

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

DISERTAČNÍ PRÁCE

2021

Ing. Marek Klimko

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: P2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 2302V013 Stavba energetických strojů a zařízení

DISERTAČNÍ PRÁCE

Vliv incidenčního úhlu na proudění v oběžné mříži turbínového stupně

Autor: **Ing. Marek Klimko**
Školitel: **Dr. Ing. Jaroslav Synáč**
Konzultant specialista: **Ing. Petr Milčák, Ph.D.**

Akademický rok 2020/2021

PROHLÁŠENÍ O AUTORSTVÍ

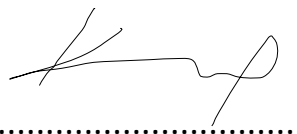
Předkládám tímto k posouzení a obhajobě písemnou práci ke státní doktorské zkoušce, zpracovanou na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem předloženou práci na téma:

Vliv incidenčního úhlu na proudění v oběžné mříži turbínového stupně

vypracoval samostatně, pod odborným dohledem školitele a s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu, který je součástí této práce.

V Plzni dne: 14. 5. 2021



.....
Podpis autora

PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád poděkoval mojí nejbližší rodině, zejména manželce, která mi jak po celou dobu studia, tak i během psaní disertační práce projevila velkou podporu.

Také děkuji oběma mým školitelům, Dr. Ing. Jaroslavu Synáčovi a Ing. Petru Miláčkovi, Ph.D. za cenné podněty a přínosné odborné diskuze, které mi byly při psaní práce nesmírně nápomocné.

V neposlední řadě patří velké poděkování kolegům z průmyslové půdy, zejména kolegovi z oddělení CFD výpočtů Ing. Bartoloměji Rudasovi, za pomoc v oblasti numerických simulací.

ANOTACE

AUTOR	Příjmení (včetně titulů) Ing. Klimko	Jméno Marek
STUDIJNÍ OBOR	Stavba energetických strojů a zařízení	
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Dr. Ing. Synáč	Jméno Jaroslav
PRACOVISŤE VEDOUcíHO	ZČU-FST-KKE	
DRUH PRÁCE	Disertační	
NÁZEV PRÁCE	Vliv incidenčního úhlu na proudění v oběžné mříži turbínového stupně	

Fakulta: Strojní
Katedra: Stavba energetických strojů a zařízení
Rok odevzdání: 2021

Počet stránek (A4 a ekvivalentů A4)

Celkem	125	Textová část	109	Grafická část	16
---------------	-----	---------------------	-----	----------------------	----

STRUČNÝ POPIS ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	Experimentální a numerické zhodnocení vlivu incidence na ztráty oběžné mříže turbínového stupně a odhad efektivního úhlu náběhu na oběžnou mříž.
KLÍČOVÁ SLOVA	Axiální turbína, incidence, ztrátové modely.

SUMMARY

AUTHOR	Surname (including of Degrees) Ing. Klimko	Name Marek
FIELD OF STUDY	Design of Power Machines and Equipment	
SUPERVISOR	Surname (including of Degrees) Dr. Ing. Synáč	Name Jaroslav
INSTITUTION	ZČU-FST-KKE	
TYPE OF WORK	Dissertation	
TITLE OF THE WORK	Incidence angle influence on the flow in turbine stage bucket	

Faculty: Mechanical Engineering
Department: Design of Power Machines and Equipment
Submitted in: 2021

Number of pages (A4 and eq. A4)

Totally	125	Text part	109	Graphical part	16
----------------	-----	------------------	-----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	Experimental and numerical evaluation of the incidence effect on turbine stage bucket and effective bucket angle of attack prediction.
KEY WORDS	Axial turbine, incidence, loss models.

АННОТАЦИЯ

АВТОР	Фамилия (включая степени) Ing. Klimko	Название Marek
ОБЛАСТЬ ИЗУЧЕНИЯ	Строительство энергетических машин и оборудования	
РУКОВОДИТЕЛЬ	Фамилия (включая степени) Dr. Ing. Synáč	Название, Jaroslav
МЕСТО РАБОТЫ РУКОВОДИТЕЛЯ	ZČU-FST-KKE	
ТИП РАБОТЫ	Диссертация	
НАЗВАНИЕ	Влияние угла падения на поток в роторе ступени турбины	

Факультет: Машиностроительный

Отдел: Строительство энергетических машин и оборудования

Год подачи: 2021

КОЛИЧЕСТВО СТРАНИЦ (эквиваленты A4 и A4)

Всего	125	Текстовая часть	109	Графическая часть	16
--------------	-----	------------------------	-----	--------------------------	----

КРАТКОЕ ОПИСАНИЕ ФОКУСА, ТЕМА, ЦЕЛЬ ЗНАНИЙ И ПРЕИМУЩЕСТВА	Экспериментальная и численная оценка влияния падения на потери ротора ступени турбины и оценка эффективного угла атаки на ротор.
КЛЮЧЕВИЕ СЛОВА	Осевая турбина, угол атаки, модели потерь.

Obsah

Seznam obrázků	8
Seznam tabulek	12
Seznam vybraných symbolů a zkratek	13
Úvod	16
1 Proudění v axiální turbínové mříži	18
1.1 Klasifikace ztrát a zdroje jejich vzniku	18
1.1.1 Odpor obtékaných ploch	19
1.1.2 Směšování proudů	20
1.1.3 Ztráty rázovými vlnami	21
1.1.4 Klasifikace ztrát v axiálním turbínovém stupni	22
2 Přehled vybraných ztrátových modelů	24
2.1 D. G. Ainley a G. C. R. Mathieson	24
2.2 J. Dunham a P. M. Came	27
2.3 S. C. Kacker a U. Okapuu	28
2.4 H. R. M. Craig a H. J. A. Cox	30
2.5 J. D. Denton	40
2.6 Implementace ztrátových modelů	44
2.7 Ztrátové modely zhodnocující vliv incidence	45
2.7.1 G. Yu. Stepanov	45
2.7.2 S. H. Moustapha a kol.	45
2.7.3 M. W. Benner a kol.	46
2.7.4 P. Zehner	47
2.7.5 Implementace incidenčních ztrátových modelů	47
3 Aerodynamický rozbor axiálního turbínového stupně	49
3.1 Účinnost a ztrátové koeficienty	50
3.2 Teoretický rozbor obvodové účinnosti stupně	53
3.3 1D výpočet charakteristiky turbínového stupně	56
4 Experimentální vzduchová turbína VT-400	62
4.1 Stručný popis experimentální smyčky	62
4.2 Integrální charakteristika turbínového stupně	62
4.2.1 Odhad ztrátového výkonu	64
4.2.2 Určení hmotnostního průtoku vzduchu	64
4.2.3 Integrální charakteristika stupně a odhad nejistoty měření	67
4.3 Traverzování proudového pole	70

4.3.1	Kalibrace pěti-otvorových pneumatických sond	70
4.4	Vyhodnocování naměřených dat	73
5	Výsledky traverzování.....	76
5.1	Ztráty oběžné mříže	83
6	Numerická simulace	88
6.1	Nastavení výpočtu	88
6.2	Srovnání výsledků z numerické simulace s experimentálními daty.....	89
7	Odhad efektivního úhlu náběhu na lopatkovou mříž.....	96
7.1	Indukovaná incidence.....	96
7.2	Rozbor průběhů úhlů v axiální mezeře	98
	Závěr.....	104
8	Literatura	106
	Přílohy.....	i

Seznam obrázků

Obrázek 1-1 – Vírové struktury v lopatkové mříži (upraveno dle originálu z [8]).....	18
Obrázek 1-2 – Vývoj mezní vrstvy [26].....	19
Obrázek 1-3 – Určení třecích ztrát lopatkové mříže [26].....	20
Obrázek 1-4 – Schéma pro vysvětlení rovnice 1-2 (upraveno dle originálu z [52]).....	20
Obrázek 1-5 – Interferogram proudového pole v lopatkové mříži odlehčeného stroje ($M_{2,iz} = 0,905$; $M_1 = 0,545$ $i = -67^\circ$) [49].....	21
Obrázek 1-6 – Interferogram proudového pole v lopatkové mříži přetíženého stroje ($M_{2,iz} = 1,012$; $M_1 = 0,66$ $i = 30^\circ$) [49].....	22
Obrázek 1-7 – Klasifikace ztrát v typickém turbínovém stupni [35].....	22
Obrázek 1-8 – Průběh dílčích ztrát v závislosti na incidenci [22].....	23
Obrázek 2-1 – Odhad incidence odtržení (převzato z [1]).....	25
Obrázek 2-2 – Korekce výstupního úhlu proudu (převzato z [1]).....	26
Obrázek 2-3 – Korekce incidence odtržení pro konkrétní poměr t/c (převzato z [1]).....	26
Obrázek 2-4 – Odhad profilových ztrát pro nenávrhové režimy (převzato z [1]).....	26
Obrázek 2-5 – Odhad koeficientu ztrát odtokové hrany (převzato z [16]).....	28
Obrázek 2-6 – Odhad koeficientu ztrátové energie odtokové hrany (převzato z [25])....	30
Obrázek 2-7 – Odhad vztlakového parametru (převzato z [7]).....	31
Obrázek 2-8 – Odhad kontrakčního poměru (převzato z [7]).....	32
Obrázek 2-9 – Odhad základní profilové ztráty (převzato z [7]).....	32
Obrázek 2-10 – Odhad Xp, Re (převzato z [7]).....	33
Obrázek 2-11 – Odhad Xp, te (převzato z [7]).....	33
Obrázek 2-12 – Odhad $\Delta\zeta_{pte}$ (převzato z [7]).....	34
Obrázek 2-13 – Odhad Xp, i (převzato z [7]).....	34
Obrázek 2-14 – Odhad $i + stall_{basic}$ (převzato z [7]).....	35
Obrázek 2-15 – Odhad $\Delta i + stall_{BBL}$ (převzato z [7]).....	35
Obrázek 2-16 – Odhad $\Delta i + stall_{CR}$ (převzato z [7]).....	36
Obrázek 2-17 – Odhad $\Delta i - stall_{basic}$ (převzato z [7]).....	36
Obrázek 2-18 – Odhad $\Delta i - stall_{BBL}$ (převzato z [7]).....	37
Obrázek 2-19 – Odhad $\Delta i + stall_{basic}$ a $\Delta i - stall_{basic}$ pro $\alpha_{1m} > 90^\circ$ (převzato z [7]).....	37
Obrázek 2-20 – Odhad parametru Fi (převzato z [7]).....	38
Obrázek 2-21 – Odhad parametru Xsh_{BBL} (převzato z [7]).....	39
Obrázek 2-22 – Odhad základní sekundární ztráty (převzato z [7]).....	39
Obrázek 2-23 – Odhad koeficientu ztrát nadbandážovou ucpávkou (převzato z [7]).....	40
Obrázek 2-24 – Obecné rozložení rychlosti na profilu (upraveno dle originálu z [10])....	41
Obrázek 2-25 – Odhad optimální poměru t/c (převzato z [10]).....	42
Obrázek 2-26 – Odhad profilových ztrát (v procentech) pro optimální hodnotu t/c (převzato z [10]).....	42
Obrázek 2-27 – Odhad ztrát únikem radiální vůlí (v procentech) pro oběžné lopatky bez bandáže (převzato z [10]).....	44
Obrázek 2-28 – „Home-screen“ aplikace.....	44
Obrázek 2-29 – Odhad ztrát oběžné turbínové mříže podle jednotlivých ztrátových modelů.....	45
Obrázek 2-30 – Definice úhlu klínu náběžné hrany.....	46
Obrázek 2-31 – „Home-screen“ aplikace.....	47

Obrázek 2-32 – Srovnání incidenčních modelů pro konkrétní profil oběžné mříže s $t/c = 0,78$	48
Obrázek 3-1 – Řez průtočnou částí stupně vzduchové turbíny VT-400 a rychlostní trojúhelníky	49
Obrázek 3-2 – „T-s“ diagram expanze pracovní látky v turbínovém stupni [27]	51
Obrázek 3-3 – Závislost účinnosti turbínového stupně na rychlostním poměru $u_s/c_{02,iz}$ pro různé úrovně reakcí.....	55
Obrázek 3-4 – Závislost účinnosti turbínového stupně na rychlostním poměru $u_s/c_{02,iz}$ pro tři úrovně reakce	56
Obrázek 3-5 – Průběh účinností T-S, T-T a proudových úhlů β_1, α_2 na střední radiále ..	57
Obrázek 3-6 – Průběh reakce	58
Obrázek 3-7 – Průběh výstupních úhlů absolutní rychlosti ze stupně α_2	58
Obrázek 3-8 – Průběh vstupních úhlů relativní rychlosti do OL β_1	59
Obrázek 3-9 – Průběh incidence	59
Obrázek 3-10 – Průběh incidenčních ztrát dle Stepanova	60
Obrázek 3-11 – Optimální hodnoty incidence (vlevo); optimální hodnoty reakce, úhlů β_1 a α_2 (vpravo).....	60
Obrázek 3-12 – Rychlostní trojúhelníky při změnách zatížení stupně	61
Obrázek 4-1 – Měřicí smyčka VT-400.....	62
Obrázek 4-2 – Označení míst s odběry statických tlaků [27]	63
Obrázek 4-3 – Graf závislosti ztrátového výkonu na axiální síle a otáčkách turbíny	64
Obrázek 4-4 – Graf závislosti průtokového součinitele dýzy na Reynoldsovo číslo.....	65
Obrázek 4-5 – Fotografie zařízení pro kalibraci ucpávkového proudu [51].....	66
Obrázek 4-6 – Schéma kalibrace průtoku nadbandážovou ucpávkou [51]	66
Obrázek 4-7 – Srovnání naměřených dat s analytickými modely	67
Obrázek 4-8 – Základní turbínová charakteristika plně reakčního stupně pro $n = 2300 \text{ min}^{-1}$	68
Obrázek 4-9 – Diagram dílčích nejistot	70
Obrázek 4-10 – Zařízení pro kalibraci pneumatických sond	71
Obrázek 4-11 – Detail traverzovacího systému (vlevo); označení a orientace úhlů pěti- otvorové sondy (vpravo) [29].....	71
Obrázek 4-12 – 3D grafy: $\varphi C\varphi, C\vartheta; \theta C\varphi, C\vartheta; CSTAT\varphi, \vartheta; CTOT\varphi, \vartheta$ [29].....	72
Obrázek 4-13 – Graf: $p_1\varphi, \vartheta$	73
Obrázek 4-14 – Úvodní obrazovka vyhodnocovacího programu [29]	74
Obrázek 4-15 – Hierarchie vyhodnocovacího programu	74
Obrázek 4-16 – Průběh celkového tlaku za rozváděcím kolem	75
Obrázek 5-1 – Rozložení účinnosti stupně (T-S).....	76
Obrázek 5-2 – Rozložení koeficientu ztrát rozváděcího kola	76
Obrázek 5-3 – Rozložení koeficientu ztrát oběžného kola.....	77
Obrázek 5-4 – Rozložení výstupního úhlu proudu absolutní rychlosti z rozváděcího kola	77
Obrázek 5-5 – Rozložení vstupního úhlu proudu relativní rychlosti do oběžného kola ...	78
Obrázek 5-6 – Rozložení výstupního úhlu proudu absolutní rychlosti z oběžného kola ..	78
Obrázek 5-7 – Rozložení incidenčního úhlu	79
Obrázek 5-8 – Průběh účinnosti stupně (T-S) v závislosti na provozním režimu pro patní, střední a špičkovou radiálu	79

Obrázek 5-9 – Průběh účinnosti stupně (T-T) v závislosti na provozním režimu pro patní, střední a špičkovou radiálu	80
Obrázek 5-10 – Srovnání hmotnostního průtoku vzduchu rozváděcí a oběžnou mříží....	80
Obrázek 5-11 – Průběh reakce (S-S) pro patní, střední a špičkovou radiálu	81
Obrázek 5-12 – Průběh úhlu $\beta 1f$ pro patní střední a špičkovou radiálu	81
Obrázek 5-13 – Průběh úhlu $\alpha 2f$ pro patní střední a špičkovou radiálu	82
Obrázek 5-14 – Průběh ztrát oběžné mříže pro patní, střední a špičkovou radiálu	82
Obrázek 5-15 – Rychlostní trojúhelníky jednotlivých zatížení stupně pro patní, střední a špičkový profil.....	83
Obrázek 5-16 – Srovnání ztrát oběžné mříže s výsledky ztrátových modelů	83
Obrázek 5-17 – Rozložení poměrných ztrát za oběžnou mříží.....	84
Obrázek 5-18 – Diagram dílčích nejistot měření ztrát oběžné mříže pro režim $uc \sim 0,7$ na střední radiále	86
Obrázek 5-19 – Diagram dílčích nejistot měření ztrát oběžné mříže pro režim $uc \sim 0,83$ na střední radiále	86
Obrázek 5-20 – Geometrické ustavení sondy (vlevo); aerodynamické ustavení sondy (vpravo)	87
Obrázek 6-1 – Výpočtový model	88
Obrázek 6-2 – Srovnání hmotnostních průtoků rozváděcí (vlevo) a oběžné mříže (vpravo)	89
Obrázek 6-3 – Srovnání obvodové účinnosti stupně (T-S).....	89
Obrázek 6-4 – Srovnání radiálních rozložení účinnosti stupně (T-S).....	90
Obrázek 6-5 – Srovnání průběhu ztrát rozváděcí mříže.....	91
Obrázek 6-6 – Srovnání průběhu ztrát oběžné mříže	91
Obrázek 6-7 – Srovnání výstupního úhlu absolutní rychlosti z rozváděcí mříže.....	92
Obrázek 6-8 – Srovnání vstupního úhlu relativní rychlosti do oběžné mříže	92
Obrázek 6-9 – Srovnání výstupního úhlu absolutní rychlosti ze stupně	93
Obrázek 6-10 – Srovnání výstupního úhlu relativní rychlosti ze stupně.....	93
Obrázek 6-11 – Srovnání vstupní relativní rychlosti do oběžné mříže.....	94
Obrázek 6-12 – Srovnání výstupní relativní rychlosti ze stupně.....	94
Obrázek 6-13 – Srovnání obvodové složky výstupní absolutní rychlosti ze stupně.....	95
Obrázek 7-1 – Schematická interpretace indukované incidence.....	96
Obrázek 7-2 – Odhad indukované incidence [15].....	97
Obrázek 7-3 – Srovnání incidenčních ztrátových modelů s implementovanou korekcí na vliv indukované incidence	98
Obrázek 7-4 – Průběh výstupního úhlu absolutní rychlosti z rozváděcí mříže	99
Obrázek 7-5 – Průběh vstupního úhlu relativní rychlosti do oběžné mříže.....	99
Obrázek 7-6 – Hmotnostně zprůměrované vstupní úhly relativní rychlosti do oběžné mříže v axiální mezeře.....	100
Obrázek 7-7 – Závislost $\Delta\beta 1f$ na pracovním režimu turbínového stupně	101
Obrázek 7-8 – Lineární závislost úhlové diference $\Delta\beta 1f$ pro patní (nahore) a střední (dole) profil oběžné lopatky.....	102
Obrázek 7-9 – Srovnání modelu dle autorů D&E s nově získanou závislostí úhlové diference $\beta 1f$	102
Obrázek 0-1 – Konfigurace měřící aparatury PIV [14].....	105
Obrázek 0-1 – Detail náběhu na oběžnou mříž (2D)	ii
Obrázek 0-2 – Detail náběhu na oběžnou mříž (3D)	iii

Obrázek 0-3 – Kontury vybraných parametrů oběžné mříže (vstupní rovina)	iv
Obrázek 0-4 – Kontury vybraných parametrů oběžné mříže (výstupní rovina).....	v
Obrázek 0-5 – Kontury vybraných parametrů rozváděcí mříže (vstupní rovina).....	v
Obrázek 0-6 – Kontury vybraných parametrů rozváděcí mříže (výstupní rovina)	vi
Obrázek 0-7 – Kontury relativního Machova čísla (rovina „blade-to-blade“)..	vii
Obrázek 0-8 – Kontury statické entropie (rovina „blade-to-blade“)	viii
Obrázek 0-9 – Kontury statické entropie v meridiální rovině	ix
Obrázek 0-10 – Kontury radiální rychlosti v meridiální rovině	ix
Obrázek 0-11 – Kontury a vektory absolutní rychlosti v meridiální rovině	ix
Obrázek 0-12 – Průběhy Machova čísla po profilu rozváděcí (vlevo) a oběžné lopatky (vpravo)	xi
Obrázek 0-13 – Kontury statické entalpie (rovina „blade-to-blade“)	xiii
Obrázek 0-14 – Kontury Machova čísla (rovina „blade-to-blade“)	xiii
Obrázek 0-15 – Kontury statické entropie (rovina „blade-to-blade“)	xiv
Obrázek 0-16 – Kontury statické entropie oběžné mříže (vstupní rovina).....	xiv
Obrázek 0-17 – Kontury statické entropie oběžné mříže (výstupní rovina)	xv
Obrázek 0-18 – Kontury statické entropie rozváděcí mříže (výstupní rovina)	xv
Obrázek 0-19 – Kontury vektoru vstupní relativní rychlosti do oběžné mříže (rovina sondy)	xvi
Obrázek 0-20 – Kontury vektoru vstupní relativní rychlosti do oběžné mříže (náběžná hrana OL).....	xvi

Seznam tabulek

Tabulka 2-1 Přehled ztrátových modelů	24
Tabulka 2-2 Rozdělení ztrát podle autorů C&C.....	30
Tabulka 3-1 Tabulka vstupních hodnot do analytického modelu	55
Tabulka 3-2 Vstupní hodnoty do 1D výpočtu.....	57
Tabulka 3-3 Optimální hodnoty parametrů stupně	60
Tabulka 4-1 Měřené parametry pro určení integrální charakteristiky	63
Tabulka 4-2 Bilanční tabulka	69
Tabulka 4-3 Kořeny regresní rovnice tlakového koeficientu C_{STAT}	72
Tabulka 6-1 Tabulka měřených variant.....	88

Seznam vybraných symbolů a zkratk

a	měrná práce	[J·kg ⁻¹]
BBL	délka střední čáry profilu	[m]
b	šířka lopatky	[m]
c	tětiva lopatky, absolutní rychlost	[m], [m·s ⁻¹]
c_p	měrná tepelná kapacita při konstantním tlaku	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
c_q	průtokový součinitel	[-]
d_{LE}	průměr náběžné hrany	[m]
H	entalpie	[J]
i	incidence	[°]
L	délka lopatky	[m]
Ma	Machovo číslo	[-]
m	hmotnost	[kg]
ṁ	hmotnostní průtok	[kg·s ⁻¹]
n	otáčky	[s ⁻¹]
o	hrdlo	[m]
P	výkon	[W]
P_z	ztrátový výkon	[W]
p	tlak	[Pa]
r	poloměr	[m]
Re	Reynoldsovo číslo	[-]
S	plocha	[m ²]
s	měrná entropie	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
T	termodynamická teplota	[K]
t	rozteč	[m]
u	obvodová rychlost	[m·s ⁻¹]
We_{LE}	úhel klínu náběžné hrany	[°]

w	relativní rychlost	[m·s ⁻¹]
z	počet břitů ucpávky	[m·s ⁻¹]
α	úhel absolutní rychlosti	[°]
β	úhel relativní rychlosti	[°]
γ	úhel nastavení	[°]
δ	radiální mezera	[m]
δ*	pošínovací tloušťka m. v.	[m]
δ***	energetická tloušťka m. v.	[m]
ε	součinitel expanze	[-]
ζ	ztráty	[-]
η	účinnost	[-]
κ	adiabatický exponent	[-]
ρ	hustota, reakce	[kg·m ⁻³], [-]
τ	smykové napětí	[N·m ⁻²]
χ	ztrátový součinitel	[-]
ω	úhlová rychlost	[rad·s ⁻¹]

Horní indexy

AM	Ainley & Mathieson
CC	Craig & Cox
D	Denton
DC	Dunham & Came
KO	Kacker & Okapuu
S-S	static-to-static
ST	stupeň
T-S	total-to-static
T-T	total-to-total
~	průměrovaná hodnota

Dolní indexy

0	vstupní stav do stupně
----------	------------------------

1	stav mezi stupněm
2	výstupní stav ze stupně
basic	základní
c	celkový
cl	clonka
f	proudový
i	incidenční
iz	izentropický
le	náběžná hrana
m	návrhový, střední
max	maximální
min	minimální
OL	oběžná lopatka
opt	optimální
p	profilový
RL	rozdávěcí lopatka
r	patní
ref	referenční
rel	relativní
s	statický, sekundární
stall	odtržení
t	špičkový
te	odtoková hrana
u	obvodová složka
w	relativní
x	axiální složka

Úvod

Problematika proudění v lopatkových strojích patří mezi nejsložitější procesy ve strojírenství. Fyzikálními jevy odehrávajícími se v průtočných částech lopatkových strojů se zabývají výzkumná zařízení a vědecké ústavy po celém světě. A to jednak v souvislosti s experimentálním výzkumem, ale také numerickým přístupem, který se v posledních letech stále více prosazuje. Jeho velkou výhodou jsou nízké provozní náklady, které v součtu představují kromě personálních nákladů pouze finanční poplatky za komerční licence CFD softwaru. Navíc je možné použít „open-source“ CFD kódy. Výstupy z numerických simulací by měly představovat pouze základní nástin, není tedy možné považovat tyto výsledky za primárně určující. Pro věrohodnost výsledků je nutné validovat numerické výsledky s experimentem. Až poté lze vyvodit správné závěry. Proto by se i přes poměrně vysoké ekonomické náklady nemělo zapomínat na experimentální činnost, která by měla vždy doplnit numerické simulace.

