 4 břity

Částečně publikováno v [87] a [95].

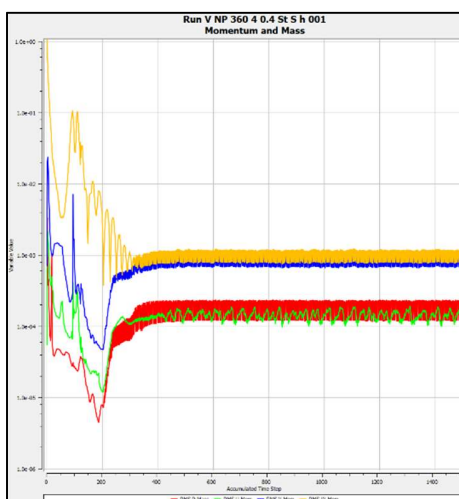
#### 4.8. Konvergence výpočtů

U všech výpočtů byl pevně nastaven časový krok, který se s počtem iterací prodlužoval. Byly definovány celkem 3 hodnoty časového kroku:

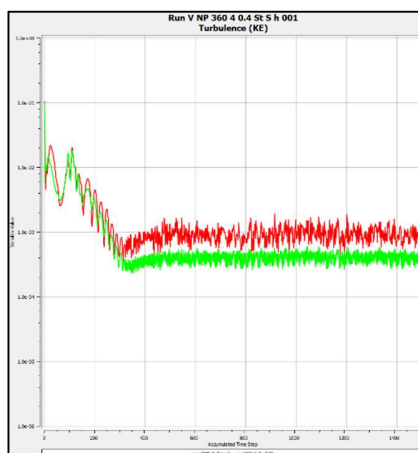
Iterace	Časový krok
1	1E-06
300	1E-05
500	1E-04

Tab. 14: Časový krok

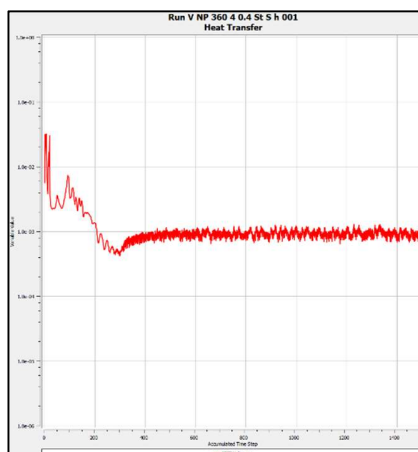
Výpočty konvergovaly během 600 (a více) iterací. Hodnoty reziduí jsou uvedeny v Tab. 15.



Obr. 59: Hodnoty reziduí RMS P-Mass, RMS U-Mon, RMS V-Mon a RMS W-Mon



Obr. 60: Turbulence RMS E-Diss.K a RMS K-TurbKE



Obr. 61: Přestup tepla RMS H-Energy

Reziduum	Hodnota
RMS P-Mass	1,0232e-05
RMS U-Mom	3,0247e-05
RMS V-Mom	5,2618e-05
RMS W-Mom	2,1262e-05
RMS E-Diss.K	1,4524e-03
RMS K-TurbKE	2,7811e-04
RMS H-Energy	1,4350e-04

Tab. 15: Hodnoty reziduí

Na základě uvedených průběhů reziduí lze tvrdit, že výpočet byl zkonvergován.

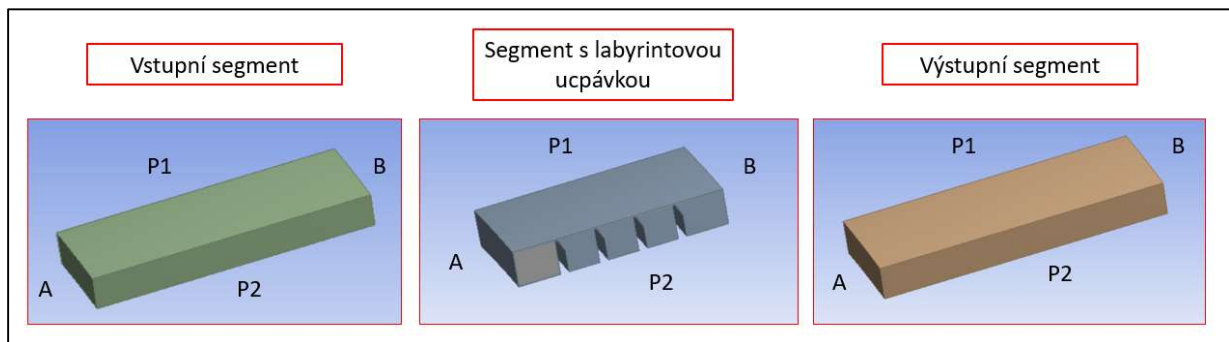
#### 4.9. Analýza správnosti výpočetního modelu

V rámci ověření, že závěry plynoucí ze všech CFD výpočtů jsou správné, bylo nutné ověřit, že ve výpočetních objemech (jednotlivých segmentech) neunikají a ani jiným způsobem nevznikají nelogické toky hmoty. Byla tedy analyzována kinetická energie  $Ek_{CORR}$  dle (27) a (28) (viz [91]), hmotnostní průtok  $Q_{CORR}$  (14) a hybnost  $H$  na jednotlivých stěnách každého segmentu (viz Obr. 62).

$$h_{SCORR} = \frac{h_S}{h_{SREF}}, \quad (27)$$

$$Ek_{CORR} = h_{CORR} - h_{SCORR}, \quad (28)$$

kde  $h_{CORR}$  je celková poměrná entalpie dle (17) a  $h_{SCORR}$  je statická poměrná entalpie, kde  $h_{SREF}$  je referenční entalpie dle Tab. 2.



Obr. 62: Místa, kde byla vyhodnocována, kinetická energie, hmotnostní průtok a hybnost: A-Vstup, B-Výstup, P1-1. periodičita a P2-2. periodičita

V následující tabulce Tab. 16 jsou uvedeny všechny hodnoty, které do jednotlivých segmentů vstupují a vystupují.

Segment	Pozice	$E_{kCORR}$ [-]	$Q_{CORR}$ [-]	$H$ [kg.m.s <sup>-1</sup> ]
Vstupní	A	6101,36	2,785E-05	1,1193E-05
	P1	6030,68	0,3996	1,11E-05
	P2	6030,59	-0,3996	1,11E-05
	B	5925,36	-2,785E-05	1,097E-05
S labyrintovou ucpávkou	A	88279,77	1,3923E-05	1.2351E-05
	P1	6890395	-6,637E-05	0,00014
	P2	6890395	6,637E-05	0,00014
	B	3658005	-1,3871E-05	6,5245E-05
Výstupní	A	3398763	2,7743E-05	0,00011
	P1	2245489	0,00039	8,946E-05
	P2	2245489	0,00039	8,946E-05
	B	1346514	-2,7749E-05	6,9602E-05

Tab. 16: Výsledky analýzy správnosti výpočetního modelu

Z analýzy vyplývá, že ve vstupním segmentu veškerý hmotnostní průtok, který do segmentu vstupuje (pozice A), tak i vystupuje (pozice B). V segmentu s labyrintovými ucpávkami je zřejmý přísun kinetické energie rotující hřídelí, který se taktéž promítne do výstupního segmentu nejen v kinetické energii, ale i v hybnosti.

U všech segmentů je možné sledovat, že hodnoty všech veličin na periodických stranách (pozice P1 a P2) jsou totožné tzn. že stejné množství plynu které periodickou podmínkou do segmentu vstoupí na druhé straně vystoupí. Platí, že změny kinetické energie, hmotnostního průtoku a hybnosti na hraničních plochách jednotlivých segmentů jsou plně v souladu se zadanými okrajovými podmínkami (viz kap. 4.2). V Tab. 17 jsou pak uvedeny procentuální rozdíly na vstupu (pozice A) a výstupu (pozice B) všech veličin, kde hodnota 100% je na vstupu.

Segment	$E_{kCORR}$ [%]	$Q_{CORR}$ [%]	$H$ [%]
Vstupní	-2,8845	-0,0189	-1,981
S labyrintovou ucpávkou	4043,65	-0,367	428,2672
Výstupní	-60,3822	0,0218	-35,2461

Tab. 17: Procentuální rozdíly na vstupu (A) a výstupu (B)

Lze tvrdit, že proudění plynu určuje zadaný tlakový spád a kinetická energie, která je dána otáčkami hřídele. Výsledky nejsou zkresleny špatným zadáním okrajových podmínek, resp. špatně zvoleným výpočetním modelem.

#### 4.10. Závěry z CFD výpočtů

Důvodem pro vznik této kapitoly bylo pochopit a podrobněji popsat proudění v labyrintové ucpávce, která je nastavená na práci v letadlovém turbínovém motoru. Jak již bylo řečeno v úvodním přehledu stavu problematiky (kap. 2), většina CFD analýz labyrintových ucpávek se provádí ve 2D podobě odpovídající podmínkám použití na parních turbínách v energetice. Výpočty ukazované v této práci jsou vytvořeny přímo pro použití na letadlových turbínových motorech. Odpovídá tomu geometrie labyrintových ucpávek a okrajové podmínky výpočtu, které jsou nastaveny na řádově vyšší otáčky rotoru ucpávek a rozdílné radiální vůle odpovídající provozu v letectví. Během výpočtů, které byly rozděleny na sekci s konstantními otáčkami hřídele a rozdílným počtem břitů a rozdílnou radiální vůlí, byly hodnoceny základní termodynamické parametry (viz kap. 4.1.2). Z přehledu těchto výpočtů vyplývá, že v ucpávkách dochází k očekávanému poklesu statického tlaku. Z jednotlivých výpočtů také plyne, že čím menší je radiální vůle a čím je větší počet břitů ucpávky tím je menší hmotnostní průtok. Zajímavé výsledky ale ukazuje přírůstek celkové teploty. Oproti očekávání (viz kap. 2) je přírůstek celkové teploty nekonstantní. S nejmenší radiální vůlí a s největším uvažovaným počtem břitů vychází přírůstek celkové teploty  $\Delta T_{CCORR}=0,157$  což je možné vysvětlit větším třením v komůrkách labyrintů (odpovídají tomu také průběhy Reynoldsova čísla). Takováto hodnota přírůstku celkové teploty v absolutní hodnotě odpovídá přibližně hodnotě 45 K. Hodnoty přírůstku hmotnostního průtoku a celkové teploty pro různé počty břitů jsou uvedeny v Tab. 6, Tab. 7 a Tab. 8.

Na základě výše uvedených výsledků byl proveden výpočet při rozdílných otáčkách hřídele s rotujícími ucpávkami. K tomuto kroku bylo přistoupeno z důvodů jednak získat přehled o vývoji jednotlivých veličin při rozdílných otáčkách hřídele a jednak připravit data pro budoucí ověření na skutečném stroji. Byla zvolena varianta s konstantními parametry, tedy radiální vůle  $RC_{CORR}=0,04$  a počet břitů 4. S tímto nastavením bylo spočítáno celkem 9 ustálených bodů různých otáček. Z jednotlivých otáčkových charakteristik (kap. 4.6.2) je patrný nárůst celkové teploty a hmotnostního průtoku s otáčkami. Machovo a Reynoldsovo číslo taktéž s otáčkami rostou. Machovo číslo roste hlavně kvůli tomu, že při vysokých otáčkách roste rychlost proudění v ucpávce. Reynoldsovo číslo se zvětšuje díky větší rychlosti a jednak kvůli zvětšující se kinematické viskozitě. Všechny výše zmíněné trendy jsou vidět jak z pohledu otáčkových charakteristik, tak z pohledu rozložení parametrů mezi břity. Z Tab. 9 je vidět že při maximálních poměrových otáčkách  $n_{CORR}=1,36$  je přírůstek teploty  $\Delta T_{CCORR}=0,255$ . Takovýto přírůstek přibližně odpovídá hodnotě 70 K, což už je hodnota, která není zanedbatelná. Všechny vypočtené veličiny jsou uvedené v Tab. 10. Pomocí nekonvenčního vyhodnocení dle [67] lze dosáhnout univerzální hodnoty koeficientu  $e=2,1191$  pro laminární proudění a hodnotu  $e=2,6948$  pro turbulentní proudění. Tyto hodnoty odpovídají geometrickým podmínkám 4-břité labyrintové ucpávky s konstantní radiální vůlí  $RC_{CORR}=0,04$ . V [67] je uvedená hodnota 3,87. Tato hodnota ale odpovídá okrajovým podmínkám rotujícího disku – tedy nikoliv mezikruží, které proudění v labyrintové ucpávce představuje a tak není úplně srovnatelná. Nekonvenčně vyhodnocené hodnoty jsou uvedeny v Tab. 11.

V následujících výpočtech byl zkoumán vliv umístění labyrintových ucpávek. Ve výpočtu byly použity ucpávky umístěné na statoru a na rotoru. Stejně tak byla měněna radiální vůle a otáčky hřídele (ať už s ucpávkami či bez nich). Vše je detailně popsáno v Tab. 12. Z výsledků je patrný jak přírůstek celkové teploty s otáčkami (v souladu s předchozími výpočty), tak vliv radiální vůle a umístění břitů. Parametry na maximálních poměrových otáčkách jsou uvedeny v Tab. 13.



Závěrem lze tvrdit, že:

- Vliv radiální vůle na funkčnost a jednotlivé termodynamické parametry labyrintové ucpávky ať už umístěné na statoru či rotoru je dominantní.
- Přírůstek celkové teploty, resp. celkové entalpie je zřejmý v celém otáčkovém spektru ve všech počítaných případech. Přírůstky rostou jak se zmenšující se radiální vůlí, tak se zvětšujícími se otáčkami.
- Schopnost snižovat hmotnostní průtok, resp. průtokový koeficient ve všech otáčkách je zřejmý jak se zmenšující se radiální vůlí, tak se zvětšujícími se otáčkami.
- Konstrukční uspořádání labyrintových ucpávek s břity umístěnými na rotoru, popř. statoru nemá dominantní vliv na snižování hmotnostního průtoku ucpávkou, resp. na zvyšování celkové teploty (tzn. v obou případech dochází ke snižování hmotnostního průtoku a zvyšování teploty).

Z výše uvedeného textu plyne, že dominantní vliv má radiální vůle. Je to dáno primárně tím, že když je vůle menší, zmenšuje se tak průtočná plocha mezi státorem a rotorem. Díky tomu pak klesá statický tlak a díky tření roste celková teplota v ucpávce. Oproti výše uvedeným předpokladům přírůstek teploty již není zanedbatelný. Se zvětšujícími se otáčkami roste tření v ucpávce a klesá statický tlak, roste teplota a zároveň roste i rychlost proudění, kterou představuje Machovo číslo. Když je radiální vůle větší, tření v ucpávce je menší. Plocha mezi rotorem a státorem je větší, takže přírůstky teploty a rychlosti jsou menší (viz kap. 4.6.2).

## 5. Ověření vypočtených dat

V předchozí kapitole ukázaná vypočtená data bylo nutné experimentálně ověřit. Díky závěrům uvedených v kap. 2.3 (nárůst celkové teploty plynu při průchodu labyrintovou ucpávkou při různých otáčkách hřídele) bylo ověření výpočtů provedeno dvěma cestami:

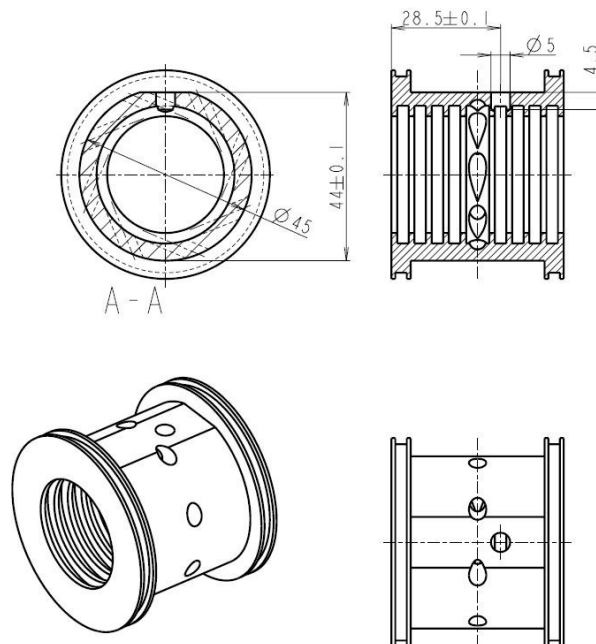
1. Ověření na laboratorním zařízení
2. Ověření na skutečném motoru

### 5.1. Ověření na laboratorním zařízení

Při hledání vhodného zařízení, kde by bylo možné měření uskutečnit, bylo nutné zvažovat více okolností. Laboratorní zařízení musí reprezentovat okrajové podmínky výpočtu, tedy musí zajistit konstantní tlakový spád a rotující hřídel. Díky výpočtům uvedeným v kap.4.7 bylo možné akceptovat měřící zařízení s nerotujícími ucpávkami (kde rotuje pouze hladký hřídel). Vybrané měřící zařízení bylo zkonstruováno Ústavem mechaniky, biomechaniky a mechatroniky Fakulty strojní ČVUT v Praze a je provozováno v Centru vozidel udržitelné mobility v Rostokách u Prahy.

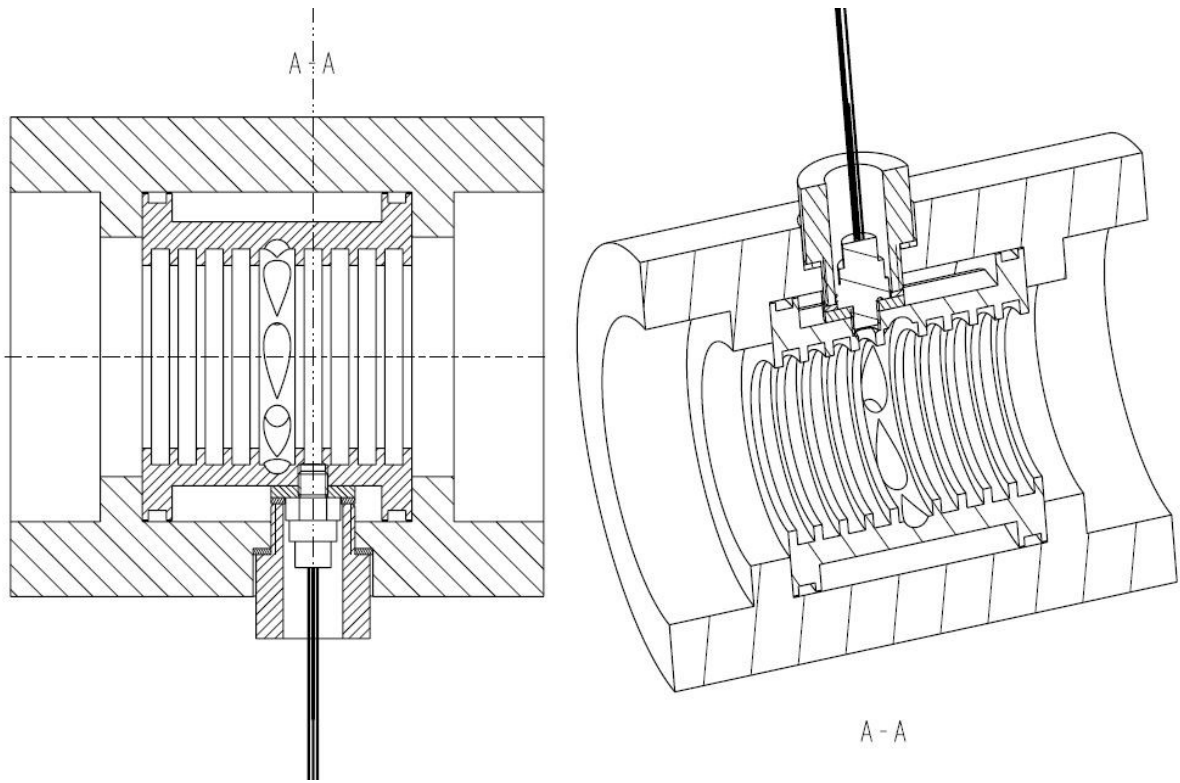
#### 5.1.1. Popis laboratorního zařízení

Laboratorní zařízení se skládá z nerotujícího tělesa s břitů (ucpávky) ve které rotuje hladký hřídel konstantními otáčkami. Jak je vidět na Obr. 63, profil břitů labyrintové ucpávky je obdélníkový. Radiální vůle mezi špičkou břitů a hladkou hřídelí je  $RC_{CORR}=0,154$ .



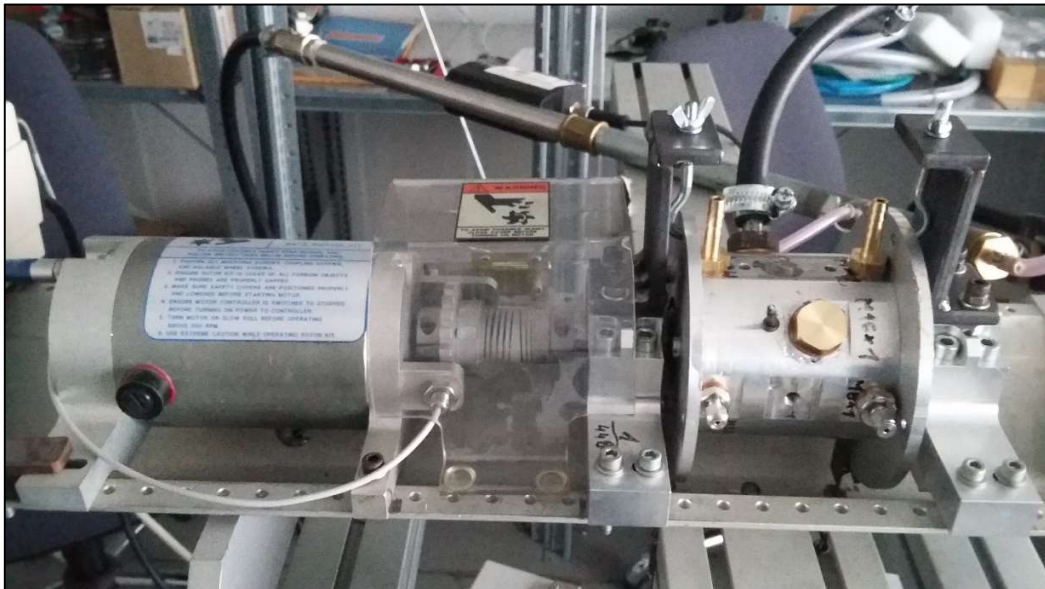
Obr. 63: Ucpávka

Ucpávka je usazena v kompaktní skříni a ta poté uložena v loži (viz Obr. 64 – hřídel není na výkresu).



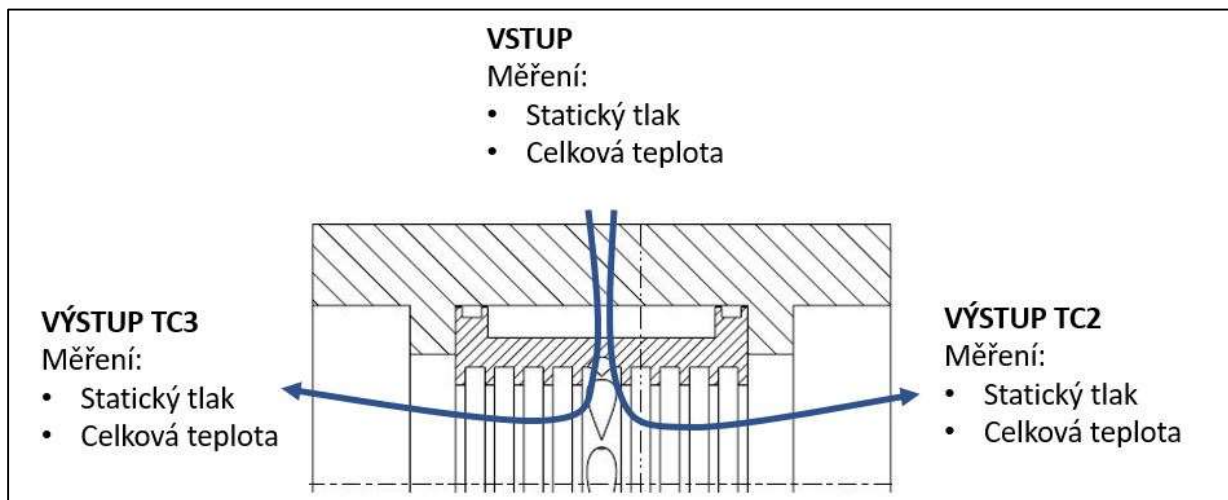
Obr. 64: Skříň ucpávky

Celá sestava včetně elektromotoru (vlevo) a ucpávky (vpravo) je na Obr. 65.



Obr. 65: Zapojená sestava – ucpávka je umístěná vpravo a elektromotor vlevo

Tlakový vzduch proudí z centrálního kompresoru hadicí do středu ucpávky. Následně se proud rozdělí rovnoměrně na obě strany a po průchodu labyrintovou ucpávkou expanduje do okolí. Během měření byly zapojeny sondy statického tlaku na vstupu a obou výstupech. Dále byly na vstupu a obou výstupech umístěny termočlánky měřící celkovou teplotu. Nakonec byly ještě snímány otáčky hřídele. Měřicí schéma je na Obr. 66. Na vstupu byl měřen statický tlak  $p_{s1}$  [Pa] a celková teplota  $T_{C1}$  [K]. Na obou výstupech byla měřena celková výstupní teplota  $T_{C2}$  [K] (vpravo) a  $T_{C3}$  [K] (vlevo) a statický tlak  $p_{s2}$  [Pa] (vpravo) a  $p_{s3}$  [Pa] (vlevo). Dále byly měřeny otáčky hřídele  $n$  [ $\text{min}^{-1}$ ].



Obr. 66: Schéma měření – ucpávka

### 5.1.2. Postup měření

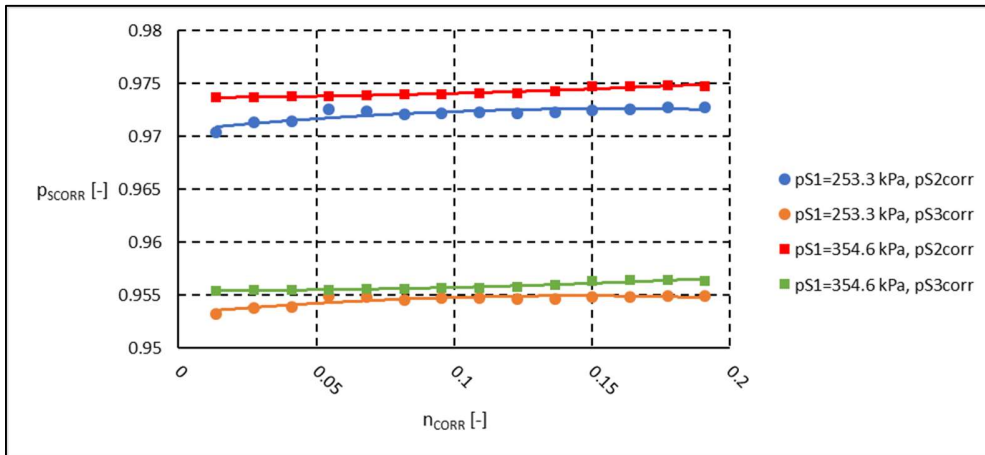
Měřicí postup byl rozdělen na celkem 14 ustálených bodů při různých otáčkách. Začalo se na otáčkách  $n=500 \text{ min}^{-1}$  a skončilo na  $n=7000 \text{ min}^{-1}$  s rozestupem  $n=500 \text{ min}^{-1}$ . Doba ustálení byla 180 s. Větších otáček nebylo možné dosáhnout z důvodu konstrukce zařízení. Celý proces byl opakován pro dva různé vstupní tlaky  $p_{s1}=253.3 \text{ kPa}$  a  $354.6 \text{ kPa}$ . Pro srovnání s CFD výpočty byly všechny veličiny přepočítány k referenčním hodnotám dle vztahů v kap. 4.1.2.

Měření bylo provedeno v prostředí LabView, ze kterého byly výsledky exportovány ve formátu .tdms. Informativní schéma měřicího řetězce je v Příloha 5.

### 5.1.3. Výsledky měření

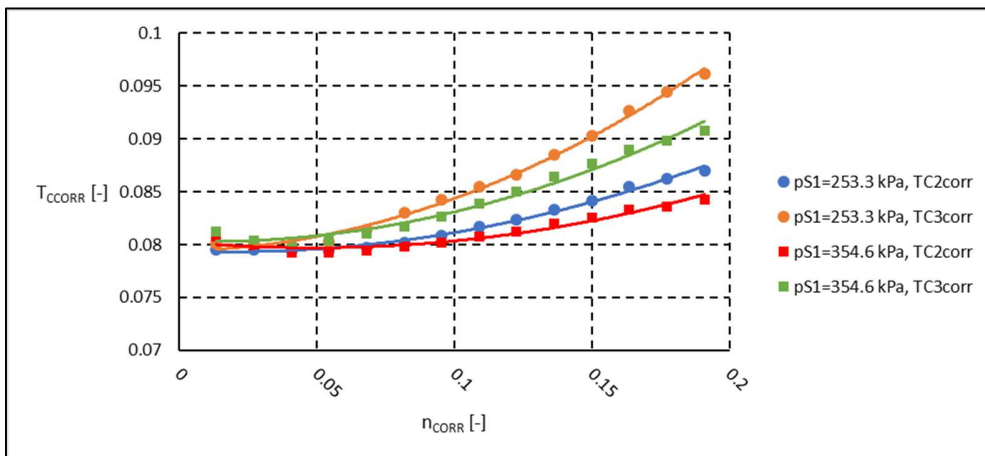
Během testu byly změřeny otáčkové charakteristiky (jsou vyneseny pouze hodnoty na vstupu a výstupu, protože nebyly změřeny hodnoty na jednotlivých břitech) statického tlaku a celkové teploty.

- Statický tlak



Obr. 67: Měření na laboratorním zařízení – statický tlak

- Celková teplota



Obr. 68: Měření na laboratorním zařízení – celková teplota

Je možné tvrdit, že během měření proudění plynu při vstupním tlaku 253,3 kPa bylo  $\sim 0,45$  a při vstupním tlaku 354,6 kPa bylo Machovo číslo  $\sim 0,8$ . Dále pak vstupní teplota odpovídala  $T_{C1} \cong 293$  K. Průběhy Machova čísla a vstupní teploty jsou v Příloha 7. Příklad přírůstků celkové teploty ve fyzikálních veličinách je v Příloha 6.

$$\Delta p_{SCORR} = \frac{p_{SL} - p_{SF}}{p_{SREF}} \quad (29)$$

V Tab. 18 jsou uvedeny rozdíly celkové teploty dle rovnice (20) a statického tlaku dle rovnice (29). Uvedené hodnoty jsou hodnoty naměřené na maximálních otáčkách  $n_{CORR}=0,1909$  (v absolutním hodnotě odpovídají  $7000 \text{ min}^{-1}$ ).

$n_{CORR}=0,1909$	$p_{s1}=253,3 \text{ kPa}$		$p_{s1}=354,6 \text{ kPa}$	
	POZICE		POZICE	
	2 (vpravo)	3 (vlevo)	2 (vpravo)	3 (vlevo)
$\Delta p_{SCORR}$	-0,5087	-0,5265	-1,4712	-1,4896
$\Delta T_{CCORR}$	0,0182	0,0273	0,0153	0,0219

Tab. 18: Měření na laboratorním zařízení – rozdíly statického tlaku a celkové teploty

#### 5.1.4. Vyhodnocení laboratorního měření

Podobně jako ve vyhodnocení výpočtů ukázaných ve vyhodnocení výpočtů při rozdílných otáčkách hřídele (kap. 4.6.3) bylo při vyhodnocování přistoupeno nejdříve ke konzervativnímu vyhodnocení a následně k nekonvenčnímu vyhodnocení.

##### 5.1.4.1. Konzervativní vyhodnocení

Během konzervativního hodnocení byl, podobně jako v kap. 4.6.3.1, hodnocen teplotní spád při průtoku labyrintovou ucpávkou. Z průběhu statických tlaků po otáčkách (Obr. 67) je vidět, že hodnoty jsou velmi podobné. Je to dáno tím, že hodnoty vstupního tlaku jsou konstantní a výstupní tlaky odpovídají tlakům v okolním podmínkách. Při pohledu na průběhy celkových teplot (Obr. 68) je vidět přírůstek teploty po otáčkách. Porovná-li se umístění termočlánků a naměřené hodnoty je vidět, že termočlánek umístěný v levé části (index 3) ukazuje významně větší nelogické hodnoty, než vpravo (index 2). Vysvětlení tohoto jevu je v umístění termočlánku v celém zařízení. Jeho pozice je totiž podstatně blíže k elektromotoru, který roztáčí hřídel. Díky tomuto se elektromotor podílí na ohřevu plynu a naměřené hodnoty nejsou vypovídající a nelze je tedy použít (ve výsledných grafech a tabulce jsou uvedeny pouze informativně). Hodnoty z termočlánku vpravo použít lze. Přehled všech naměřených veličin je v Tab. 19.

##### 5.1.4.2. Nekonvenční vyhodnocení

Nekonvenční vyhodnocení bylo provedeno dle vztahů (21) až (26) uvedených v kap.4.6.3.2. Během výpočtu je ale nutné nejdříve spočítat dynamickou viskozitu  $\eta$  [Pa.s] dle Sutherlendova zákona (30) (viz [68]), pomocí které lze s kombinací hustoty plynu  $\rho$  dopočítat kinematickou viskozitu  $\mu_V$  (31).

$$\eta = \frac{C_1 \cdot T_C^{3/2}}{T_C + S}, \quad (30)$$

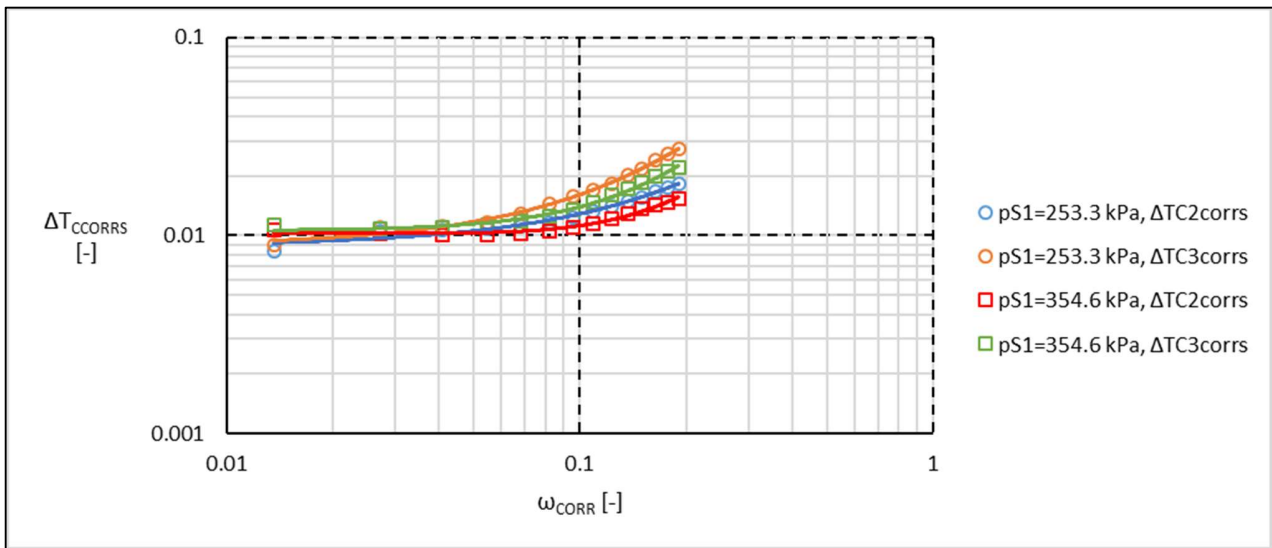
kde  $C_1 = 1,458 \cdot 10^{-6} [\text{kg} \cdot (\text{m} \cdot \text{s} \cdot \sqrt{\text{K}})^{-1}]$  a  $S = 110,4 [\text{K}]$ .

$$\mu_V = \frac{\eta}{\rho}, \quad (31)$$

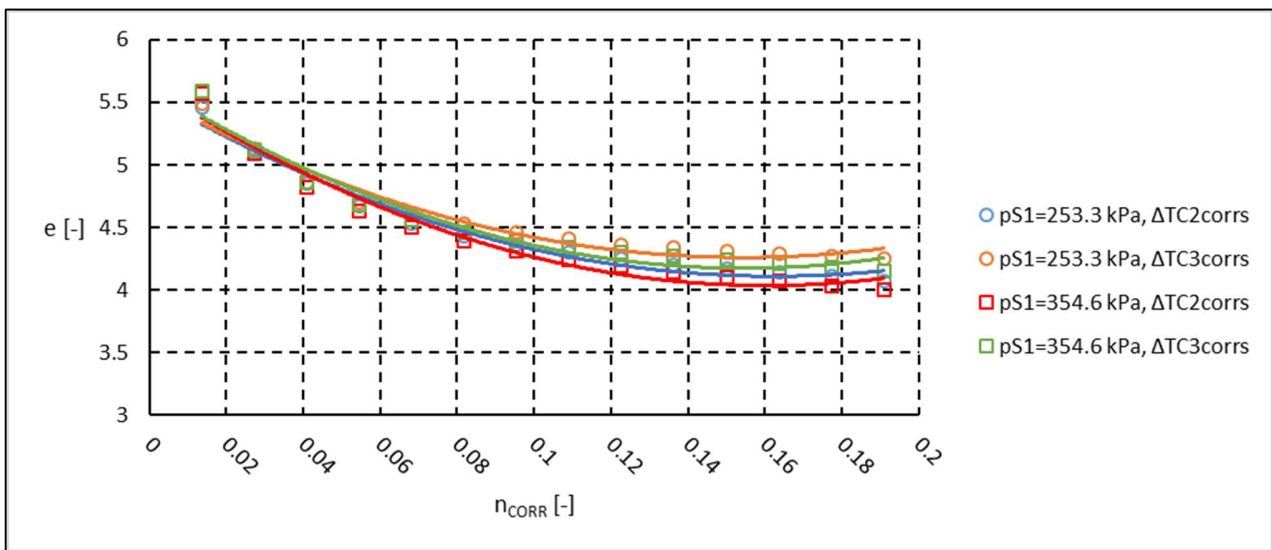
kde hustota  $\rho = 1,7243 [\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$ . Přičemž ve vztahu (15) je  $R=0,045 \text{ m}$ .

$n_{CORR}$	$p_{S1}$	$p_{S2CORR}$	$p_{S3CORR}$	$T_{C1CORR}$	$T_{C2CORR}$	$T_{C3CORR}$	$\Delta T_{C2CORR}$	$\Delta T_{C3CORR}$
[-]	[kPa]	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]
0,0136	253,3	0,9704	0,9532	1,0191	0,0795	0,0801	0,0083	0,009
0,0273	253,3	0,9713	0,9538	1,0171	0,0796	0,0801	0,0105	0,011
0,0409	253,3	0,9714	0,9539	1,0166	0,0794	0,0798	0,0107	0,0111
0,0546	253,3	0,9725	0,9549	1,0165	0,0794	0,0803	0,0109	0,0117
0,0682	253,3	0,9724	0,9548	1,0164	0,0797	0,0814	0,0112	0,0129
0,0818	253,3	0,9721	0,9545	1,0165	0,0803	0,083	0,0117	0,0145
0,0955	253,3	0,9722	0,9547	1,0164	0,0809	0,0842	0,0124	0,0157
0,1091	253,3	0,9722	0,9547	1,0164	0,0817	0,0855	0,0132	0,017
0,1228	253,3	0,9722	0,9547	1,0163	0,0824	0,0866	0,0141	0,0183
0,1364	253,3	0,9723	0,9547	1,0164	0,0833	0,0885	0,0148	0,0201
0,15	253,3	0,9725	0,9548	1,0164	0,0842	0,0903	0,0157	0,0218
0,1637	253,3	0,9726	0,9549	1,0165	0,0854	0,0926	0,0168	0,024
0,1773	253,3	0,9727	0,9549	1,0166	0,0863	0,0944	0,0176	0,0258
0,1909	253,3	0,9728	0,9549	1,0168	0,087	0,0961	0,0182	0,0273
0,0136	354,6	0,9737	0,9554	1,0179	0,0807	0,0812	0,0107	0,0113
0,0273	354,6	0,9737	0,9554	1,0175	0,0798	0,0804	0,0103	0,0109
0,0409	354,6	0,9738	0,9555	1,0171	0,0793	0,0801	0,0101	0,0109
0,0546	354,6	0,9738	0,9556	1,0171	0,0792	0,0804	0,0101	0,0112
0,0682	354,6	0,9739	0,9555	1,0171	0,0794	0,081	0,0103	0,0118
0,0818	354,6	0,974	0,9556	1,0171	0,0798	0,0817	0,0106	0,0125
0,0955	354,6	0,974	0,9556	1,0172	0,0802	0,0826	0,011	0,0134
0,1091	354,6	0,9741	0,9557	1,0172	0,0808	0,0838	0,0115	0,0146
0,1228	354,6	0,9741	0,9557	1,0171	0,0812	0,085	0,0121	0,0159
0,1364	354,6	0,9743	0,9559	1,0171	0,082	0,0864	0,0128	0,0173
0,15	354,6	0,9747	0,9563	1,0169	0,0826	0,0876	0,0136	0,0186
0,1637	354,6	0,9748	0,9564	1,0171	0,0833	0,089	0,0142	0,0198
0,1773	354,6	0,9748	0,9564	1,0168	0,0836	0,0899	0,0147	0,021
0,1909	354,6	0,9748	0,9563	1,0168	0,0842	0,0908	0,0153	0,0219

Tab. 19: Laboratorní zařízení – konzervativní hodnocení



Obr. 69: Laboratorní zařízení – závislost přírůstku celkové teploty a úhlové rychlosti



Obr. 70: Laboratorní zařízení – koeficient  $e$

Stejně jako u konzervativního vyhodnocení je i zde vidět vliv ohřátí vlivem elektromotoru – hodnoty indexované 3. V Tab. 20 jsou uvedeny univerzální naměřené hodnoty koeficientu  $e$  pro všechny otáčky (oproti hodnotě 3,87 uvedené v [67])

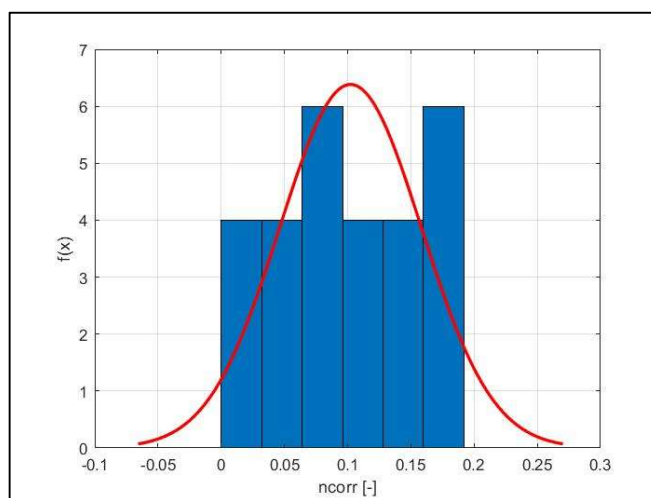


$p_{s1}$	$e - \text{pozice 2}$	$e - \text{pozice 3}$
[kPa]	[-]	[-]
253,3	4,4738	4,57084
354,6	4,4338	4,5256

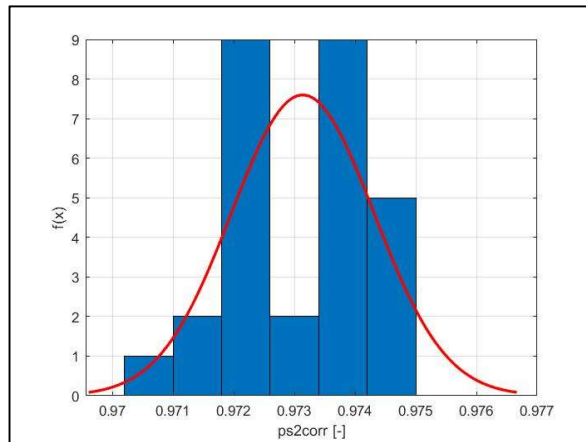
Tab. 20: Laboratorní zařízení – koeficient  $e$

#### 5.1.5. Analýza chyb z měření na laboratorním zařízení

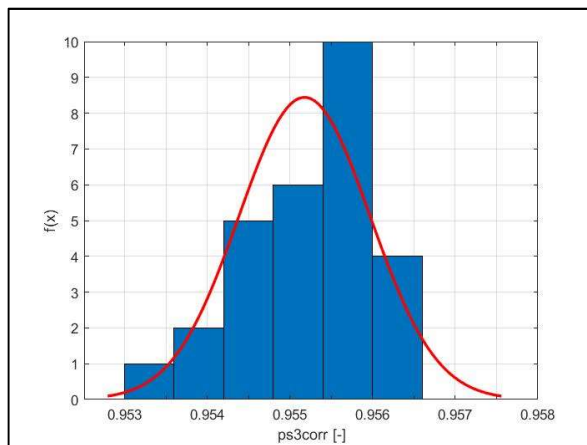
V rámci vyhodnocení výsledků z měření na laboratorním zařízení byly hodnoceny nejistoty výsledků. Nejdříve byly vyhodnoceny křivky Gaussova rozložení pro všechny měřené parametry (viz Obr. 71 až Obr. 76). Pro vyloučení hrubé chyby dle [69], [70] a [71] je nutné vyloučit všechny hodnoty, které neleží v intervalu daném trojnásobkem směrodatné odchylky od střední hodnoty - Tab. 21.



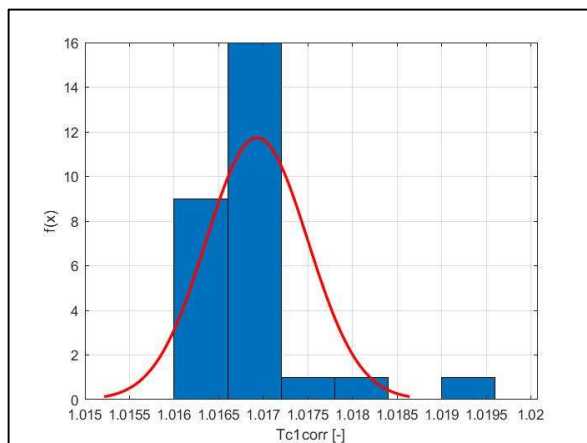
Obr. 71: Gaussovo rozložení -  $n_{CORR}$



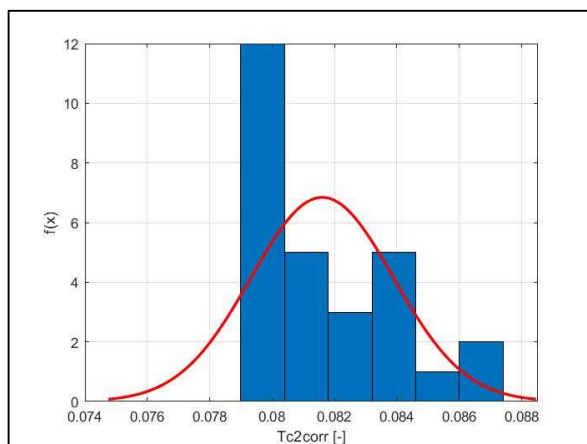
Obr. 72: Gaussovo rozložení –  $p_{S2CORR}$



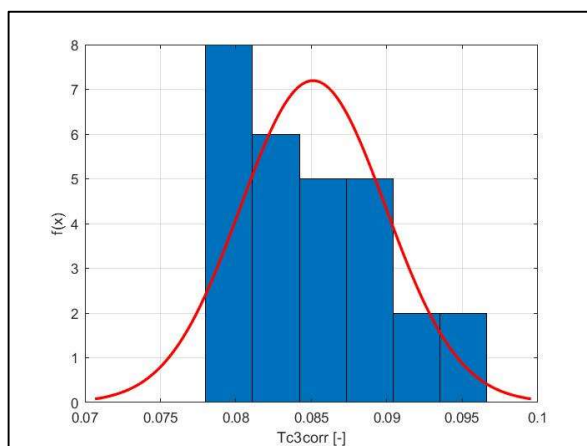
Obr. 73: Gaussovo rozložení –  $p_{S3CORR}$



Obr. 74: Gaussovo rozložení –  $T_{C1CORR}$



Obr. 75: Gaussovo rozložení –  $T_{C2CORR}$



Obr. 76: Gaussovo rozložení –  $T_{C3CORR}$

	$n_{CORR}$	$\rho_{S2CORR}$	$\rho_{S3CORR}$	$T_{C1CORR}$	$T_{C2CORR}$	$T_{C3CORR}$
	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]
Střední hodnota	0,1023	0,9732	0,9552	1,0169	0,0808	0,084
3 směrodatné odchylky	0,168	0,004	0,0024	0,0017	0,0069	0,0144

Tab. 21: Střední hodnoty a 3 směrodatné odchylky – měření na laboratorním zařízení

Z hodnot uvedených v Tab. 21 je vidět, že v intervalu 3 směrodatných odchylek se žádná z naměřených veličin nenachází. Hrubou chybu je možné vyloučit.

Celková teplota byla během měření měřena plášťovými termočlánky typu K, jejichž tolerance se pohybuje v intervalu  $\pm 2,2$  K ([72]). Tato tolerance je pro účely této práce přijatelná, zároveň se pohybuje v rozmezí, které se na Fakultě strojní ČVUT v Praze běžně používá.

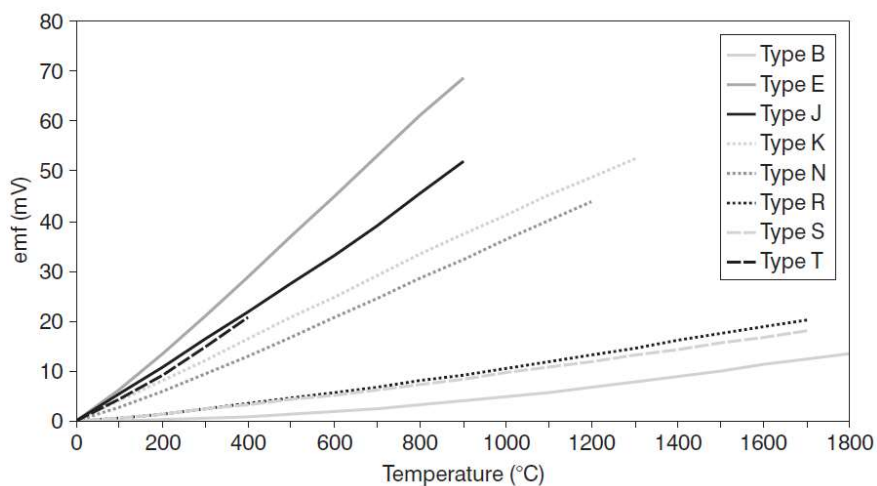
Dle [69] byla spočítána průměrná relativní odchylka během měření uvedená v Tab. 22. Na základě hodnot průměrné relativní odchylky je možné měření považovat za dostatečně přesné a naměřená data používat.