Experimentální část disertační práce byla realizována na výzkumném zařízení, které je součástí laboratoře Katedry energetických strojů a zařízení Západočeské univerzity v Plzni. Jednalo se o jednostupňovou axiální vzduchovou turbínu (VT-400), na které bylo provedeno experimentální testování turbínových lopatek vyvíjených výrobcem parních turbín *Doosan Škoda Power, s. r. o* (DŠPW). Proto jsou veškeré dosažené výsledky jeho majetkem. Z tohoto důvodu jsou v práci některé citlivé parametry testovaného stupně uváděny jako poměrné - vztažené k referenčním hodnotám.

Jádro práce tvoří problematika vlivu incidence vstupního úhlu na charakteristiku turbínového stupně. Incidence je v této práci chápána jako rozdíl geometrického (návrhového) úhlu lopatky (profilu) a úhlu nabíhajícího vektoru proudu. Vlivem změn provozních podmínek stupně mimo návrhovou oblast dochází kromě jiného i ke změně rychlostních trojúhelníků. Tím vzniká kladná nebo záporná incidence. Jedním ze základních cílů při návrhu turbínového stupně je co nejpřesněji odhadnout chování proudění ve stupni při nenávrhovém přetížení, resp. odlehčení a kvantitativně určit pokles jeho účinnosti. V dnešní době existují nástroje, díky kterým lze navrhnout téměř dokonalé profily pracující v širokém rozsahu provozních režimů. V prvotních návrzích se uplatňují dostupné predikční modely, které jsou součástí rešerše disertační práce. Pro přehlednost a možnost srovnání jednotlivých přístupů byla pro tuto práci vytvořena aplikace, která na základě vstupních geometrických a proudových parametrů mříže umožňuje odhadnout ztráty v návrhové i nenávrhové oblasti pro předem zvolený rozsah vstupních proudových úhlů.

Z pohledu experimentu bylo na standu VT-400 realizováno měření přetlakového turbínového stupně pro čtyři různé pracovní režimy. Změna provozních parametrů stupně byla realizována změnou jeho tlakového spádu. Kromě jeho nominálního režimu byly měřeny tři nenominální režimy, jeden přetížený a dva odlehčené. Vliv incidence na účinnost, resp. ztráty oběžné mříže byl následně porovnán se ztrátovými modely.

Součástí disertační práce je také numerická simulace testovaného stupně ve všech měřených provozních režimech. Výsledky numerických simulací ukázaly přijatelnou shodu s výsledky měření. Umožnily také zkoumání dalších souvislostí, které nebylo možné při současné konfiguraci standu zachytit. Vyhodnocení incidenčního úhlu, resp. odpovídajícího úhlu, pod kterým nabíhá vektor relativní vstupní rychlosti na oběžné lopatky, bylo při měření omezeno pouze na jednu axiální rovinu mezi rozváděcími a oběžnými lopatkami.

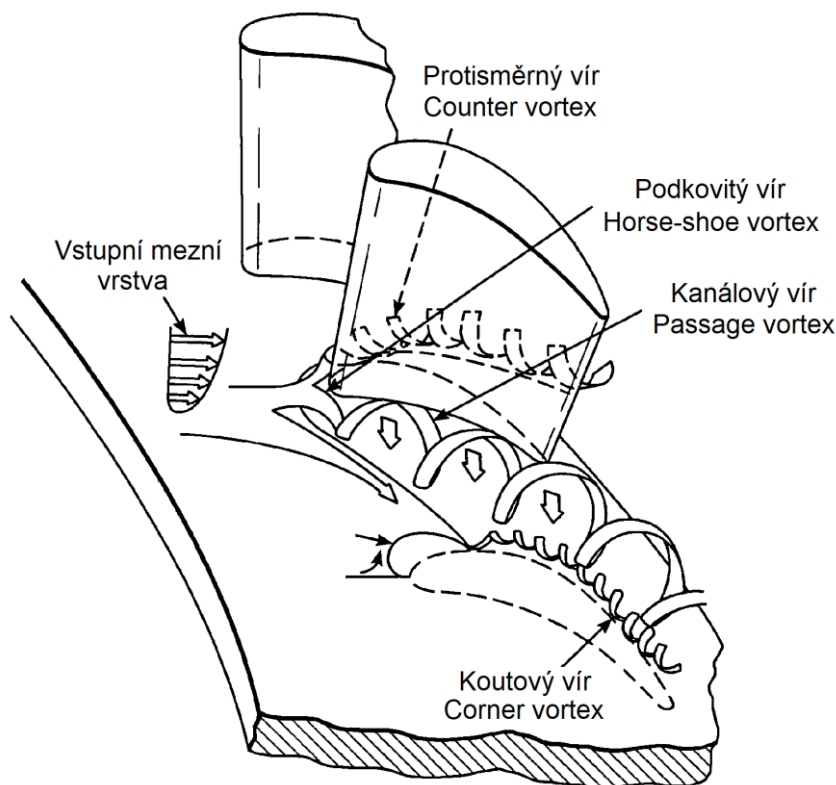
Při měření vstupního úhlu pneumatickou sondou u náběžných hran lopatek není možné určit efektivní úhel náběhu, tedy i incidenci, která je ve skutečnosti ovlivněna cirkulací rychlosti. Uvedené problematice se v minulosti věnovala dvojice autorů *Dunavant & Erwin*. V roce 1956 představili metodiku určení tzv. *indukované incidence* vstupního úhlu proudu, souvisejícího s cirkulací rychlosti kolem lopatek. Autory uvedená korelace odhaduje poměrně vysoké hodnoty této úhlové diference před lopatkovou mříží. Studium dostupné literatury bylo zjištěno, že uvedené problematice není věnovaná velká pozornost. Proto se jí zabývá závěrečná část disertační práce. Výsledkem je modifikovaný vztah odhadující úhlovou diferencí vstupního vektoru proudu do lopatkové mříže definovanou jako funkce neovlivněného vstupního úhlu proudu. Neovlivněným úhlem proudu se rozumí úhel, který je běžným způsobem dopočten z rychlostních trojúhelníků na základě znalostí výstupního úhlu absolutní rychlosti z rozváděcí mříže a obvodové složky rychlosti. Zpřesnění určení vstupního úhlu relativní rychlosti a tedy i incidence je významné pro určení oblasti provozních režimů. To je nutné pro návrh moderních turbínových stupňů, u kterých se požaduje jejich práce v co nejširší oblasti provozních režimů, při co nejvyšší účinnosti.

1 Proudění v axiální turbínové mříži

Pro pochopení jevů, které přispívají ke zvyšování entropie v turbínové mříži, je potřebné poznat jejich fyzikální podstatu. Zdrojem generování entropie je viskózní tření vlivem obtékání ploch, přenosy tepla a další procesy.

Proudové pole v turbínové mříži je velmi komplikované a dosud ne úplně popsané. Komplikovanost spočívá v jeho třírozměrnosti, nestabilitě, nebo v procesech týkajících se proudění nadzvukovými rychlostmi. Při proudění pracovní látky v mezilopatkovém kanálu se tvoří velké tlakové gradienty, které vedou k tvorbě vírových struktur nebo ke vzniku separačních bublin zpomalených smykových vrstev proudů.

Kromě hlavního, primárního, proudu se v lopatkové mříži vytváří také sekundární proud, který vzniká z důvodu zakřivení lopatkové mříže, vyrovnáváním tlakových rozdílů nehomogenních proudových polí v mezilopatkovém kanálu, nebo také vlivem vazkosti a Reynoldsových napětí. Některé významné vírové struktury v lopatkové mříži zachycuje Obrázek 1-1.



Obrázek 1-1 – Vírové struktury v lopatkové mříži (upraveno dle originálu z [8])

1.1 Klasifikace ztrát a zdroje jejich vzniku

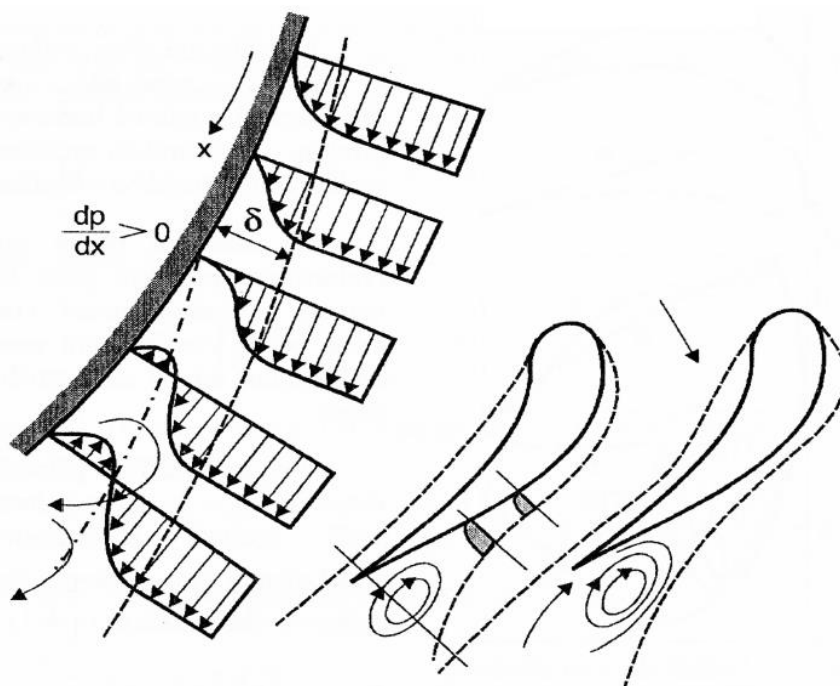
Každý návrh, případně optimalizace průtočné části, musí zahrnovat způsoby, pomocí kterých lze definovat ztráty proudění. Primární úlohou je identifikovat procesy, které se podílí na tvorbě ztrát v proudovém poli. Ve skutečnosti neexistuje žádný univerzální nástroj umožňující kompletně identifikovat všechny druhy ztrát a kvantitativně je vyšetřit. Odhad ztrát se opírá nejen o fyzikální principy, ale také o nutné zjednodušující předpoklady.

Vznik ztrát lze rozdělit do několika skupin, které zahrnují:

- odpor obtékaných ploch,
- směšování proudů,
- rázové vlny.

1.1.1 Odpor obtékaných ploch

Tato kategorie zahrnuje třecí ztráty způsobené viskozitou pracovní látky při obtékání lopatek, resp. omezujících stěn, přičemž dochází ke vzniku mezních vrstev. Následující obrázek znázorňuje vývoj mezní vrstvy při obtékání profilu v důsledku nárůstu tlaku ve směru proudění ($dp/dx > 0$).



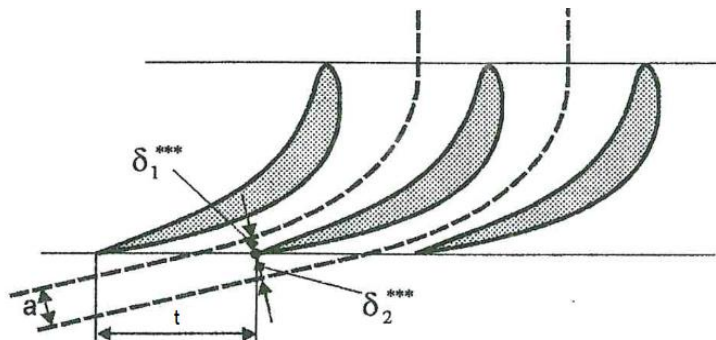
Obrázek 1-2 – Vývoj mezní vrstvy [26]

Částice tekutiny, které disponují dostatečnou rychlostí (v místech vzdálenějších od profilu) se do míst s vyšším tlakem dostanou díky kinetické energii tekutiny. Opačně je tomu tak v případě částic s menší rychlostí blíže u stěny, které jsou zbrzdované. Stagnující částice tekutiny obrátí tlakový spád proti směru proudění, výsledkem čeho je deformace rychlostního profilu u stěny, vznik vírů, příp. odtržení proudů.

Ztráty třením v lopatkové mříži lze stanovit pomocí energetické tloušťky mezní vrstvy na konci podtlakové a přetlakové strany profilu (viz Obrázek 1-3).

$$\zeta = \frac{\delta_1^{***} + \delta_2^{***}}{a} \quad 1-1$$

$$\delta^{***} = \int_0^\delta \frac{\rho \cdot w_x}{\rho_f \cdot w_f} \cdot \left(1 - \frac{w_x^2}{w_f^2}\right) \cdot \frac{1}{dy} \quad 1-2$$



Obrázek 1-3 – Určení třecích ztrát lopatkové mříže [26]

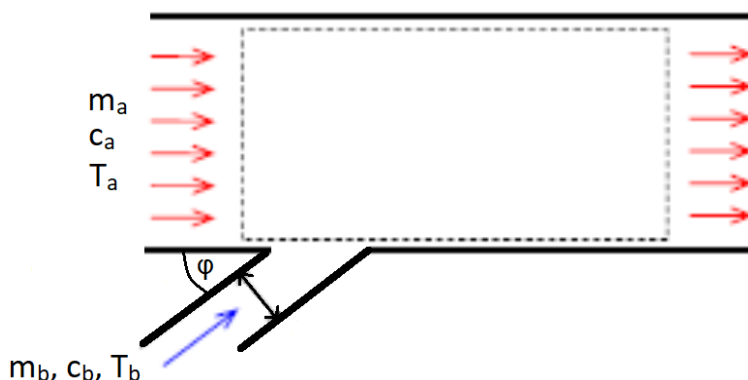
1.1.2 Směšování proudů

Jak vyplývá z názvu, jedná se o proces míšení dvou nebo několika proudů s různým tlakem, teplotou a rychlostí, které společně interagují a vytváří jednotný tok. Nejběžnějším procesem je míchání proudů s různou rychlostí. Typickým příkladem je proudění tekutiny nadbandážovou ucpávkou oběžné lopatky, která se míchá s hlavním proudem. Tím dochází k jeho narušení a tedy k lokálnímu nárůstu ztrát.

U spalovacích turbín, kde výstupní plyny ze spalovací komory dosahují extrémně vysokých teplot, je potřebné zabezpečit intenzivní chlazení teplotně exponovaných částí plynové turbíny, a tedy zde dochází k interakci chladícího vzduchu s hlavním proudem. Tyto proudy mají kromě rychlosti odlišnou i teplotu a tlak. Jejich přímá interakce tedy významným způsobem narušuje termodynamický proces expanze.

Tyto komplexní a neustálené procesy, které vedou k lokálnímu nárůstu ztrát je velice obtížně kvantifikovat. Za určitých zjednodušujících předpokladů lze celkovou ztrátu většiny směšovací procesů určit objemově váženou metodou s rovnicemi zachování hybnosti a energie. Tímto způsobem nepotřebujeme znát podrobnou fyzikální podstatu procesu míchání dílčích proudů.

Příkladem určení ztráty míšením toku nadbandážovou ucpávkou s hlavním proudem je ztrátový model dle *Zlatinova*, který ztrátu, podobně jako *Denton*, vyhodnocuje pomocí nárůstu entropie dle následujícího vztahu 1-3.



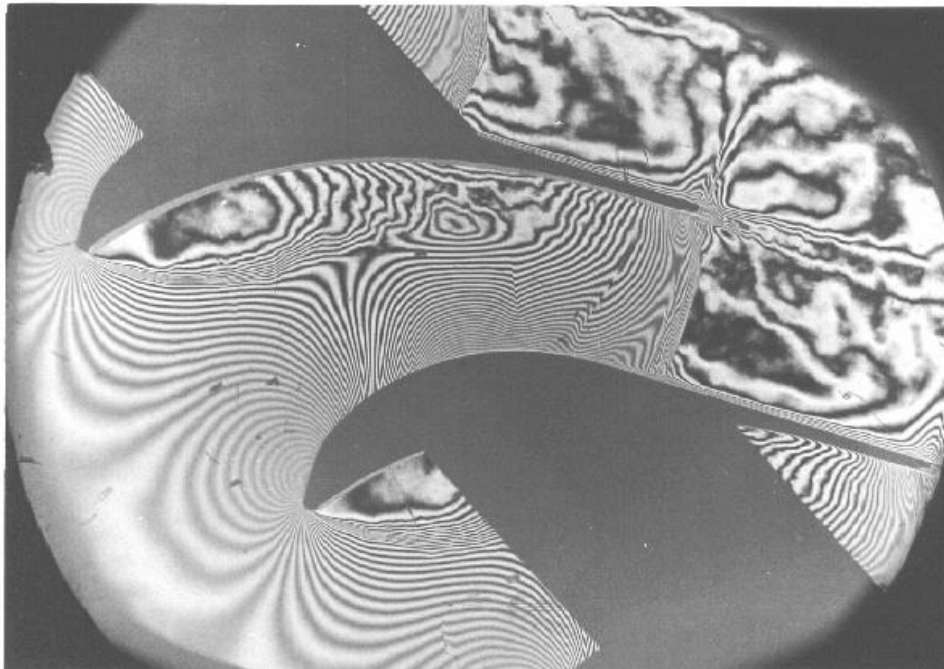
Obrázek 1-4 – Schéma pro vysvětlení rovnice 1-3 (upraveno dle originálu z [52])

$$\Delta S = \frac{m_b}{m_a} \left[\frac{(c_{x,a} - c_{x,b})^2 (c_{r,a} - c_{r,b})^2 (c_{\varphi,a} - c_{\varphi,b})^2}{2T_2} \right] \quad 1-3$$

Ve vztahu 1-3 jsou obsaženy všechny složky rychlosti (viz Obrázek 1-4), přičemž T_2 je teplota na výstupu z kontrolního objemu. Uvedený model je však platný pouze v případě, kdy je průtok ucpávkou výrazně nižší než průtok hlavního proudu.

1.1.3 Ztráty rázovými vlnami

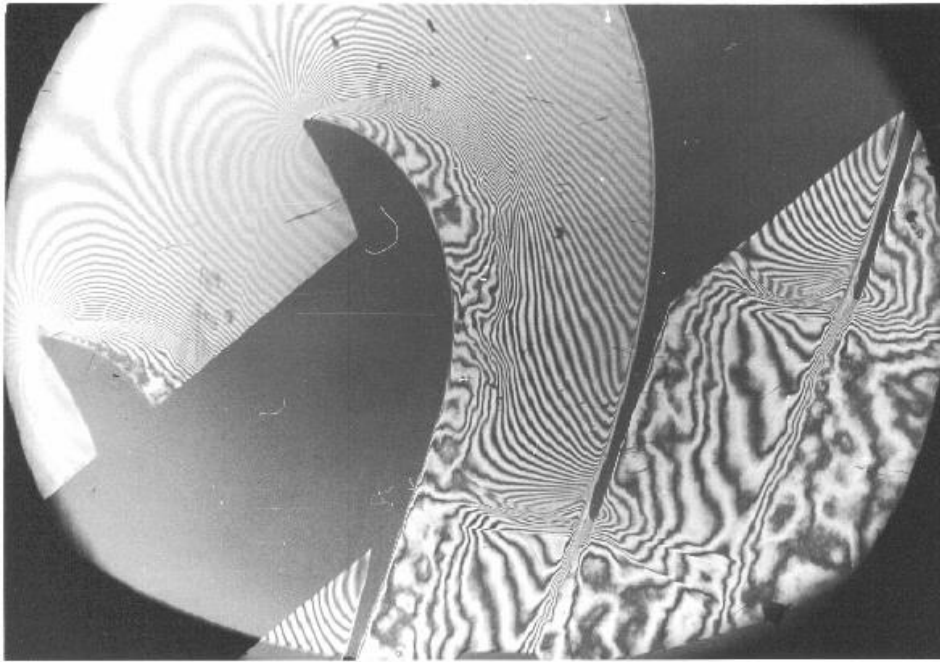
S rostoucí rychlostí proudění (Machovo číslem) se v lopatkových kanálech musí uvažovat s účinky spojené se stlačitelností pracovního média. Tyto rychlosti v některých případech překračují místní rychlosti zvuku. Lopatky jsou obtékány transsonickými či supersonickými rychlostmi za vzniku rázových vln v proudovém poli, které významným způsobem ovlivní účinnost stroje. Rázové vlny jsou jinými slovy „poruchy“ v proudu, ve kterých se skokově mění teplota, tlak i hustota pracovního média, výsledkem čeho je skoková změna Machova čísla. V rázové vlně může za určitých podmínek dojít ke změně směru proudění, což má za následek disipaci energie, kdy je část energie pracovního média transformována v energii nepřispívající k produkci užitečné práce.



Obrázek 1-5 – Interferogram proudového pole v lopatkové mříži odlehčeného stroje ($M_{2,iz} = 0,905$; $M_1 = 0,545$ $i = -67^\circ$) [49]

Interferogram na obrázku (Obrázek 1-5) představuje proudové pole pro výrazně odlehčený pracovní režim mříže s incidencí $i = -67^\circ$, výstupním izentropickým Machovo číslem $0,905$ a vstupním Machovo číslem proudu $0,545$. Bod zbrzdění vstupního proudu je posunut za náběžnou hranu na podtlakovou stranu profilu. Současně na přetlakové straně náběžné hrany dojde k rozsáhlému odtržení proudu, které způsobuje disipaci jeho kinetické energie. K opětovnému přimknutí proudu na přetlakové straně dojde v místě cca 65% tětivy profilu. [49]

Naproti tomu Obrázek 1-6 ukazuje proudové pole přetížené lopatkové mříže s incidencí $i = 30^\circ$, výstupním izentropickým Machovo číslem $1,012$ a vstupním Machovo číslem proudu $0,66$. Bod zbrzdění vstupního proudu je v tomto případě posunut za náběžnou hranu na přetlakovou stranu. V důsledku toho dojde k odtržení na podtlakové straně náběžné hrany. K přimknutí proudu na podtlakové straně sice dochází, ale bod přimknutí je nestabilní a proudové pole osciluje. [49]



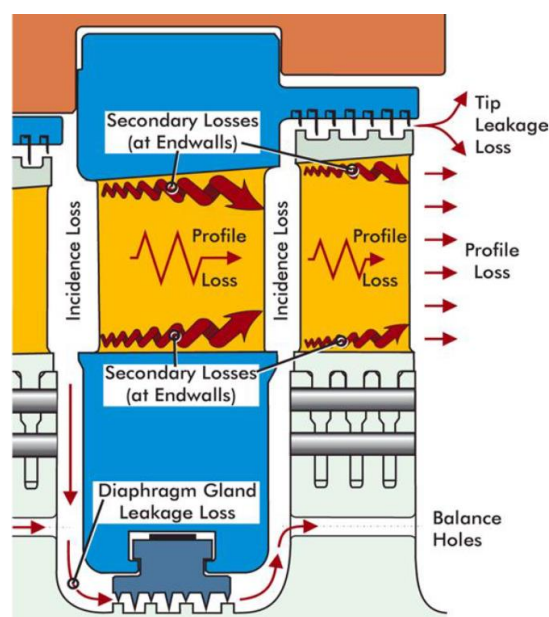
Obrázek 1-6 – Interferogram proudového pole v lopatkové mříži přetíženého stroje ($M_{2,iz} = 1,012$; $M_1 = 0,66$ $i = 30^\circ$) [49]

1.1.4 Klasifikace ztrát v axiálním turbínovém stupni

Celková ztráta v axiálním turbínovém stupni sestává z dílčích ztrát, které lze klasifikovat následovně (viz Obrázek 1-7).