	$n_{CORR}$	$p_{S2CORR}$	$p_{S3CORR}$	$T_{C1CORR}$	$T_{C2CORR}$	$T_{C3CORR}$
	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]
Relativní odchylka	1,487E-17	1,546E-16	1,9825E-16	3,0135E-16	1,933E-17	9,417E-18

Tab. 22: Průměrná relativní odchylka – měření na laboratorním zařízení

#### 5.1.5.1. Výběr a kalibrace termočlánků

Jak již bylo řečeno výše, pro měření byl vybrán plášťový chrom-niklový termočlánek typu K. Tento typ byl vybrán, protože je vhodný pro měření teploty v rozsahu od 473 K do 1273 K. Měření termočlánkem probíhá na základě tzv. Seebeckova jevu (viz [72]). Tento jev se projevuje na elektrickém obvodu, který je tvořen dvěma různými materiály na jejichž styku jsou různé teploty. Po obvodu se pak vytvoří termoelektrická síla, kterou je možné pozorovat na přírůstku termoelektrického napětí. Vlastní kalibrace probíhá před měřením za účelem zkontrolování stavu termočlánku při porovnání s etalonem. Během kalibrace se zjišťuje odchylka, kterou termočlánek při porovnání s etalonem vykazuje. Tzv. kalibrační křivkou se rozumí závislost odchylky s rostoucí teplotou (viz [74]). Kalibrace termočlánku probíhá v měřicím zařízení, které je pro tento účel sestavené tzv. kalibrační peci, kde je zaručený proudový a napěťový zdroj s velkou stabilitou (viz [73], [74]). Kalibrační pece by měly být schopné zajistit tepelnou stabilitu, mít velký teplotní rozsah, dosáhnout rychle požadované teploty a dosáhnout homogenního teplotního pole. Rozsahy jednotlivých termočlánků jsou ukázány na Obr. 77 (viz [72]), kde na vodorovné ose je možné vidět rozsah teplot a na svislé ose je elektrické napětí. Vše je rozděleno podle typu termočlánku.



Obr. 77: Typy termočlánků [72]

Kalibrace termočlánků proběhla dle ČSN EN ISO/IEC 17025:2005.

### 5.1.6. Závěry z měření na laboratorním zařízení

V předešlých podkapitolách bylo ukázáno uspořádání laboratorního měření na zkušebním zařízení Ústavu mechaniky, biomechaniky a mechatroniky, Fakulty strojní ČVUT v Praze. Cílem tohoto testu bylo ověřit správnost závěrů plynoucích z CFD výpočtů, tedy nárůst celkové teploty plynu při průchodu labyrintovou ucpávkou na otáčkách a tlakovém spádu odpovídajícím leteckému turbinovému motoru. Cíle bylo dosaženo a během dvou testů, kdy se měnil tlakový spád, resp. statický tlak na vstupu do ucpávky z 253,3 kPa na 354,6 kPa, se naměřil jednak požadovaný přírůstek a jednak tlaková ztráta při průchodu ucpávkou. Na základě naměřených teplotních přírůstků byl dopočítán koeficient  $e$  pro srovnání s CFD výpočtem. Je zřejmé, že hodnoty brané z pozice blíže elektromotoru (pozice 3) není vhodné použít, proto se dále nebudou uvádět. Přírůstek celkové teploty po průchodu labyrintovou ucpávkou je  $\Delta T_{CCORR}=0,0182$  [-] při vstupním tlaku 253,3 kPa a  $\Delta T_{CCORR}=0,0219$  [-] při vstupním tlaku 354,6 kPa (přírůstky v absolutní hodnotě jsou přibližně 5 K) při poměrových otáčkách  $n_{CORR}=0,19$ . Podrobné hodnoty jsou uvedeny v Tab. 19.

Výsledky byly publikovány v [93].

## 5.2. Ověření na skutečném motoru

V předchozí kapitole byly ukázány výsledky z měření pomocí laboratorního zařízení. Jelikož ale výsledky plně neodpovídaly podmínkám na skutečném leteckém turbinovém motoru, bylo nutné uspořádat měření, které by toto kompenzovalo. Centrum leteckého a kosmického výzkumu ČVUT v Praze (dále CAAT) má k dispozici dynamometrickou zkušebnu turbovrtulových motorů ([75]), kde by bylo možné měření uskutečnit. Pro měření byl vybrán turbovrtulový motor GE Catalyst. CAAT tímto motorem disponuje a bylo možné jej i instrumentovat požadovanými senzory.

### 5.2.1. Dynamometrická zkušebna

Dynamometrická zkušebna se používá ke zkoušení motorů. Zařízení je schopno absorbovat krouticí moment měřeného motoru [76]. CAAT disponuje odpovídajícím dynamometrem pro zkoušení turbovrtulového motoru. Jedná se o dynamometr, kde se krouticí moment měří tlakovou vodou. Zařízení je tedy schopné simulovat skutečný provoz a zátěž leteckého turbinového motoru.

### 5.2.2. Turbovtulový motor GE Catalyst [77]

Jedná se o dvouhřídelový turbovtulový motor v protiproudém uspořádání. Skládá se ze 4 stupňů axiálního kompresoru a jednoho radiálního stupně. Dále obsahuje protiproudou spalovací komoru, 2 stupně vysokotlaké axiální turbíny a 3 stupně nízkotlaké axiální turbíny. Vysokotlaká turbína pohání kompresor motoru [13] a nízkotlaká turbína pohání vrtuli – v případě dynamometrické zkušebny roztáčí hřídel dynamometru. Schematický řez je na Obr. 78.



Obr. 78: Turbovtulový motor GE Catalyst [77]

Výkonová data jsou:

- Výkonové spektrum 630 kW až 1190 kW
- Stlačení kompresoru 16:1

### 5.2.3. Měření a výsledky

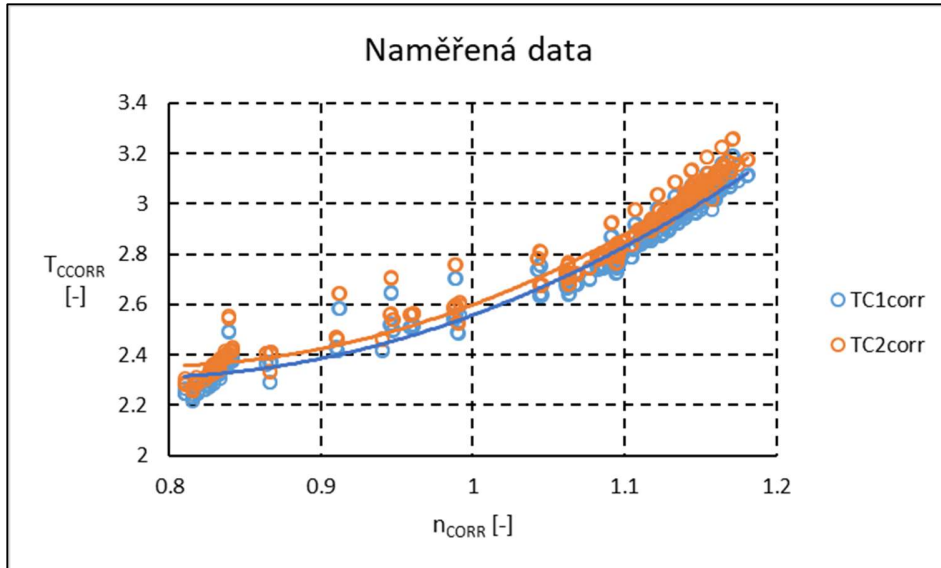
Měření bylo nakonfigurováno na 4-břítou labyrintovou ucpávku s konstantní radiální vůlí odpovídající hodnotě  $RC_{CORR}=0,04$ . Ucpávka se nalézá pod vysokotlakou turbínou, která je na společném hřídeli s kompresorem. Vnější průměr ucpávky je přibližně 63 mm. Detailnější popis není vzhledem k důvěrnosti informací možný. Na ucpávce byly, podobně jako v laboratorním měření, umístěny termočlánky na vstupu do labyrintové ucpávky a na výstupu z ní. Bylo tedy možné měřit teplotní spád na ucpávce.

Měřicí postup byl, podobně jako v laboratorním měření, nastaven do celkem 330 ustálených bodů, kterých se dosáhlo během 18 fází (A až R) – viz Příloha 8. Ustálení trvalo na jednom bodě 300 s. Body byly kontinuálně rozděleny od  $n_{CORR}=0,81$  do  $n_{CORR}=1,18$ .

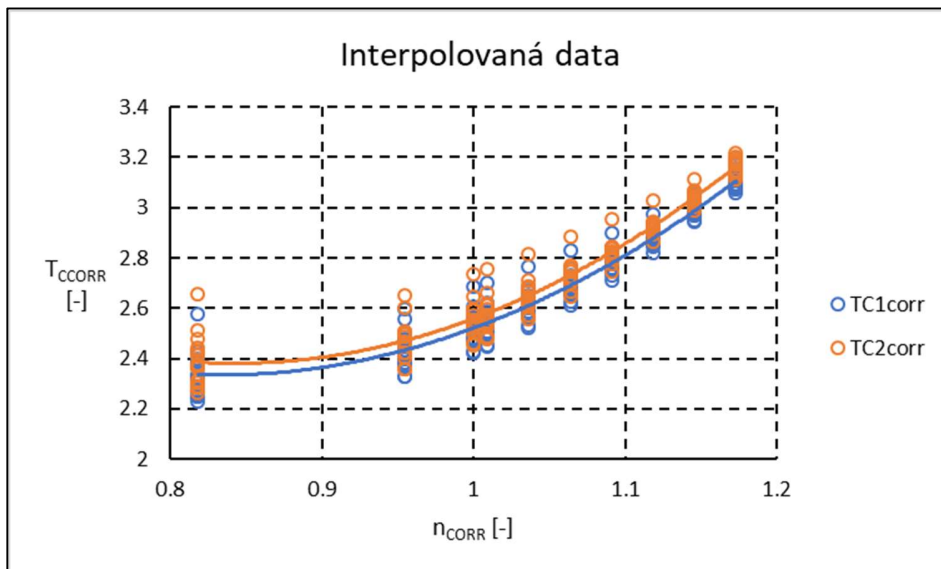
Stejně jako v předchozích kapitolách s nekonstantními otáčkami je hodnocení výsledků z měření rozděleno na konzervativní a nekonvenční.

### 5.2.3.1. Konzervativní hodnocení

Konzervativní hodnocení zahrnovalo ustálené body s naměřenou celkovou teplotu na vstupu ( $T_{C1CORR}$ ) a výstupu ( $T_{C2CORR}$ ) z ucpávky a otáčky ( $n_{CORR}$ ). Na grafech jsou vyneseny průběhy jednotlivých teplot a jejich rozdíl ( $\Delta T_{CCORR}$ ) dle vzathu (10) po otáčkách. Nejdříve jsou vynesena naměřená data (Obr. 79), která jsou pak interpolována (Obr. 80) na konstantní otáčky – celkem 10 interpolovaných bodů - Tab. 23.



Obr. 79: Měření na motoru – naměřená data



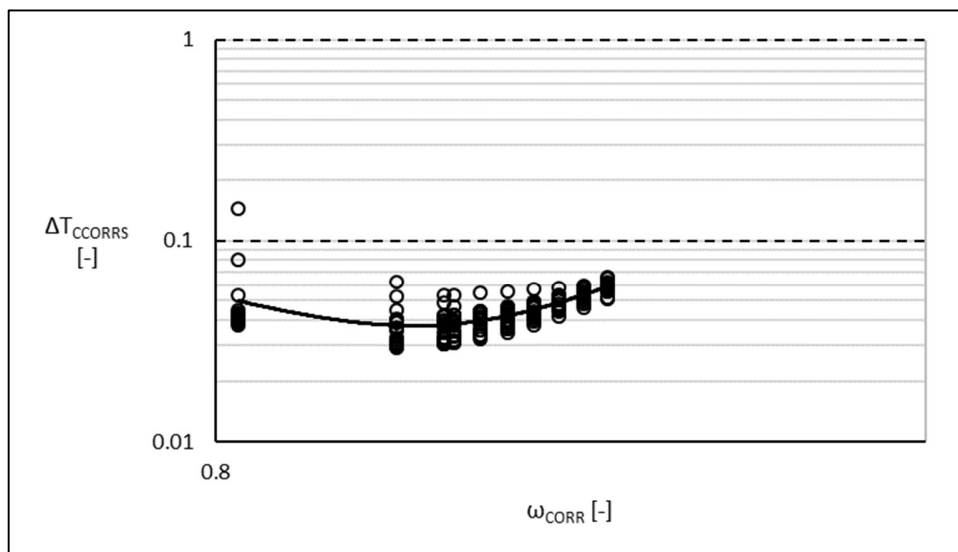
Obr. 80: Měření na motoru – interpolovaná data

$n_{CORR}$	$T_{C1CORR}$	$T_{C2CORR}$	$\Delta T_{CCORR}$
[-]	[-]	[-]	[-]
0,8183	2,3353	2,3851	0,0498
0,9547	2,4333	2,4709	0,0377
1	2,5206	2,5585	0,0379
1,0093	2,5418	2,5801	0,0383
1,0366	2,614	2,6507	0,0398
1,0638	2,69	2,732	0,042
1,0911	2,779	2,824	0,0451
1,1184	2,8778	2,9267	0,0489
1,1457	2,9866	3,0401	0,0535
1,1729	3,1053	3,1641	0,0589

Tab. 23: Měření na motoru – interpolovaná data

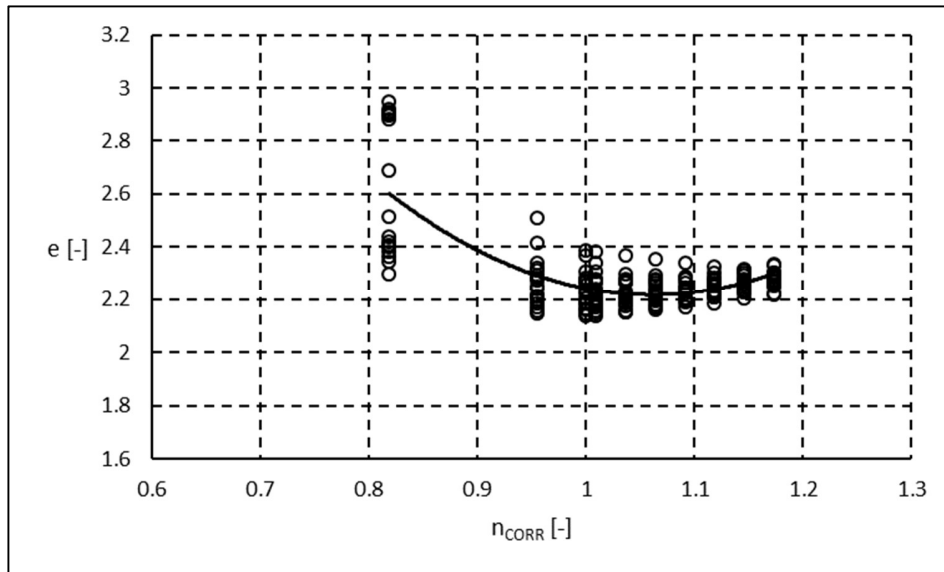
### 5.2.3.2. Nekonvenční hodnocení

Základ nekonvenčního hodnocení byl proveden dle vztahů (21) až (26). Viskozita byla dopočítána dle Sutherlandova zákona dle (28) a (29).



Obr. 81: Měření na motoru – závislost přírůstku celkové teploty a úhlové rychlosti





Obr. 82: Měření na motoru – koeficient  $e$

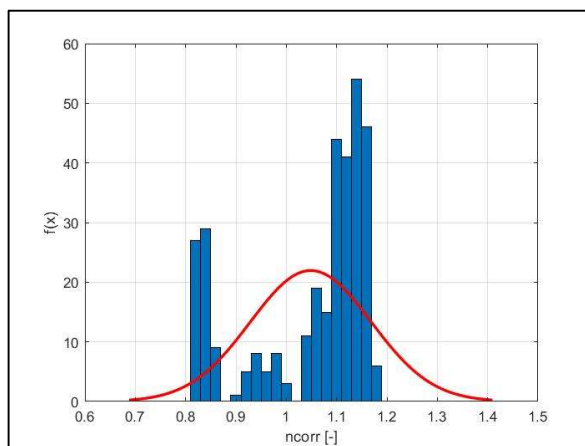
Koeficienty  $e$  pro všechny otáčky jsou uvedeny v Tab. 23:

$\omega_{CORR}$	$e$
[-]	[-]
0,8183	2,6124
0,9547	2,2632
1	2,2368
1,0093	2,2337
1,0366	2,2292
1,0638	2,2308
1,0911	2,2378
1,1184	2,2492
1,1457	2,2638
1,1729	2,2807

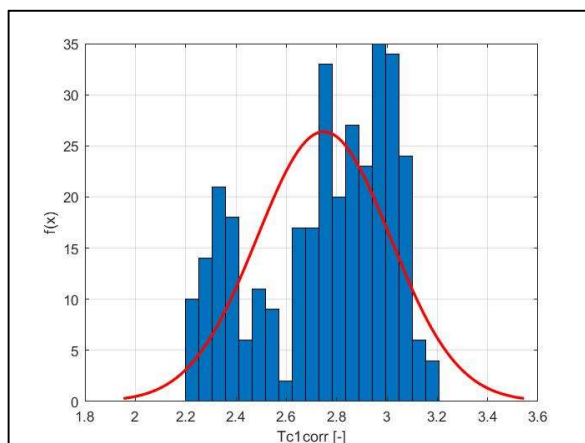
Tab. 24: Měření na motoru – koeficient  $e$  při rozdílných otáčkách

### 5.2.4. Analýza chyb z měření na motoru

Podobně jako v kap. 5.1 bylo po provedení měření na motoru uskutečněna analýza chyb během měření. V souladu s [69], [70] a [71] byly pro měřené veličiny vykresleny křivky Gaussova rozložení (viz Obr. 83 až Obr. 85). Pro vyloučení hrubé chyby během měření byly spočteny 3 směrodatné odchylky od střední hodnoty, uvedené v Tab. 25.



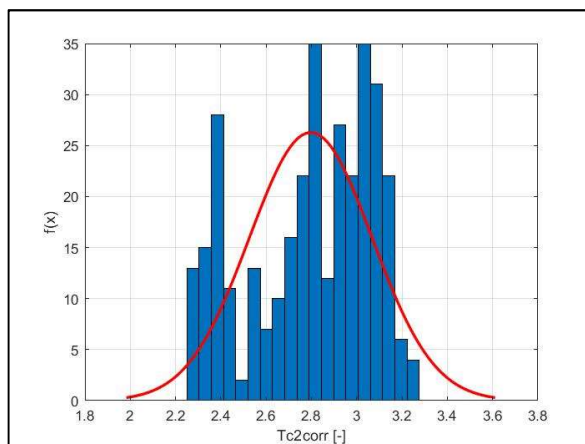
Obr. 83: Gaussovo rozložení -  $n_{CORR}$



Obr. 84: Gaussovo rozložení -  $T_{C1CORR}$

	$n_{CORR}$	$T_{C1CORR}$	$T_{C2CORR}$
	[-]	[-]	[-]
Střední hodnota	1.096	2.7896	2.8345
3 směrodatné odchylky	0.3608	0.7956	0.8139

Tab. 25: Střední hodnoty a 3 směrodatné odchylky – měření na motoru



Obr. 85: Gaussovo rozložení –  $T_{C2CORR}$

Z výše uvedené analýzy je možné hrubou chybu během měření na motoru vyloučit, protože se žádná z naměřených veličin nepohybuje mimo interval 3 směrodatných odchylek.

Jelikož se jedná o přesné měření motoru na dynamometru, byla celková teplota měřena plášťovým termočlánkem typu K, který má uvedenou nejistotu  $\pm 2,2$  K ([72]). Nejistota termočlánku je pro účely této práce přijatelná a plně odpovídá standardům, které se na dynamometrickém měření vyskytují.

Na základě změřených dat byly dle [69] vypočítány průměrné relativní odchylky pro jednotlivé parametry uvedené v Tab. 26. Měření na motoru je možné považovat za dostatečně přesné a naměřená data používat.

	$n_{CORR}$	$T_{C1CORR}$	$T_{C2CORR}$
	[-]	[-]	[-]
Relativní odchylka	0,0186	0,0489	0,0498

Tab. 26: Relativní odchylka – měření na motoru

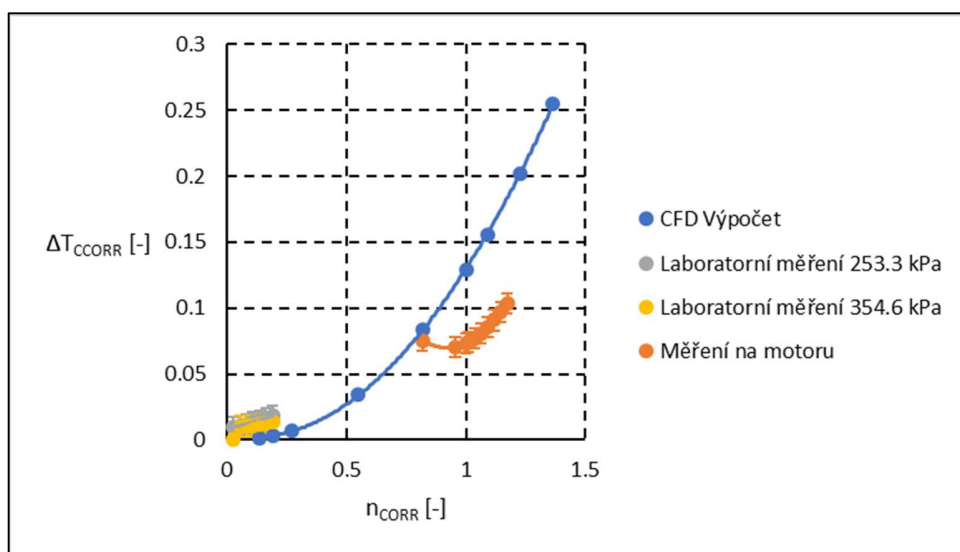
### 5.2.5. Závěry z měření na motoru

Měření na reálném motoru mělo za cíl ověřit přírůstek celkové teploty při vyšších otáčkách hřídele, než jakých bylo možné dosáhnout v laboratorních podmínkách (kap. 5.1), čehož bylo dosaženo. Pro uskutečnění měření byl zvolen turbobrtulový motor GE Catalyst, který byl zkoušen na dynamometrické zkušebně CAAT. Pro další vyhodnocování výsledků se budou používat interpolovaná data. Z výsledků je patrné, že přírůstek celkové teploty při maximálních poměrových otáčkách  $n_{CORR}=1,1729$  je  $\Delta T_{CCORR}=0,5889$ . Počítaný koeficient  $e$  pro nekonvenční vyhodnocení je  $e=2,2807$ .

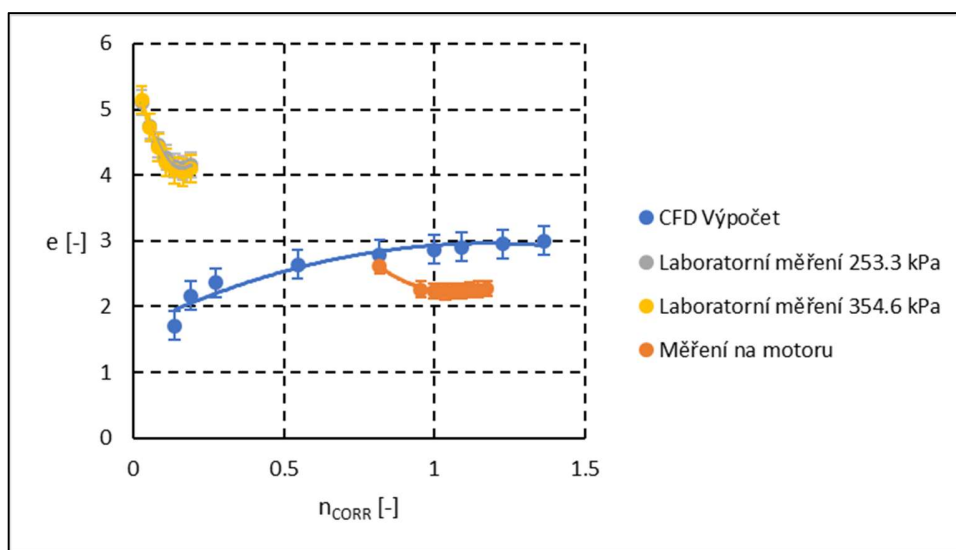
Výsledky byly publikovány v [87] a [91].

### 5.3. Porovnání měření s CFD výpočtem a z toho plynoucí závěry

Díky výše popsaným měřením bylo možné výpočty na rozdílných otáčkách hřídele (kap. 4.6) porovnat s odpovídajícím měřením. Cílem této kapitoly je porovnat výpočet přírůstku celkové teploty a počítaného koeficientu při průchodu labyrintovou ucpávkou s měřením. Nejdříve jsou vynesena data z CFD výpočtu, odpovídající Tab. 9 a Tab. 11. Potom jsou vyneseny výsledky z laboratorního měření uvedené v Tab. 19 a Tab. 20 rozdělené dle dvou vstupních tlaků. Nakonec jsou uvedeny přírůstky celkové teploty naměřené na reálném motoru uvedené v Tab. 23 a Tab. 24. Přírůstky celkové teploty jsou na Obr. 86 a počítaný koeficient Obr. 87. Podrobné interpolované hodnoty na konstantní otáčky  $n_{CORR}$  jsou uvedeny v Tab. 27. Na grafech jsou přidány směrodatné odchylky, které jsou uvedeny v Tab. 28.



Obr. 86: Porovnání přírůstků celkové teploty



Obr. 87: Porovnání počítaného koeficientu

CFD			Laboratorní zařízení 253,3kPa			Laboratorní zařízení 354,6kPa			Měření na motoru		
$n_{CORR}$	$\Delta T_{CCORR}$	$e$	$n_{CORR}$	$\Delta T_{CCORR}$	$e$	$n_{CORR}$	$\Delta T_{CCORR}$	$e$	$n_{CORR}$	$\Delta T_{CCORR}$	$e$
[-]	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]
0,1364	0,0012	1,7123	0,0273	0,0097	5,1134	0,0273	0,0103	5,14	0,8183	0,0753	2,612
0,1909	0,0033	2,1664	0,0546	0,0107	4,7489	0,0546	0,0103	4,734	0,9547	0,0705	2,2632
0,2728	0,0073	2,3664	0,0818	0,012	4,466	0,0818	0,0108	4,4197	1	0,0732	2,2368
0,5456	0,0342	2,6436	0,1091	0,0133	4,2651	0,1091	0,0115	4,199	1,0093	0,0741	2,234
0,8183	0,0832	2,7936	0,1364	0,0149	4,1459	0,1364	0,0126	4,0705	1,0366	0,0771	2,229
1	0,1288	2,8711	0,1637	0,0165	4,109	0,1637	0,014	4,035	1,0638	0,0808	2,231
1,0911	0,1559	2,906	0,1909	0,0184	4,153	0,1909	0,0157	4,0923	1,0911	0,0854	2,2378
1,2275	0,2023	2,955							1,1184	0,0908	2,249
1,3639	0,2547	3,0009							1,1457	0,0969	2,2638
									1,1729	0,1038	2,281

Tab. 27: Přírůstky celkové teploty a počítaného koeficientu

	$\sigma$	
	$\Delta T_{CCORR}$ [-]	$e$ [-]
Laboratorní zařízení 253,3 kPa	0,0031	0,3781
Laboratorní zařízení 354,6 kPa	0,0021	0,4154
Měření na motoru	0,0112	0,1167

Tab. 28: Směrodatné odchylky

Naměřená a vypočtená data byla prokládána polynomickými křivkami 2. stupně. Konstanty křivek jsou uvedeny v Tab. 29:

	A	B	C
CFD	0,1581557	0,0322067	0,0036204
Laboratorní zařízení 253,3 kPa	0,1024702	0,0306662	0,0087666
Laboratorní zařízení 354,6 kPa	-0,6179733	0,1973273	0,002418
Měření na motoru	0,5310655	0,9770774	0,5192585

Tab. 29: Konstanty polynomických křivek

Pro srovnání byly zvoleny 3 otáčkové kontrolní body, na kterých se dopočítá (v některých případech se hodnoty **interpolují** a v některých **extrapolují**) teplotní přírůstek a počítaný koeficient – hodnoty jsou uvedeny v Tab. 30.

	$n_{CORR}$	$\Delta T_{CCORR}$	$e$
	[-]	[-]	[-]
CFD	0,1364	0,0022	1,9527
	0,8183	0,0832	2,8409
	1,0911	0,1568	2,9548
Laboratorní zařízení 253,3 kPa	0,1364	0,0149	4,1459
	0,8183	0,1025	27,7473
	1,0911	0,1642	51,5007
Laboratorní zařízení 354,6 kPa	0,1364	0,0126	4,0705
	0,8183	0,1476	31,0234
	1,0911	0,2599	58,0447
Měření na motoru	0,1364	0,3959	7,8111
	0,8183	0,0753	2,6034
	1,0911	0,0854	2,2234

Tab. 30: Porovnávací kontrolní body

Pro vyhodnocení se budeme zabývat pouze Tab. 30, kde jsou uvedeny porovnatelné (na stejných otáčkách) hodnoty. Je vidět, že ověření celého otáčkového spektra výpočtu, aniž by se hodnoty musely extrapolovat, je poměrně složitý úkol. Jak je vidět z absolutních hodnot, tak extrapolované hodnoty – otáčky  $0,8183$  a  $1,0911$  – z laboratorního zařízení je vhodné nepoužívat, protože ukazují nelogické hodnoty. Stejně tak hodnoty pro otáčky  $0,1364$  z měření na motoru nelze použít. Interpolované hodnoty ale ano. Z trendů přírůstků celkové teploty na Obr. 86 je vidět, že na vysokých (vyšších, než  $n_{CORR}=1$ ) otáčkách má výpočtová křivka obdobný sklon, jako křivka, naměřená na motoru. Stejně by se dalo konstatovat s hodnotami naměřenými v laboratoři při nízkých (menších, než  $n_{CORR}=0,2$ ) otáčkách. Jedna (navzdory v průmyslové praxi ([78]) hojně používané pravidlo dvou směrodatných odchylek) směrodatná odchylka  $\sigma$  je u obou měření plně akceptovatelná. Z trendů počítaného koeficientu na Obr. 87 je vidět, že při vysokých otáčkách (vyšších, než než  $n_{CORR}=1$ ) má naměřená křivka podobný sklon, jako křivka plynoucí z CFD. Na nízkých (menších, než než  $n_{CORR}=0,2$ ) otáčkách je sklon křivky z měření na laboratorním zařízení obrácený. Je to dáno především tím, že proudění je laminární (viz Obr. 49). Pro použití na letadlovém turbínovém motoru je tento trend zanedbatelný, protože během provozu motoru jsou otáčky vyšší, než  $n_{CORR}=1$ .

Díky naměřeným hodnotám může být konstatováno, že CFD výpočet lze použít jak při nízkých otáčkách labyrintových ucpávek, tak při vysokých. Výsledky výpočtu uvedené v předešlých kapitolách, převážně pak přírůstek celkové teploty na jednotlivých břitech  $\Delta T_{CCORR}$  a počítaný koeficient  $e$ , lze považovat za reálně použitelné. Je ovšem důležité zohlednit skutečnost, že výpočet je nastaven jako nevratný adiabatický děj tzn. že nedochází k přestupům tepla do okolí (např. do statorového protikusu apod.). Obě výše uvedená měření (tedy na laboratorním zařízení kap. 5.1 a na skutečném motoru kap. 5.2) ale nelze považovat za plně adiabatická.

## 6. Návrh inovativního přístupu k labyrintovým ucpávkám

Ze závěrů z CFD výpočtů (kap. 4.10) potvrzených měřenými daty (kap. 5.3) plyne, že dominantní vliv na parametry ucpávky má radiální vůle  $RC_{CORR}$ . Je tedy důležité zaměřit se na radiální vůli. Pro zmenšení hmotnostního průtoku labyrintovou ucpávkou je teoreticky vhodné mít tuto vůli co nejmenší. Z praktického hlediska je ale nemožné, aby byla nulová. V průmyslové praxi se hojně používá obrusitelných nástřiků na statorovém protikusu (viz [19], [20], [21] a [22]). Jak je již popsáno v kap. 2.1, tak s obrusitelnou výstelkou se během provozu stroje vůle částečně zvětšuje. Je také náročné, jak z hlediska technického, tak finančního a časového, vyvinout vhodný materiál pro obrusitelný nástřik. Jak ale vyplynulo z předcházejících kapitol, tak se teplota po délce ucpávky s rozdílným počtem břitů mění, což dále komplikuje vývoj vhodného obrusitelného materiálu, který se s rostoucími provozními teplotami prodražuje. Stejná situace nastává při rozdílných otáčkách hřídele tzn. že např. při předstartovním volnoběhu motoru bude mít radiální vůli jinou než při vzletovém režimu, kdy je motor a všechny jeho části zatěžován nejvíce. Praktické možnosti, jak dosáhnout snížení radiální vůle s ohledem na zvyšující se teplotu v ucpávce a otáčky mohou být dvě:

1. Použití akčního členu (dále aktuátoru) [79], který by radiální vůli kontinuálně měnil v součinnosti s aktuálním režimem motoru
2. Změna radiální vůle pomocí vnějšího zařízení na bázi irisové clony [80] a [81] (dále závěrka)

Použití samotného elektrického aktuátoru je vhodné pro větší a více mechanicky zatíženější motory, kde nehrozí mechanické poškození aktuátoru. Částečná nevýhoda ale spočívá v jeho relativně velké hmotnosti, což je u zařízení použitého v letectví nežádoucí. Pokud by se ale dosáhlo požadované snížení radiální vůle a tím pádem zvýšení výkonu motoru, je to určitě akceptovatelné.

Použití závěrky pro regulaci radiální vůle je vhodné jak pro větší, tak pro menší motory. Co se týče hmotnosti, tak se jedná o zařízení lehké, což ji jednoznačně preferuje.

Použití zařízení, které by kombinovalo obě předchozí metody se jeví jako nejvhodnější. V místě nerotujícího protikusu – statoru – by byla umístěna závěrka, která by regulovala radiální vůli. Otáčením závěrky by byl pověřen aktuátor jako akční člen, který by na základě termočlánků umístěných na vstupu  $T1$  a výstupu  $T2$  do/z labyrintové ucpávky (termočlánky musí být uloženy tak, aby měřily celkovou teplotu plynu, nikoliv teplotu statoru) vhodně otáčel závěrkou a ta řídila (tzn. měnila podle aktuálního režimu motoru) radiální vůli. Viz schéma na Obr. 88. Do akčního členu by pochopitelně bylo nutné nahrát otáčkové charakteristiky pro jednotlivé režimy motoru, které byly získány z CFD výpočtů (viz kap. 4.6.2).

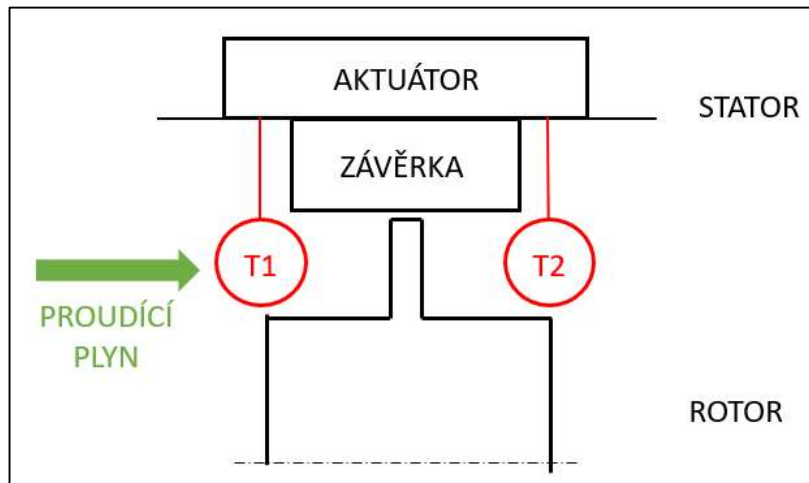
Konstrukčně by bylo možné toto zařízení aplikovat jak na přímém labyrintu, tak stupňovitém labyrintu. Nesmí ale hrozit bezprostřední poškození termočlánků, které měří teplotu. Vzhledem k velikostem (zejména délkou) termočlánků by bylo vhodné začít s aplikací na hřídelích, které mají průměr větší než 40 mm. Tento průměr je vhodný opět z důvodu jak poškození, tak umístění termočlánků tzn. např. připájení na stator apod. a vyvedení instrumentace.

V případě, že by celé zařízení během provozu selhalo např. vlivem překročení limitů motoru (tzn. překročení otáček hřídele, násobků přetížení apod.) v důsledku nouzové situace, resp. nesprávného zacházení s motorem, zařízení by se chovalo dle následujících scénářů:

- Selhání termočlánků – radiální vůle by se přenastavila na návrhovou vůli, která odpovídá velikosti bez použití zařízení pro řízení vůle. Bude tak zaručen bezpečný provoz motoru.



- Selhání závěrky nebo aktuátoru – zařízení by muselo být rozměrově navrženo tak, aby v případě selhání těchto dílů, měla radiální vůle takovou velikost, která by krátkodobě umožňovala bezpečný provoz motoru a neohrožovala tak bezpečnost letového provozu.

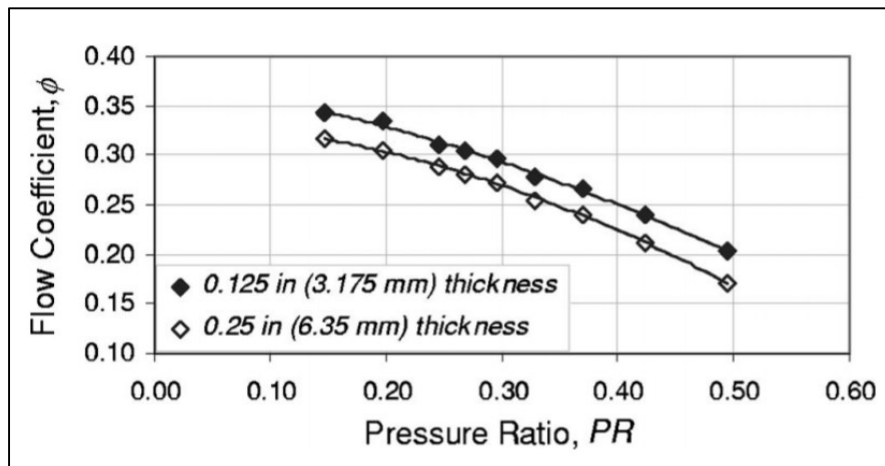


Obr. 88: Inovativní řízení radiální vůle

Díky zařízení pro řízení radiální vůle by bylo možné na jednotlivé labyrintové ucpávce definovat konkrétní úpravu ucpávky pro správný chod motoru – tedy optimalizovat konstrukční řešení ucpávky natolik, aby byla jednak zaručena těsnicí schopnost ucpávky a jednak aby se snížily náklady na její výrobu a provoz. Toho je možné dosáhnout v zásadě dvěma kroky:

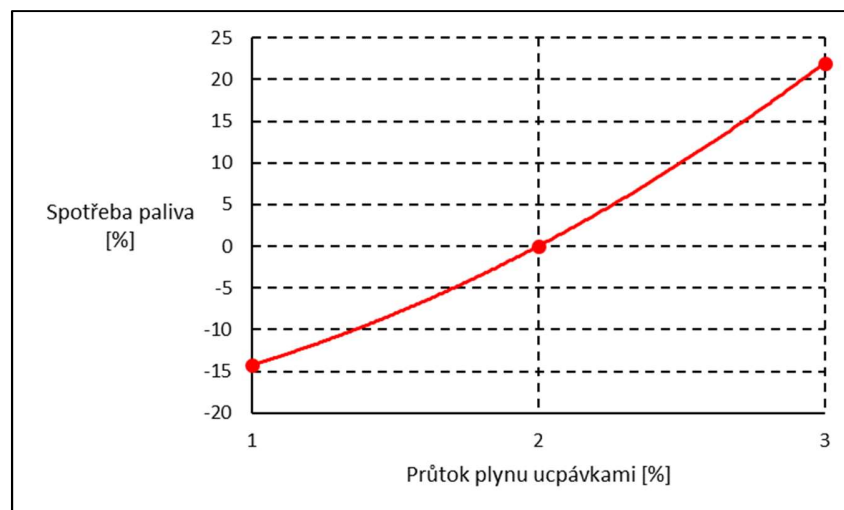
1. Při zaručení lepšího nastavení radiální vůle (což samozřejmě řízení radiální vůle umožňuje) by bylo možné snížit počet břitů např. ze 6 na 5 apod. Toto zjištění má následující důsledky:
  - a. Snížení hmotnosti ucpávky. Jak již bylo uvedeno v úvodu, parametr hmotnosti je v letectví velice důležitý, i když by se v případě ucpávky mohl jevit jako zanedbatelný. Při zmenšení počtu břitů ucpávky ze 6 na 5 na průměru ucpávky 40 mm a délky 100 mm by byla úspora hmotnosti při použití kruhové oceli přibližně 0,9 kg – viz [82]. V případě, že by byla úspora aplikována celkem na 4 ucpávkách, byla by celková úspora hmotnosti 3,6 kg.
  - b. Zmenšení délky ucpávky. Bude-li ucpávka o 6 břitech dlouhá stejně, jako byla během výpočtu (viz kap. 4.1.1), zkrácena na 5 břitů, tak bude úspora délky 50 mm. To už je také zanedbatelný výsledek vzhledem k zástavbovým možnostem draků jednotlivých letounů, na kterých bude motor použit.
  - c. Díky předchozím dvěma krokům bude možné lépe organizovat a nastavit výrobní postupy hřídel s labyrintovými ucpávkami, a tedy by mohlo dojít i ke zlevnění výroby.
2. Možnost lépe řídit radiální vůli za provozu s sebou přináší i příležitost ke změně profilu břitu ucpávky. Jak již bylo řečeno v kap. 4.1.1, pro účely této práce byl zvolen lichoběžníkový profil břitu, který se používá na malých turbovrtulových motorech řady M601. Lichoběžníkový profil byl zvolen kvůli lepším těsnicím vlastnostem ucpávky – viz [15]. V případě, že by bylo možné místo lichoběžníkového profilu použít obdélníkový profil, výrobní proces by se zjednodušil. Nemusely by se např. používat velmi přesné nástroje na obrábění apod. Na ucpávce se 4 břity by se ušetřilo přibližně 5 min obráběcího času. Při aktuálních cenách elektrické energie a použití soustruhu s 30 kW motorem by úspora byla nevýznamná. Významná úspora by byla spíše v unifikaci nástrojů.

Nemuselo by se používat více nástrojů, nýbrž pouze obdélníkové. V případě, že by bylo možné použít pouze jeden nástroj, mohlo by se ušetřit přibližně 300Kč na kus (viz. [83]). Pochopitelně se nejedná jen o změnu profilu jako takového, je samozřejmě možné měnit jednotlivé parametry profilu individuálně tak, aby výsledný břit vykazoval správnou těsnicí schopnost a zároveň čas, který je nutný pro výrobu byl co nejmenší. Na Obr. 89 je vidět rozdíl průtokového koeficientu na tlakovém spádu při dvou různých tloušťkách břitu – viz [24].



Obr. 89: Vliv tvaru břitu [24]

Vliv řízení radiální vůle se pochopitelně projeví i na výkonových parametrech motoru. Pro účely této práce byl sestaven zjednodušený termodynamický model turbovrtulového motoru dle [13]. Při výpočtech termodynamického modelu motoru se standardně používá hodnota 2 % celkového průtoku vzduchu motorem jako průtok ucpávkami ([9] a [13]). Výpočet byl proveden pro ustálený stav konstantního výkonu 400 kW, stlačení kompresoru 7,5 a teplotu ve spalovací komoře 1700 K. Procentuální vliv změny průtoku plynu ucpávkami na spotřebu paliva je vidět na Obr. 90.

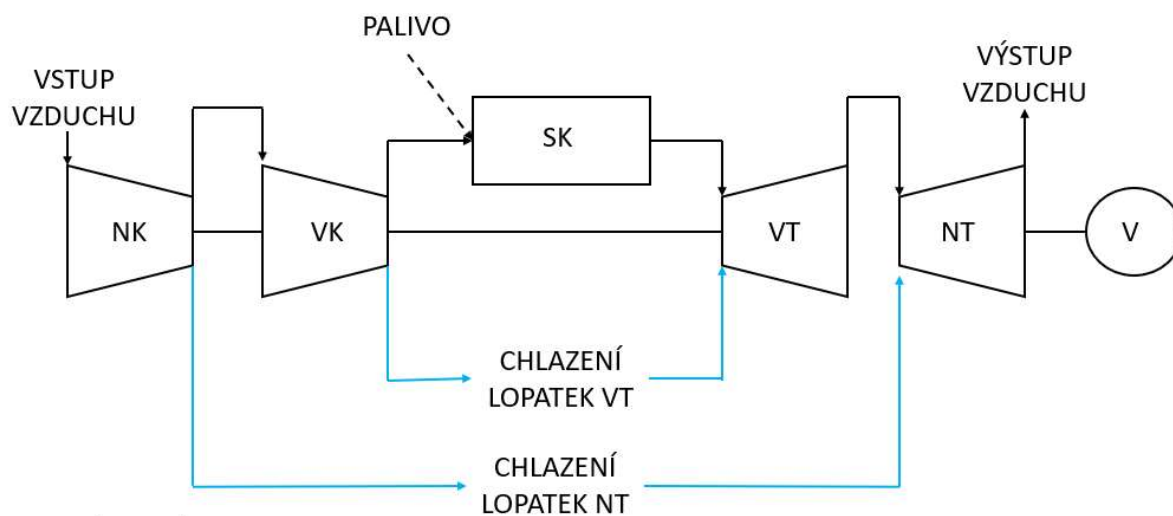


Obr. 90: Vliv řízení radiální vůle na spotřebu paliva

Z grafu je vidět, jak se změní spotřeba paliva motoru při změně průtoku labyrintovými ucpávkami. Jako referenční hodnota pro průtok plynu ucpávkami je brána hodnota 2 %. Je nutné ale zdůraznit, že

křivka na Obr. 90 popisuje celý motor tzn. řízení radiální vůle by muselo být instalováno na všech labyrintových ucpávkách. U malých turbovrtulových motorů (viz [56] a [58]) se počet labyrintových ucpávek na motoru pohybuje v počtu přibližně 12 kusů. V situaci, kdy by bylo instalováno pouze např. na jedné ucpávce, byly by hodnoty řádově nižší, než jak jsou uváděny na Obr. 90. I tak lze ale tvrdit, že použití řízení radiální vůle je výhodné i z pohledu výkonových parametrů motoru jako celku.

Vliv řízení radiální vůle bude mít jistě vliv i na tvorbu výpočetního termodynamického modelu motoru, protože v jednotlivých sekcích (tj. kompresoru, spalovací komory a turbíny), kde se počítá s hmotnostním průtokem, se bude průtok měnit. Určitě bude vhodné vypočtené otáčkové charakteristiky (viz kap. 4.6.2) nahrát do termodynamického modelu a tím pádem zpřesnit jeho výpočet. Do této kategorie pochopitelně patří nejen průtok v jednotlivých sekcích, nýbrž i průtok chladicího vzduchu určeného např. k chlazení turbínových lopatek. Pro řízení chladicího vzduchu by tak bylo možné použít systém řízení radiální vůle v ucpávce. Bylo by možné regulovat hmotnostní průtok chladicího vzduchu chlazenou lopatkou. Schéma hmotnostního průtoku chladicího vzduchu dvouhřídelového turbovrtulového motoru je na Obr. 91. Ze schématu je vidět odebrání chladicího vzduchu z nízkotlakého kompresoru do nízkotlaké turbíny a z vysokotlakého kompresoru do vysokotlaké turbíny. Po zlepšení průtoku chladicího vzduchu bude pochopitelně možné lépe jednat chladit lopatky a jednak při větším než požadovaném odběru tomuto zabránit.



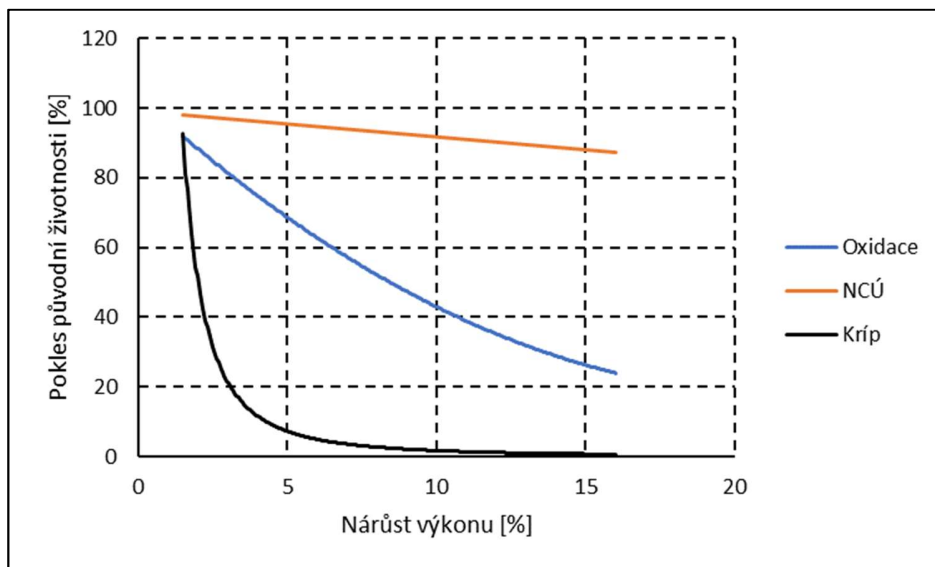
NK – Nízkotlaký kompresor  
 VK – Vysokotlaký kompresor  
 SK – Spalovací komora  
 VT – Vysokotlaká turbína  
 NT – Nízkotlaká turbína  
 V – Vrtule

Obr. 91: Schéma chladičího vzduchu u dvouhřídelového turbovrtulového motoru

Řízení radiální vůle za provozu motoru by mohlo mít i pozitivní vliv na sledování stavu motoru během jednotlivých letů. Naměřená data (tzn. teploty v ucpávkách a otáčky) by se sbírala v centrální datové sběrnici. Hodnoty naměřených teplot, resp. tepelné spády, které by byly klíčovým parametrem pro řízení radiální vůle, by bylo možné využít pro sledování stavu motoru. V okamžiku naměření nenávrhových (resp. nelogických) hodnot (tzn. hodnot celkové teploty, které se nenacházejí ve vypočteném intervalu)

celkové teploty na jednotlivé ucpávce by bylo možné vysledovat potenciální problémy. Např. při umístění ucpávky s řízením radiální vůle v turbínové sekci by bylo možné identifikovat problém ve spalovací komoře (např. tvorba usazenin uhlíku apod.), případně na turbíně samotné. Při použití ucpávky s řízením vůle v kompresoru by bylo možné vysledovat potenciální problém s kompresorovými lopatkami – např. poškození lopatek prvních stupňů kompresoru při vzletu a přistání na nebezpečných vzletových a přistávacích drahách. Poškození by mohlo být způsobeno i průletem letounu hejnem ptáků, kteří by opět mohli poškodit první stupeň.

Nenávrhové změny jednotlivých teplot během provozu by mohly také napovídat výskytu degradace lopatek vlivem krípu, oxidace a případně i nízko cyklové únavy (NCÚ). Na Obr. 92- viz [84] - je vidět trend přírůstku výkonu motoru (osa X) vzhledem k původní životnosti motoru (osa Y). Degradace motoru během provozu je možné dohledat i v [85], kde je vidět pokles výkonu motoru a účinnosti kompresoru během provozu. Výskyt některého z výše uvedeného jevu může mít vážné důsledky na provoz motoru a jeho bezpečnost. Je proto důležité sledovat trendy teplot během provozu, díky kterým by bylo možné odhadovat nežádoucí situace.



Obr. 92: Pokles výkonu motoru a životnosti při výskytu jednotlivých poruch [84]

Závěry byly prezentovány v [92] a publikovány v [96].

## 7. Důsledky pro vědu a praxi

### 7.1. Důsledky pro vědu

V předchozích kapitolách byl ukázán přístup k výpočtu labyrintových ucpávek a k jejich měření. Z hlediska navazujícího výzkumu by bylo vhodné vytvořit:

- Zvětšit výpočtovou matici o další hodnoty radiální vůle. Získá se tak daleko větší přehled o tom, jak se jednotlivé termodynamické parametry vyvíjejí. V otáčkových charakteristikách se tak získají další křivky, nikoliv pouze s jednou konstantní radiální vůlí. Dále pak provést ty samé výpočty pro jinou kombinaci profilů ucpávek, ne pouze profil použitý v této práci. V otáčkových charakteristikách se tak docílí dalšího zpřesnění.
- Pro ověření takto zvětšené výpočtové matice je určitě vhodné sestrojít speciálně k tomuto účelu vybavené měřicí zařízení, kde by bylo možné měřit ucpávky.
- Oba dva výše zmíněné podněty by bylo vhodné uskutečnit, tj. vypočítat a změřit také v přechodových režimech, nikoliv pouze v ustálených. Získala by se tak data potřebná pro sestrojení numerického modelu motoru pro přechodové stavy.