Profilové ztráty jsou třecí ztráty generované v mezních vrstvách povrchu obtékaných lopatek. Velikost profilových ztrát závisí na typu mezní vrstvy, která je buď laminární, nebo turbulentní, a rychlosti hlavního proudu.

Ztráty způsobené odtokovou hranou vznikají v důsledku míšení proudů přetlakové a podtlakové strany lopatek za odtokovými hranami.



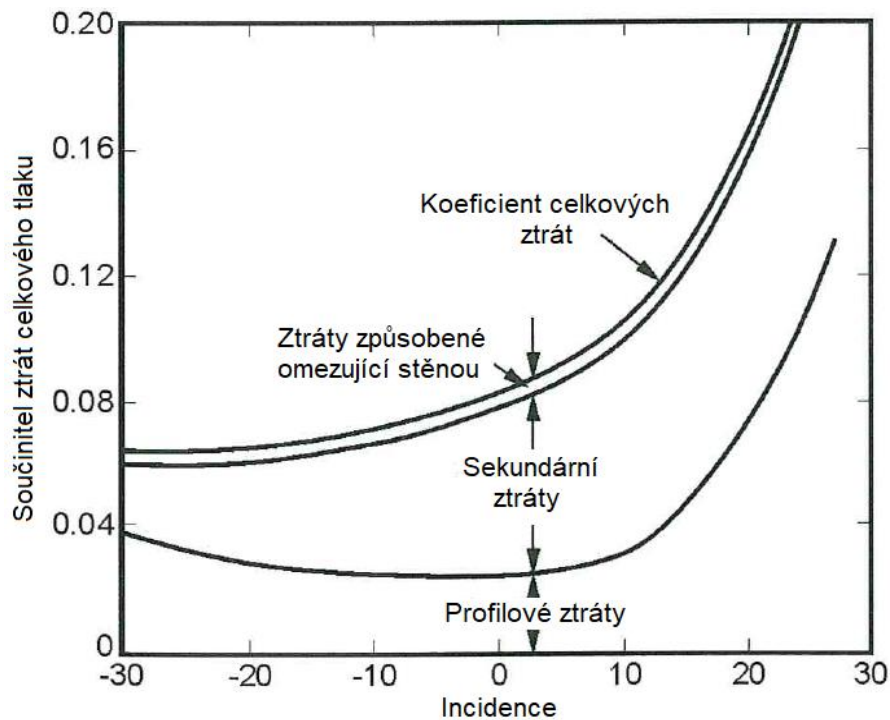
Obrázek 1-7 – Klasifikace ztrát v typickém turbínovém stupni [35]

Sekundární ztráty produkují vírové struktury, mezi které patří například kanálový, podkovitý, či protisměrný vír (viz Obrázek 1-1).

Incidenční ztráty souvisí se změnou pracovního režimu stroje. Turbínový stupeň se běžně navrhuje pro optimální pracovní režim, kdy geometrický (návrhový) úhel lopatky přibližně odpovídá nabíhajícímu úhlu proudu. Turbína ale během provozu pracuje také při jiných provozních podmínkách. Mění se tedy úhel nabíhajícího proudu a dochází k tzv. přetížení nebo odlehčení. Pokud proud nabíhá na přetlakovou stranu lopatky, jedná se o kladnou incidenci a přetížený režim. Naproti tomu, záporná incidence vzniká při proudění na podtlakovou stranu lopatky, čemu odpovídá odlehčený režim.

Dalšími přídatnými ztrátami jsou například **ztráty vznikající na omezujících stěnách**, **ztráty únikem pracovního média ucpávkami**, **ztráta vlhkostí pracovní tekutiny**, a další.

Následující závislost naznačuje vliv tří nejvýznamnějších typů ztrát na úhlu incidence pro konkrétní případ testované lopatkové mříže.



Obrázek 1-8 – Průběh dílčích ztrát v závislosti na incidenci [22]

2 Přehled vybraných ztrátových modelů

V turbinářské praxi existuje celá řada matematických modelů, které umožňují predikovat ztráty turbínových mříží. Nejvýznamnější ztrátové modely podle jednotlivých autorů shrnuje následující tabulka (Tabulka 2-1).

Označení proudových a návrhových úhlů lopatkové mříže v níže popsaných ztrátových modelech nerespektuje absolutní a relativní souřadný systém rozváděcí, resp. oběžné mříže. Proto se v rovnicích objevuje pouze označení α jako obecný úhel s dodatečnou identifikací vstupní, resp. výstupní roviny mříže s příslušným indexem (f – proud, m - lopatka).

Tabulka 2-1 Přehled ztrátových modelů

Rok	Autoři	Ztráty	D/OD
1949	Soderberg	$TT = PR + SE + TL$	D
1951	Ainley & Mathieson	$TT = PR + SE + TL + TE$	D + OD
1960	Steward et al	PR, SE	D
1965	Smith	TT	OD
1968	Baljí & Binsley	$TT = PR + SE + TL$	D
1969	Mukhatarov & Krichakin	$TT = PR + SE + TL$	D + OD
1970	Craig & Cox	$TT = PR + SE$	D + OD
1970	Dunham & Came	$TT = PR + SE + TL + TR$	D + OD
1971	Kroon & Tobiasz	TT	D + OD
1977	Traupel	$TT = PR + SE + FA + TL + TE$	D
1980	Zehner	PR	OD
1981	Machi & Perdichizzi	TT	D + OD
1982	Kacker & Okapuu	$TT = PR + SE + TL + TE$	D + OD
1987	Sharma & Butler	SE	D
1990	Moustapha et al	PR, SE	OD
1992	Okan & Gregory-Smith	SE	D
1992	Schobeiri & Abouelkheir	PR	OD
1993	Denton	$TT = PR + SE + TL + TE$	D

Legenda:

TT – Celkové ztráty, **PR** – Profilové ztráty, **SE** – Sekundární ztráty, **FA** – Ventilační ztráty,
TL – Ztráty únikem nadbandážovou ucpávkou, **TE** – Ztráty na odtokové hraně
D – Design (návrhový režim), **OD** – Off-design (nenávrhový režim)

2.1 D. G. Ainley a G. C. R. Mathieson

Autoři (A&M) patří mezi uznávané osobnosti, které v této oblasti výzkumu přinesly mnoho zajímavých poznatků. Předmětem jejich výzkumu byly zejména spalovací turbíny. Přesto, že se jedná o poznatky z padesátých let minulého století, kdy ještě nebyly k dispozici moderní a přesné měřicí metody, jsou stále zdrojem důležitých informací, které jsou využitelné i v současnosti.

Ve svých pracích popisují ztrátové modely pro profilové ztráty, sekundární ztráty, ztráty způsobené radiální mezerou a ztráty vznikající v důsledku změny provozního režimů turbíny.

Koeficient celkových ztrát popisují jako součet profilových a sekundárních ztrát a ztrát radiální mezerou. Tento součet je vynásoben součinitelem ztrát odtokové hrany χ_{TE} , který se pohybuje v rozmezí od 1 do 1,8.

$$\zeta_C^{AM} = (\zeta_p^{AM} + \zeta_s^{AM} + \zeta_{cl}^{AM}) \cdot \chi_{TE} \quad 2-1$$

a) Profilové ztráty

Ztrátový model byl zpracován z měření na různých lopatkových mřížích a turbínových stupních. V té době se lopatkové profily navrhovaly jednoduchým způsobem pomocí kružnic a přímk, nebo parabolických křivek. Korelace jsou založeny na sérii závislostí celkových ztrát na poměrné rozteči t/c .

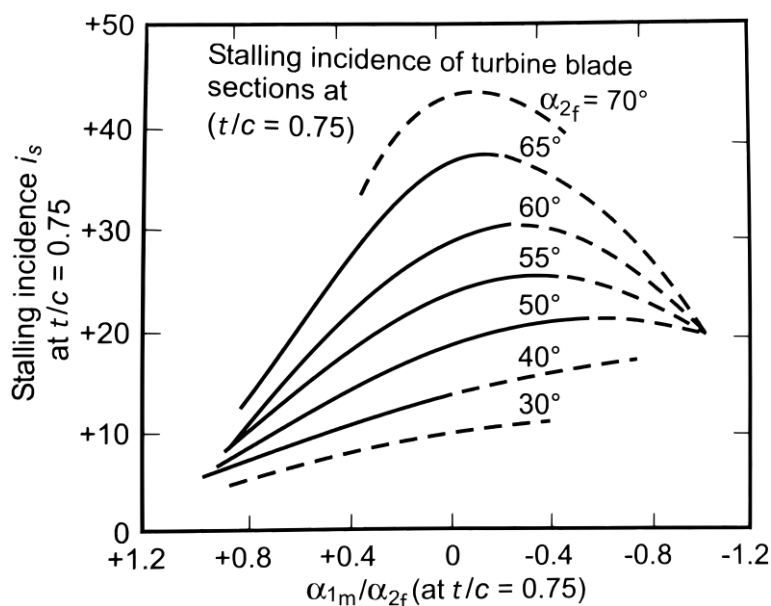
Označení jednotlivých úhlů bude pro rozváděcí a oběžnou lopatkovou mříž odlišné. Proto se v rovnicích objevuje index „1“ pro vstupní a index „2“ pro výstupní hodnoty z lopatkové mříže.

Základní profilovou ztrátu pro nulovou incidenci nabíhajícího proudu lze odhadnout ze vztahu 2-2.

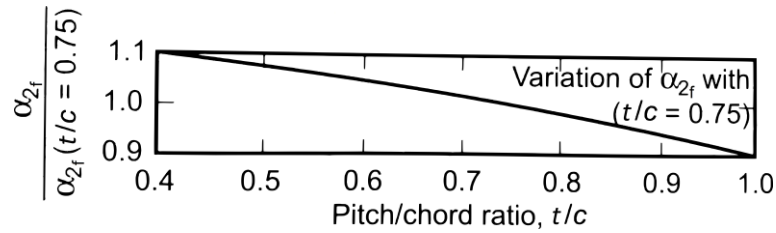
$$\zeta_p^{AM(i=0)} = \left\{ \zeta_p(\alpha_{1m}=0) + \left(\frac{\alpha_{1m}}{\alpha_{2f}} \right)^2 \cdot \left[\zeta_p(\alpha_{1m}=\alpha_{2f}) - \zeta_p(\alpha_{1m}=0) \right] \right\} \cdot \left(\frac{b_{max}/c}{0.2} \right)^{\frac{\alpha_{1m}}{\alpha_{2f}}} \quad 2-2$$

Rozsah poměru maximální tloušťky profilu k těživě (b_{max}/c) je od 0,15 do 0,25. Testy probíhaly při $i = 0$; $b_{max}/c = 0,2$; $Ma_2 < 0,6$; $Re > 2 \cdot 10^5$.

Pro určení hodnot profilových ztrát mimo návrhovou provozní oblast se profilová ztráta při nulové incidenci $\zeta_p^{AM(i=0)}$ vynásobí koeficientem incidence $X_{p,i}$. K jeho určení je potřebné nejdříve odhadnout incidenci, při které dojde k odtržení proudu od povrchu lopatky. Autoři zjistili, že kladnou incidenci odtržení je možné korelovat s poměrem t/c , výstupním úhlem proudu z mříže a poměrem vstupního úhlu profilu k výstupnímu úhlu proudu $\left(\frac{\alpha_{1m}}{\alpha_{2f}} \right)$. Incidenci odtržení pro turbínovou mříž s $t/c = 0,75$ lze odhadnout z grafu (Obrázek 2-1) a korekci výstupního úhlu proudu z grafu (Obrázek 2-2).

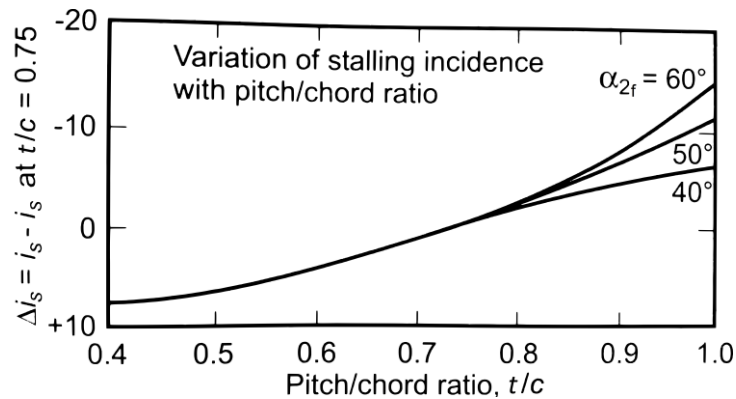


Obrázek 2-1 – Odhad incidence odtržení (převzato z [1])

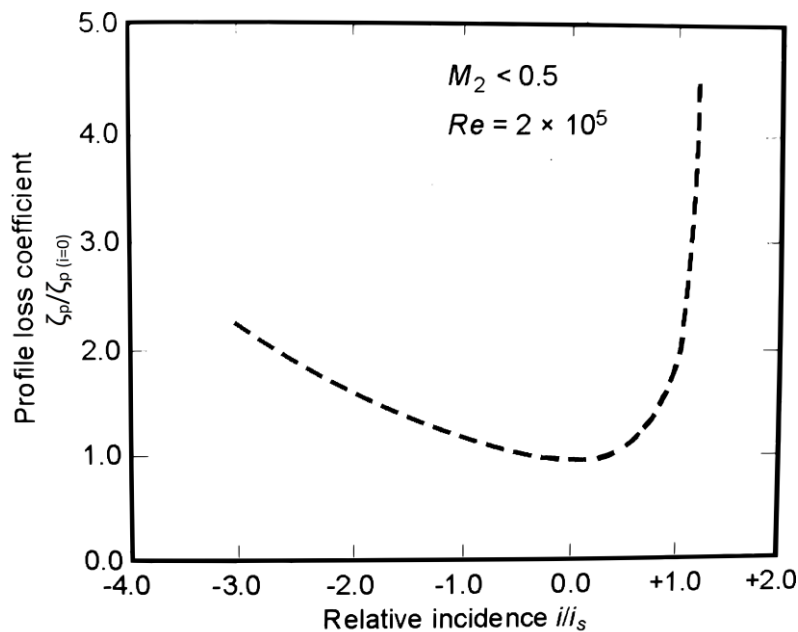


Obrázek 2-2 – Korekce výstupního úhlu proudu (převzato z [1])

Pro jinou hodnotu poměrné rozteče profilu t/c lze provést odhad incidence odtržení podle grafu (Obrázek 2-3). Výsledný koeficient incidenčních ztrát lze pak odhadnout z grafu (Obrázek 2-4).



Obrázek 2-3 – Korekce incidence odtržení pro konkrétní poměr t/c (převzato z [1])



Obrázek 2-4 – Odhad profilových ztrát pro nenávrhové režimy (převzato z [1])

b) Sekundární ztráty

Sekundární ztráty autoři vyhodnocují pomocí rovnice, ve které je kromě vstupních a výstupních proudových úhlů také izentropický součinitel vztaku $c_{L,iz}$ a parametr definující geometrii lopatkové mříže λ (rovnice 2-6).

$$\zeta_s^{AM} = \lambda \cdot \left(\frac{c_{L,iz}}{\frac{t}{c}} \right)^2 \cdot \frac{\cos^2 \alpha_{2f}}{\cos^3 \alpha_\infty} \quad 2-3$$

Izotropický součinitel vztlaku $c_{L,iz}$ je možné odvodit pomocí Žukovského věty pro cirkulaci rychlosti.

$$c_{L,iz} = 2 \cdot \frac{t}{c} \cdot (\operatorname{tg} \alpha_{1f} - \operatorname{tg} \alpha_{2f}) \cdot \cos \alpha_\infty \quad 2-4$$

$$\alpha_\infty = \operatorname{tg}^{-1} \left(\frac{1}{2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{1f} + \operatorname{tg} \alpha_{2f} \right) \quad 2-5$$

Parametr λ je funkcí poměru vstupních a výstupních průtočných ploch mezilopatkového kanálu a poměru poloměrů na patě a špičce lopatky.

$$\lambda = f \left[\frac{\left(\frac{S_1}{S_2} \right)^2}{1 + \frac{r_r}{r_t}} \right] \quad 2-6$$

c) Ztráty únikem nadbandážovou ucpávkou

Problematika úniku proudícího média mezi špičkou rotorové lopatky a tělesem turbíny není autory A&M dostatečně zdokumentována. Uvádějí pouze dva teoretické vztahy (2-7 a 2-8). Později došlo ke zpřesnění těchto ztrát autory *Dunham & Came*.

$$\zeta_{cl}^{AM} = B \cdot \frac{\delta_r}{h} \cdot \frac{c_{L,iz}^2}{\frac{t}{c}} ; B = 0,5 \text{ (bez bandáže)}, B = 0,25 \text{ (s bandáží)} \quad 2-7$$

Dosažením za $c_{L,iz}$ a úpravou:

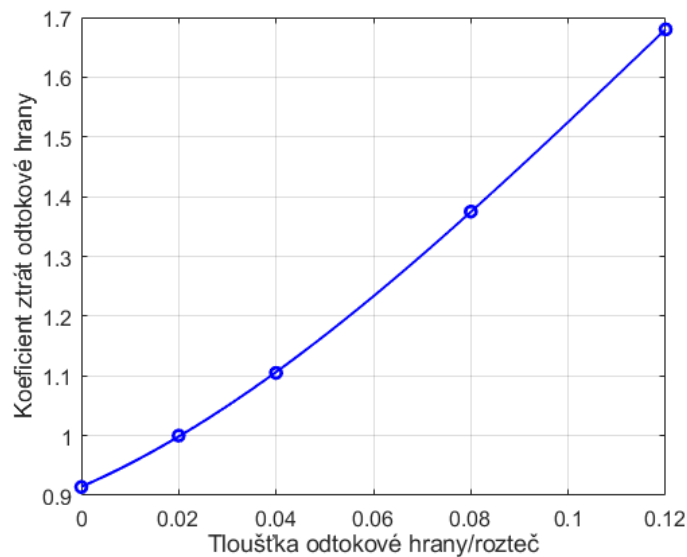
$$\zeta_{cl}^{AM} = 4B \cdot \frac{\delta_r}{h} \cdot \frac{\cos^2 \alpha_{2f}}{\cos \alpha_\infty} \cdot (\operatorname{tg} \alpha_{1f} - \operatorname{tg} \alpha_{2f})^2 \quad 2-8$$

2.2 J. Dunham a P. M. Came

V roce 1970 *J. Dunham a P. M. Came* (D&C) zpětně prozkoumali korelace definované A&M, přičemž bylo jejich snahou dosáhnout výraznějších zpřesnění. Původních 16 testovaných turbínových stupňů bylo doplněno o dalších 9. Bylo zjištěno, že korelační vztahy definované A&M nejsou dostačující pro stupně turbín menších výkonů. Modifikace se prováděly především ve vztazích popisujících sekundární ztráty a ztráty radiální mezerou. D&C také odvodili nové korekce pro Reynoldsovo číslo a výstupní Machovo číslo. Celkové ztráty podle D&C jsou:

$$\zeta_c^{DC} = \left[(\zeta_p^{DC} + \zeta_s^{DC}) \cdot \left(\frac{Re}{2 \cdot 10^5} \right)^{-0.2} + \zeta_{cl}^{DC} \right] \cdot \chi_{TE} \quad 2-9$$

Koeficient ztrát odtokové hrany je definovaný stejným způsobem jako pomocí modelu A&M.



Obrázek 2-5 – Odhad koeficientu ztrát odtokové hrany (převzato z [16])

a) Profilové ztráty

Rozdíl oproti vztahům podle A&M spočívá pouze ve zmíněné korekci na výstupní Machovo číslo.

$$\zeta_p^{DC} = \zeta_p^{AM} \cdot [1 + 60 \cdot (Ma_2 - 1)^2] ; Ma_2 > 1 \quad 2-10$$

Korekce byla provedena pouze pro případ, kdy je výstupní Machovo číslo vyšší než 1 a pro nulovou incidenci vstupního proudu.

b) Sekundární ztráty

Ve vztahu pro odhad sekundárních ztrát ve srovnání s modelem A&M používá přesnější korelaci poměrné rozteče t/c .

$$\zeta_s^{DC} = 0,0334 \cdot \frac{c}{t} \cdot [4 \cdot (\operatorname{tg} \alpha_{1f} - \operatorname{tg} \alpha_{2f})^2] \cdot \left(\frac{\cos^2 \alpha_{2f}}{\cos \alpha_\infty} \right) \cdot \left(\frac{\cos \alpha_{2f}}{\cos \alpha_{1f}} \right) \quad 2-11$$

c) Ztráty únikem nadbandážovou ucpávkou

Zpřesnění modelu spočívá v zavedení mocninové funkce $(\delta_r/c)^{0,78}$.

$$\zeta_{cl}^{DC} = B \cdot \frac{c}{h} \cdot \left(\frac{\delta_r}{c} \right)^{0,78} \cdot 4 \cdot (\operatorname{tg} \alpha_{1f} - \operatorname{tg} \alpha_{2f})^2 \cdot \left(\frac{\cos^2 \beta_{2f}}{\cos \alpha_\infty} \right) \quad 2-12$$

Změna oproti model A&M je také v hodnotách koeficientu B , kde pro lopatkování bez bandáže je $B = 0,47$ a pro lopatkování s bandáží $B = 0,37$. Pro lopatkování s bandáží se používá tzv. ekvivalentní vůle δ_e (2-13), kde δ_r je geometrická vůle a z je počet břitů labyrintové ucpávky.

$$\delta_e = \frac{\delta_r}{z^{0,42}} \quad 2-13$$

2.3 S. C. Kacker a U. Okapuu

Metoda predikce ztrát podle K&O (1981) je založena na korelacích podle A&M a částečné modifikaci D&C. Byla prokázána lepší predikce účinnosti širokého spektra axiálních turbín.

Hlavním přínosem ztrátových modelů podle *K&O* je doplnění o ztráty způsobené rázovými vlnami a stlačitelnost proudícího média.