### 7.2. Důsledky pro praxi

Výsledky této práce ukazují jednoznačný vliv celkové teploty na labyrintovou ucpávku leteckého turbinového motoru. Závěrů je už v této fázi částečně možné použít v praxi. Díky získání otáčkových charakteristik je možné vhodně volit materiál z jakého jsou labyrintové ucpávky zkonstruovány. Stejně užitečná je tato znalost pro volbu vhodné technologie pro výrobu. To je důležité zejména při vývoji obrusitelných materiálů pro eliminaci radiální vůle, které se začínají na moderních turbinových motorech stále více používat.

Po získání dalších otáčkových charakteristik pro různé radiální vůle budou mít určitě výsledky větší možnosti uplatnění. Díky tomuto bude totiž možné lépe určit teplotní zatížení stroje nejen v místě konkrétní ucpávky s jednou radiální vůlí, nýbrž i v místech, kde jsou použity jiné (např. kvůli chlazení horkých dílů, kde je vhodné mít vůli větší).

Zjištění počítaného koeficientu  $e$  koeficientu je jistě užitečné pro zpreciznění modelu pro výpočet hmotnostního průtoku sekundárními vzduchovými cestami. Tato znalost pomůže zpřesnit termodynamický model celého motoru, což je nepochybně velmi důležitá věc.

## 8. Přínosy práce v konstruktérské praxi

V disertační práci byl ukázán postup numerické simulace proudění v labyrintové ucpávce. Okrajové podmínky výpočtu byly nastaveny pro použití na leteckém turbínovém motoru. V rámci výzkumu labyrintových ucpávek byla spočtena matice pro různé geometrické nastavení ucpávky. Hlavní pozornost při analyzování výsledků byla věnována celkové teplotě, kde byl nalezen rozpor s aktuální teorií, která je v konstruktérské praxi běžná. V teorii, která je založená na výzkumu, který probíhal na parních turbínách, je možné se dočíst, že celková teplota v labyrintové ucpávce je konstantní hodnota. Tento fakt disertační práce vyvrátila pomocí CFD simulací, které byly následně ověřeny měřením. Výpočty ukázaly, že při minimální radiální vůli je možné sledovat přírůstek celkové teploty až  $\sim 70$  K. Takovouto hodnotu už není možné zanedbat a je nutné jí věnovat větší pozornost např. při výběru, resp. vývoji materiálů, které se v praxi používají. Z výpočtů též vyplynula skutečnost, že dominantní vliv na velikost celkové teploty má radiální vůle. Zároveň, simulace na nekonstantních otáčkách ukázaly přírůstky celkové teploty při rozdílných otáčkách. Bylo tedy možné definovat zařízení, které by přírůstek teploty řídilo v provozu motoru za pomoci kontinuální změny radiální vůle. Zařízení pracuje s akčním členem a irisovou clonou, která mění radiální vůli dle aktuálního provozního režimu, resp. otáček motoru. Do akčního členu jsou nahrány otáčkové charakteristiky uvedené v této práci.

Výpočty také umožnily rozšířit stávající teorii rotujícího disku (viz [67]) na aplikaci v labyrintových ucpávkách. Byl vypočítán nový počítaný koeficient  $e$  pro použití na labyrintových ucpávkách, které se provozují na letadlových turbínových motorech.

## 9. Závěr

Z dostupné literatury bylo zjištěno, že labyrintové ucpávky u turbínových leteckých motorů nejsou detailně popsány, na rozdíl od ucpávek používaných v energetice. Je to dáno hlavně odlišnými podmínkami použití parních turbín a turbínových motorů v letectví. Jedná se hlavně o odlišný způsob používání leteckých motorů, motor je používán při řádově vyšších otáčkách než parní turbína.

Nejdříve byly prezentovány výsledky z CFD výpočtů. Všechny CFD výpočty byly uskutečněny za konstantního tlakového spádu  $\Delta p=360$  kPa, který nejvíce odpovídal leteckému turbínovému motoru. Bylo uskutečněno několik sad výpočtů, kdy nejdříve byly analyzovány labyrintové ucpávky s rozdílným počtem břitů a rozdílnou radiální vůlí při konstantních otáčkách. Závěry z této statě ukázaly, že všechny termodynamické parametry vycházejí dle očekávání až na celkovou teplotu, která v souladu s předtím vypracovanou rešerší, stoupá. Na základě vypočtených dat bylo vyhodnoceno, že dominantní vliv na parametry má radiální vůle. Díky těmto poznatkům byly následně provedeny další výpočty s již konstantní radiální vůlí a konstantním počtem břitů při rozdílných otáčkách hřídele. Výpočty při různých otáčkách hřídele následně ukázaly, že celková teplota se zvyšujícími se otáčkami roste. Díky těmto výpočtům bylo také možné zpětně dopočítat počítaný koeficient  $e$  (viz (26)) dle [67], který by nejlépe reprezentoval okrajové podmínky pro letecký turbínový motor. Na závěr byla uskutečněna analýza umístění labyrintových ucpávek, kdy se zkoumal vliv rotující ucpávky a nerotující ucpávky při rozdílné radiální vůli a otáčkách, ale s konstantním počtem břitů. Výsledky ukázaly, že rozdíl mezi umístěním ucpávek není tak veliký, jak se na začátku předpokládalo, nýbrž dominantní je radiální vůle.

Jako další krok následovalo experimentální ověření vypočtených dat. Z důvodů postihnutí celého spektra otáček byly zvoleny 2 metody a sice měření na laboratorním zařízení, kde se uskutečnilo měření do otáček  $n_{CORR}=0,1909$  ( $n_{CORR}$  jsou počítány dle (18)) po kterém následovalo měření na reálném motoru, kde bylo možné dosáhnout otáček odpovídajících provozním otáčkám skutečného motoru. U měření v laboratoři se měnily otáčky hřídele s konstantním tlakovým spádem. Celkem byly naměřeny dvě sady dat s dvěma tlakovými spády. Měřila se celková teplota na vstupu a výstupu do labyrintové ucpávky. Celkem bylo naměřeno 14 ustálených bodů pro jeden tlakový spád. U měření na skutečném motoru se měnily otáčky hřídele a měřila se celková teplota na vstupu a výstupu z labyrintové ucpávky. Bylo dosaženo otáček  $n_{CORR}=0,81$  až  $1,18$ . Během tohoto testování bylo celkem naměřeno 330 ustálených bodů v uvedených otáčkách. Obě měření byla provedena při konstantní radiální vůli. Měření ukázala nárůst celkové teploty plynu při průchodu labyrintovou ucpávkou. Ověřila se tak data získaná z CFD výpočtů – tedy nárůst celkové teploty a změna výpočtového koeficientu.

Nakonec bylo provedeno porovnání CFD výpočtů a měření. Toto porovnání bylo provedeno na základě interpolace naměřených a vypočtených dat na konstantních otáčkách. Interpolace ukázala, že při otáčkách  $n_{CORR}=1,0911$  je přírůstek celkové teploty  $\Delta T_{CCORR}=0,1568$  ( $\Delta T_{CCORR}$  je počítáno dle (22)) a výpočtový koeficient odpovídající turbulentnímu proudění  $e=2,9548$  - viz Tab. 30.

Jelikož ze závěrů měření ověřených výpočtů vyplynulo, že dominantní vliv má radiální vůle, byl navržen inovativní přístup pro konstrukci labyrintových ucpávek. Jedná se o zařízení, které by za provozu leteckého turbínového motoru reflektovalo nárůst celkové teploty a radiální vůle by měnilo. Jedná se o kombinaci elektrického aktuátoru a zařízení na bázi irisové clony (závěrka). Labyrintová ucpávka by byla osazena dvěma termočlánky, které by ukazovaly teplotní spád. Tato hodnota by se následně přenášela do

aktuátoru, ve kterém by byly nahrány vypočtené charakteristiky. Po přiřazení teplotního spádu konkrétní radiální vůli by závěrka příslušnou vůli nastavila.



## 10. Použitá literatura

- [1] Ščeglajev Av. V., Parní turbíny, Státní nakladatelství technické literatury, 1983
- [2] Bečvář J., Tepelné turbíny, Státní nakladatelství technické literatury, 1968
- [3] Kadrnožka J., Lopatkové stroje, Akademické nakladatelství CERM Brno, 2003, ISBN 80-7204-297-1
- [4] Macek J., Spalovací motory, Nakladatelství ČVUT, 2012, ISBN: 978-80-01-05015-6
- [5] Hanus D., Pohon letadel, Nakladatelství ČVUT, 2008, ISBN 978-80-01-04104-8
- [6] Stocker H. L., Advanced labyrinth seal design performance for high pressure ratio gas turbine, ASME Winter Annual Meeting: GT Papers, 1976, DOI: 10.1115/75-wa/gt-22
- [7] Dejč M. E., Technická dynamika plynů, Nakladatelství technické literatury, 1976
- [8] Bloch H.P., Singh M.P., Steam turbines design, application and re-rating, McGraw-Hill Companies, 2009, ISBN: 978-0-07-164100-5
- [9] Jerie J., Teorie motorů, Ediční středisko ČVUT Praha 1, 1996, ISBN 80-01-01460-6
- [10] Kurzke J., Halliwell I., Propulsion and Power, Springer International Publishing, 2018, ISBN: 978-3-319-75977-7
- [11] Inozemcev N. V., Zujev V. S., Spalovací turbíny pro letadla, Průmyslové vydavatelství, 1952
- [12] Kerrebrock J. L., Aircraft Engines and Gas Turbines, Massachusetts Institute of Technology, 1992
- [13] Růžek J., Kmoč P., Teorie leteckých motorů, Vojenská akademie Antonína Zápotockého, 1970
- [14] Ambrož J., Bém K., Budlovský J., Málek B., Zajíc V., Kmoníček V., Parní turbíny 1 - Teorie a výpočet, Redakce energeticko-strojnické literatury, 1955
- [15] Sultanian B. K., Gas turbine: internal flow systems modeling, New York USA: Cambridge University Press, 2018, ISBN 978-110-7170-094
- [16] Miškovský L., Parní a plynové turbíny 1.díl, Ústav parních motorů a kompresorů, 1937
- [17] Alexiou A., Mathioudakis K., Secondary air system component modeling for engine performance simulations, ASME, 2009, Vol. 131, No. 3, DOI: 10.1115/1.3030878
- [18] Rapisarda A., Desando A., Campagnoli E., Taurino R., Rounded fin edge and step position effects on discharge coefficient in rotating labyrinth seals, ASME, 2016, Vol. 138, No. 1, DOI: 10.1115/1.4031748
- [19] Childs D., Weatherwax M., Theory Versus Experiment for the Rotordynamic Characteristics of a High Pressure Honeycomb Annular Gas Seal at Eccentric Positions, ASME, 2003, Vol. 125, No. 2, pp. 422/429, DOI: 10.1115/1.1504093
- [20] Hasham H. Chougule, A. V. Mirzamoghadam, CFD Leakage Predictions of Labyrinth Seals Having Straight and Inclined Notched Teeth With Staggered Honeycomb Land, ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, 2018, Vol. 5, DOI: 10.1115/gt2018-75455
- [21] Hawkins L., Childs D., Hale K., Experimental Results for Labyrinth Gas Seals With Honeycomb Stators: Comparisons to Smooth-Stator Seals and Theoretical Predictions, Journal of Tribology, 1989, Vol. 111, No. 1, pp. 161-168, DOI: 10.1115/1.3261867
- [22] D. Allcock, P. Ivey, J. Turner, Abradable Stator Gas Turbine Labyrinth Seals: Part 1 Experimental Determination and CFD Modeling of Effective Friction Factors for Honeycomb Materials, ASME, 2012, DOI: 10.2514/6.2002-3936
- [23] Suryanarayanan S., Labyrinth seal leakage equation, Disertační práce Texas A&M University, 2009
- [24] Gamal A.M., Vance J.M., Labyrinth seal leakage tests: tooth profile, tooth thickness, and eccentricity effects, ASME Turbo Expo, 2007, Vol. 4: Turbo Expo 2007, Parts A and B, DOI: 10.1115/gt2007-27223

- [25]Zimmerman H., Kammerer A., Wolff K.H., Performance of Worn Labyrinth Seals, ASME, 1994, DOI: 10.1115/94-GT-131
- [26]Campagnoli E., Desando A., Validation of a CFD Model of a Labyrinth Seal for Low Pressure Turbines Using a Fluid-Thermal Tool Tuned Through Experimental Measurements, 2019, Vol. 18, No. 6, pp. 509-516, DOI: 10.18280/i2m.180601
- [27]Moore J. J., Three-Dimensional CFD Rotordynamics Analysis of Gas Labyrinth Seals, ASME, 2003, Vol. 125, No. 4, pp. 427-433, DOI: 10.1115/1.1615248
- [28]Fürst J., Numerical simulation of flows through Labyrinth seals, Applied Mechanics and Materials, 2015, Vol. 821, pp. 16-22, ISSN: 1662-7482, DOI: 10.4028/www.scientific.net/amm.821.16
- [29]Eser D.,Kazakia J.Y, Air flow in cavities of labyrinth seals, International Journal of Engineering Science, 1995, Vol. 33, No. 15, pp. 2309-2326, DOI: 10.1016/0020-7225(95)00072-6
- [30]Bellaouar A., Kopey B. V., Abdelbaki N., Methods of the rational choice of a labyrinth seal design for gas pumping units, Mechanika, 2013, Vol. 19, No. 1, DOI: 10.5755/j01.mech.19.1.3611
- [31]Tingcheng Wu, Luis San Andrés, Gas labyrinth seals: On the effect of clearance and operating conditions on wall friction factors – A CFD investigation, Tribology International, 2019, Vol. 131, pp. 363-376, DOI: 10.1016/j.triboint.2018.10.046
- [32]Cangioli F., Pennacchi P., Nettis L., Ciuchicchi L., Design and Analysis of CFD Experiments for the Development of Bulk-Flow Model for Staggered Labyrinth Seal, International Journal of Rotating Machinery, 2018, pp. 1-16, DOI: 10.1155/2018/9357249
- [33]Martin H. M., Labyrinth Packings, Engineering, 1908
- [34]Illieva G., Pirovsky C., Labyrinth seals with application to turbomachinery, Materials Science & Engineering Technology, 2019, Vol. 50, No. 5, pp. 479-491, DOI: 10.1002/mawe.201900004
- [35]Alexiou A., Hills N.J., Long C.A., Turner A.B, Wong L.S., Millward J.A., Discharge coefficient for flow through holes normal to a rotating shaft, International Journal of Heat and Fluid Flow, 2000, Vol. 21, No. 6, pp. 701-709, DOI: 10.1016/s0142-727x(00)00068-0
- [36]Guangchao Li, Huiren Z., Huiming F., Discharge Coefficient of 3-in-1 Hole with Various Inclination Angle and Hole Pitch, Chinese Journal of Aeronautics, 2007, Vol. 21, No. 5, pp. 385-392, DOI: 10.1016/s1000-9361(08)60050-3
- [37]Idris A., Pullen K. R., Correlations for the discharge coefficients of rotating orifices based on the incidence angle, Institute of Mechanical Engineers, 2005, Vol. 219, No. 5, pp. 333-352, DOI: 10.1243/095765005x31153
- [38]Hendricks R.C., Griffin T.A., Kline T.R. , Csavina K.R. , Pancholi A., Sood D., Relative Performance Comparison Between Baseline Labyrinth and Dual Brush Compressor Discharge Seals in a T-700 Engine Test, ASME, 1994, Vol. 1, DOI: 10.1115/94-GT-266
- [39]Denecke J., Schramm V., Kim S., Wittig S., Influence of Rub-Grooves on Labyrinth Seal Leakage, ASME, 2003, Vol. 3, DOI: 10.1115/1.1539516
- [40]Zimmermann H.,Wolff K. H., Air System Correlations: Part 1 — Labyrinth Seals, International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition, 1998, Vol. 4, DOI: 10.1115/98-gt-206
- [41]Ramirez M., Childs D., Gary K., Development and Validation of Test Rig for Measurements of Leakage and Rotordynamic Performance of Interlocking Labyrinth Seals, ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, 2018, Vol. 7B, DOI: 10.1115/gt2018-77131
- [42]Tingcheng Wu, Luis San Andrés, Leakage and Dynamic Force Coefficients for Two Labyrinth Gas Seals: Teeth-on-Stator and Interlocking Teeth Configurations. A Computational Fluid Dynamics

- Approach to Their Performance, ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, 2018, Vol. 7B, DOI: 10.1115/gt2018-75205
- [43] Dan Sun, Shuang Wang, Cheng-Wei Fei, Yan-Ting Ai, Ke-Ming Wang, Numerical and Experimental Investigation on the Effect of Swirl Brakes on the Labyrinth Seals, ASME, 2016, Vol. 138, No. 3, DOI: 10.1115/1.4031562
- [44] Xingyun Jia, Hai Zhang, Qun Zheng, Shuangming Fan, Zhitao Tian, Investigation on Rotor-Labyrinth Seal System with Variable Rotating speed, International Journal of Turbo & Jet-Engines, 2019, DOI: 10.1515/tjj-2016-0066
- [45] Saurav, D., Hoong T. T., Mechanical Growth of Labyrinth Seal, Applied Mechanics and Materials, 2013, Vol. 465-466, pp. 578-581, DOI: 10.4028/AMM.465-466.578
- [46] Joachimiak D., Universal Method for Determination of Leakage in Labyrinth Seal, Journal of Applied Fluid Mechanics, 2020, Vol. 13, pp. 935-943, ISSN: 1735-3572 DOI: 10.29252/jafm.13.03.30618
- [47] Joachimiak D., Krzyślak P., Analysis of the Gas Flow in a Labyrinth Seal of Variable Pitch, Journal of Applied Fluid Mechanics, 2019, Vol. 12, ISSN: 1735-3572, DOI: 10.29252/jafm.12.03.29074
- [48] Němec M., Jelínek T., Milčák P., Uher J., Shaft labyrinth seal clearance effect in one and half steam turbine stage with various reactions, AIP Conference Proceedings, 2019, DOI: 10.1063/1.5138627
- [49] Bondarenko G.A., Baga V.N., Bashlak I.A., Flow Simulation in a Labyrinth Seal, Applied Mechanics and Materials, 2019, Vol. 630, pp. 234-239, DOI: 10.4028/amm.630.234
- [50] Vincent Le Roy, Francois Guibault, Thi C. Vu, Validation of a CFD model for hydraulic seals, International Journal of Fluid Machinery and Systems, 2009, Vol. 2, No. 4, pp. 400-408, DOI: 10.5293/ijfms.2009.2.4.400
- [51] Min S.H., Soo In. L., Seong W. M., Tonk S.K., Jae Su K., Donk H.K., Il Young J., Effect of Clearance and Cavity Geometries on Leakage Performance of a Stepped Labyrinth Seal, Processes, 2020, Vol. 8, No. 11, pp. 1496, DOI: 10.3390/pr8111496
- [52] Stoff H., Incompressible flow in a labyrinth seal, Journal of Fluid Mechanics, 1980, Vol. 100, No. 4, pp. 817-829, DOI: 10.1017/S0022112080001437
- [53] Bochon K., Wróblewski W., Szymański A., Majkut M., Stozik M., Marugi K., Experimental and numerical tip leakage flow visualization in the LP turbine labyrinth seal, Research and Development in Power Engineering 2019, 2019, Vol. 137, DOI: 10.1051/e3sconf/201913701008
- [54] Gamal Ahmed J.M., Vance John M., Labyrinth Seal Leakage Tests: Tooth Profile, Tooth Thickness and Eccentricity Effects, ASME, 2008, Vol. 130, No. 1, DOI: 10.1115/1.2771571
- [55] Walter M601, [https://cs.wikipedia.org/wiki/Walter\\_M601](https://cs.wikipedia.org/wiki/Walter_M601)
- [56] Typový certifikát motoru H80, <https://www.easa.europa.eu/sites/default/files/dfu/EASA%20TCDS%20E.070%20issue%208.pdf>
- [57] Motor H80, [https://en.wikipedia.org/wiki/General\\_Electric\\_H80](https://en.wikipedia.org/wiki/General_Electric_H80)
- [58] Typový certifikát motoru PT6-67, [https://www.easa.europa.eu/sites/default/files/dfu/PT6A\\_67%20Series%20Issue%2005\\_20191011.pdf](https://www.easa.europa.eu/sites/default/files/dfu/PT6A_67%20Series%20Issue%2005_20191011.pdf)
- [59] Návod ANSYS, <https://ansyshelp.ansys.com/>
- [60] Adamec J., Kocáb J., Letadlové motory, Corona, ISBN: 978-80-86116-54-9, 2000
- [61] Model turbulence, [https://en.wikipedia.org/wiki/Turbulence\\_modeling](https://en.wikipedia.org/wiki/Turbulence_modeling)
- [62] Dvořák R., Kozel K., Matematické modelování v aerodynamice, Vydavatelství ČVUT v Praze, 1996, ISBN: 80-01-01541-6

- [63]Ryvola Z., The Steam Leakage in the Labyrinth Seal, Diplomová práce ČVUT, 2017
- [64]Tong S. K., Kyu S. Ch., Comparative analysis of the influence of labyrinth seal configuration on leakage behavior, *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2009, Vol. 23, No. 10, pp. 2830-2838, DOI: 10.1007/s12206-009-0733-5
- [65]Selvaraji M., Sam P. J., Nirmal N., Optimization of Labyrinth Seal for Screw Compressor, *JSME 2007 Thermal Engineering Summer Heat Transfer Conference*, 2007, Vol. 1, pp. 969-975, DOI: 0.1115/ht2007-32275
- [66]Subramanian S., Sekhar A. S., Prasad B. V. S. S. S., Influence of combined radial location and growth on the leakage performance of a rotating labyrinth gas turbine seal, *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2015, Vol. 29, No. 6, pp. 2535-2545, DOI: 10.1007/s12206-015-0545-8
- [67]Schlichting H., Gersten K., *Boundary-Layer Theory*, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2017, ISBN: 978-3-662-52919-5
- [68]Sutherlandův zákon, [https://www.cfd-online.com/Wiki/Sutherland's\\_law](https://www.cfd-online.com/Wiki/Sutherland's_law)
- [69]Rada V., *Ústav technologie, mechanizace a řízení staveb, VÚT Brno*, 2015, Učební text
- [70]Hughes I., Hase T., *Measurements and their Uncertainties: A practical guide to modern error analysis*, Oxford University Press, ISBN: 978-0-19-956632-7, 2010
- [71]Dokument EA 4/02 M: 2013 Vyjádření nejistoty měření při kalibraci, Český institut pro akreditaci o.p.s., 2014
- [72]Childs P. R. N., *Practical temperature measurement*, Oxford: Butterworth-Heinemann, ISBN: 978-0-75-065080-9, 2001
- [73]Záboj J., *Kalibrace snímačů teplot*, Bakalářská práce, Vysoké učení technické v Brně, 2009
- [74]Honner M., *Měření ve fyzikálních technologiích - texty k laboratorním cvičením*, Západočeská univerzita v Plzni, 2003, ISBN: 80-7082-971-0
- [75]Dynamometrická zkušebna, Centrum leteckého a kosmického výzkumu ČVUT v Praze, <https://www.fs.cvut.cz/ustavy/sekce-centrum-leteckeho-a-kosmickeho-vyzkumu/centrum-leteckeho-a-kosmickeho-vyzkumu-12203/centrum-12203/>
- [76]Dynamometr, <https://en.wikipedia.org/wiki/Dynamometer>
- [77]Motor GE Catalyst, [https://en.wikipedia.org/wiki/General\\_Electric\\_Catalyst](https://en.wikipedia.org/wiki/General_Electric_Catalyst)
- [78]Weaver P., Six sigma, <https://projectmanager.com.au/can-you-use-standard-deviation-in-project-management/>
- [79]Aktuátor, <https://en.wikipedia.org/wiki/Actuator>
- [80]Irisova clona, <https://cs.wikipedia.org/wiki/Clona>
- [81]Clay R. S., Solid Iris Diaphragms, *Journal of Scientific Instruments*, 1941, Vol. 18, No. 9, pp. 190-191, DOI: 10.1088/0950-7671/18/9/304
- [82]Kalkulačka hmotnosti, <http://www.kovintrade.cz/prodejni-program/metalurgie/kalkulacka-hmotnosti/#okrogla-jekla>
- [83]Soustružnické nástroje, <https://www.boukal.cz/>
- [84]Soares C., *Gas Turbines: A Handbook of Air, Land and Sea Applications*, Butterworth-Heinemann, ISBN: 978-0-12-410461-7, 2015
- [85]Kurz R., Meher-Homji C., Brun K., *Gas Turbine Degradation*, <https://core.ac.uk/download/pdf/87264032.pdf>

## 11. Publikace autora související s disertační prací

- [86] Čížek M., Chambers of Labyrinth Seals of Turbine Engine, New Trends of Civil Aviation 2018, ISBN: 978-80-554-1530-7, 2018, pp. 54-56
- [87] Čížek M., Vampola T., Labyrinth Seal of Aircraft Turbine Engine Air Flow Calculation at High Viskosity, Acta Mechanica Slovaca, 2019, Vol. 23, No. 4, pp. 6-12, DOI: 10.21496/ams.2020.011
- [88] Čížek M., Pátek Z., On CFD Investigation of Radial Clearance of Labyrinth Seals of a Turbine Engine, Acta Polytechnica, 2020, Vol. 60, No. 1, pp. 38-48, ISSN: 1210-2709, DOI: 10.14311/AP.2020.60.0038
- [89] Čížek M., Výpočet proudění v labyrintové ucpávce leteckého turbinového motoru, Setkání uživatelů ANSYS 2019, ISBN: 978-80-907196-1-3, 2019
- [90] Čížek M., 3D CFD Research of Labyrinth Seal Cavities of Aircraft Turbine Engine, New Trends in Aviation Development 2019, 2019, DOI: 10.1109/ntad.2019.8875611
- [91] Čížek M., Vampola T., Popelka L., Comparison of Labyrinth Seal Calculation and Real Aircraft Turbine Engine Measurement, Topical Problem of Fluid Mechanics 2020, 2020, pp. 19-26, ISSN: 2336-5781, DOI: 10.14311/TPFM.2020.003
- [92] Čížek M., Vampola T., Popelka L., Labyrinth seal total temperature investigation, Topical Problem of Fluid Mechanics 2021, **SCHVÁLENO PRO PUBLIKOVÁNÍ**
- [93] Čížek M., Klír V., Steinbauer P., Vampola T., Labyrinth seal CFD calculation and temperature measurement investigation, Aviation Journal, **ODESLÁNO KE SCHVÁLENÍ**
- [94] Čížek M., Aircraft turbine engine labyrinth seal introduction and CFD calculation, Engineering Mechanics 2020, Vol. 26, pp. 114-117, ISBN: 978-80-214-5896-3, DOI: 10.21495/5896-3-114
- [95] Čížek M., Pátek Z., Vampola T., Aircraft Turbine Engine Labyrinth Seal CFD Sensitive Analysis, Applied Sciences, 2020, Vol. 10, No. 19, pp. 6830, ISSN: 2076-3417, DOI: 10.3390/app10196830
- [96] Čížek M., Pátek Z., Vampola T., Mass Flow and Total Temperature of Labyrinth Seal Research, International Journal of Turbo & Jet-Engines, **ODESLÁNO KE SCHVÁLENÍ**

## 12. Seznam obrázků

Obr. 1: Přímý labyrint [15].....	2
Obr. 2: Stupňovitý labyrint – vzestupný [15].....	3
Obr. 3: Stupňovitý labyrint – sestupný [15] .....	3
Obr. 4: Fannova křivka [9] .....	4
Obr. 5: Křivky součinitele průtoku vzduchu $\varphi_m$ pro různé počty břitů m.....	7
Obr. 6: Labyrintová ucpávka se 4 břity.....	10
Obr. 7: Labyrintová ucpávka s 5 břity .....	10
Obr. 8: Labyrintová ucpávka s 6 břity .....	10
Obr. 9: Výpočetní geometrie .....	12
Obr. 10: Nastavení výpočtu u geometrie se čtyřmi břity .....	13
Obr. 11: Porovnání rozdílů celkové teploty na různých výpočetních sítích .....	15
Obr. 12: Porovnání rozdílů hmotnostního průtoku na různých sítích .....	15
Obr. 13: Porovnání rozdílů hmotnostního průtoku při použití různých modelů turbulence .....	17
Obr. 14: Porovnání rozdílů celkové teploty při použití různých modelů turbulence.....	17
Obr. 15: 4 břity, $p_{SCORR}$ .....	18
Obr. 16: 4 břity, $T_{CCORR}$ .....	18
Obr. 17: 4 břity, $Q_{CORR}$ .....	19
Obr. 18: 4 břity, $\mu$ .....	19
Obr. 19: 4 břity, $h_{CORR}$ .....	19
Obr. 20: 4 břity, $M$ .....	20
Obr. 21: 4 břity, $Re$ .....	20
Obr. 22: 5 břitů, $p_{SCORR}$ .....	21
Obr. 23: 5 břitů, $T_{CCORR}$ .....	21
Obr. 24: 5 břitů, $Q_{CORR}$ .....	21
Obr. 25: 5 břitů, $\mu$ .....	22
Obr. 26: 5 břitů, $\mu$ .....	22
Obr. 27: 5 břitů, $M$ .....	22
Obr. 28: 5 břitů, $Re$ .....	23
Obr. 29: 6 břitů, $p_{SCORR}$ .....	23
Obr. 30: 6 břitů, $T_{CCORR}$ .....	24
Obr. 31: 6 břitů, $Q_{CORR}$ .....	24
Obr. 32: 6 břitů, $\mu$ .....	24
Obr. 33: 6 břitů, $h_{CORR}$ .....	25
Obr. 34: 6 břitů, $M$ .....	25
Obr. 35: 6 břitů, $Re$ .....	25
Obr. 36: Rozdílné otáčky, $p_{SCORR}$ .....	27
Obr. 37: Rozdílné otáčky, $T_{CCORR}$ .....	27
Obr. 38: Rozdílné otáčky, $Q_{CORR}$ .....	28
Obr. 39: Rozdílné otáčky, $\mu$ .....	28
Obr. 40: Rozdílné otáčky, $h_{CORR}$ .....	28
Obr. 41: Rozdílné otáčky, $M$ .....	29
Obr. 42: Rozdílné otáčky, $Re$ .....	29

Obr. 43: Porovnání rozdílů celkové teploty a hmotnostního průtoku v souladu s Tab. 9.....	30
Obr. 44: Celková teplota v závislosti na otáčkách.....	30
Obr. 45: Hmotnostní průtok v závislosti na otáčkách .....	31
Obr. 46: Machovo číslo v závislosti na otáčkách .....	31
Obr. 47: Reynoldsovo číslo v závislosti na otáčkách .....	31
Obr. 48: Závislost přírůstku celkové teploty a úhlové rychlosti.....	35
Obr. 49: Koeficient $e$ .....	35
Obr. 50: Geometrie – bříty na statoru .....	37
Obr. 51: Geometrie – bříty na rotoru.....	37
Obr. 52: Rotující/nerotující ucpávka, $p_{SCORR}$ .....	38
Obr. 53: Rotující/nerotující ucpávka, $T_{CCORR}$ .....	38
Obr. 54: Rotující/nerotující ucpávka, $Q_{CCORR}$ .....	39
Obr. 55: Rotující/nerotující ucpávka, $\mu$ .....	39
Obr. 56: Rotující/nerotující ucpávka, $h_{CCORR}$ .....	39
Obr. 57: Rotující/nerotující ucpávka, $M$ .....	40
Obr. 58: Rotující/nerotující ucpávka, $Re$ .....	40
Obr. 59: Hodnoty reziduí RMS P-Mass, RMS U-Mon, RMS V-Mon a RMS W-Mon .....	41
Obr. 60: Turbulence RMS E-Diss.K a RMS K-TurbKE .....	42
Obr. 61: Přestup tepla RMS H-Energy .....	42
Obr. 62: Místa, kde byla vyhodnocována, kinetická energie, hmotnostní průtok a hybnost: A-Vstup, B-Výstup, P1-1. periodičita a P2-2. periodičita .....	43
Obr. 63: Ucpávka .....	47
Obr. 64: Skříň ucpávky .....	48
Obr. 65: Zapojená sestava – ucpávka je umístěná vpravo a elektromotor vlevo.....	48
Obr. 66: Schéma měření – ucpávka .....	49
Obr. 67: Měření na laboratorním zařízení – statický tlak.....	50
Obr. 68: Měření na laboratorním zařízení – celková teplota .....	50
Obr. 69: Laboratorní zařízení – závislost přírůstku celkové teploty a úhlové rychlosti .....	53
Obr. 70: Laboratorní zařízení – koeficient $e$ .....	53
Obr. 71: Gaussovo rozložení - $n_{CORR}$ .....	54
Obr. 72: Gaussovo rozložení – $p_{S2CORR}$ .....	55
Obr. 73: Gaussovo rozložení – $p_{S3CORR}$ .....	55
Obr. 74: Gaussovo rozložení – $T_{C1CORR}$ .....	55
Obr. 75: Gaussovo rozložení – $T_{C2CORR}$ .....	56
Obr. 76: Gaussovo rozložení – $T_{C3CORR}$ .....	56
Obr. 77: Typy termočlánků [72].....	57
Obr. 78: Turbovrtulový motor GE Catalyst [77].....	59
Obr. 79: Měření na motoru – naměřená data.....	60
Obr. 80: Měření na motoru – interpolovaná data.....	60
Obr. 81: Měření na motoru – závislost přírůstku celkové teploty a úhlové rychlosti.....	61
Obr. 82: Měření na motoru – koeficient $e$ .....	62
Obr. 83: Gaussovo rozložení - $n_{CORR}$ .....	63
Obr. 84: Gaussovo rozložení – $T_{C1CORR}$ .....	63
Obr. 85: Gaussovo rozložení – $T_{C2CORR}$ .....	64

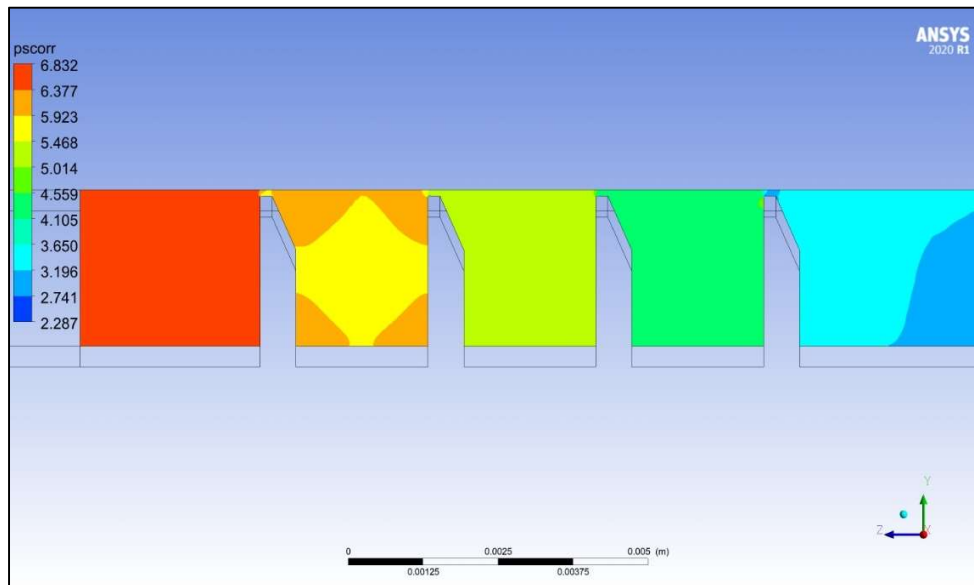
Obr. 86: Porovnání přírůstků celkové teploty .....	65
Obr. 87: Porovnání počítaného koeficientu .....	66
Obr. 88: Inovativní řízení radiální vůle .....	70
Obr. 89: Vliv tvaru břítu [24] .....	71
Obr. 90: Vliv řízení radiální vůle na spotřebu paliva .....	71
Obr. 91: Schéma chladicího vzduchu u dvouhřídelového turbovrtulového motoru .....	72
Obr. 92: Pokles výkonu motoru a životnosti při výskytu jednotlivých poruch [84] .....	73
Obr. 93: Rozložení statického tlaku $p_{SCORR}$ pro $RC_{CORR}=0,04$ , $n_{CORR}=1$ a 4 břítů .....	87
Obr. 94: Rozložení statického tlaku $p_{SCORR}$ pro $RC_{CORR}=0,04$ , $n_{CORR}=1$ a 5 břítů .....	87
Obr. 95: Rozložení statického tlaku $p_{SCORR}$ pro $RC_{CORR}=0,04$ , $n_{CORR}=1$ a 6 břítů .....	88
Obr. 96: Rozložení celkové teploty $T_{CCORR}$ pro $RC_{CORR}=0,04$ , $n_{CORR}=1$ a 4 břítů .....	88
Obr. 97: Rozložení celkové teploty $T_{CCORR}$ pro $RC_{CORR}=0,04$ , $n_{CORR}=1$ a 5 břítů .....	89
Obr. 98: Rozložení celkové teploty $T_{CCORR}$ pro $RC_{CORR}=0,04$ , $n_{CORR}=1$ a 6 břítů .....	89
Obr. 99: Rozložení Machova čísla $M$ pro $RC_{CORR}=0,04$ , $n_{CORR}=1$ a 4 břítů .....	90
Obr. 100: Rozložení Machova čísla $M$ pro $RC_{CORR}=0,04$ , $n_{CORR}=1$ a 5 břítů .....	90
Obr. 101: Rozložení Machova čísla $M$ pro $RC_{CORR}=0,04$ , $n_{CORR}=1$ a 6 břítů .....	91
Obr. 102: Závislost celkové teploty $T_{CCORR}$ , otáček $n_{CORR}$ a počtu břítů .....	92
Obr. 103: Závislost hmotnostního průtoku $Q_{CCORR}$ , otáček $n_{CORR}$ a počtu břítů .....	92
Obr. 104: Závislost Machova čísla $M$ , otáček $n_{CORR}$ a počtu břítů .....	93
Obr. 105: Závislost Reynoldsova čísla $Re$ , otáček $n_{CORR}$ a počtu břítů .....	93
Obr. 106: Měřicí řetězec během měření na laboratorním zařízení .....	94
Obr. 107: Přírůstky celkové teploty ve fyzikálních veličinách během měření na laboratorním zařízení ...	94
Obr. 108: Průběhy Machova čísla při měření na laboratorním zařízení .....	95
Obr. 109: Průběhy vstupní teploty při měření na laboratorním zařízení .....	95
Obr. 110: Fáze A .....	96
Obr. 111: Fáze B .....	96
Obr. 112: Fáze C .....	97
Obr. 113: Fáze D .....	97
Obr. 114: Fáze E .....	98
Obr. 115: Fáze F .....	98
Obr. 116: Fáze G .....	99
Obr. 117: Fáze H .....	99
Obr. 118: Fáze I .....	100
Obr. 119: Fáze J .....	100
Obr. 120: Fáze K .....	101
Obr. 121: Fáze L .....	101
Obr. 122: Fáze M .....	102
Obr. 123: Fáze N .....	102
Obr. 124: Fáze O .....	103
Obr. 125: Fáze P .....	103
Obr. 126: Fáze Q .....	104
Obr. 127: Fáze R .....	104



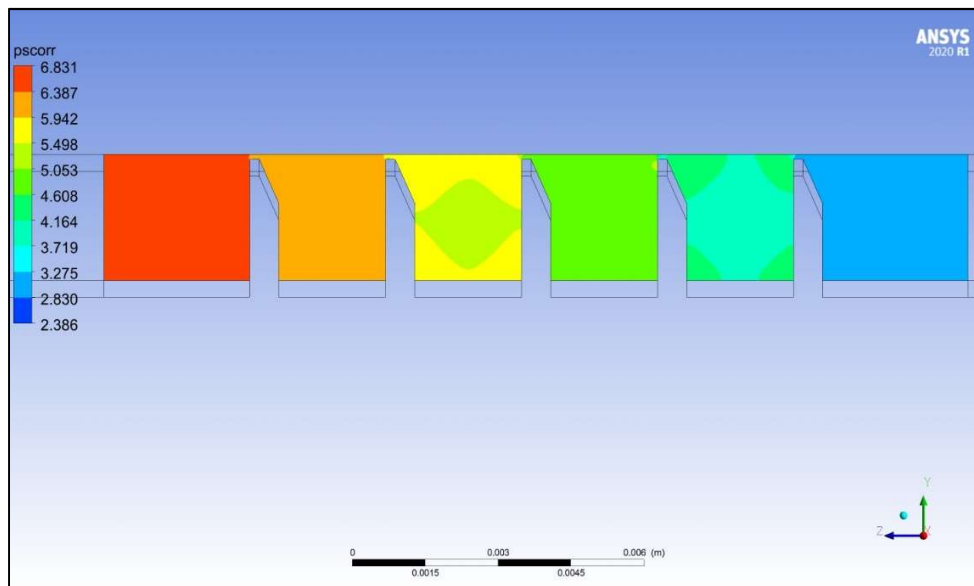
## 13. Seznam tabulek

Tab. 1: Varianty počítaných vůlí $RC_{BEZ}$ .....	9
Tab. 2: Referenční hodnoty .....	11
Tab. 3: Okrajové podmínky .....	13
Tab. 4: Varianty výpočetních sítí.....	14
Tab. 5: Rešerše literatury při hledání vhodného modelu turbulence.....	16
Tab. 6: 4břity, rozdíly průtoku a celkové teploty.....	20
Tab. 7: 5břitů, rozdíly hmotnostního průtoku a celkové teploty.....	23
Tab. 8: 6 břitů, rozdíly hmotnostního průtoku a celkové teploty.....	26
Tab. 9: Rozdílné otáčky, rozdíly hmotnostního průtoku a celkové teploty.....	29
Tab. 10: Rozdílné otáčky hřídele.....	33
Tab. 11: Výpočetní koeficient při rozdílných otáčkách .....	36
Tab. 12: Geometrie – stator/rotor.....	37
Tab. 13: Rotující/nerotující ucpávka, 4 břity .....	41
Tab. 14: Časový krok .....	41
Tab. 15: Hodnoty reziduí .....	42
Tab. 16: Výsledky analýzy správnosti výpočetního modelu .....	44
Tab. 17: Procentuální rozdíly na vstupu (A) a výstupu (B) .....	44
Tab. 18: Měření na laboratorním zařízení – rozdíly statického tlaku a celkové teploty .....	51
Tab. 19: Laboratorní zařízení – konzervativní hodnocení .....	52
Tab. 20: Laboratorní zařízení – koeficient $e$ .....	54
Tab. 21: Střední hodnoty a 3 směrodatné odchylky – měření na laboratorním zařízení.....	56
Tab. 22: Průměrná relativní odchylka – měření na laboratorním zařízení.....	57
Tab. 23: Měření na motoru – interpolovaná data .....	61
Tab. 24: Měření na motoru – koeficient $e$ při rozdílných otáčkách.....	62
Tab. 25: Střední hodnoty a 3 směrodatné odchylky – měření na motoru .....	63
Tab. 26: Relativní odchylka – měření na motoru.....	64
Tab. 27: Přírůstky celkové teploty a počítaného koeficientu .....	66
Tab. 28: Směrodatné odchylky .....	67
Tab. 29: Konstanty polynomických křivek.....	67
Tab. 30: Porovnávací kontrolní body .....	67

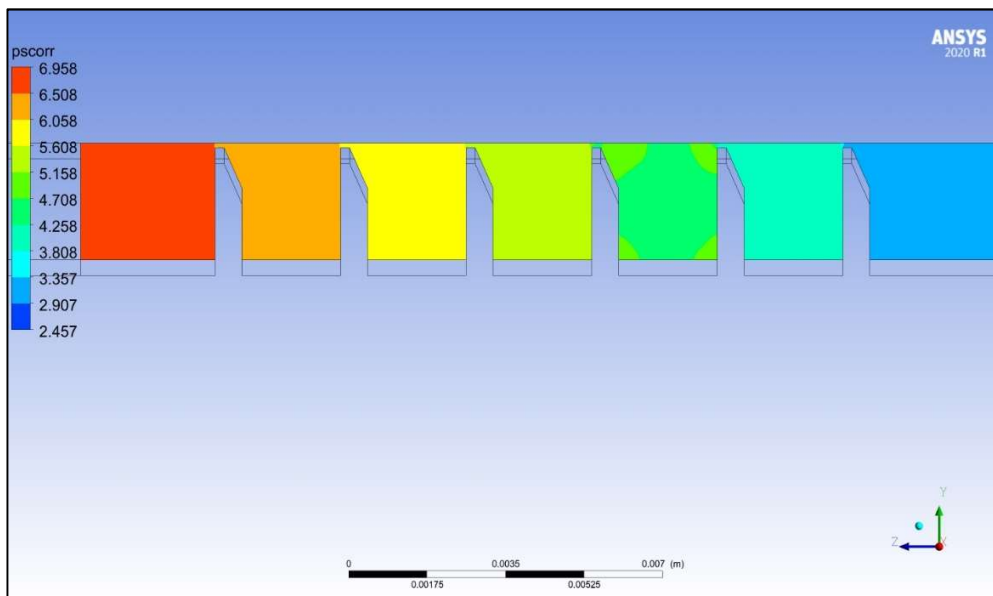
## Příloha 1. Rozložení statického tlaku z CFD



Obr. 93: Rozložení statického tlaku  $p_{SCORR}$  pro  $RC_{CORR}=0,04$ ,  $n_{CORR}=1$  a 4 břity

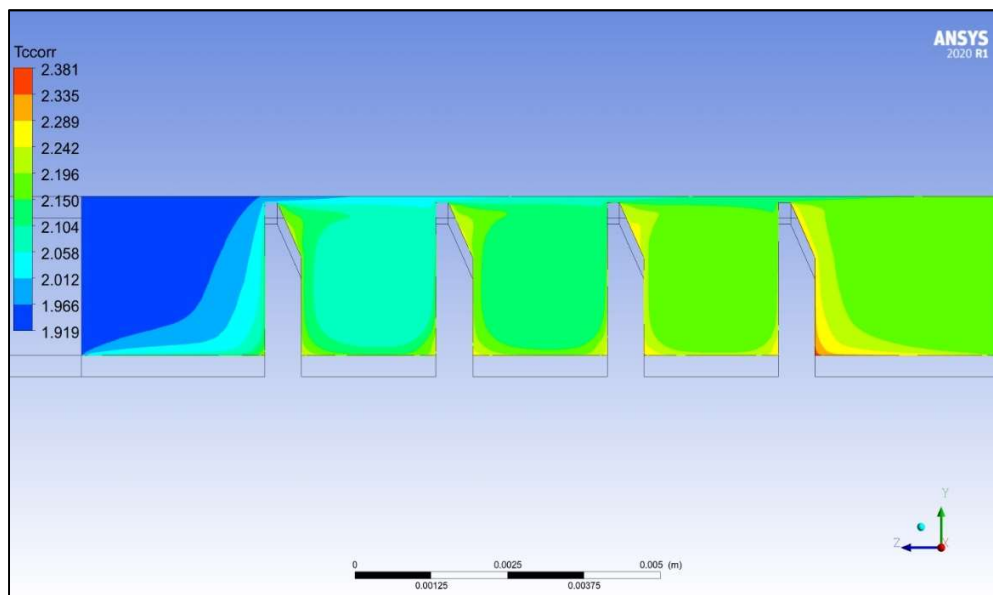


Obr. 94: Rozložení statického tlaku  $p_{SCORR}$  pro  $RC_{CORR}=0,04$ ,  $n_{CORR}=1$  a 5 břítů

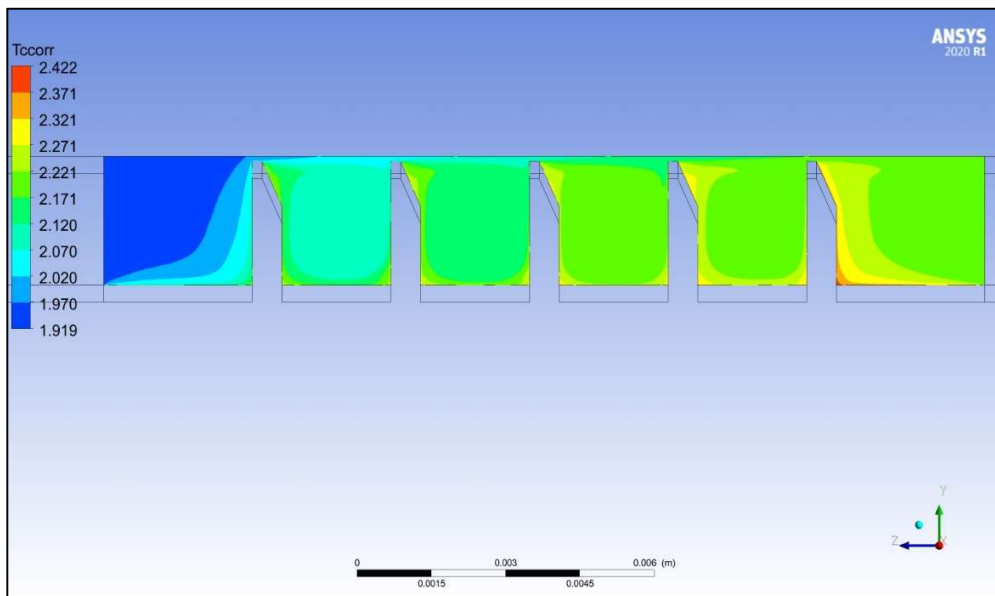


Obr. 95: Rozložení statického tlaku  $p_{SCORR}$  pro  $RC_{CORR}=0,04$ ,  $n_{CORR}=1$  a 6 břítů

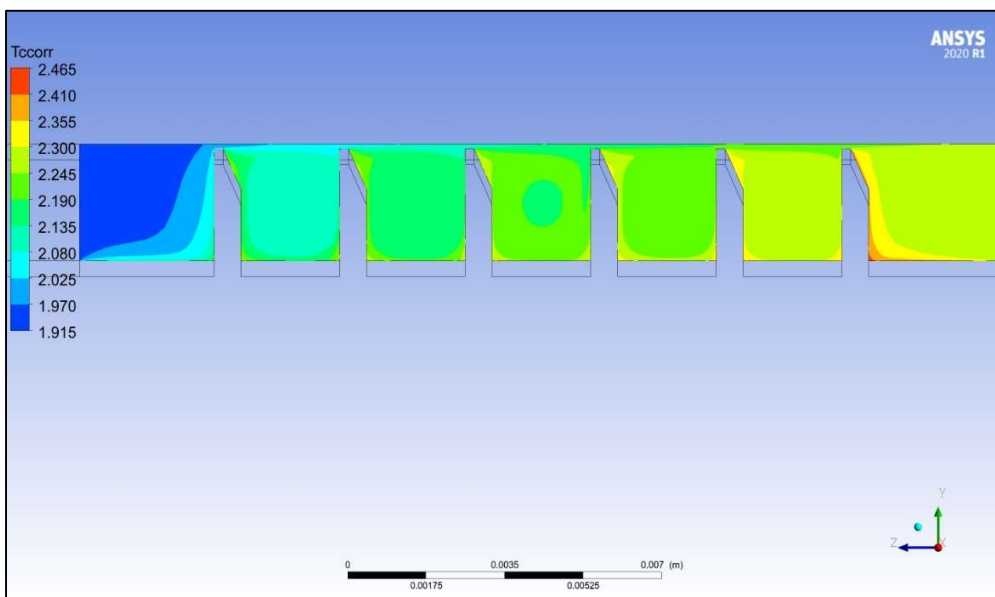
## Příloha 2. Rozložení celkové teploty z CFD



Obr. 96: Rozložení celkové teploty  $T_{CCORR}$  pro  $RC_{CORR}=0,04$ ,  $n_{CORR}=1$  a 4 břítů