Celkové ztráty autoři popisují následovně:

$$\zeta_c^{KO} = \zeta_p^{KO} \cdot \chi_{Re} + \zeta_s^{KO} + \zeta_{cl}^{KO} + \zeta_{te}^{KO} \quad 2-14$$

Koeficient χ_{Re} je korekce na Reynoldsovo číslo. Ve srovnání s modely *A&M* a *D&C*, je model *K&O* založen na myšlence, že Reynoldsovo číslo ovlivňuje pouze profilové ztráty a ztráty na odtokové hraně jsou od ostatních ztrátových členů řešené odděleně.

$$\chi_{Re} = \begin{cases} \left(\frac{Re}{2 \cdot 10^5}\right)^{-0.4} & Re \leq 2 \cdot 10^5 \\ 1 & 2 \cdot 10^5 > Re > 10^6 \\ \left(\frac{Re}{10^6}\right)^{-0.2} & Re > 10^6 \end{cases} \quad 2-15$$

a) Profilové ztráty

K&O definovali ztrátový model pro profilové ztráty následovně:

$$\zeta_p^{KO} = 0,914 \cdot \left(\frac{2}{3} \cdot K_p \cdot \chi_i \cdot \zeta_{P(i=0)} + \zeta_{Sh}\right) \quad 2-16$$

$\zeta_{P(i=0)}$ je profilová ztráta při nulové incidenci, která byla popsána v rámci modelu *A&M* rovnicí 2-2. Korekce na vliv incidence představuje koeficient χ_i a ztrátový člen ζ_{Sh} popisuje ztráty způsobené rázovými vlnami.

$$\zeta_{Sh} = 0,75 \cdot (Ma_{1,r} - 0,4)^{1,75} \cdot \frac{r_r}{r_t} \cdot \frac{p_1}{p_2} \cdot \frac{1 - \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} \cdot Ma_1^2\right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}}{1 - \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} \cdot Ma_2^2\right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}} \quad 2-17$$

$$Ma_{1,r} = Ma_1 \cdot \left[1 + K \cdot \left(\frac{R_r}{R_t} - 1\right)^{2,2}\right]; K = 1,8 \text{ (stator)}, K = 5,2 \text{ (rotor)} \quad 2-18$$

Profilové ztráty určené *A&M* byly odvozeny z testů při nízkých podzvukových rychlostech. Proto bylo snahou *K&O* upřesnit ztrátový model a vnést do něj také vliv vyšších Machova čísel proudu. Byl proto zaveden opravný faktor K_p (rovnice 2-19).

$$K_p = 1 - 1,25 \cdot (Ma_2 - 0,2) \cdot \left(\frac{Ma_1}{Ma_2}\right)^2; Ma_2 > 0,2 \quad 2-19$$

b) Sekundární ztráty

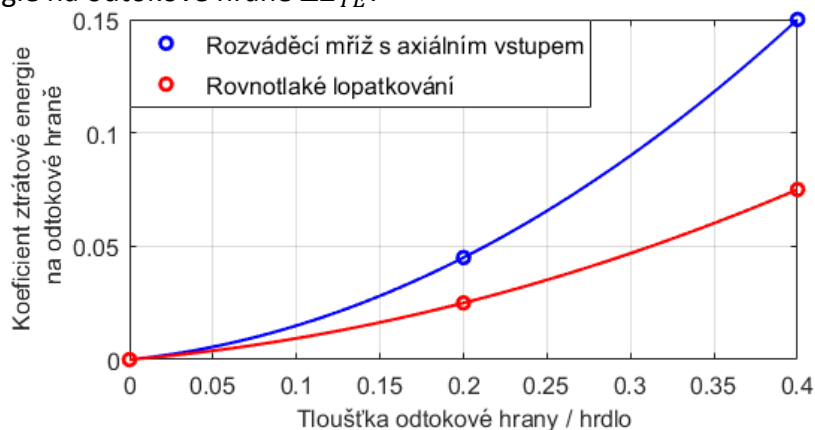
Jedná se o úpravu modelu sekundárních ztrát podle *D&C*. Ve vztahu vystupuje kromě opravného koeficientu pro vyšší Machova čísla proudu K_p a koeficientu poměrné rozteče χ_{AR} také kvadrát poměru axiální tětivy a rozteče c_{ax}/t .

$$\zeta_s^{DC} = 0,04 \cdot \frac{c}{t} \cdot \chi_{AR} \left[4 \cdot (\operatorname{tg} \alpha_{0f} - \operatorname{tg} \alpha_{1f})^2\right] \cdot \left(\frac{\cos^2 \alpha_{1f}}{\cos \alpha_m}\right) \cdot \left(\frac{\cos \alpha_{1f}}{\cos \alpha_{0D}}\right) \cdot \left[1 - \left(\frac{c_{ax}}{t}\right)^2 \cdot (1 - K_p)\right] \quad 2-20$$

$$\chi_{AR} = \begin{cases} 1 - 0,25 \cdot \sqrt{1 - \frac{t}{c}} & \frac{t}{c} \leq 2 \\ 1 & \frac{t}{c} > 2 \end{cases} \quad 2-21$$

c) Ztráty odtokové hrany

K&O definovali ztrátový součinitel odtokové hrany jako funkci výstupního Machovo čísla a ztrátové energie na odtokové hraně ΔE_{TE} .



Obrázek 2-6 – Odhad koeficientu ztrátové energie odtokové hrany (převzato z [25])

d) Ztráty únikem nadbandážovou ucpávkou

Pro lopatkování s bandáží používají K&O stejný vztah jako D&C (rovnice 2-13). Rozdíl je u lopatkování bez bandáže, kde K&O uvádí závislost mezi změnou celkové účinnosti ($\Delta\eta_{T-T}$) a změnou radiální mezery $\Delta\delta_r$.

$$\Delta\eta_{T-T} = 0,93 \cdot \frac{r_t}{r_m} \cdot \left(\frac{1}{t \cdot \cos \alpha_{2f}} \right) \cdot \eta_{T-T,0} \cdot \Delta\delta_r \quad 2-22$$

$\eta_{T-T,0}$ představuje účinnost (T-T) za předpokladu nulové radiální vůle ($\delta_r = 0$).

2.4 H. R. M. Craig a H. J. A. Cox

Autoři C&C (1970) představili matematické modely predikce ztrát, které bylo možné využít v širokém rozsahu Reynoldsovo a Machovo čísel proudu, poměrných roztečí a dalších důležitých parametrů s přesností méně než $\pm 1,25\%$ z celkové účinnosti.

Ve své metodice autoři rozdělují ztráty do dvou základních skupin (viz Tabulka 2-2).

Tabulka 2-2 Rozdělení ztrát podle autorů C&C

1. Skupina	2. Skupina
Profilové ztráty statoru	Ztráty hřídelové ucpávky
Profilové ztráty rotoru	Ztráty vyrovnávacích otvorů
Sekundární ztráty statoru	Ztráty nadbandážové ucpávky
Sekundární ztráty rotoru	Ztráty vázacích drátů
Ztráty omezujících stěn statoru	Ztráty vlhkostí
Ztráty omezujících stěn rotoru	Ventilační ztráty
	Ztráty parciálním ostřikem

a) Profilové ztráty

$$\zeta_p^{CC} = X_{p,b} X_{p,Re} X_{p,te} X_{p,i} + (\Delta\zeta_p)_{te} + (\Delta\zeta_p)_{t/e} + (\Delta\zeta_p)_{Ma} \quad 2-23$$

$X_{p,b}$ základní profilová ztráta.

$X_{p,Re}$ korekce na Reynoldsovo číslo.

$X_{p,te}$ korekce na vliv tloušťky odtokové hrany.

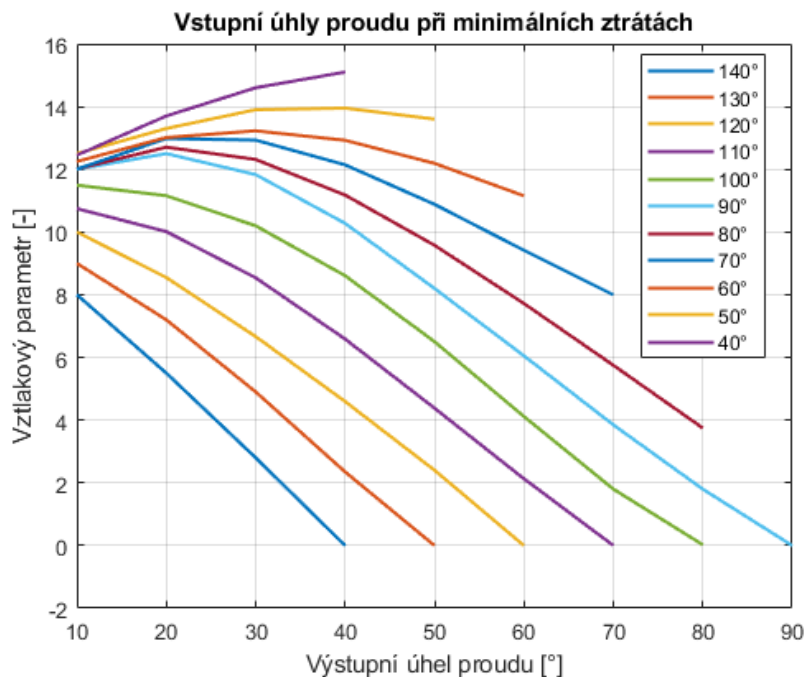
$X_{p,i}$ korekce na vliv incidence.

$(\Delta\zeta_p)_{te}$ přírůstek ztrát v důsledku tloušťky odtokové hrany.

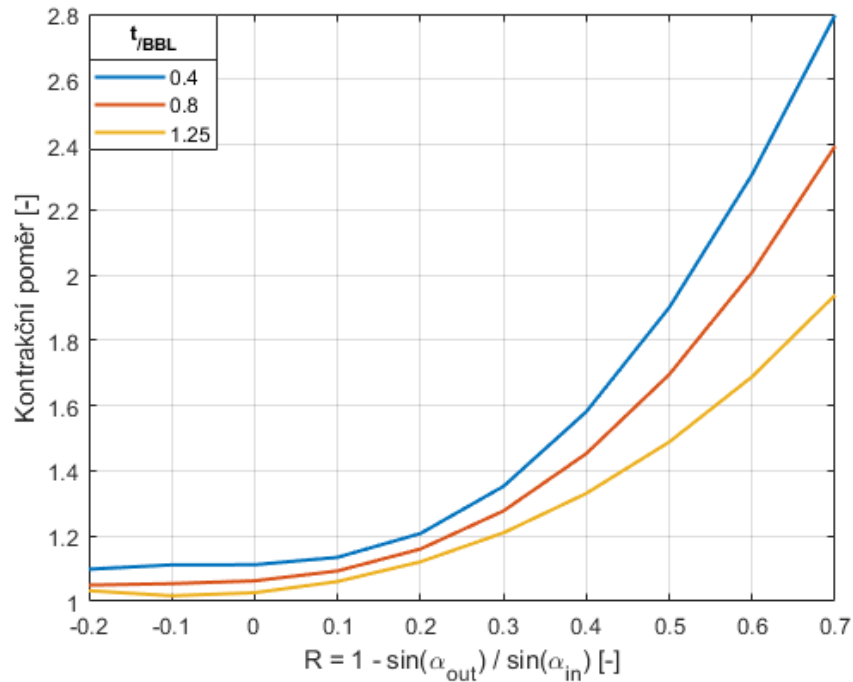
$(\Delta\zeta_p)_{s/e}$ přírůstek ztrát v důsledku zakřivení odtokové hrany.

$(\Delta\zeta_p)_{Ma}$ přírůstek ztrát v případě supersonické výstupní rychlosti (jen pro $Ma_{out} > 1$).

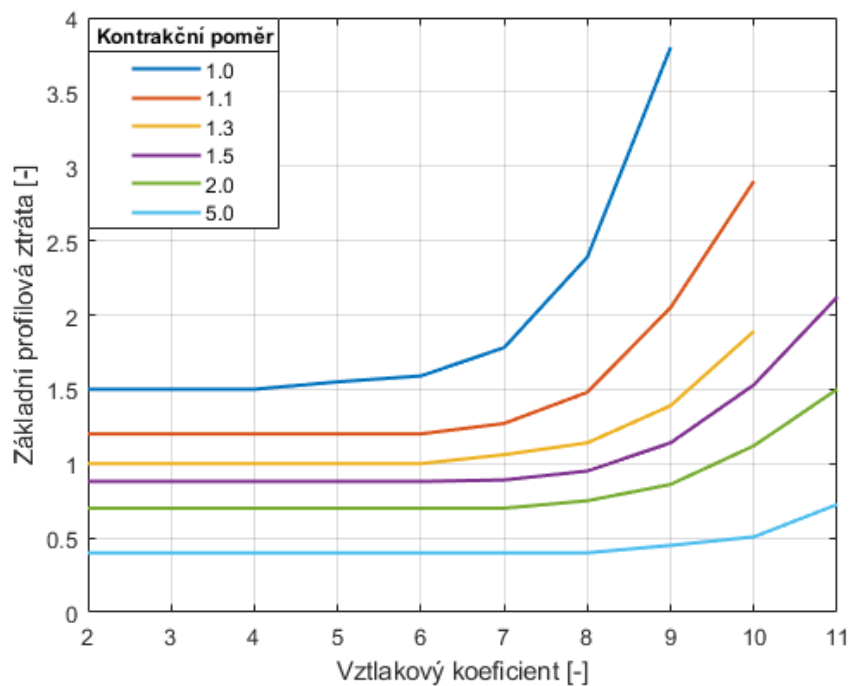
Určení „základní“ profilové ztráty vychází z podmínky podzvukového proudění při nulové nebo velmi malé incidenci. Pro odhad základní profilové ztráty autoři zavedli dva důležité parametry. Prvním z nich je tzv. „vztlakový parametr“ (F_L), který je určen ze vstupního a výstupního úhlu proudu (Obrázek 2-7). Druhým parametrem je tzv. „kontrakční poměr“ (CR), který je funkcí poměru rozteče k délce střední čáry profilu t/BBL a relativních vstupních a výstupních úhlů proudu. Tento parametr lze odhadnout z grafu (Obrázek 2-8). Následně lze z diagramu (Obrázek 2-9) odhadnout hodnotu základní profilové ztráty.



Obrázek 2-7 – Odhad vztlakového parametru (převzato z [7])

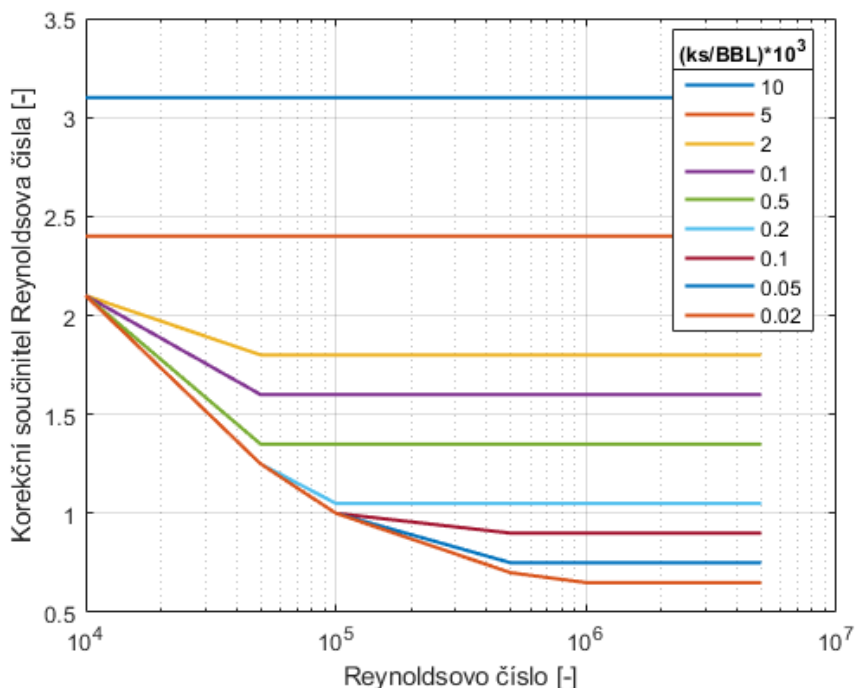


Obrázek 2-8 – Odhad kontrakčního poměru (převzato z [7])



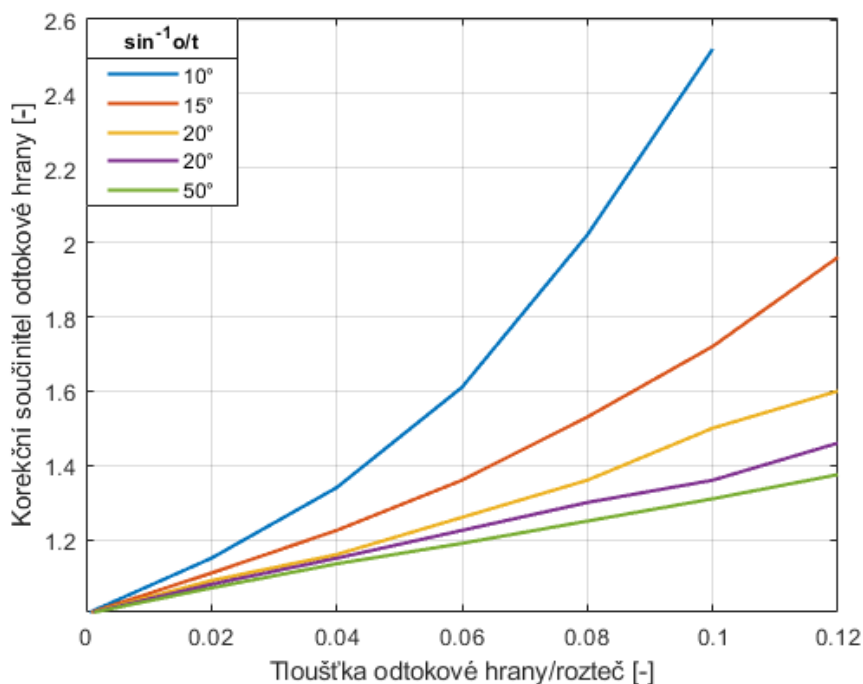
Obrázek 2-9 – Odhad základní profilové ztráty (převzato z [7])

Koeficient $X_{p,Re}$ ve vztahu pro určení profilových ztrát zahrnuje korekci na vliv Reynoldsova čísla, přičemž jako charakteristický rozměr ve výpočtu Re je použita velikost hrdla profilové mříže. Pro určení $X_{p,Re}$ lze použít graf (Obrázek 2-10).



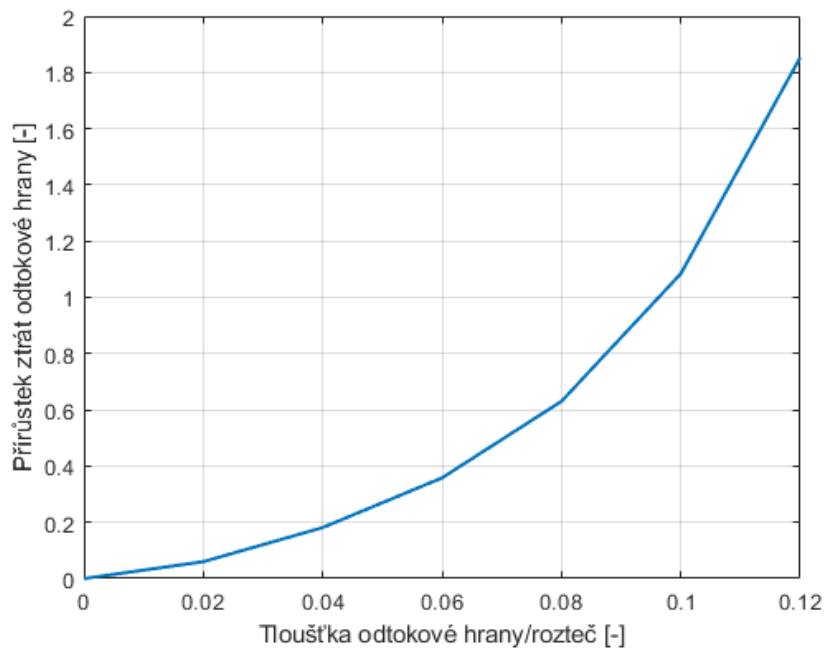
Obrázek 2-10 – Odhad $X_{p,Re}$ (převzato z [7])

Další koeficient vystupující v rovnici 2-23 pro určení profilových ztrát slouží pro korekci ztrát vlivem tloušťky odtokové hrany. Jeho hodnota je funkcí výstupního úhlu proudu a poměru tloušťky odtokové hrany k rozteči (viz Obrázek 2-11).



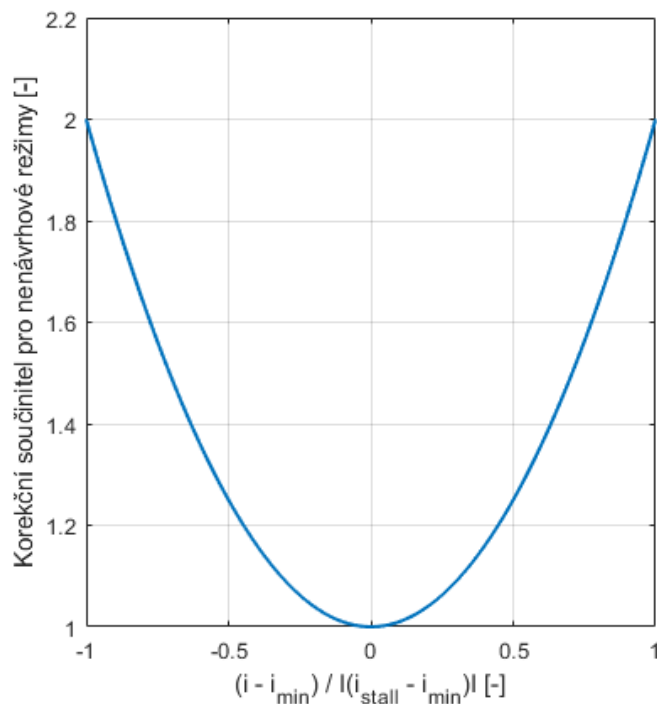
Obrázek 2-11 – Odhad $X_{p,te}$ (převzato z [7])

Kromě jednotlivých součinitelů pro odhad profilových ztrát vystupují v rovnici 2-23 i tři různé přírůstky profilových ztrát: $(\Delta\zeta_p)_{Ma}$, $(\Delta\zeta_p)_{t/e}$ a $(\Delta\zeta_p)_{te}$. První dva souvisí s vlivem vyšších výstupních Machovo čísel ($Ma_{out} > 1$) v závislosti na geometrii profilu lopatky. Poslední přírůstek ztrát představuje přídatný vliv tloušťky odtokové hrany a lze jej odhadnout z grafu (Obrázek 2-12).



Obrázek 2-12 – Odhad $(\Delta\zeta_p)_{te}$ (převzato z [7])

Poslední koeficient pro určení profilových ztrát zahrnuje vliv nenávrhových provozních režimů. Poměr koeficientu incidence a incidenčního poměru je znázorněn na následujícím grafu (Obrázek 2-13).



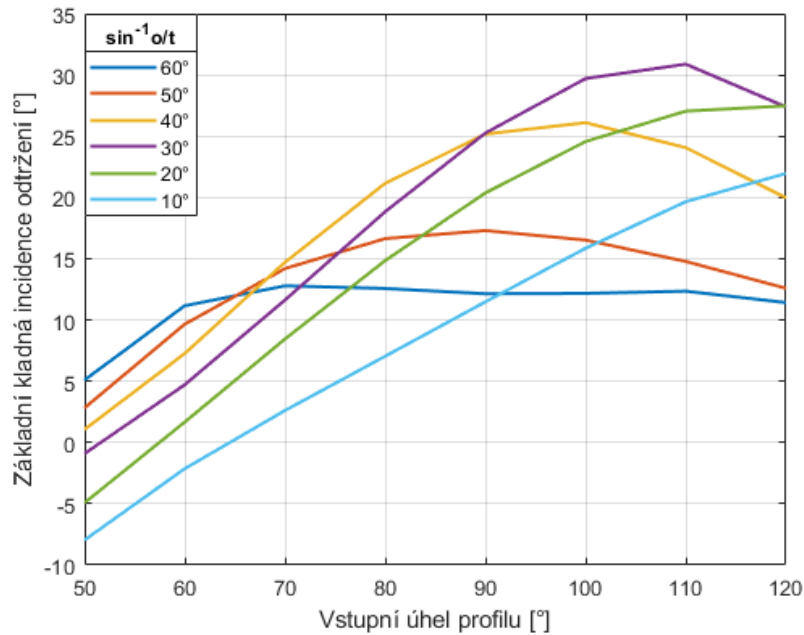
Obrázek 2-13 – Odhad $X_{p,i}$ (převzato z [7])

V této metodě byly parametry záporné incidence odtržení, kladné incidence odtržení a incidence minimálních ztrát, odpovídající nominálnímu úhlu náběhu proudu s nulovou hodnotou incidence, korelovány nezávisle na sobě. Pomocí těchto hodnot lze pak na základě grafu (Obrázek 2-13) odhadnout koeficient incidenčních ztrát.