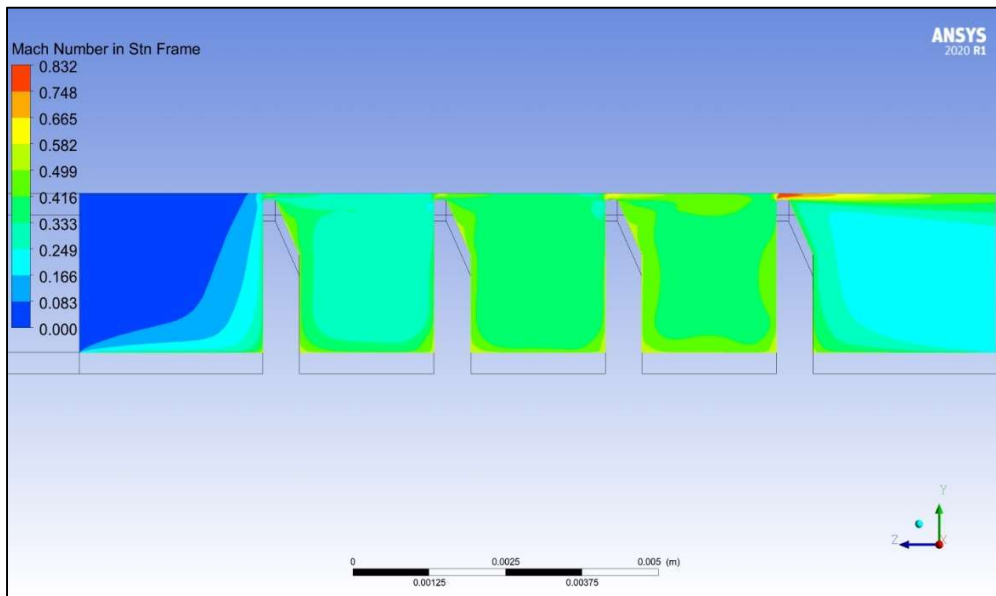


Obr. 97: Rozložení celkové teploty  $T_{CORR}$  pro  $RC_{CORR}=0,04$ ,  $n_{CORR}=1$  a 5 břitů

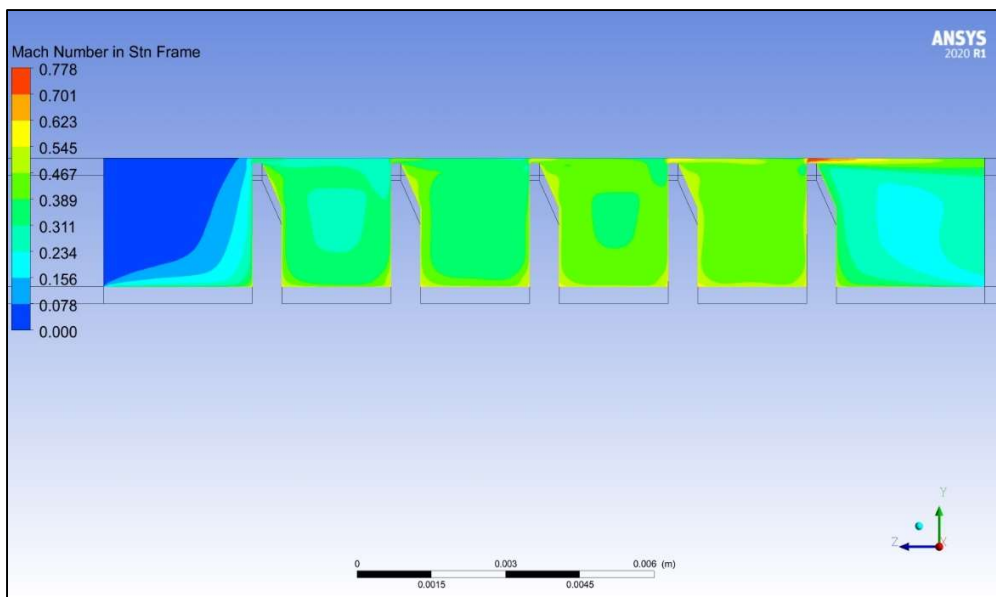


Obr. 98: Rozložení celkové teploty  $T_{CORR}$  pro  $RC_{CORR}=0,04$ ,  $n_{CORR}=1$  a 6 břitů

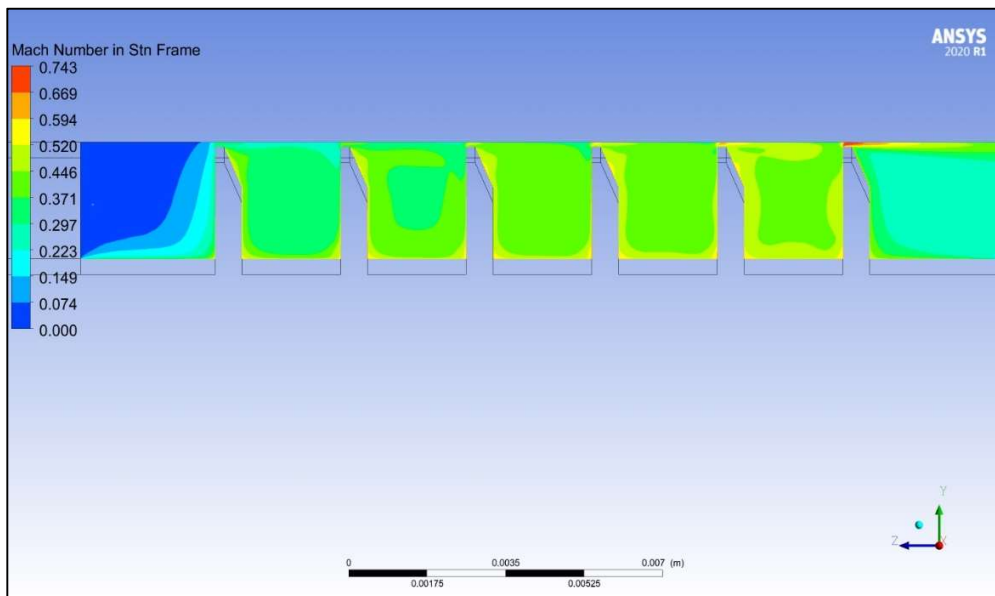
### Příloha 3. Rozložení Machova čísla z CFD



Obr. 99: Rozložení Machova čísla  $M$  pro  $RC_{CORR}=0,04$ ,  $n_{CORR}=1$  a 4 břity

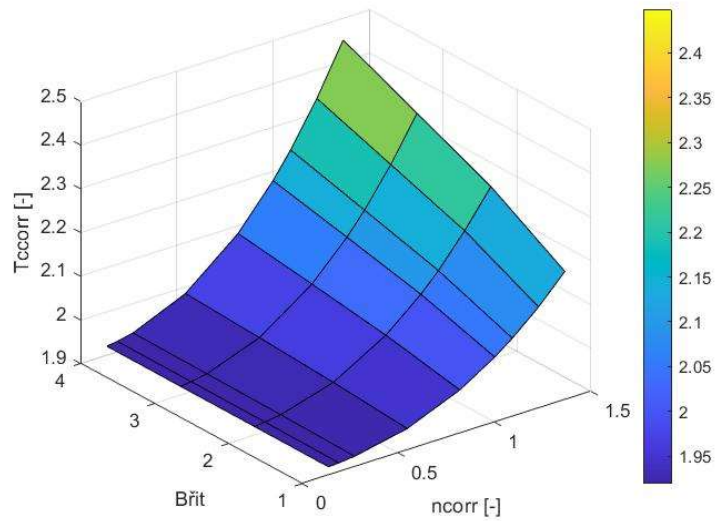


Obr. 100: Rozložení Machova čísla  $M$  pro  $RC_{CORR}=0,04$ ,  $n_{CORR}=1$  a 5 břitů

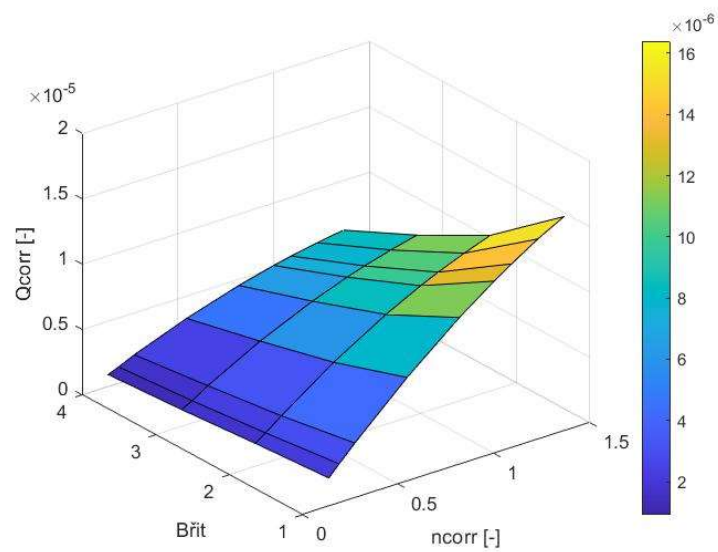


Obr. 101: Rozložení Machova čísla  $M$  pro  $R_{CORR}=0,04$ ,  $n_{CORR}=1$  a 6 břitů

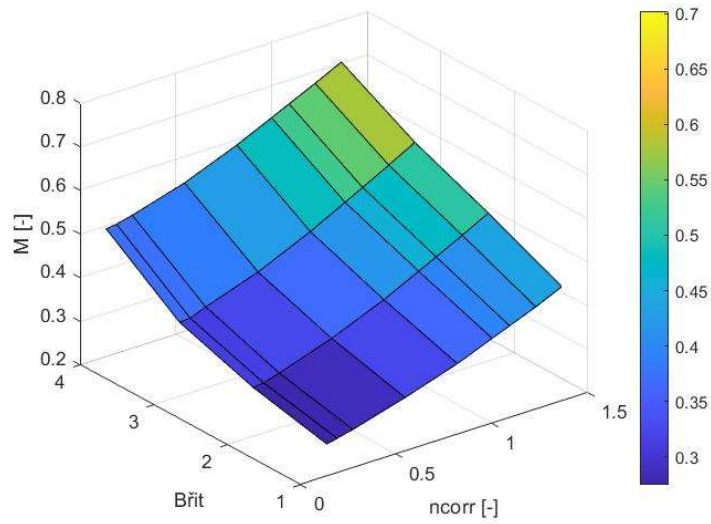
#### Příloha 4. Otáčkové 3D charakteristiky při $RC_{CORR}=0,04$ z CFD



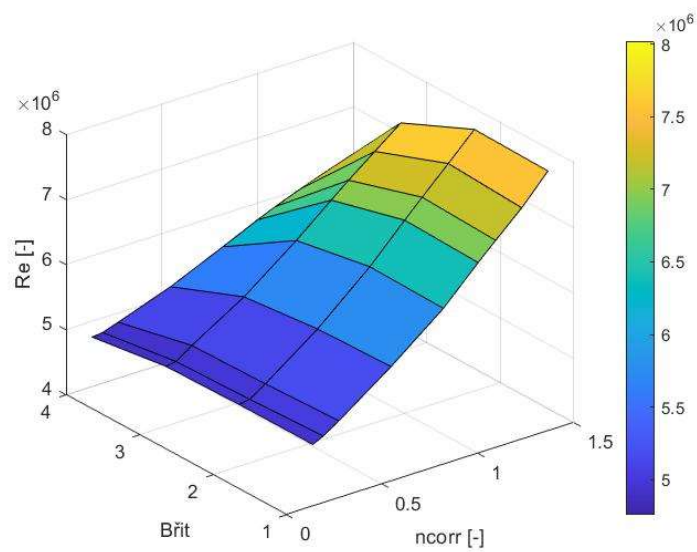
Obr. 102: Závislost celkové teploty  $T_{CCORR}$ , otáček  $n_{CORR}$  a počtu břitů



Obr. 103: Závislost hmotnostního průtoku  $Q_{CCORR}$ , otáček  $n_{CORR}$  a počtu břitů



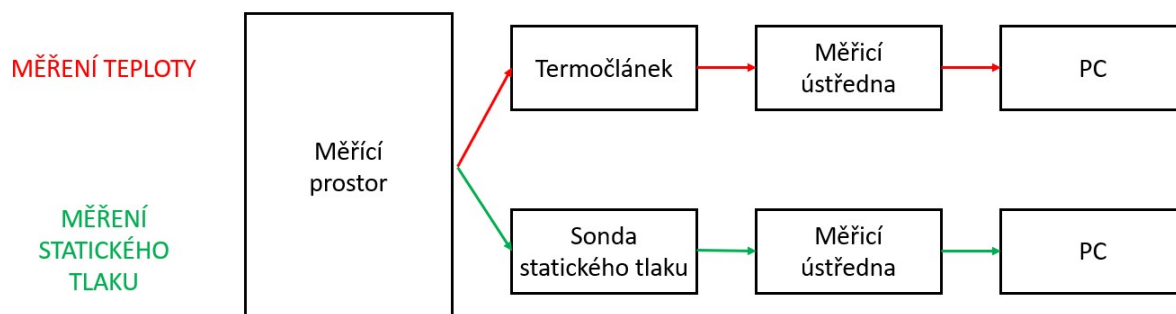
Obr. 104: Závislost Machova čísla  $M$ , otáček  $n_{CORR}$  a počtu břítů



Obr. 105: Závislost Reynoldsova čísla  $Re$ , otáček  $n_{CORR}$  a počtu břítů

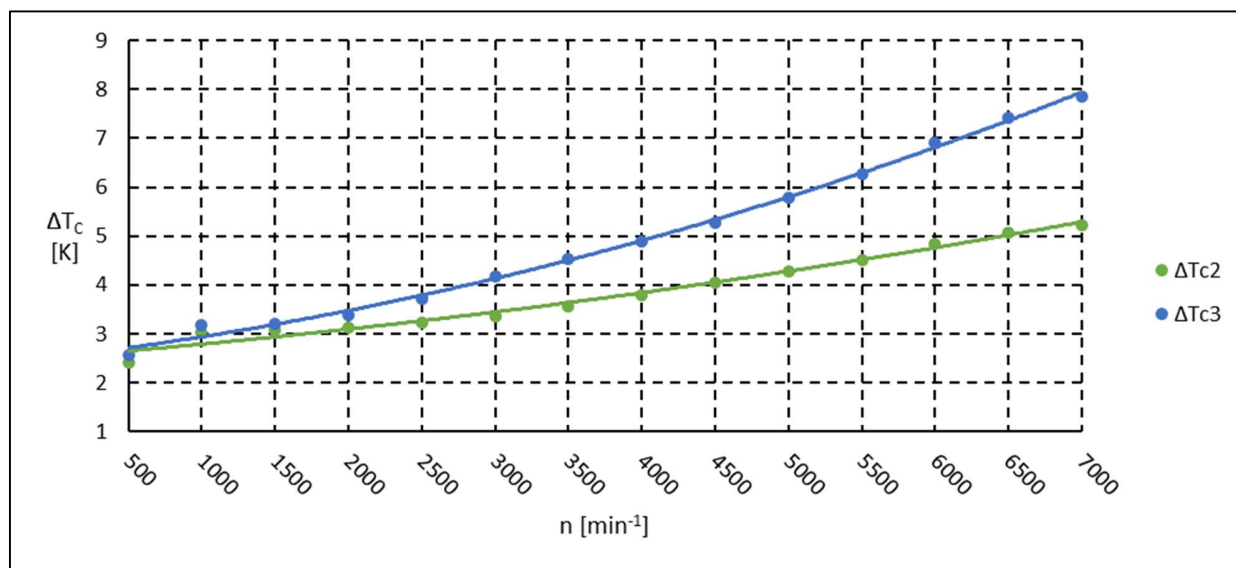


## Příloha 5. Měřicí řetězec během měření na laboratorním zařízení



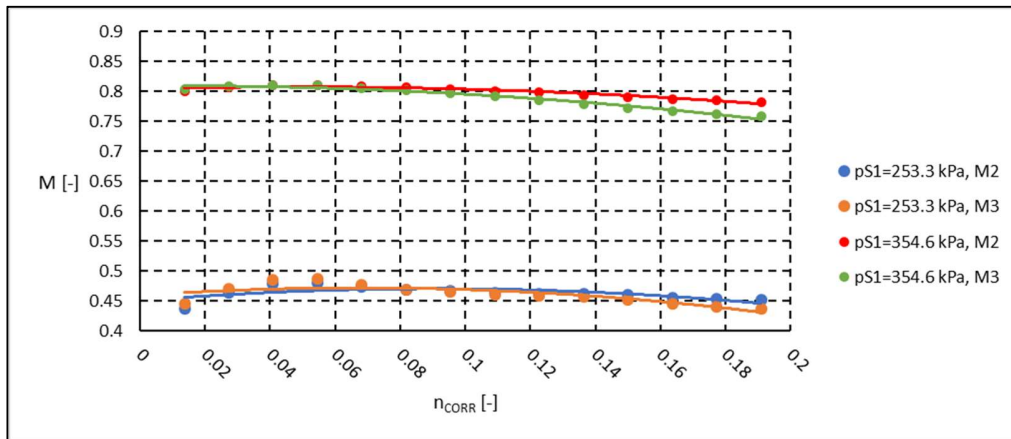
Obr. 106: Měřicí řetězec během měření na laboratorním zařízení

## Příloha 6. Příklad naměřených přírůstků celkové teploty ve fyzikálních veličinách během měření na laboratorním zařízení

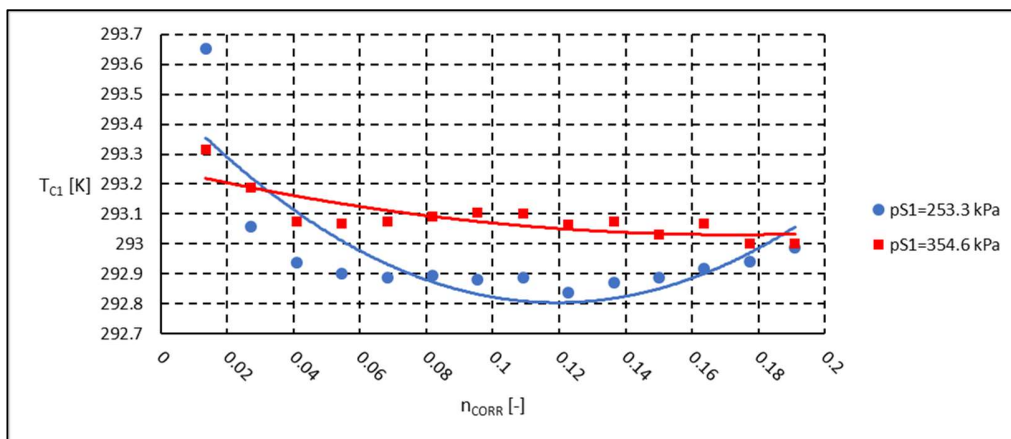


Obr. 107: Přírůstky celkové teploty ve fyzikálních veličinách během měření na laboratorním zařízení

## Příloha 7. Průběhy Machova čísla a vstupní teploty z měření na laboratorním zařízení

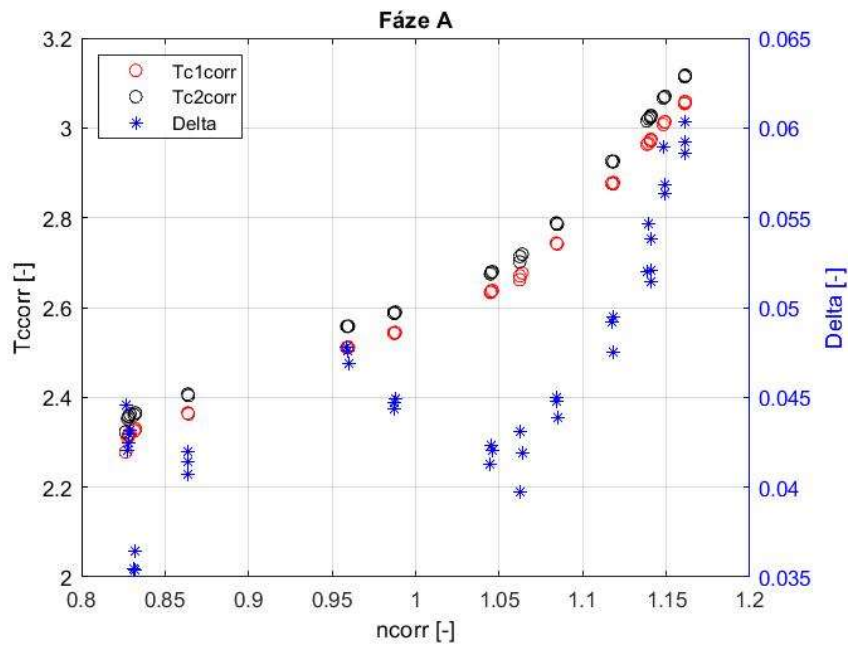


Obr. 108: Průběhy Machova čísla při měření na laboratorním zařízení

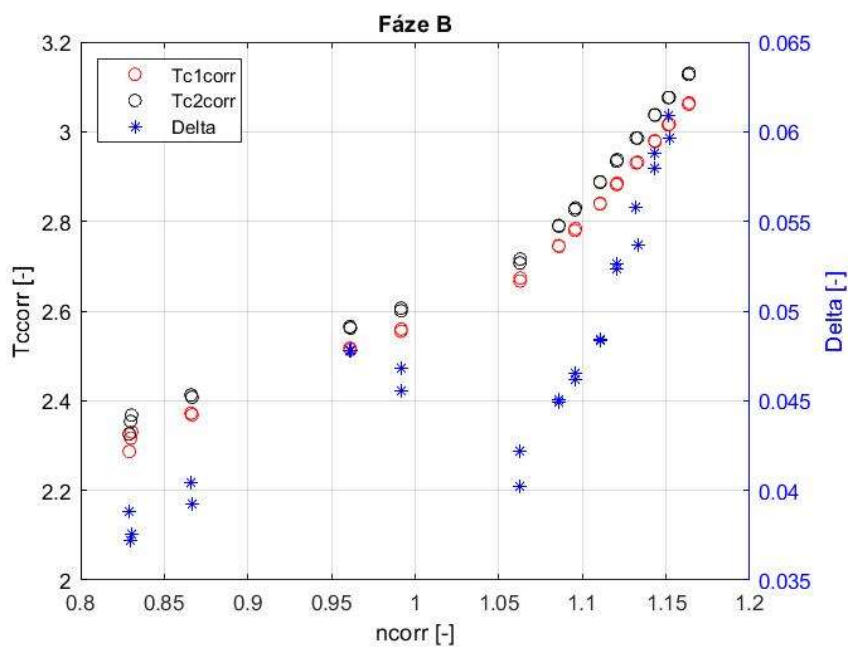


Obr. 109: Průběhy vstupní teploty při měření na laboratorním zařízení

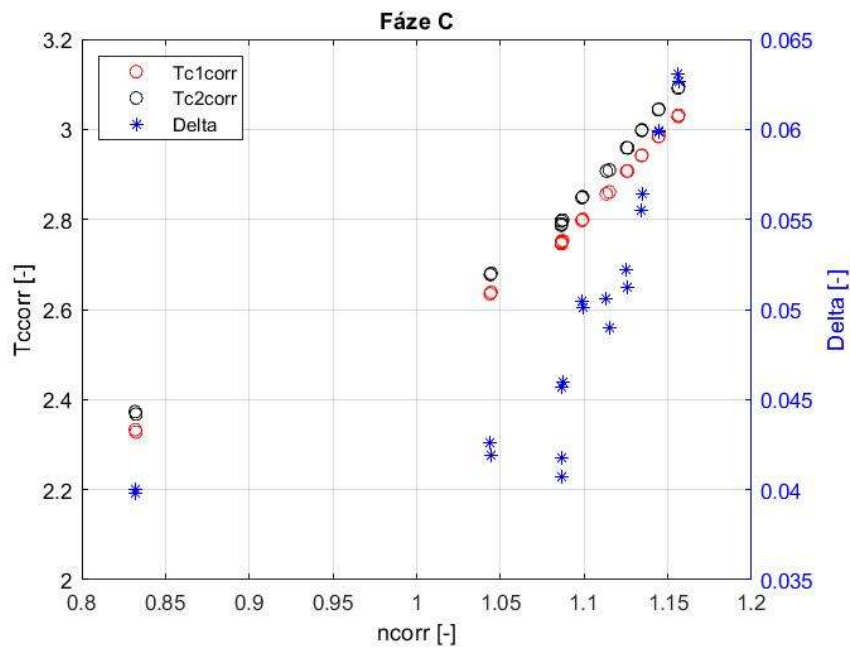
## Příloha 8. Jednotlivé fáze měření na skutečném motoru