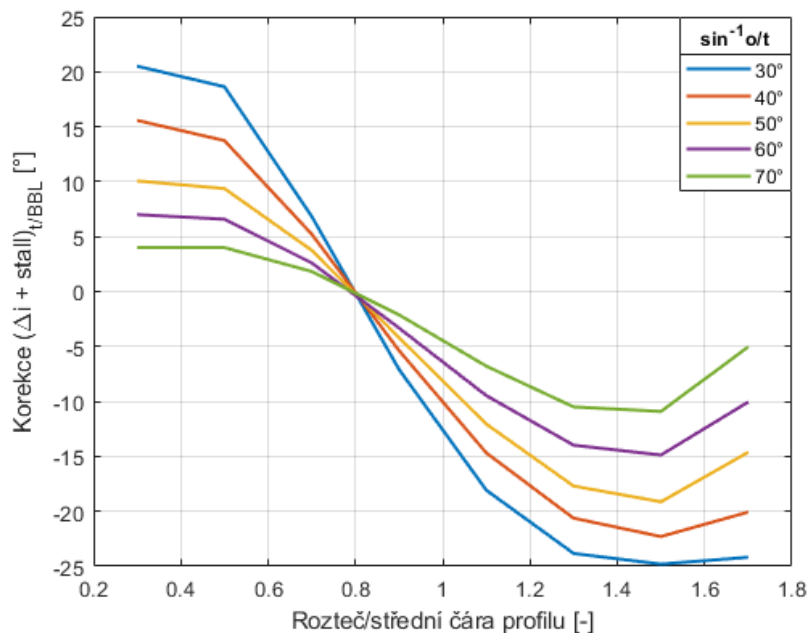
Rovnice a korelace pro uvedené parametry závisí na tom, zda je vstupní úhel profilu větší nebo menší než 90° . Když bude vstupní úhel profilu $\alpha_{1m} \leq 90^\circ$, kladná incidence odtržení se definuje jako:

$$i_{+stall} = (i_{+stall})_{basic} + (\Delta i_{+stall})_{\frac{t}{BBL}} + (\Delta i_{+stall})_{CR} \quad 2-24$$

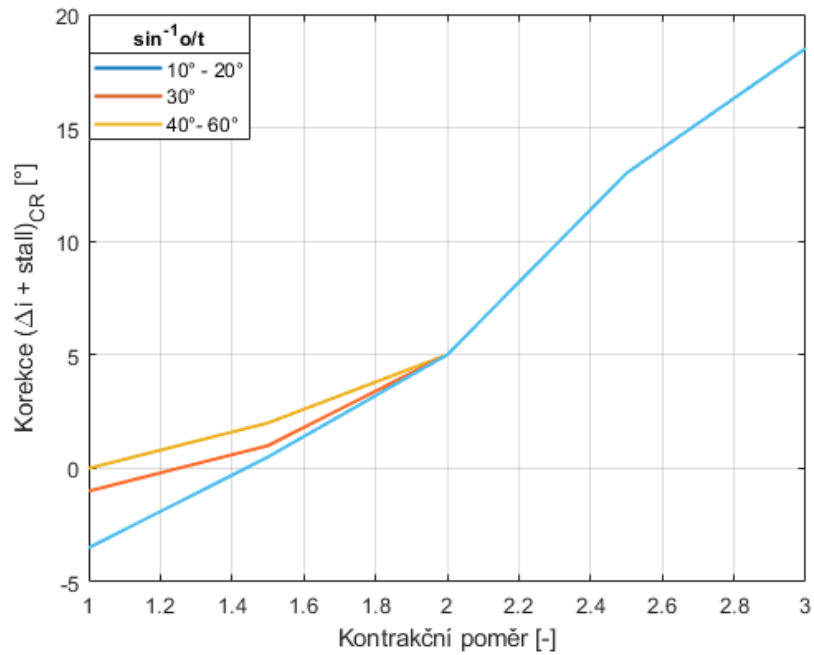
Všechny potřebné dílčí parametry uvedené v rovnici 2-24 je možné odhadnout v následujících grafech (Obrázek 2-14, Obrázek 2-15 a Obrázek 2-16).



Obrázek 2-14 – Odhad $(i_{+stall})_{basic}$ (převzato z [7])



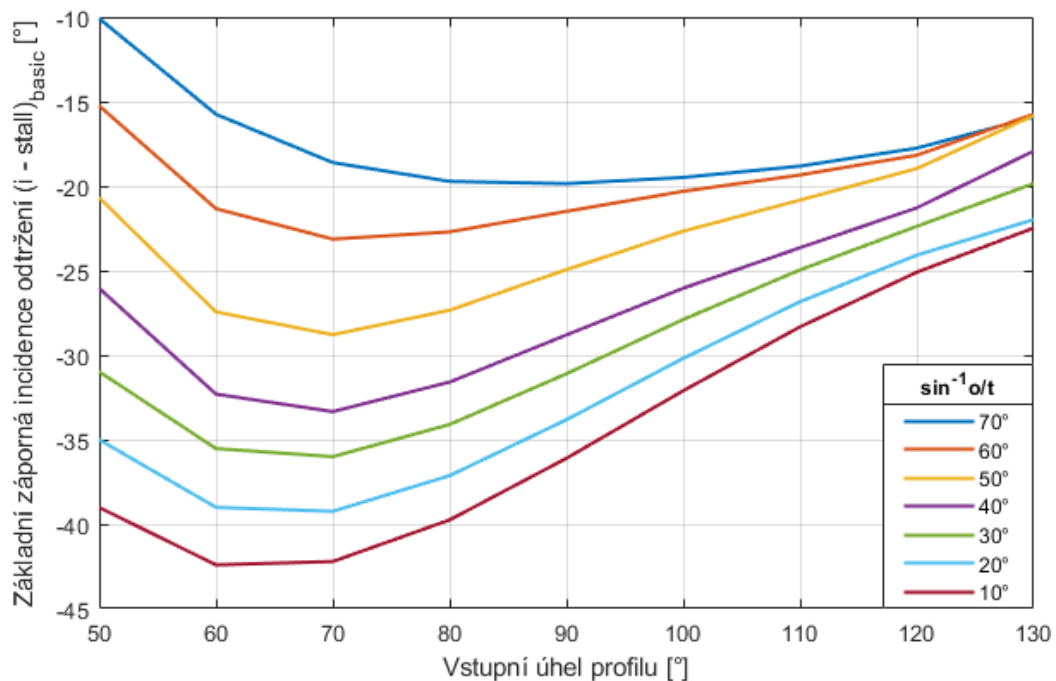
Obrázek 2-15 – Odhad $(\Delta i_{+stall})_{\frac{t}{BBL}}$ (převzato z [7])



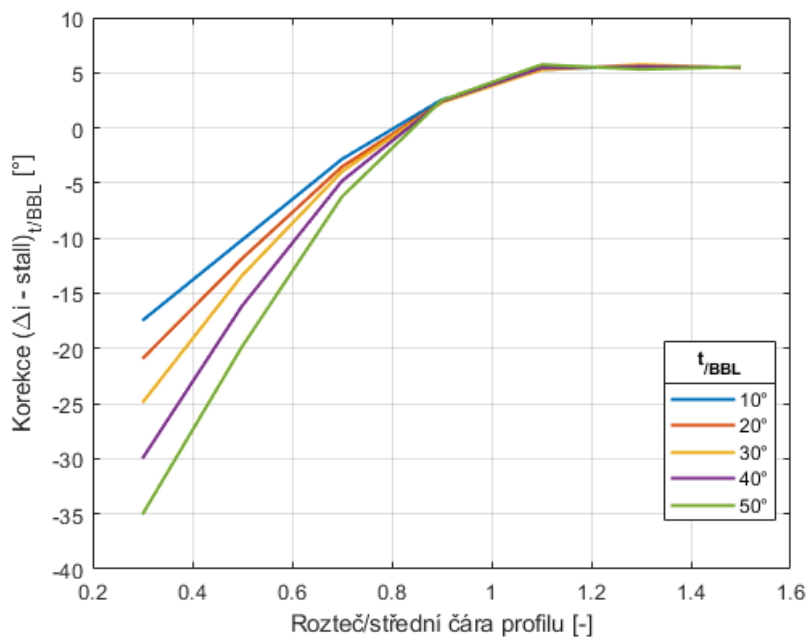
Obrázek 2-16 – Odhad $(\Delta i_{+stall})_{CR}$ (převzato z [7])

Záporná hodnota incidence odtržení (i_{-stall}) pro podmínku vstupního úhlu profilu $\alpha_{1m} \leq 90^\circ$ se pak spočte pomocí následujícího vztahu 2-25 a jednotlivé hodnoty se odečtou z grafů (Obrázek 2-17 a Obrázek 2-18).

$$i_{-stall} = (i_{-stall})_{basic} + (\Delta i_{-stall}) \frac{t}{BBL} \quad 2-25$$



Obrázek 2-17 – Odhad $(\Delta i_{-stall})_{basic}$ (převzato z [7])

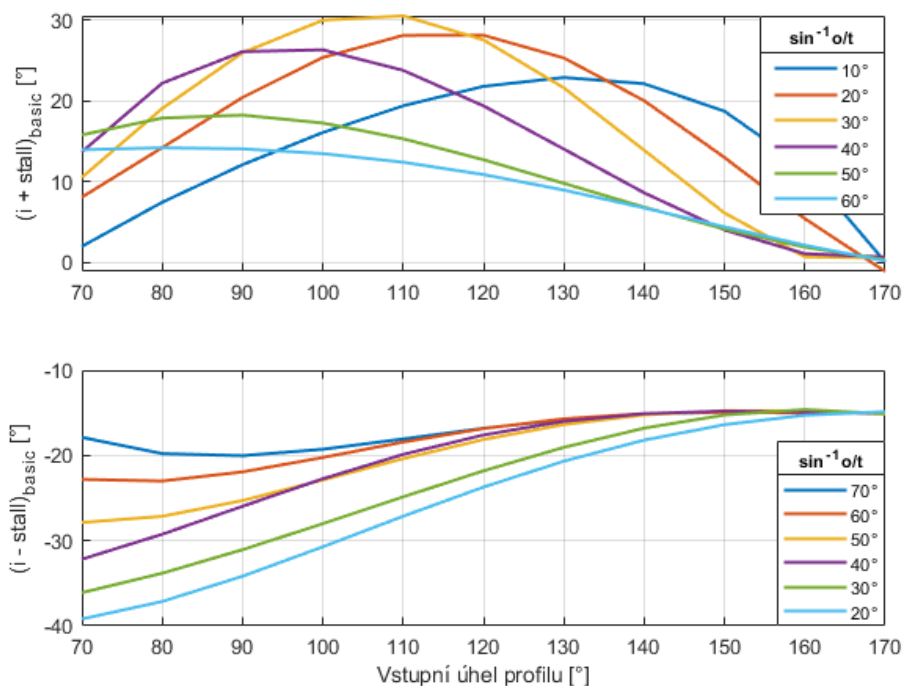


Obrázek 2-18 – Odhad $(\Delta i_{-stall})_{\frac{t}{BBL}}$ (převzato z [7])

V případě podmínky vstupního úhlu profilu $\alpha_{1m} > 90^\circ$, bude postup pro určení kladné a záporné incidence odtržení následující.

$$i_{+stall} = (i_{+stall})_{basic} + \left[1 - \frac{\alpha_{1m} - 90}{90 - \sin^{-1}\left(\frac{O}{t}\right)} \right] \left[(\Delta i_{+stall})_{\frac{t}{BBL}} + (\Delta i_{+stall})_{CR} \right] \quad 2-26$$

Základní kladnou incidenci odtržení $(i_{+stall})_{basic}$ je možné získat z grafu (Obrázek 2-19-nahoře) a obě korekce $(\Delta i_{+stall})_{\frac{t}{BBL}}$ i $(\Delta i_{+stall})_{CR}$ se odhadnou z již uvedených závislostí (Obrázek 2-15 a Obrázek 2-16).



Obrázek 2-19 – Odhad $(\Delta i_{+stall})_{basic}$ a $(\Delta i_{-stall})_{basic}$ pro $\alpha_{1m} > 90^\circ$ (převzato z [7])

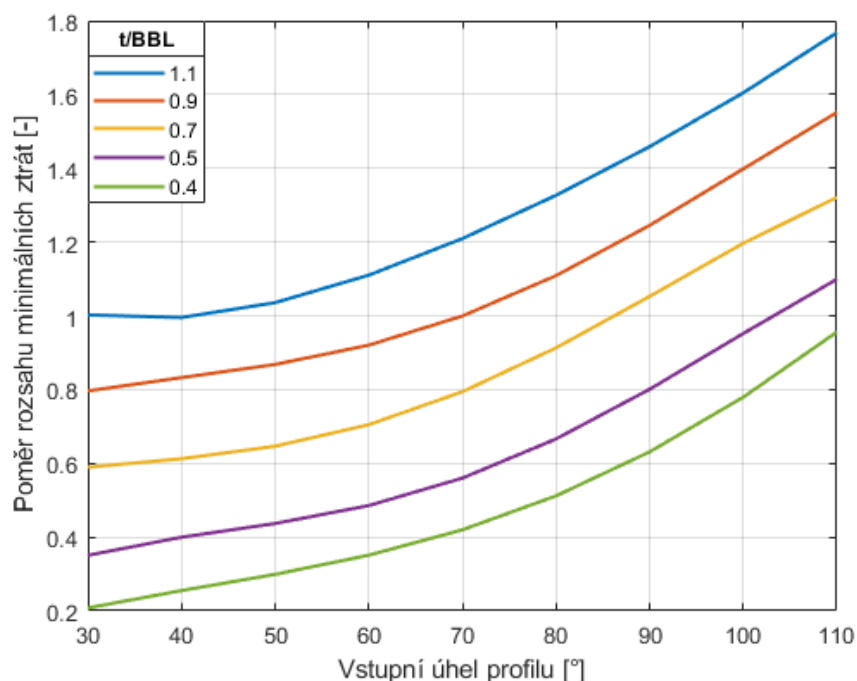
Pro zápornou incidenci odtržení platí:

$$i_{-stall} = (i_{-stall})_{basic} + \left[1 - \frac{\alpha_{1m} - 90}{90 - \sin^{-1}\left(\frac{0}{t}\right)} \right] (\Delta i_{-stall})_{\frac{t}{BBL}} \quad 2-27$$

Odhad základní záporné incidence odtržení se provede pomocí spodního grafu (Obrázek 2-19) a korekce $(\Delta i_{-stall})_{\frac{t}{BBL}}$ z grafu (Obrázek 2-18).

Incidence odpovídající minimálním ztrátám i_{min} se určí pomocí vztahu, která zahrnuje tzv. *poměr rozsahu minimálních ztrát* F_i . Tento parametr lze odhadnout z grafu (Obrázek 2-20).

$$i_{min} = \frac{i_{+stall} + F_i(i_{-stall})}{1 + F_i} \quad 2-28$$



Obrázek 2-20 – Odhad parametru F_i (převzato z [7])

Pro finální odhad korekce $X_{p,i}$ na nenávrhové provozní režimy z grafu (Obrázek 2-13) je ještě potřebné určit vodorovnou osu (viz Obrázek 2-13), tedy tzv. *incidenční poměr* IR .

$$IR = \frac{i - i_{min}}{|i_{stall} - i_{min}|} \quad 2-29$$

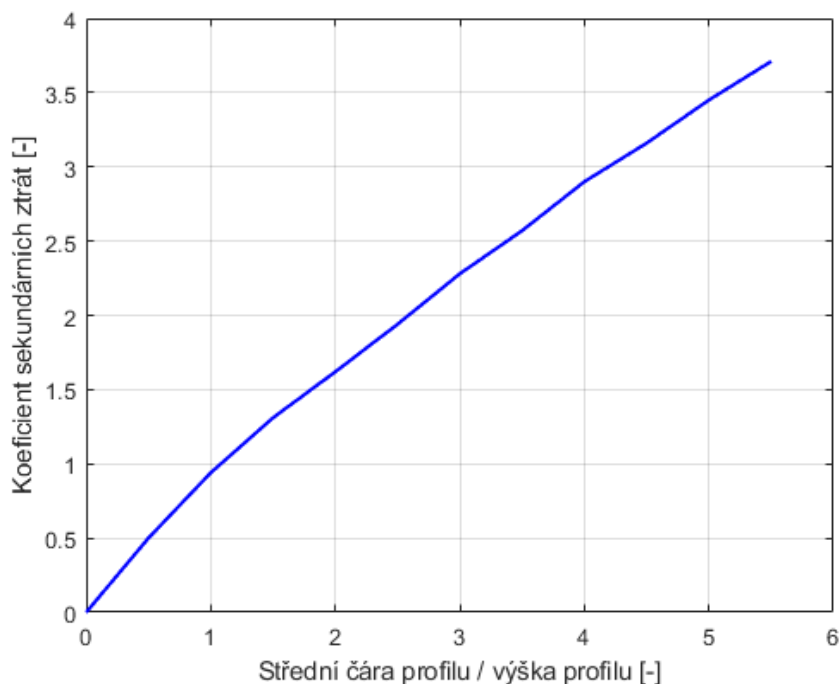
Ve vztahu 2-29 není definovaná orientace incidence odtržení. Autoři doporučují použití záporné incidence odtržení (i_{-stall}) v případě, že je návrhový úhel incidence nižší než i_{min} . V opačném případě doporučují použít hodnotu kladné incidence odtržení (i_{+stall}).

b) Sekundární ztráty

Pro odhad sekundárních ztrát platí rovnice 2-30. První parametr zohledňuje korekci sekundárních ztrát na vliv Reynoldsovo čísla. Získá se obdobným způsobem jako u korekce profilových ztrát (viz Obrázek 2-10).

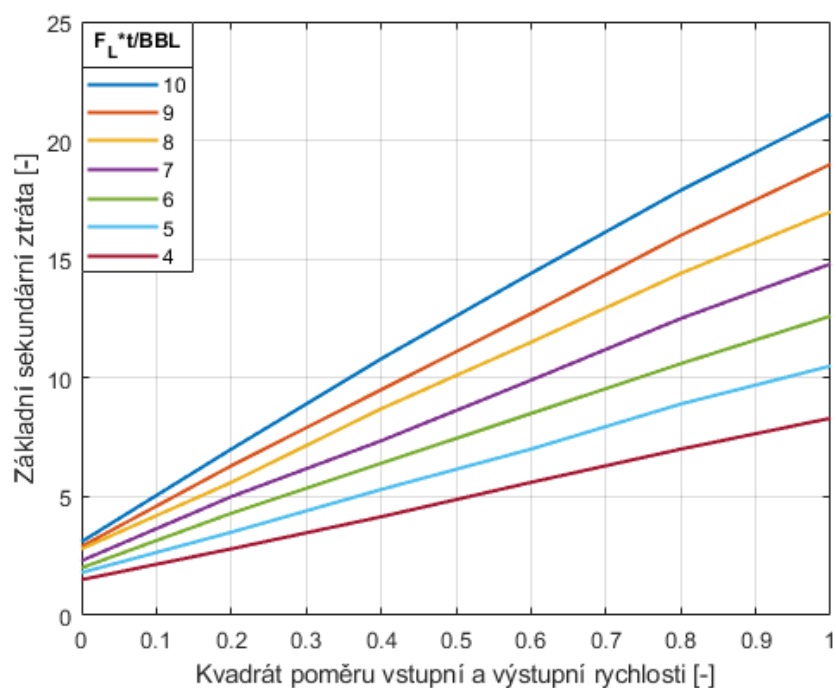
$$\zeta_S^{CC} = X_{s,Re}(X_s)_{h/BBL}(X_s)_{basic} \quad 2-30$$

Druhý potřebný parametr je $(X_s)_{h/BBL}$, který je funkcí poměru výšky lopatky a délky střední čáry profilu. Jeho odhad lze provést pomocí grafu (Obrázek 2-21).



Obrázek 2-21 – Odhad parametru $(X_s)_{h/BBL}$ (převzato z [7])

Poslední parametr v rovnici 2-30 popisuje základní koeficient sekundární ztráty, který je funkcí součinitele vztlaku F_L (Obrázek 2-7) a druhé mocniny poměru vstupní a výstupní rychlosti proudu. U rozváděcího kola se uvažují absolutní rychlosti, zatímco u kola oběžného rychlosti relativní. Koeficient základních sekundárních ztrát lze odhadnout z grafu (Obrázek 2-22).



Obrázek 2-22 – Odhad základní sekundární ztráty (převzato z [7])

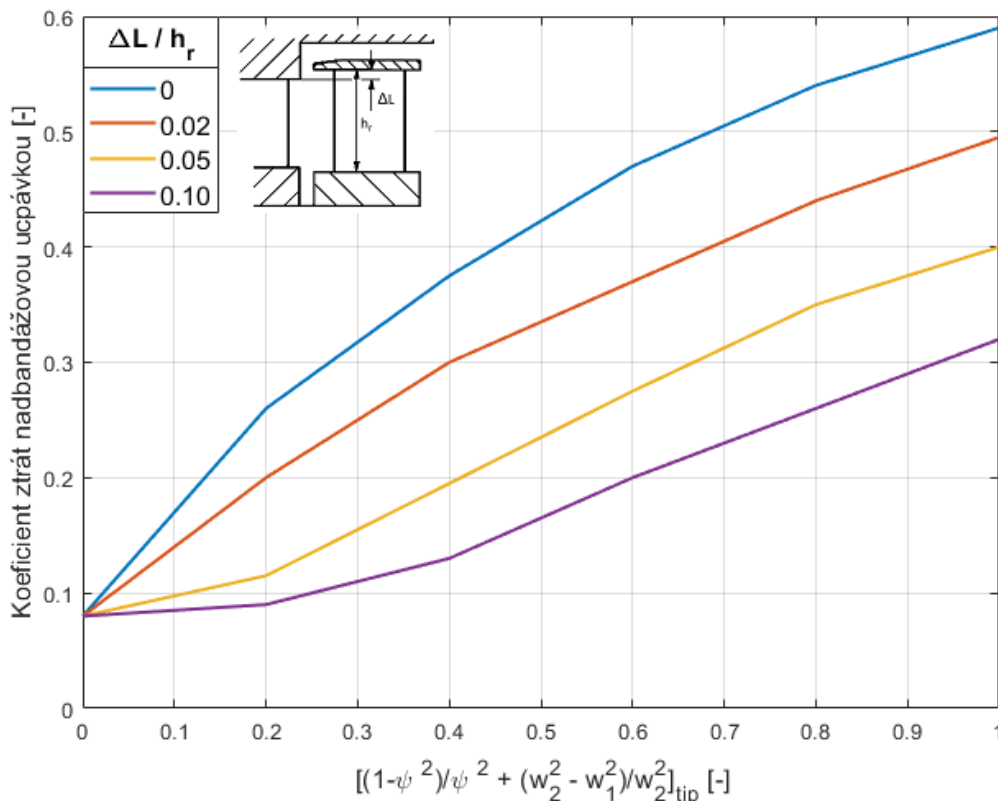
c) Ztráty únikem nadbandážovou ucpávkou

Pro oběžná kola s nadbandážovou ucpávkou autoři vyvinuli standardní korelaci pro odhad ztrát únikem pracovního média radiální vůlí (viz Obrázek 2-23). Z uvedené závislosti lze odečíst koeficient ztrát, který slouží pro výpočet poklesu účinnosti oběžného kola turbínového stupně (viz rovnice 2-31):

$$\Delta\eta_k = F_k \frac{S_k}{S_o} \eta_{(cl=0)} \quad 2-31$$

- F_k - koeficient ztrát nadbandážovou ucpávkou,
- S_k - celková efektivní plocha nadbandážové vůle,
- S_o - celková plocha hrdla,
- $\eta_{(cl=0)}$ - účinnost při nulové radiální vůli.

V případě konstrukce oběžného kola bez nadbandážové ucpávky autoři doporučují realizovat stejný postup jako při odhadu ztráty s nadbandážovou ucpávkou, přičemž získanou hodnotu ztrát zvětšit 1,5 krát.



Obrázek 2-23 – Odhad koeficientu ztrát nadbandážovou ucpávkou (převzato z [7])

2.5 J. D. Denton

Denton ve své práci představil metodiku predikce ztrát, s tím, že jedinou racionální mírou ztráty v adiabatickém stroji je produkce entropie, i když ji není možné přímo změřit. Rozdíl mezi standardním koeficientem ztrát energie a koeficientem ztrát určeným pomocí entropie (rovnice 2-32) se pohybuje v řádu 10^{-3} , což lze považovat za zanedbatelnou odchylku.

$$\zeta_s - \zeta \approx 0,25(\kappa - 1)Ma^2\zeta_s \quad 2-32$$

Koeficient ztrát entropie lze použít přímo jako měřítko produkce entropie v rozváděcí i oběžné mříži.

Celkový koeficient ztrát podle autorova ztrátového modelu je součtem dílčích ztrát uvedených v rovnici 2-33:

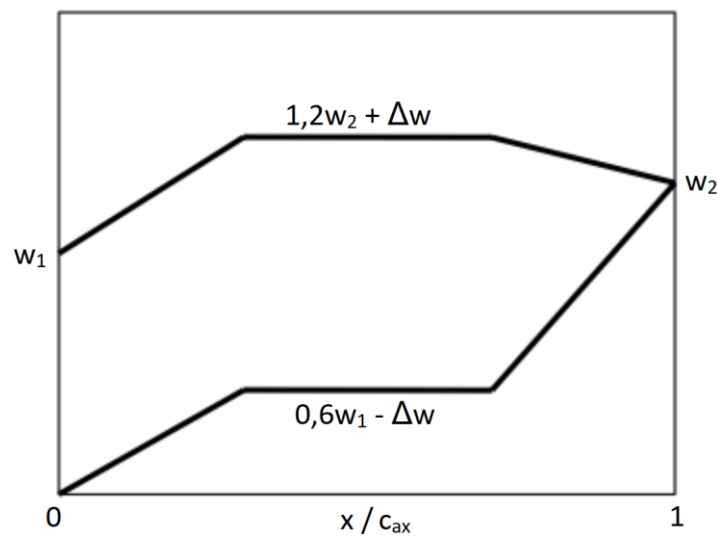
$$\zeta_c^D = \zeta_{Bb} + \zeta_{te} + \zeta_{cl} + \zeta_{Eb} + \zeta_{sh} \quad 2-33$$

- ζ_{Bb} - ztráta způsobena mezní vrstvou na povrchu lopatky,
- ζ_{te} - ztráta na odtokové hraně,
- ζ_{cl} - ztráta únikem nadbandážovou ucpávkou,
- ζ_{Eb} - ztráta způsobena mezní vrstvou na omezujících stěnách,
- ζ_{sh} - ztráta v důsledku rázových vln.

Popis celkových ztrát, resp. jednotlivé členy v rovnici 2-33, představují fyzikální podstatu generování ztrát v lopatkových mřížích, které nejsou pro praktické účely dobře použitelné. Použití jednotlivých vztahů totiž předpokládá úplnou znalost rozložení rychlostí na přetlakové a podtlakové straně lopatky. *Denton* proto navrhl zjednodušenou metodiku, podle které jsou celkové ztráty součtem profilových a sekundárních ztrát, ztrát způsobených odtokovou hranou a ztráty radiální vůlí nadbandážové ucpávky.

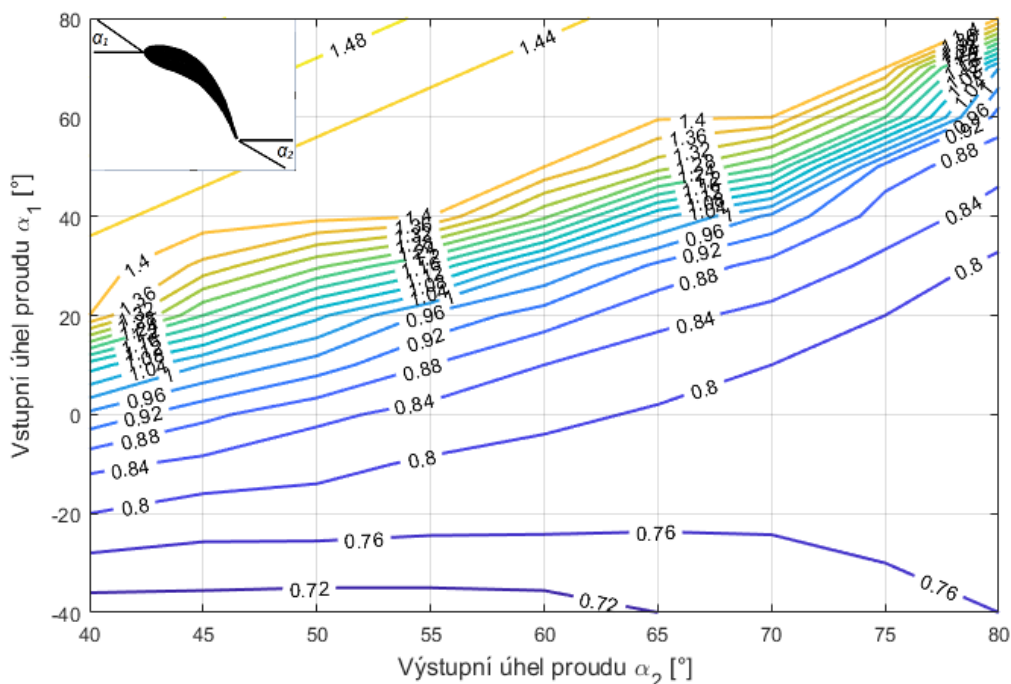
a) Profilové ztráty

Denton ve své práci uvádí, že systematickou variací odhadu rozložení rychlostí je možné nalézt optimální poměr t/c a s tím spojenou i minimální profilovou ztrátu. Předpokládané rozložení rychlostí znázorňuje Obrázek 2-24.

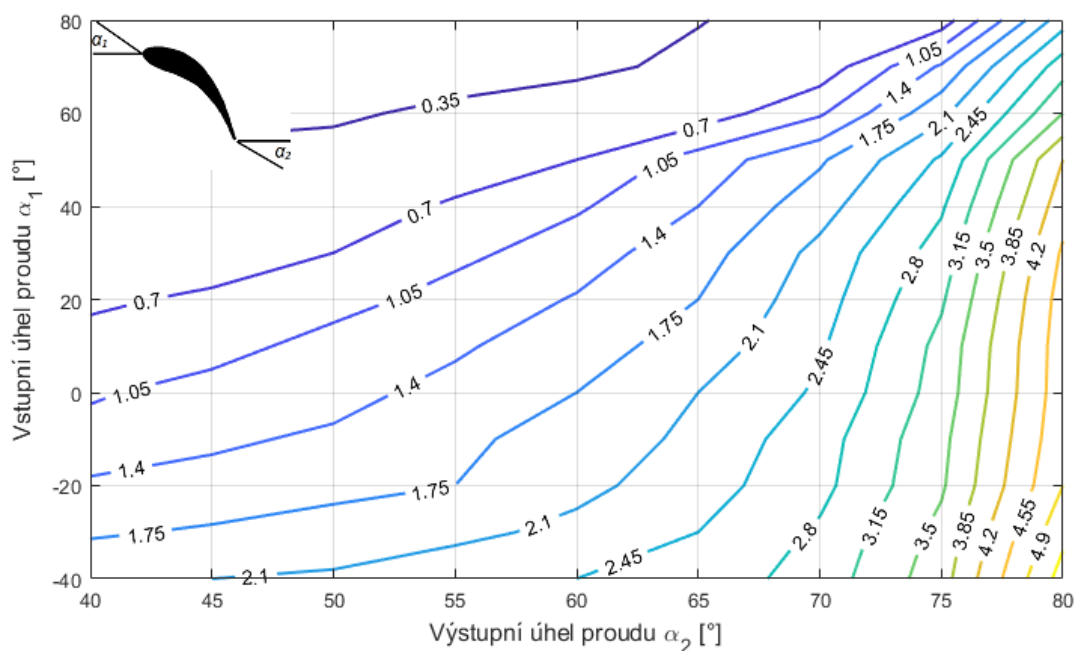


Obrázek 2-24 – Obecné rozložení rychlosti na profilu (upraveno dle originálu z [10])

Na základě optimální hodnoty poměru t/c , který lze odečíst z grafu (Obrázek 2-25), je možné odhadnout velikost profilových ztrát (viz Obrázek 2-26).



Obrázek 2-25 – Odhad optimální poměru t/c (převzato z [10])



Obrázek 2-26 – Odhad profilových ztrát (v procentech) pro optimální hodnotu t/c (převzato z [10])

b) Sekundární ztráty

Korelace sekundárních ztrát je založena na metodice predikce sekundárních ztrát dle autorů D&C. Výrazným rozdílem je přidání redukčního koeficientu 0,375, který Denton zavedl na základě experimentálně získaných dat.

$$\zeta_s^D = 0,375 \cdot 0,1336 \frac{c \cos^3 \alpha_{2f}}{h \sqrt{\cos \alpha_{1f}}} \frac{(\tan \alpha_{1f} - \tan \alpha_{2f})^2}{\cos \alpha_\infty} \quad 2-34$$

c) Ztráty odtokové hrany

Koeficient ztrát odtokové hrany je podle *Dentona* funkcí tzv. „tlaku na dno“¹, výstupního úhlu proudu z lopatkové mříže, její rozteče, tloušťky odtokové hrany a tloušťky mezní vrstvy na odtokové hraně profilu. Tento model je založen na rovnicích pro zachování hmoty, energie a hybnosti v kontrolních objemech mezi hrdlem mezilopatkového kanálu a bodem, ve kterém se předpokládá obnovení rovnoměrného proudového pole.

$$\zeta_{te}^D = -\frac{C_{p,b} \cdot t_{te}}{o} + \left(\frac{\delta^* + t_{te}}{o}\right)^2 \quad 2-35$$

Koeficient „tlaku na dno“ $C_{p,b}$ je možné určit pomocí rovnice 2-36.

$$C_{p,b} = \frac{p_{base} - p_{s,ref}}{\frac{1}{2} \rho w_{ref}^2}; \quad C_{p,b} = -0,1 \div -0,2 \quad 2-36$$

Statický tlak $p_{s,ref}$ a rychlost w_{ref} jsou průměrné referenční parametry proudu na výstupu z lopatkové mříže.

d) Ztráty únikem nadbandážovou ucpávkou

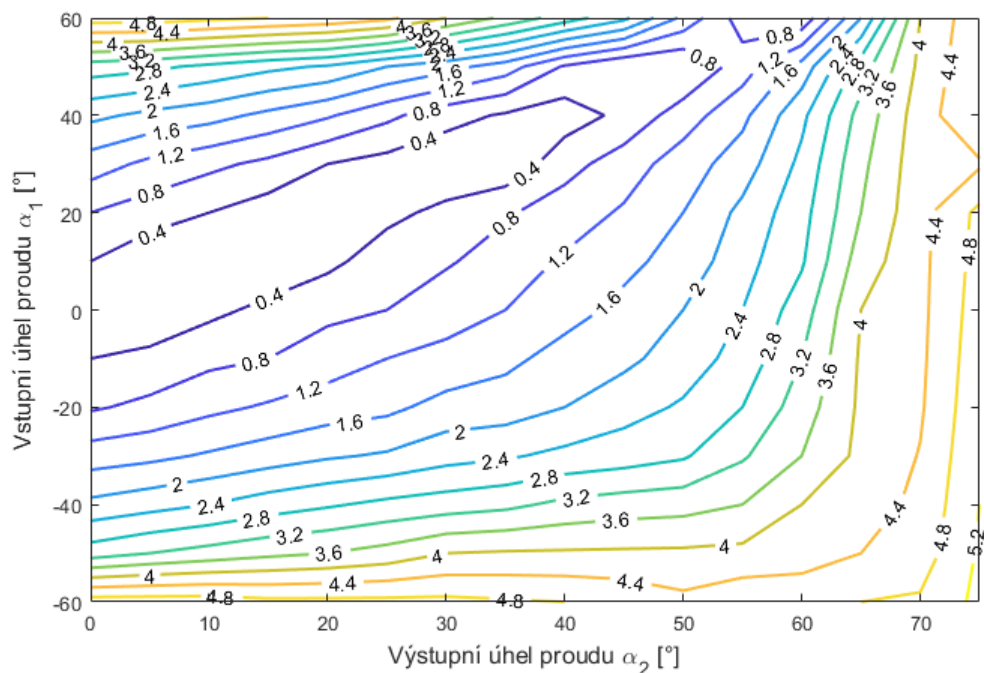
Odhad ztrát radiální mezerou v oblasti nadbandážové ucpávky *Denton*, podobně jako např. autoři C&C, rozlišuje korelaci pro oběžná kola s a bez použití ucpávky.

U oběžných kol s nadbandážovou ucpávkou je ztráta funkcí poměru ucpávkového průtočného množství (\dot{m}_l) k průtočnému množství na vstupu do stupně (\dot{m}_m) a vstupních, resp. výstupních proudových úhlů (viz rovnice 2-37).

$$\zeta_{cl}^D = 2 \frac{\dot{m}_l}{\dot{m}_m} \left(1 - \frac{\tan \alpha_{1f}}{\tan \alpha_{2f}}\right) \sin^2 \alpha_{2f} \quad 2-37$$

U oběžných kol bez bandáže je predikční model komplexnější, protože v radiální mezeře mezi špičkou oběžné lopatky a tělesem statoru dochází ke složitějšímu míšení. Odhad se provádí pomocí grafu (Obrázek 2-27).

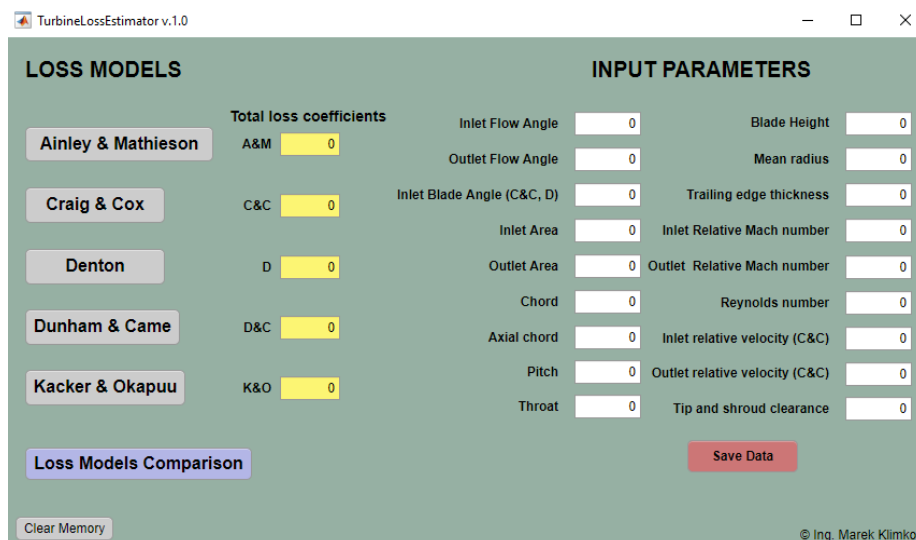
¹ Pojem je odvozený z anglického termínu „base pressure“. Na odtokových hranách lopatek se objevují oblasti s nižším statickým tlakem, které přispívají k zvýšení ztrát obzvláště při vysokých rychlostech proudění. Nejkomplexnější korelaci tohoto parametru podává práce *Sieverdinga* [45] nebo *Gostelowa* [17].



Obrázek 2-27 – Odhad ztrát únikem radiální vůli (v procentech) pro oběžné lopatky bez bandáže (převzato z [10])

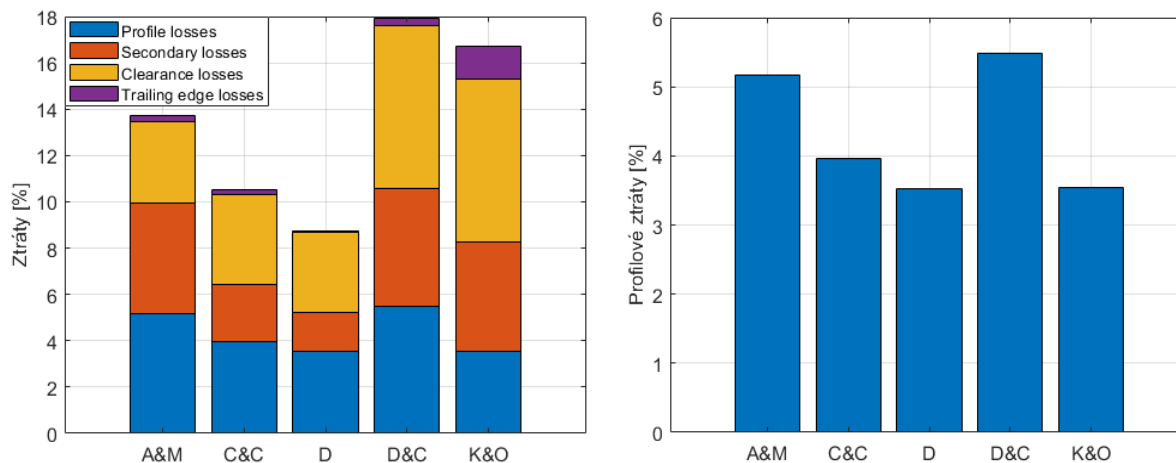
2.6 Implementace ztrátových modelů

Výše popsané ztrátové modely byly autorem této práce zpracované a implementované v programovém prostředí *Matlab® - AppDesigner*. Pro rychlé a přehledné zadávání vstupních a výstupních dat byla vytvořena aplikace, která umožňuje vyhodnotit celkovou ztrátu definované lopatkové mříže.



Obrázek 2-28 – „Home-screen“ aplikace

Zadávací „okno“ aplikace je na obrázku (Obrázek 2-28). Program umožňuje na základě zadaných vstupních parametrů vyhodnotit koeficient celkových ztrát po každý ze ztrátových modelů zvlášť, nebo také provést srovnání modelů. K tomuto účelu slouží tlačítko „*Loss Models Comparison*“, které vrátí hodnoty ztrátových koeficientů pro všechny modely a vykreslí srovnávací grafy včetně kvantitativního zhodnocení příspěvků jednotlivých typů ztrát (viz Obrázek 2-29).



Obrázek 2-29 – Odhad ztrát oběžné turbínové mříže podle jednotlivých ztrátových modelů

Pomocí tohoto nástroje lze v úvodních návrhových 1D studiích rychle a efektivně zhodnotit velikost dílčích ztrát lopatkových mříží pro jejich různé geometrické konfigurace a varianty parametrů proudu pracovní látky.

2.7 Ztrátové modely zhodnocující vliv incidence

Z výše uvedených ztrátových modelů nelze pro odhad ztrát mimo návrhovou oblast použít model dle Dentona. Modely *D&C* a *K&O* používají pro odhad ztrát v nenávrhových režimech metodiku *A&M*.

Problematikou odhadu ztrát turbínových mříží pracujících v nenávrhových provozních režimech se zabývala řada autorů, jako např. *Moustapha a kol. (1990)*, později *Benner a kol. (1997)* nebo *Zehner (1980)*. Nejjednodušší pohled na incidenční ztráty podává model dle *Stepanova*, který nezohledňuje geometrické parametry lopatkové mříže.

Z výše uvedených základních ztrátových modelů, jejichž podrobná analýza je součástí této kapitoly, je model *C&C* nejvhodnější alternativou pro odhad ztrát vlivem incidenčního úhlu.

2.7.1 G. Yu. Stepanov

Hypotéza dle *Stepanova (1962)* vychází z úvahy, že ztráty při nenávrhovém úhlu náběhu jsou úměrné kvadrátu vektorového rozdílu mezi referenční (návrhovou) a nereferenční (nenávrhovou) vstupní rychlostí proudu (viz rovnice 2-38).

$$\zeta_i = 0,058 \cdot \left[\left(\frac{\sin \alpha_{2f}}{\sin \alpha_{1f}} \right)^2 - \left(\frac{\sin \alpha_{2f}}{\sin \alpha_{1m}} \right)^2 \right] + 0,265 \cdot \left[\frac{\sin i \cdot \sin \alpha_{2f}}{\sin \alpha_{1m} \cdot \sin \alpha_{1f}} \right]^2 \quad 2-38$$

2.7.2 S. H. Moustapha a kol.

S. H. Moustapha, S. C. Kacker a B. Tremblay (M&K&T) představili v roce 1990 vylepšenou metodiku predikce ztrát incidencí založenou na modelu *A&M*. Nejvýraznější změnou je zavedení nového korelačního parametru, a to průměru náběžné hrany (d_{LE}).

$$\Delta\phi^2 = 0,778 \cdot 10^{-5} x' + 0,56 \cdot 10^{-7} x'^2 + 0,4 \cdot 10^{-10} x'^3 + 2,054 \cdot 10^{-19} x'^6 \quad 2-39$$

pro: $800 > x' > 0$

$$pro: 0 > x' > -800$$

$$x' = \left(\frac{d_{LE}}{t}\right)^{-1,6} \left(\frac{\cos \alpha_{1m}}{\cos \alpha_{2m}}\right)^{-2} i \quad 2-40$$

Dle rovnice 2-40 jsou ztráty vlivem incidence funkcí průměru náběžné hrany, střednice profilu a samotné hodnotě incidenčního úhlu. Ztrátový koeficient ($\Delta\phi^2$) je definovaný ve formě ztráty kinetické energie. Konverze na definici ve formě tlaků se provede pomocí vztahu (2-41).

$$\zeta_{(p)} = \frac{\left[1 - \frac{\kappa - 1}{2} Ma_2^2 \left(\frac{1}{\Delta\phi^2} - 1\right)\right]^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} - 1}{1 - \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} Ma_2^2\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}} \quad 2-41$$

Autoři kromě odhadu profilových ztrát v nenávrhových režimech definují také sekundární ztráty (viz 2-42 a 2-43).

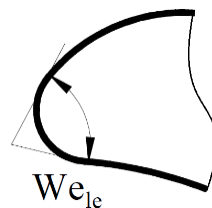
$$\frac{\zeta_s}{\zeta_{s,design}} = \begin{cases} \exp(0,9x'') + 13x''^2 + 400x''^4; & 0,3 > x'' > 0 \\ \exp(0,9x''); & 0 > x'' > -0,4 \end{cases} \quad 2-42$$

$$x'' = \frac{i}{180 - (\alpha_{1m} - \alpha_{2m})} \left(\frac{\cos \alpha_{1m}}{\cos \alpha_{2m}}\right)^{-1,5} \left(\frac{d_{LE}}{c}\right)^{-0,3} \quad 2-43$$

V postupu autoři doporučují pro odhad ztrát v návrhovém režimu ($\zeta_{s,design}$) použít ztrátový model K&O.

2.7.3 M. W. Benner a kol.

V návaznosti na předcházející ztrátový model došlo v roce 1997 k jeho další modifikaci autory M. W. Benner, S. A. Sjolander a S. H. Moustapha (B&S&M). Autoři zjistili, že poměrně výrazný vliv na profilové ztráty vlivem změny incidence má zakřivení profilu v oblasti přechodu mezi kružnicí náběžné hrany a navazující části přetlakové a podtlakové strany profilu. Pro podchycení těchto přechodových změn křivostí v geometrii profilu byl autory zaveden a do korelace zahrnut tzv. úhel klínu náběžné hrany² (viz Obrázek 2-30).