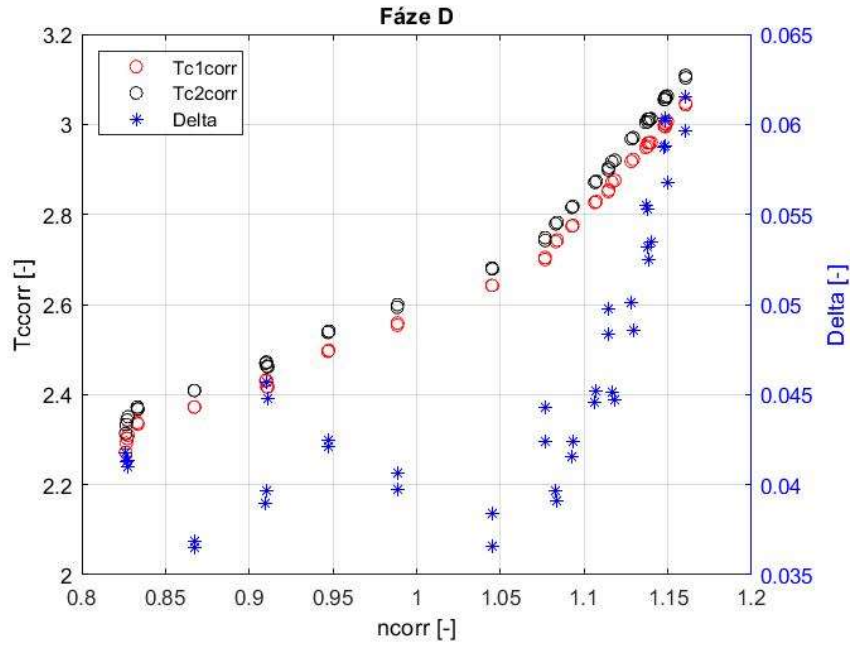
Obr. 110: Fáze A



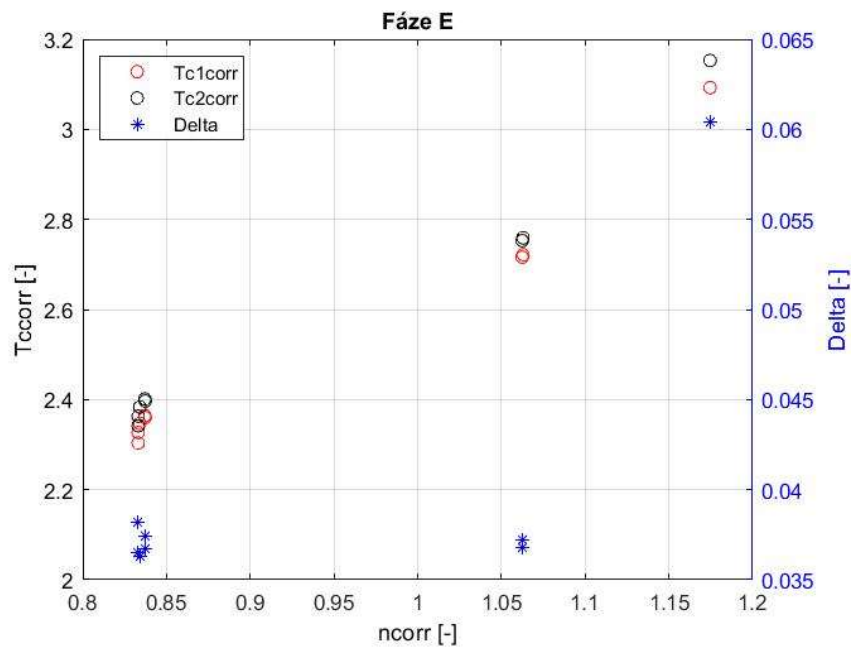
Obr. 111: Fáze B



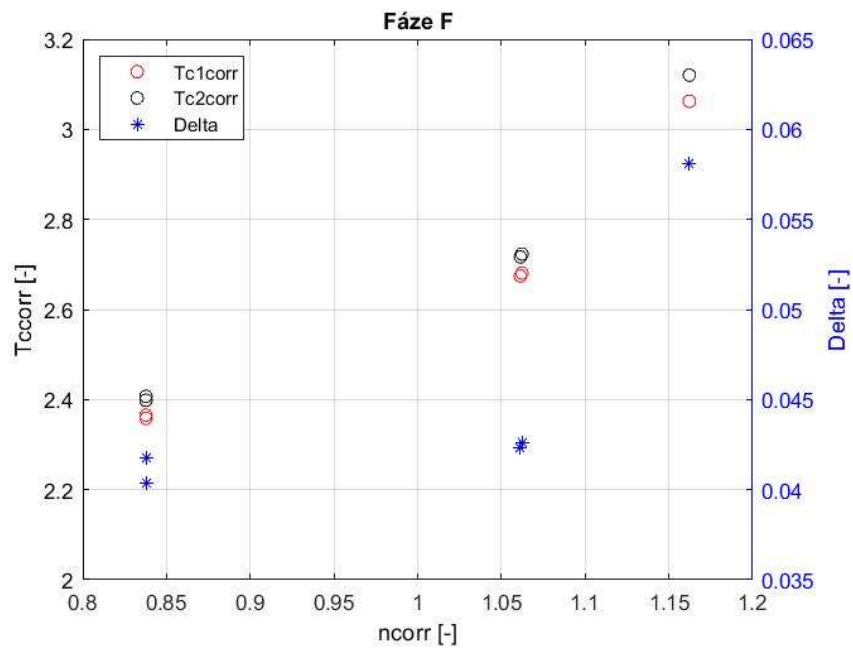
Obr. 112: Fáze C



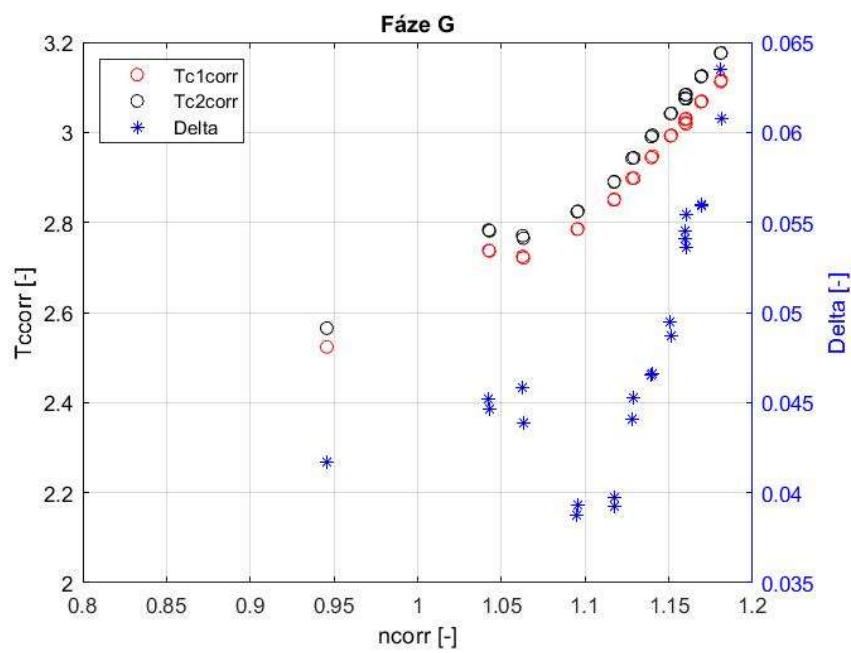
Obr. 113: Fáze D



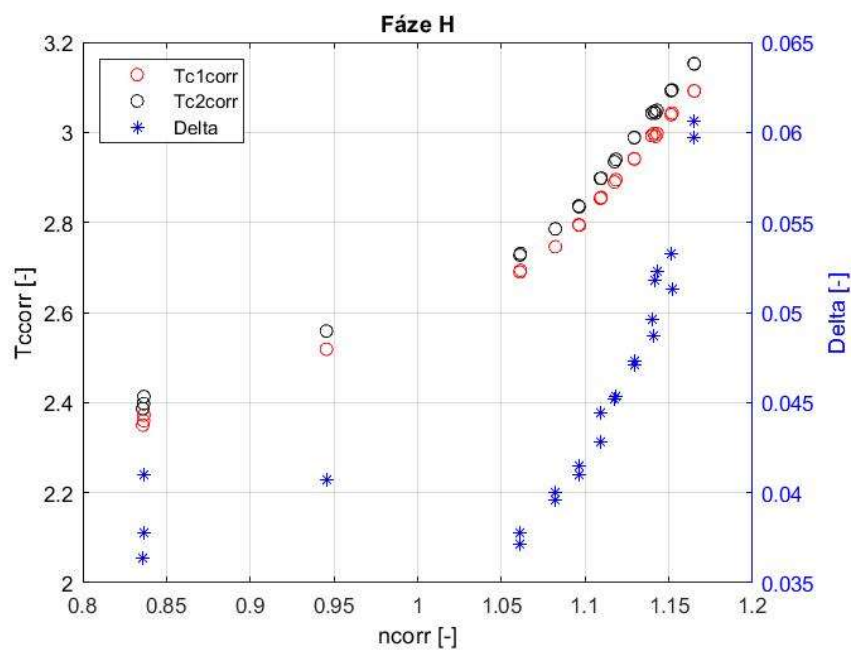
Obr. 114: Fáze E



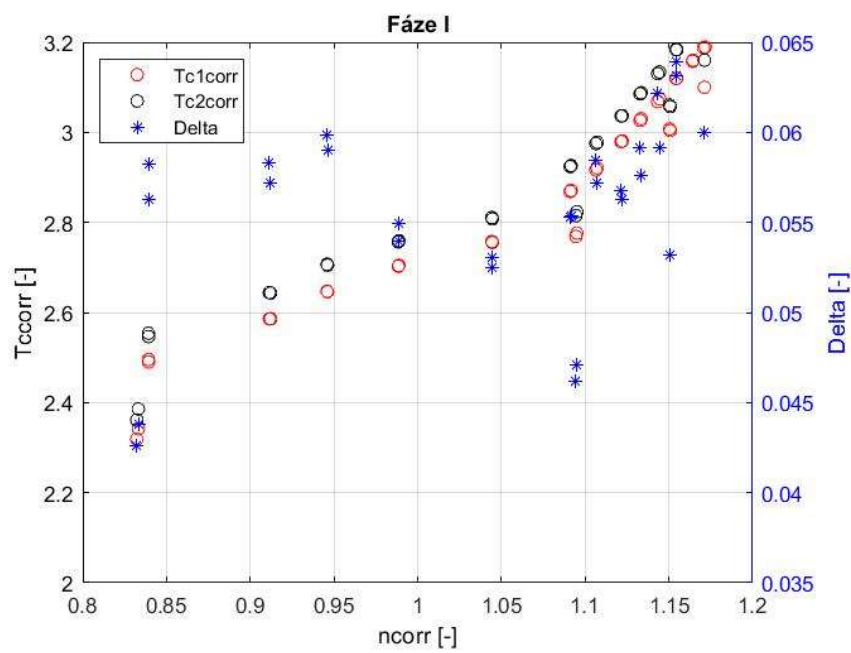
Obr. 115: Fáze F



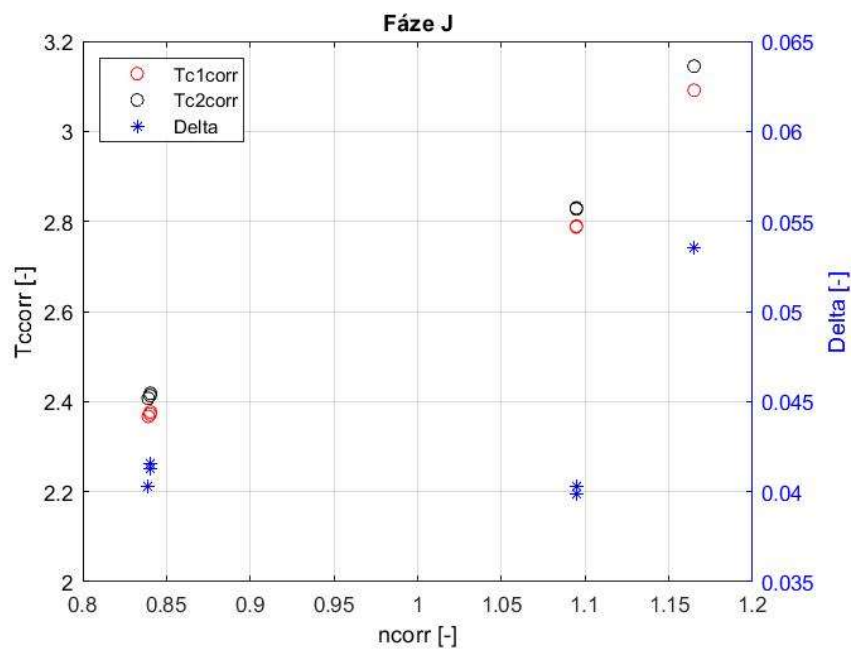
Obr. 116: Fáze G



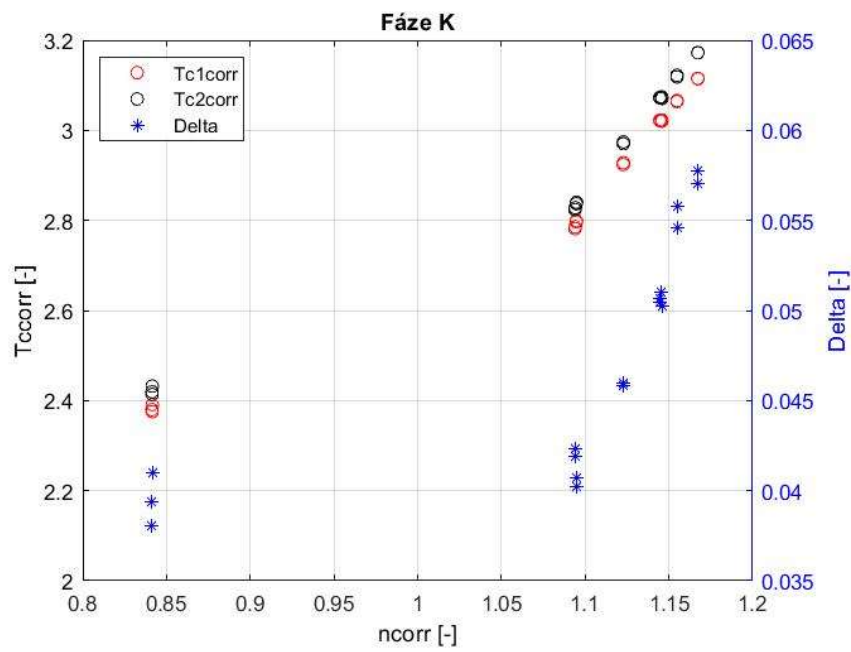
Obr. 117: Fáze H



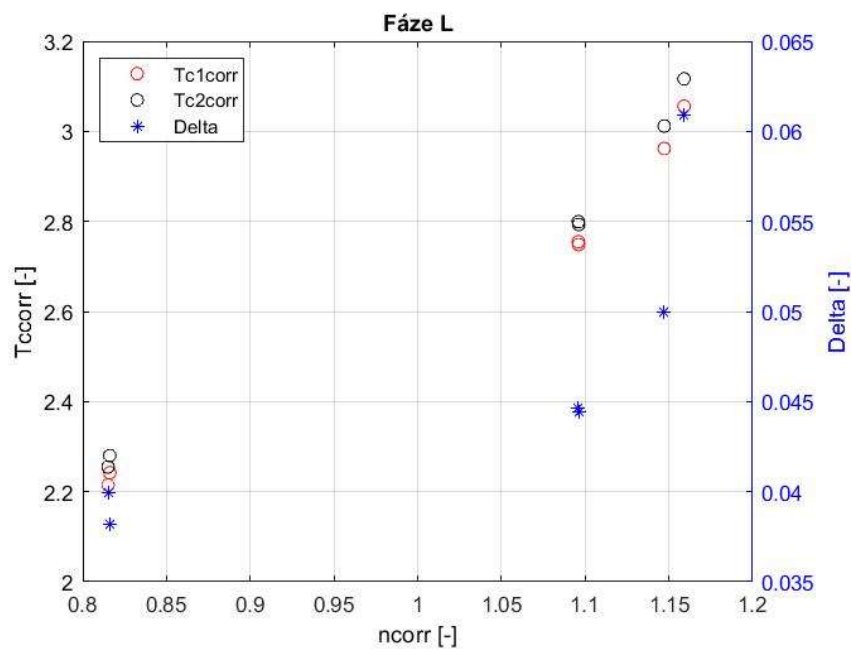
Obr. 118: Fáze I



Obr. 119: Fáze J

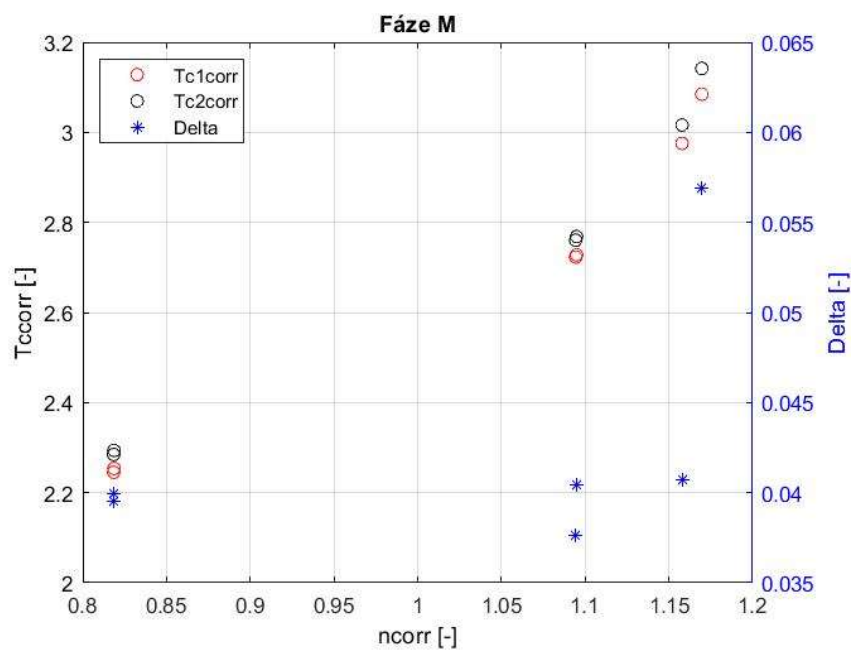


Obr. 120: Fáze K

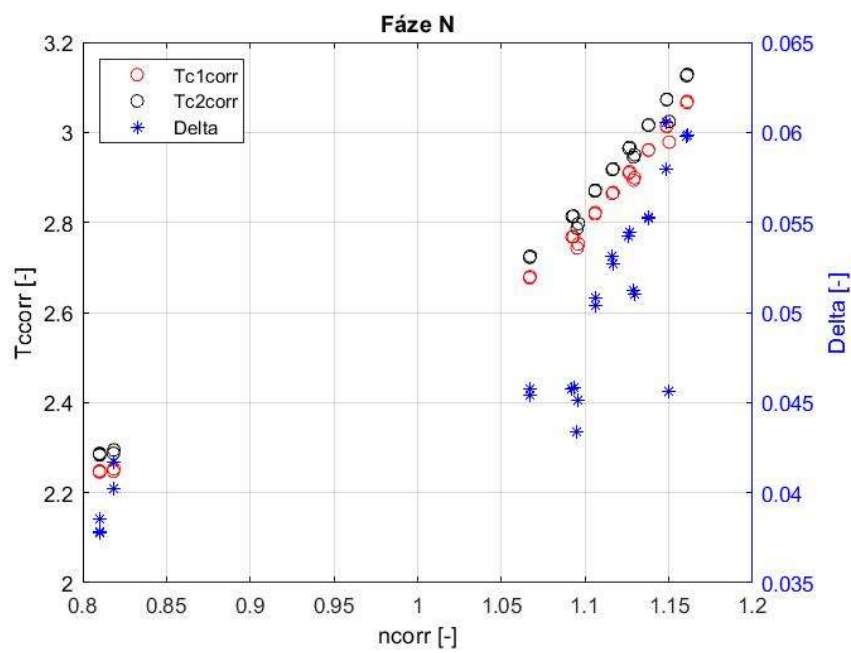


Obr. 121: Fáze L

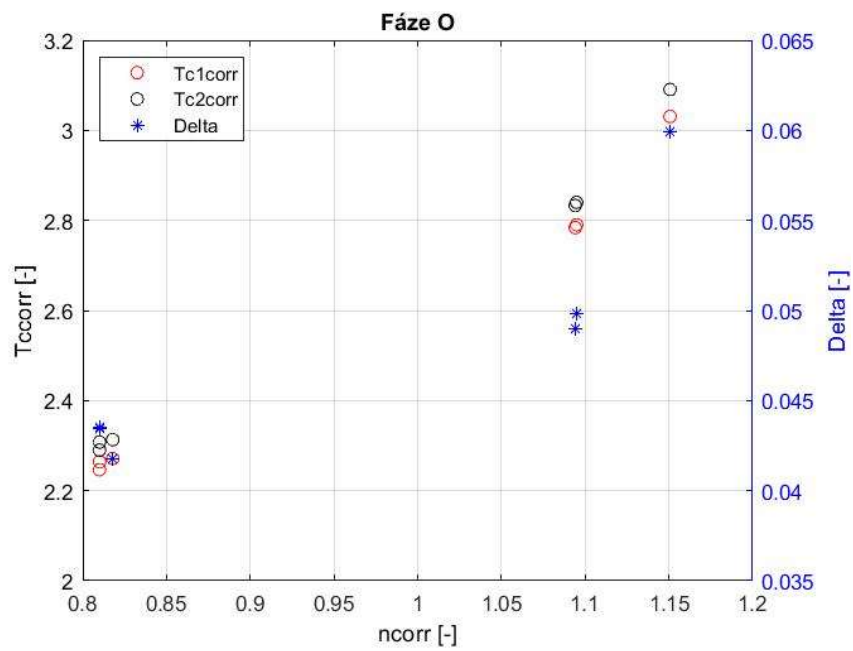




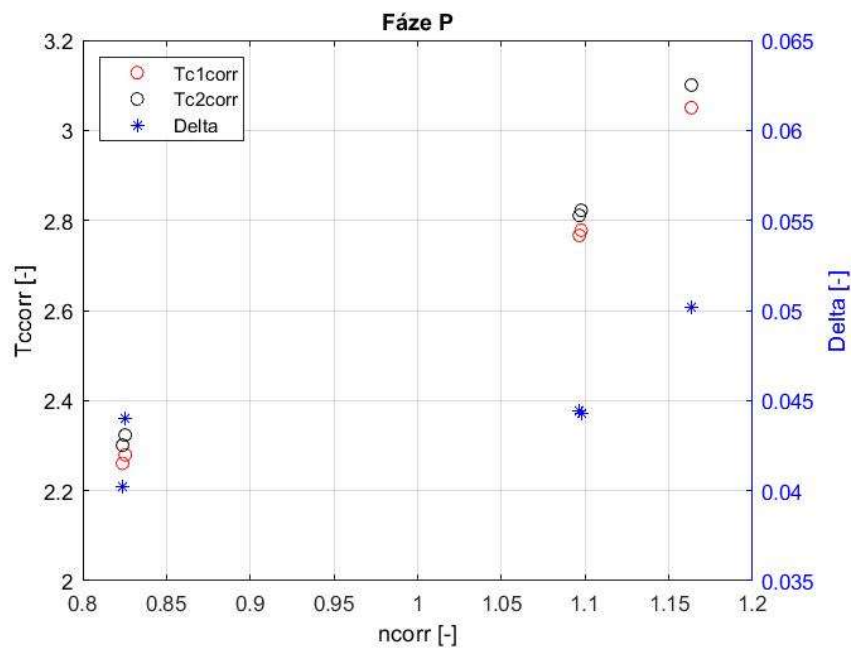
Obr. 122: Fáze M



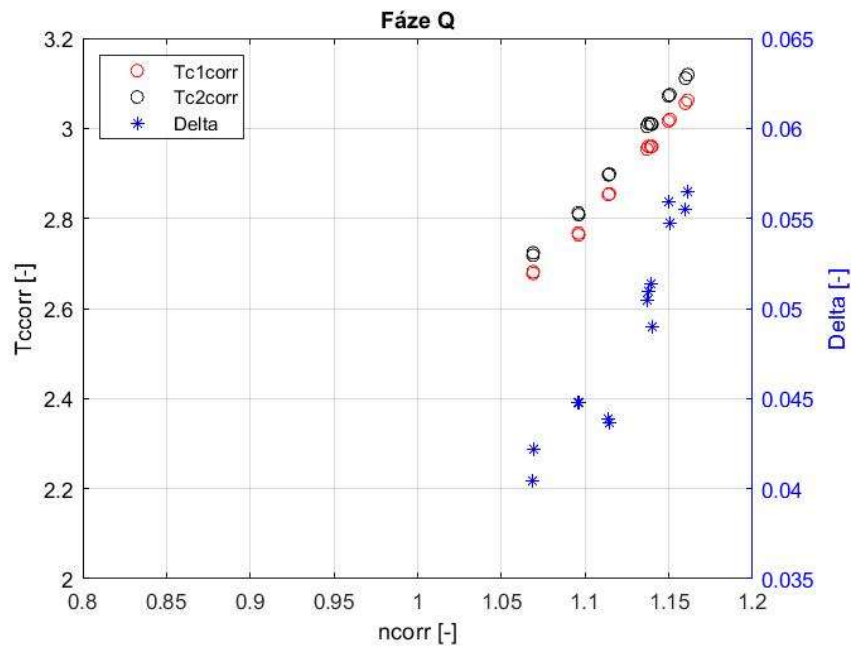
Obr. 123: Fáze N



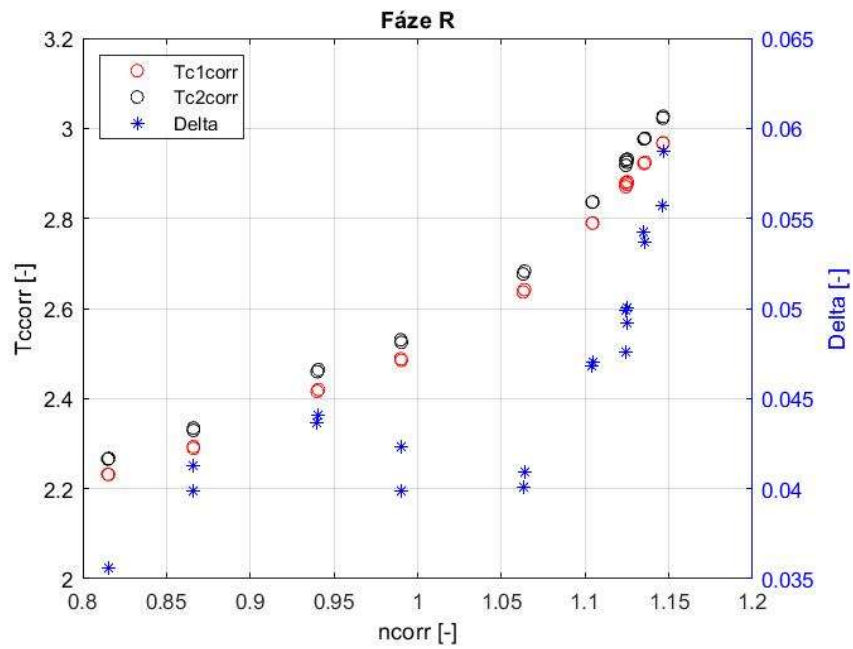
Obr. 124: Fáze O



Obr. 125: Fáze P



Obr. 126: Fáze Q



Obr. 127: Fáze R