Obrázek 2-30 – Definice úhlu klínu náběžné hrany

$$\Delta\phi^2 = 3,711 \cdot 10^{-7} x'^8 - 5,318 \cdot 10^{-6} x'^7 + 1,106 \cdot 10^{-5} x'^6 + 9,017 \cdot 10^{-5} x'^5 - 1,542 \cdot 10^{-4} x'^4 - 2,506 \cdot 10^{-4} x'^3 + 1,327 \cdot 10^{-3} x'^2 - 6,149 \cdot 10^{-5} x' \quad 2-44$$

$$pro: x' \geq 0$$

$$\Delta\phi^2 = 1,358 \cdot 10^{-4} x'^2 - 8,72 \cdot 10^{-4} x' \quad 2-44$$

$$pro: x' < 0$$

² Pojem je odvozený z anglického termínu „leading edge wedge angle“.

$$x' = \left(\frac{d_{LE}}{t}\right)^{-0.05} We_{le}^{-0.2} \left(\frac{\cos \alpha_{1m}}{\cos \alpha_{2m}}\right)^{-1.4} i \quad 2-45$$

2.7.4 P. Zehner

V roce 1980 představil Zehner odhad profilových ztrát s ohledem na vliv incidence. Ztrátový koeficient je funkcí geometrie mříže, proudových parametrů, obzvláště incidence vstupního proudu, Reynoldsovo a Machovo čísla.

$$\zeta_p = 1 - (1 - \zeta_{p,(i=0)})e^{-a(\Delta i^*)^b} \quad 2-46$$

Parametr Δi^* v rovnici 2-46 představuje bezrozměrný koeficient, který je funkcí incidence a lze jej spočítat ze vztahu 2-47.

$$\Delta i^* = \frac{i}{180 - \alpha_{1m}} \quad 2-47$$

Koeficienty a a b zahrnují geometrické parametry mříže.

$$a = \begin{cases} 2,587 - 0,426g - 1,216g^2; & i > 0 \\ 0,446 + 3,82g - 2,899g^2; & i < 0 \end{cases} \quad 2-48$$

$$b = \begin{cases} 4,175 + 10,802g - 13,881g^2; & i > 0 \\ 2,413 + 10,38g - 10,116g^2; & i < 0 \end{cases} \quad 2-49$$

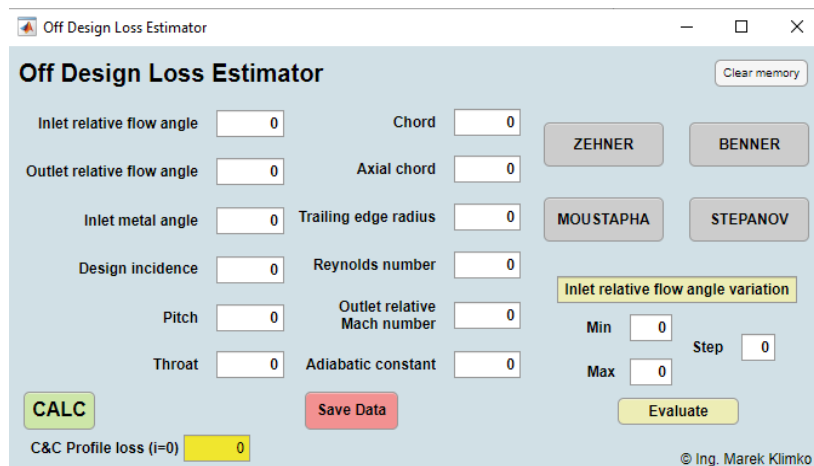
Kde:

$$g = \frac{f}{t} \sqrt{\gamma(\alpha_{1m} + \alpha_{2m})} \quad 2-50$$

Parametr f v rovnici 2-50 je vzdálenost nejvyššího bodu střední čáry profilu měřeného k čáře tětivy - přímce položení profilu. Rovnice 2-50 tedy kvantifikuje tzv. stupeň prohnutí profilu.

2.7.5 Implementace incidenčních ztrátových modelů

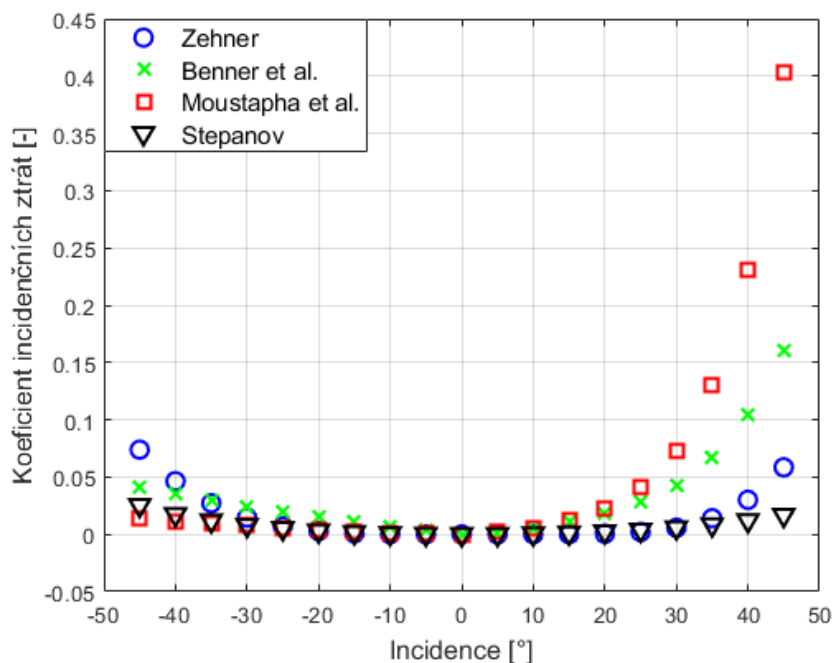
Podobně jako v předcházejícím případě, i pro analýzu uvedených incidenčních ztrátových modelů byla vytvořena jednoduchá aplikace.



Obrázek 2-31 – „Home-screen“ aplikace

Tento program umožňuje na základě zadaných vstupních hodnot, včetně rozsahu vstupního úhlu proudu na oběžnou mříž, odhadnout koeficient incidenčních ztrát podle jednotlivých autorů (Obrázek 2-31). Tlačítko „Evaluate“ provede výpočet všech modelů a vykreslí srovnávací graf závislosti koeficientu incidenčních ztrát na úhlu incidence vstupního proudu (Obrázek 2-32).

Zehnerův model jako jediný z uvedených ztrátových modelů zahrnuje základní profilové ztráty pro nulovou incidenci $\zeta_{p,(i=0)}$ (viz vztah 2-46). Pro její určení je v aplikaci implementována metodika odhadu profilových ztrát dle modelu C&C.



Obrázek 2-32 – Srovnání incidenčních modelů pro konkrétní profil oběžné mříže s $t/c = 0,78$

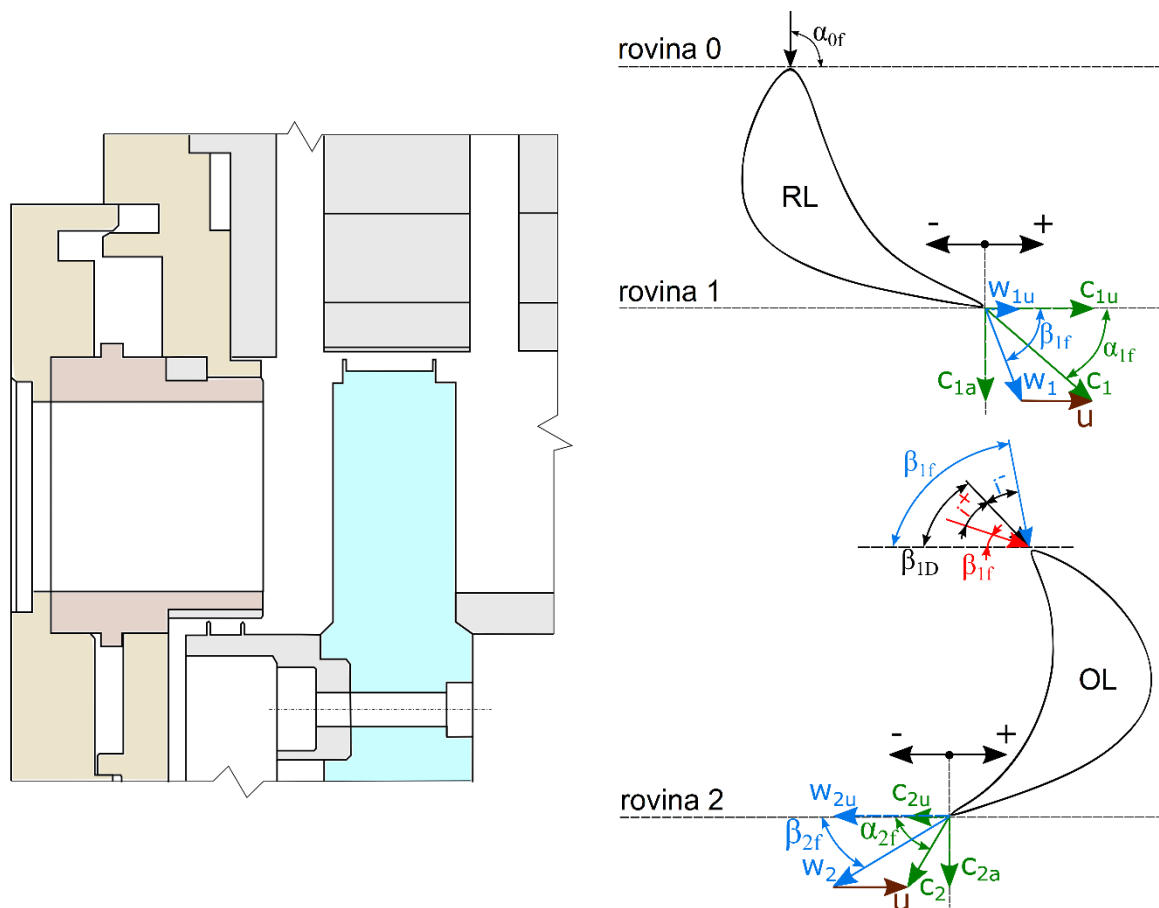
Z průběhů (Obrázek 2-32) je vidět shodu incidenčních modelů v užším intervalu incidenčních úhlů, přibližně v rozsahu $i = \pm 5^\circ$. V nenávrhových režimech s větší incidencí jsou již rozdíly mezi sledovanými incidenčními modely větší.

I přesto, že model dle *Stepanova* nezahrnuje žádné specifické geometrické parametry mříže, v oblasti kladné incidence (do zhruba $i = +30^\circ$) se poměrně dobře shoduje s více komplexnějším modelem dle *Zehnera*. Při větších incidenčních úhlech přetížených režimů lopatkové mříže již ale model dle *Zehnera* predikuje vyšší incidenční ztráty. Důvodem je citlivost modelu na geometrické charakteristiky mříže. V odlehčených stavech charakterizovaných zápornou incidencí se tyto dva modely začínají výrazněji rozcházet přibližně od $i = -25^\circ$.

Modely dle *Moustaphy* a *Bennera* se v oblasti kladné incidence ($i > 10^\circ$) od zbylých modelů výrazně odlišují. Jejich průběhy mají strmější charakter, přičemž ve vyšších přetíženích lze u modelu dle *Moustaphy* sledovat predikci vyšších incidenčních ztrát. Naproti tomu, v odlehčených režimech předpokládá vyšší incidenční ztráty model dle *Bennera*.

3 Aerodynamický rozbor axiálního turbínového stupně

Ve stupni turbíny axiálního uspořádání dochází k expanzi pracovního média, tedy k přeměně tepelné a tlakové energie v kinetickou. Stupeň tvoří rozváděcí (statorové) a oběžné (rotorové) kolo. Kinetická energie proudícího média působí silovými účinky na lopatky oběžného kola, jehož výsledkem je mechanická energie.



Obrázek 3-1 – Řez průtočnou částí stupně vzduchové turbíny VT-400 a rychlostní trojúhelníky

Na Obrázku (Obrázek 3-1) je znázorněný řez stupněm pokusné vzduchové turbíny VT-400 a rychlostní trojúhelníky s naznačenou orientací úhlů a složek rychlostí.

Pracovní médium (vzduch) vstupuje absolutní rychlostí pod úhlem α_{0f} na lopatky rozváděcího kola (RL). Vzduch vystupuje z rozváděcích lopatek absolutní rychlostí c_1 , protéká prostorem mezi rozváděcími a oběžnými lopatkami a následně vstupuje do mezilopátkového kanálu oběžných lopatek (OL) relativní rychlostí w_1 pod úhlem β_{1f} . Tato rychlost se stanoví jako rozdíl vektorů absolutní rychlosti c_1 a unášivé (obvodové) rychlosti u . Směr relativní rychlosti vystupujícího vzduchu z oběžného kola w_2 je dán výstupním úhlem β_{2f} . Celková výstupní rychlost vzduchu z oběžného kola se pak může vypočítat vektorovým součtem relativní rychlosti w_2 a obvodové rychlosti u .

Základem pro analýzu práce v turbínovém stupni je tzv. *Eulerova turbínová věta*, která popisuje výkon stupně v závislosti na změnách rychlostí. Pracovní médium proudící v mezilopátkovém kanálu bude mít svoji axiální c_a , radiální c_r a tangenciální c_u složku absolutní rychlosti. Složky axiální a radiální rychlosti nepřispívají k přenosu energie, určují pouze velikost hmotnostního průtoku. Axiální složka navíc vytváří axiální sílu na rotorovou soustavu, která se

musí zachytit v axiálním ložisku turbíny. K přenosu energie přispívají tangenciální složky rychlostí na vstupu a výstupu do lopatkového kanálu.

Podle II. Newtonova pohybového zákona aplikovaného na rotující soustavu platí, že krouticí moment se rovná změně hybnosti tekutiny protékající libovolným mezilopatkovým kanálem. Integrací od patního po špičkový profil lopatky dostaneme součet dílčích příspěvků krouticího momentu v tangenciálním směru.

$$M_{K(u)} = \int_{pata}^{špička} [\dot{m} \cdot (r_2 \cdot c_{2u} - r_1 \cdot c_{1u})] dr \quad 3-1$$

Výkon je pak součtem krouticího momentu a úhlové rychlosti, z čehož pak můžeme snadno určit měrnou práci.

$$a = \frac{1}{\dot{m}} \int_{pata}^{špička} \omega \cdot [\dot{m} \cdot (r_2 \cdot c_{2u} - r_1 \cdot c_{1u})] dr \quad 3-2$$

$$a = \int_{pata}^{špička} \frac{M \cdot \omega}{\dot{m}} dr = \int_{pata}^{špička} [(u_2 \cdot c_{2u} - u_1 \cdot c_{1u})] dr \quad 3-3$$

Eulerova turbínová věta tedy popisuje práci, kterou vykoná pracovní tekutina podél proudnice mezi dvěma body, přičemž pro její určení není nutné zohledňovat stlačitelnost nebo vliv jakýchkoliv ztrát.

3.1 Účinnost a ztrátové koeficienty

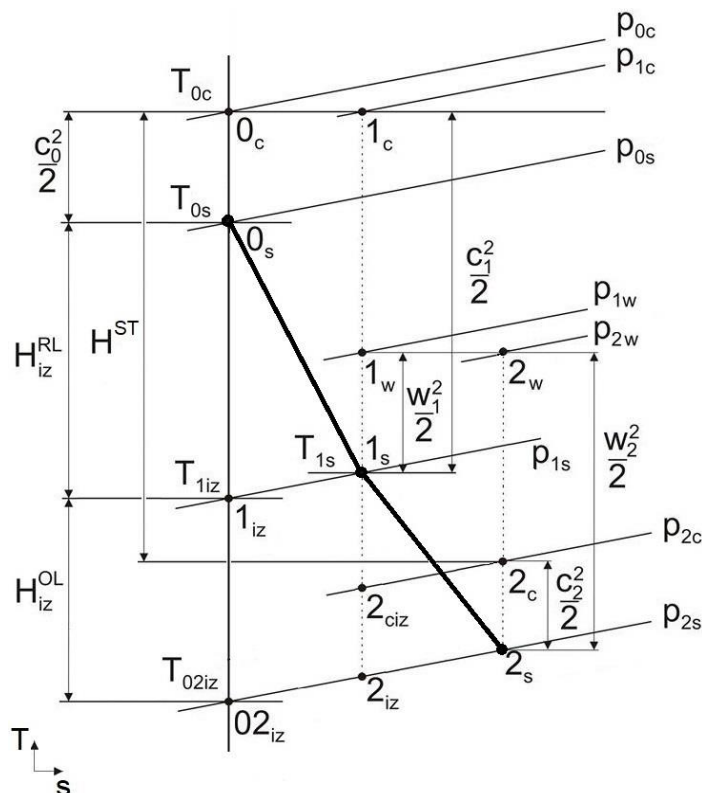
Obrázek 3-2 představuje průběh expanze v turbínovém stupni. Termodynamickou (obvodovou) lopatkovou účinnost turbínového stupně charakterizuje poměr mechanické práce 1 kg pracovní látky k energii přivedené do stupně. V turbinářské praxi se používají tři tradiční definice určení účinnosti stupně. Účinnost „total - to - total (T-T)“, „total - to - static (T-S)“, „static-to-static (S-S)“.

$$\eta_u^{T-T} = \frac{h_{0c} - h_{2c}}{h_{0c} - h_{02,iz} - \frac{c_2^2}{2}} \quad 3-4$$

$$\eta_u^{T-S} = \frac{h_{0c} - h_{2c}}{h_{0c} - h_{02,iz}} \quad 3-5$$

$$\eta_u^{S-S} = \frac{h_{0s} - h_{2s}}{h_{0s} - h_{02,iz}} \quad 3-6$$

V případě posledního stupně nebo samostatně pracujícího stupně není výstupní rychlost c_2 dále využita, představuje tzv. ztrátu výstupní rychlosti. Pro určení účinnosti jednostupňové turbíny je tedy nejvhodnější použití definice účinnosti η_u^{T-S} .



Obrázek 3-2 – „T-s“ diagram expanze pracovní látky v turbínovém stupni [27]

Pro určení ztrát v jednotlivých lopatkových mřížích se používá několik přístupů. Jedním z nich je přístup založený na závislosti mezi ztrátou entalpie a užitečným entalpickým spádem v lopatkové mříži.

$$\zeta_{RL}^{(h)} = \frac{h_{1s} - h_{1,iz}}{h_{0c} - h_{1s}} = \frac{h_{1s} - h_{1,iz}}{\frac{c_1^2}{2}} \quad 3-7$$

$$\zeta_{OL}^{(h)} = \frac{h_{2s} - h_{2,iz}}{h_{1w} - h_{2s}} = \frac{h_{1s} - h_{1,iz}}{\frac{w_2^2}{2}} \quad 3-8$$

Dalším možným přístupem vyhodnocení ztrát v mřížích je zahrnutí nárůstu entropie. Použitím prvního zákona termodynamiky aplikovaného podél isobary ($dp = 0$) dostaneme následující závislost:

$$T \cdot ds = dh - v \cdot dp ; dp = 0 \rightarrow T = \frac{dh}{ds} \quad 3-9$$

Pokud bude změna entropie velmi malá, můžeme tvrdit, že sklon jednotlivých isobar je konstantní a lze tedy čitatele v rovnicích 3-7 a 3-8 nahradit.

$$\zeta_{RL}^{(s)} \cong \frac{T_1 \cdot (s_1 - s_0)}{\frac{c_1^2}{2}} \quad 3-10$$

$$\zeta_{OL}^{(s)} \cong \frac{T_2 \cdot (s_2 - s_1)}{\frac{w_2^2}{2}} \quad 3-11$$

Přestože je entropie užitečný termodynamický parametr pro vyjádření nevratnosti procesů, nelze jí přímo měřit. Její konkrétní hodnotu lze pouze spočítat pomocí měřených parametrů. Podle základní teorie termodynamiky je entropie jednofázové tekutiny funkcí dvou stavových parametrů.

$$s - s_{ref} = c_p \cdot \ln\left(\frac{T}{T_{ref}}\right) - R \cdot \ln\left(\frac{p}{p_{ref}}\right) \quad 3-12$$

$$s - s_{ref} = c_v \cdot \ln\left(\frac{T}{T_{ref}}\right) - R \cdot \ln\left(\frac{\rho}{\rho_{ref}}\right) \quad 3-13$$

Uvedené vztahy 3-12 a 3-13 pro jednotlivé mříže můžeme formulovat tak, aby odpovídaly expanzi v „T-s“ diagramu uvedeném na Obrázek 3-2.

$$(s_1 - s_0)_{RL} = -R \cdot \ln\left(\frac{p_{1c}}{p_{0c}}\right) \quad 3-14$$

$$(s_2 - s_1)_{OL} = -R \cdot \ln\left(\frac{p_{2w}}{p_{1w}}\right) \quad 3-15$$

Koeficienty ztrát pro rozváděcí a oběžnou mříž definované rovnicemi 3-10 a 3-11 můžeme přepsat a za rozdíl entropií v čitateli dosadit uvedené závislosti ze vztahů 3-14 a 3-15.

$$\zeta_{RL}^{(s)} \cong \frac{T_1 \cdot \left[-R \cdot \ln\left(\frac{p_{1c}}{p_{0c}}\right)\right]}{\frac{c_1^2}{2}} \quad 3-16$$

$$\zeta_{OL}^{(s)} \cong \frac{T_2 \cdot \left[-R \cdot \ln\left(\frac{p_{2w}}{p_{1w}}\right)\right]}{\frac{w_2^2}{2}} \quad 3-17$$

Obě interpretace výpočtu ztrátových součinitelů vyhodnocených jak pomocí entalpií, tak pomocí entropií ve své práci publikoval Denton [9]. Rozdíl ve výpočtech ztrátových součinitelů byl v řádu 10^{-3} .

Pro definici ztrát v praxi se také často používá tzv. koeficient ztrát celkového tlaku, který má pro stlačitelné proudění následující tvar.

$$\zeta_{RL}^{(p)} = \frac{p_{0c} - p_{1c}}{p_{1c} - p_{1s}} \quad 3-18$$

$$\zeta_{OL}^{(p)} = \frac{p_{1w} - p_{2w}}{p_{2w} - p_{2s}} \quad 3-19$$

Rychlostní součinitele pro statorovou i rotorovou lopatkovou řadu určují vztah mezi skutečnou a izentropickou rychlostí. Dále platí závislost mezi účinností a kvadrátem rychlostního součinitele, který definuje poměr kinetických energií.

$$\varphi_{RL} = \frac{c_1}{c_{1,iz}} ; \varphi_{OL} = \frac{w_2}{w_{2,iz}} \quad 3-20$$

$$\eta_{RL} = 1 - \zeta_{RL} = \varphi_{RL}^2 = \frac{c_1^2}{c_{1,iz}^2} \rightarrow \varphi_{RL}^2 = 1 - \zeta_{RL} \rightarrow \zeta_{RL} = 1 - \frac{c_1^2}{c_{1,iz}^2} \quad 3-21$$

$$\eta_{OL} = 1 - \zeta_{OL} = \varphi_{OL}^2 = \frac{w_2^2}{w_{2,iz}^2} \rightarrow \varphi_{OL}^2 = 1 - \zeta_{OL} \rightarrow \zeta_{OL} = 1 - \frac{w_2^2}{w_{2,iz}^2} \quad 3-22$$

Závislost mezi jednotlivými ztrátovými koeficienty odvodil např. *Horlock* [22] nebo *M&K&T* [39]. Pro rozváděcí mříž platí:

$$\zeta_{RL} = \frac{\left[\zeta_{RL}^{(p)} \cdot \left(1 - \frac{p_{1s}}{p_{1c}} \right) + 1 \right]^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\left[\zeta_{RL}^{(p)} \cdot \left(1 - \frac{p_{1s}}{p_{1c}} \right) + 1 \right]^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \cdot \left(\frac{p_{1c}}{p_{1s}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1} \quad 3-23$$

Poměr statického a celkového tlaku je možné vyjádřit pomocí Machovo čísla.

$$\frac{p_{1c}}{p_{1s}} = \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} \cdot Ma^2 \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad 3-24$$

Uvedený vztah 3-23 ale neuvažuje rozdíl mezi izentropickou a skutečnou hustotou. Ve skutečnosti $\rho_{1s} \neq \rho_{1,iz}$. Korekce pro RL spočívá v úpravě poslední rovnice z 3-21 následujícím způsobem.

$$\zeta'_{RL} = 1 - \frac{\rho_{1s} \cdot c_1^2}{\rho_{1,iz} \cdot c_{1,iz}^2} \quad 3-25$$

Chyba, které bychom se dopustili zanedbáním vlivu změny hustoty, bude narůstat se zvyšujícím se Machovo číslem a při výraznějších nenávrhových režimech turbíny.

3.2 Teoretický rozbor obvodové účinnosti stupně

V turbinářské praxi se účinnost stupně poměrně často posuzuje v závislosti na poměru obvodové rychlosti (nejčastěji definované na středním poloměru lopatkování) k izentropické (tzv. fiktivní) expanzní rychlosti v bodě „02,iz“ diagramu „T-s“ (Obrázek 3-2). Podobně jako u definic účinností, odborná literatura uvádí izentropické rychlosti vycházející buď ze statického, nebo celkového stavu.

$$c_{02,iz}^{T-S} = \sqrt{2 \cdot \left(H_{iz}^{ST} + \frac{c_0^2}{2} \right)} \quad 3-26$$

Tento rychlostní poměr představuje klíčový parametr pro určení zatížení stupně, resp. režimu, ve kterém turbínový stupeň pracuje.

Následující část této práce se zaměří na analytické odvození obvodové účinnosti turbínového stupně, která bude funkcí uvedeného rychlostního poměru ($u_s/c_{02,iz}$) a dalších důležitých parametrů, jako koeficient ztrát v RL (φ) i OL (ψ), stupeň reakce (ρ), výstupní úhel proudu absolutní rychlosti z RL (α_{1f}), výstupní úhel proudu relativní rychlosti z OL (β_{2f}).

$$\eta_u = f(\varphi, \psi, \rho, \alpha_{1f}, \beta_{2f}, u_s/c_{02,iz}) \quad 3-27$$

Výsledkem bude jednoduchý 1D analytický model stupně turbíny, pomocí kterého bude možné simulovat citlivost uvedených parametrů a jejich vliv na účinnost stupně.

V následujícím odvození se uvažuje samostatně pracující turbínový stupeň, tedy je použita definice účinnosti „ $T-S$ “. Užitečný entalpický spád lze pomocí Eulerovy turbínové věty přepsat jako součin obvodové rychlosti a rozdílu obvodových (tangenciálních) složek absolutní rychlosti na vstupu a výstupu z oběžného kola.

$$\eta_u^{T-S} = \frac{H^{ST}}{H_{iz}^{ST} + \frac{c_0^2}{2}} = \frac{u \cdot (c_{1u} - c_{2u})}{\frac{c_{02,iz}^2}{2}} \quad 3-28$$

Byly určeny ztrátové koeficienty φ a ψ a z rychlostních trojúhelníků (Obrázek 3-1 vpravo) dále definované potřebné složky rychlostí.

$$\varphi = \frac{c_1}{c_{02,iz}} \rightarrow c_1 = \varphi \cdot c_{02,iz}; \quad \psi = \frac{w_2}{w_{2,iz}} \rightarrow w_2 = \psi \cdot w_{2,iz} \quad 3-29$$

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos \alpha_{1f}; \quad c_{2u} = w_{2u} + u; \quad w_{2u} = w_2 \cdot \cos \beta_{2f} \quad 3-30$$

$$\eta_u^{T-S} = \frac{u \cdot [(c_1 \cdot \cos \alpha_{1f}) - (w_2 \cdot \cos \beta_{2f} + u)]}{\frac{c_{02,iz}^2}{2}} \quad 3-31$$

Rychlost c_1 lze určit z „ $T-s$ “ diagramu expanze, přičemž izentropický spád v rozváděcím kole je funkcí reakce.

$$c_1 = \sqrt{2 \cdot (h_{0c} - h_{1s}) + c_0^2} = \varphi \cdot \sqrt{2H_{iz}^{RL} + c_0^2} \quad 3-32$$

$$H_{iz}^{RL} = f(\rho) \rightarrow H_{iz}^{RL} = H_{iz}^{ST} \cdot (1 - \rho) \rightarrow c_1 = \varphi \cdot \sqrt{1 - \rho} \cdot c_{02,iz} \quad 3-33$$

Rychlost w_2 je stanovena z „ $T-s$ “ diagramu. Relativní rychlost proudu na vstupu do OL (w_1) je určena pomocí kosinové věty z rychlostního trojúhelníku.

$$w_2 = \sqrt{2 \cdot (h_{1s} - h_{2s}) + w_1^2} = \psi \cdot \sqrt{\rho \cdot c_{02,iz}^2 + w_1^2} \quad 3-34$$

$$w_1 = c_1^2 + u^2 - 2u \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_{1f} \quad 3-35$$

Výslední vztah pak bude mít následující tvar:

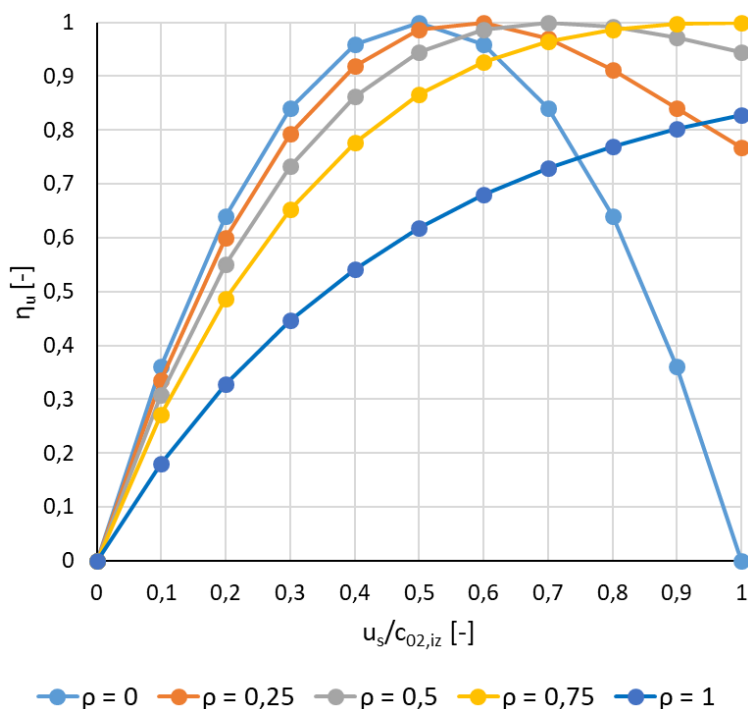
$$\eta_u^{T-S} = 2x \left[\psi \cdot \cos \beta_{2f} \cdot \sqrt{\rho - \varphi^2(\rho - 1) + x^2 - 2\varphi \cdot x \cdot \cos \alpha_{1f} \cdot \sqrt{1 - \rho}} - x + \varphi \cdot \cos \alpha_{1f} \cdot \sqrt{1 - \rho} \right]; \quad x = \frac{u_s}{c_{02,iz}} \quad 3-36$$

Vztah 3-36 byl následně vyneseno do grafu (Obrázek 3-3), který představuje závislosti obvodových účinností pro různé pracovní režimy, pro různé hodnoty reakcí a bez uvážení vlivu ztrát v jednotlivých mřížích, tedy $\varphi = \psi = 0$.

Z matematického pohledu jsou tyto závislosti parabolickými průběhy, kde extrémy těchto funkcí odpovídají optimálnímu provoznímu režimu stupně. Hodnoty lokálních extrémů lze určit stanovením parciální derivace účinnosti podle $u_s/c_{02,iz}$, která se položí nule. Pro rovnotlaký stupeň ($\rho = 0$) platí vztah 3-37, pro přetlakový ($\rho = 0,5$) vztah 3-38.

$$\left(\frac{u_s}{c_{02,iz}}\right)_{opt}^{\rho=0} \approx \frac{\varphi \cdot \cos \alpha_{1f}}{2} \quad 3-37$$

$$\left(\frac{u_s}{c_{02,iz}}\right)_{opt}^{\rho=0,5} \approx \frac{\varphi \cdot \cos \alpha_{1f}}{2 \cdot \sqrt{0,5}} \quad 3-38$$



Obrázek 3-3 – Závislost účinnosti turbínového stupně na rychlostním poměru $u_s/c_{02,iz}$ pro různé úrovně reakcí

Závislost účinnosti rovnotlakého stupně má výrazně strmý charakter. Proto účinnost čistě rovnotlakého stupně v jiných než návrhových bodech charakteristiky prudce klesá. Při zvyšování reakce stupně dochází k tomu, že se tato závislost stává plošší, což je výhodné pro provoz turbínového stupně i v nenávrhových režimech. Tento pozitivní trend na změnu účinnosti stupně je možné sledovat do hodnoty reakce stupně 50%.

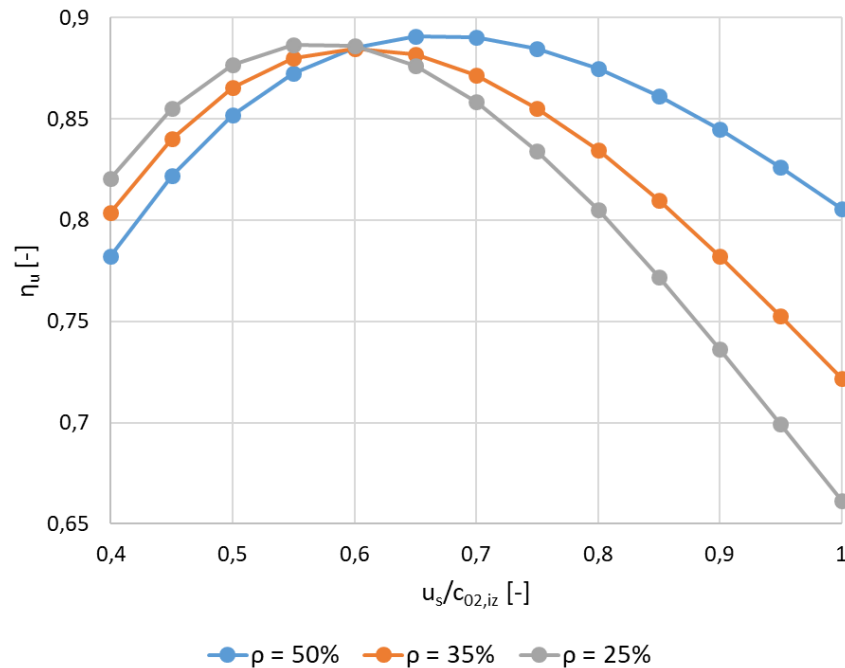
Hodnota vyšší reakce má i jisté nevýhody pro práci turbínového stupně. Při konstrukčním návrhu reakčního stupně je potřebné brát v úvahu dodatečný vliv axiální síly působící na rotorovou soustavu. Tato síla se u rovnotlakých stupňů samozřejmě negeneruje, protože v lopatkách oběžného kola již nedochází k expanzi pracovní látky (tlak před a za oběžným kolem je stejný). Při návrhu reálné vícestupňové turbíny je možné nežádoucí vliv axiální síly kompenzovat např. použitím bubnového rotoru.

V další části bylo provedeno porovnání tří turbínových stupňů s různou reakcí. Vstupní údaje pro střední poloměr lopatkování jsou uvedeny v tabulce (Tabulka 3-1).

Tabulka 3-1 Tabulka vstupních hodnot do analytického modelu

ρ [%]	α_{1f} [°]	θ_{2f} [°]	φ [%]	ψ [%]
50	15,66	14,5	5	10
35	15,66	19,07	5	10
25	15,66	19,87	5	10

Ztráty v rozváděcím kole byly zvoleny na hodnotu 5% a v oběžném kole na 10%. Výsledné průběhy jsou pak vykresleny na obrázku (Obrázek 3-4).



Obrázek 3-4 – Závislost účinnosti turbínového stupně na rychlostním poměru $u_s/c_{02,iz}$ pro tři úrovně reakce

Tyto průběhy ukazují optimální provozní bod stupně pro každou velikost jeho reakce. Uvedené zjednodušené závislosti ale neodpovídají reálné práci stupně. Ztráty v lopatkových mřížích, především oběžného kola, nejsou totiž v celém rozsahu $u_s/c_{02,iz}$ konstantní.

3.3 1D výpočet charakteristiky turbínového stupně

Analytický model definován vztahem 3-36 slouží pro základní odhad účinnosti a určení přibližného průběhu charakteristiky turbínového stupně v přetíženém, resp. odlehčeném režimu, který je definován pouze zadaným rozsahem u/c . Do výpočtu ale nevstupují žádné geometrické parametry lopatkování, vlastnosti pracovního média, nebo vstupní atmosférické podmínky, při kterých stupeň pracuje.

Pro podrobnější analýzu chování turbínového stupně a určení jeho základní charakteristiky byl sestaven 1D výpočet pro lopatkování na patním, středním a špičkovém poloměru. Tento iterační výpočet hledá takový dělicí statický tlak, který splní podmínku kontinuity:

$$\Delta \dot{m} = (\dot{m}_{RL} - \dot{m}_{OL}) \rightarrow 0; \Delta \dot{m} \leq 0.001 \quad 3-39$$

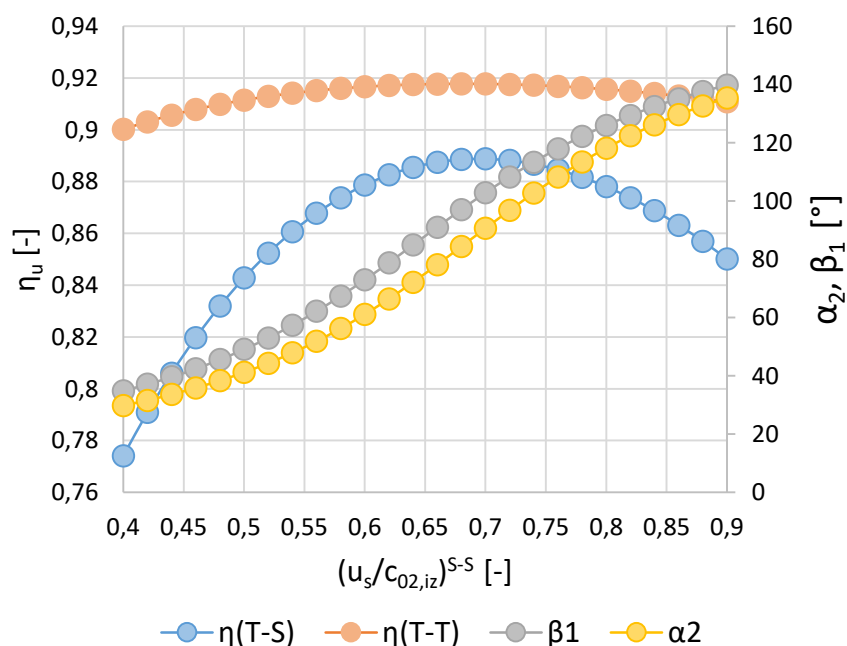
Parametry pracovního média odpovídají hodnotám suchého vzduchu pro $\kappa = 1,4$ a $c_p = 1005 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$. Výpočet byl proveden pro geometrii plně reakčního stupně se vstupními parametry uvedenými v tabulce (Tabulka 3-2).

Tabulka 3-2 Vstupní hodnoty do 1D výpočtu

Výstupní úhel absolutní rychlost z RL	α_1	Pata	14,14°
		Střed	15,66°
		Špička	13,32°
Výstupní úhel relativní rychlost z OL	β_2	Pata	15,9°
		Střed	14,5°
		Špička	13,1°
Patní průměr	D_p	400 mm	
Délka RL	L_{RL}	45,5 mm	
Délka OL	L_{OL}	47 mm	
Účinnost RL	η_{RL}	95%	
Účinnost OL	η_{OL}	90%	
Atmosférický tlak	p_0	98 000 Pa	
Atmosférická teplota	t_0	23 °C	
Otáčky	n	2300 min ⁻¹	

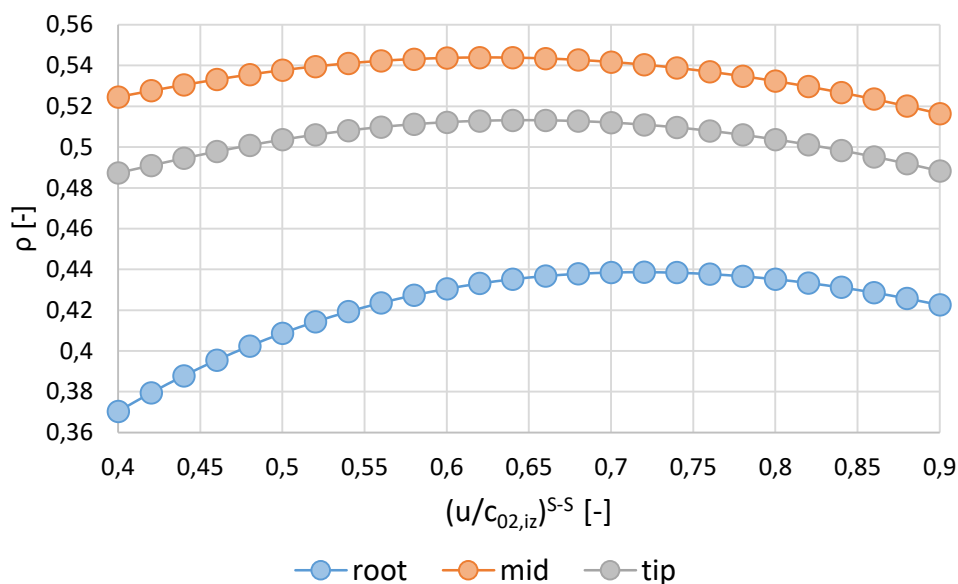
Hodnoty účinností rozváděcí a oběžné mříže jsou pro celý provozní rozsah konstantní. Ve výpočtu také nebyl uvažován vliv průtoku ucpávkami. Proto uvedené průběhy plně neodpovídají skutečným termodynamickým poměrům ve stupni. Lze je ale považovat za dostatečné pro úvodní studie vlivu různých provozních podmínek ve stupni.

V grafu (Obrázek 3-5) jsou znázorněny průběhy účinností T - T , T - S a rozložení vstupního úhlu relativní rychlosti do OL (β_1) a výstupního úhlu absolutní rychlosti ze stupně (α_2) na středním poloměru lopatkování.

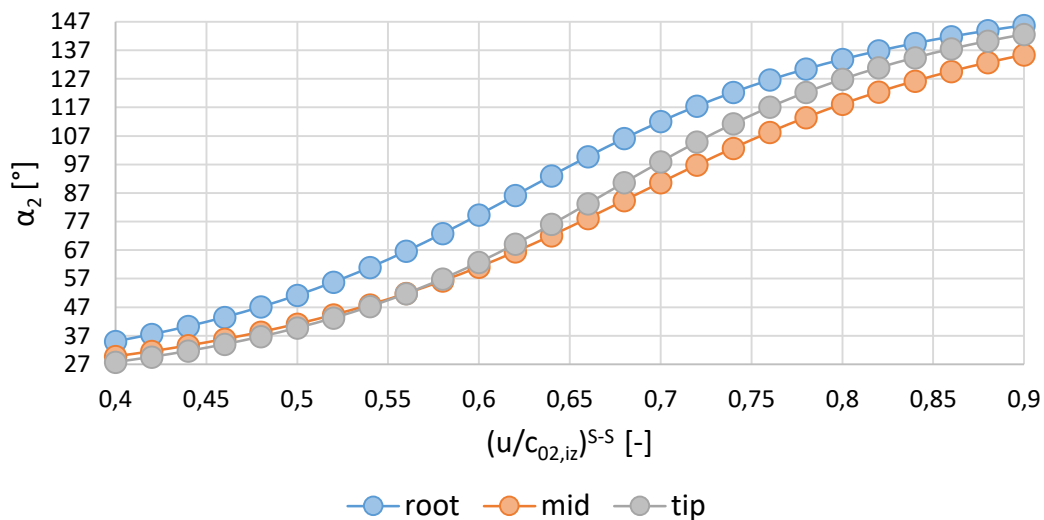


Obrázek 3-5 – Průběh účinností T - S , T - T a proudových úhlů β_1, α_2 na střední radiále

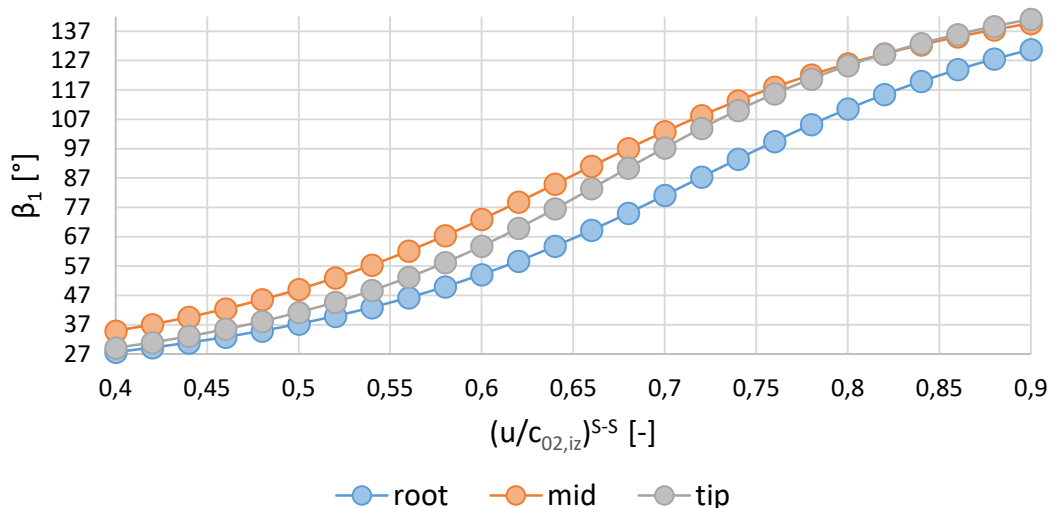
Vlivem změny provozních režimů turbínového stupně samozřejmě dochází také ke změně jeho reakce a dalších parametrů. Tyto průběhy jsou zachyceny v grafech (Obrázek 3-6, Obrázek 3-7, Obrázek 3-8, Obrázek 3-9).



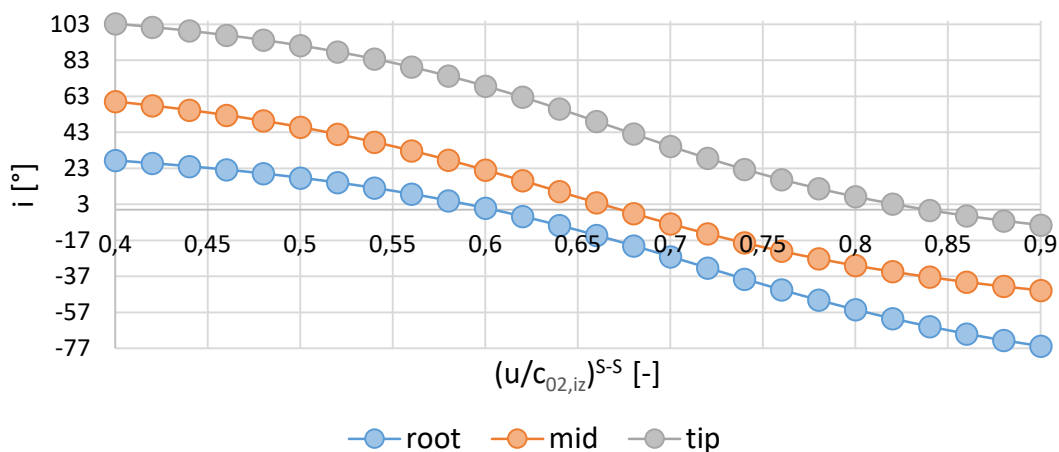
Obrázek 3-6 – Průběh reakce



Obrázek 3-7 – Průběh výstupních úhlů absolutní rychlosti ze stupně (α_2)



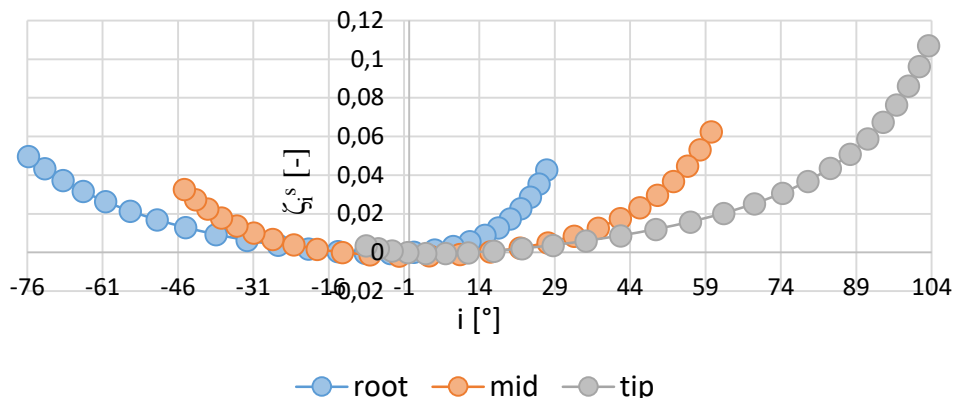
Obrázek 3-8 – Průběh vstupních úhlů relativní rychlosti do OL (β_1)



Obrázek 3-9 – Průběh incidence

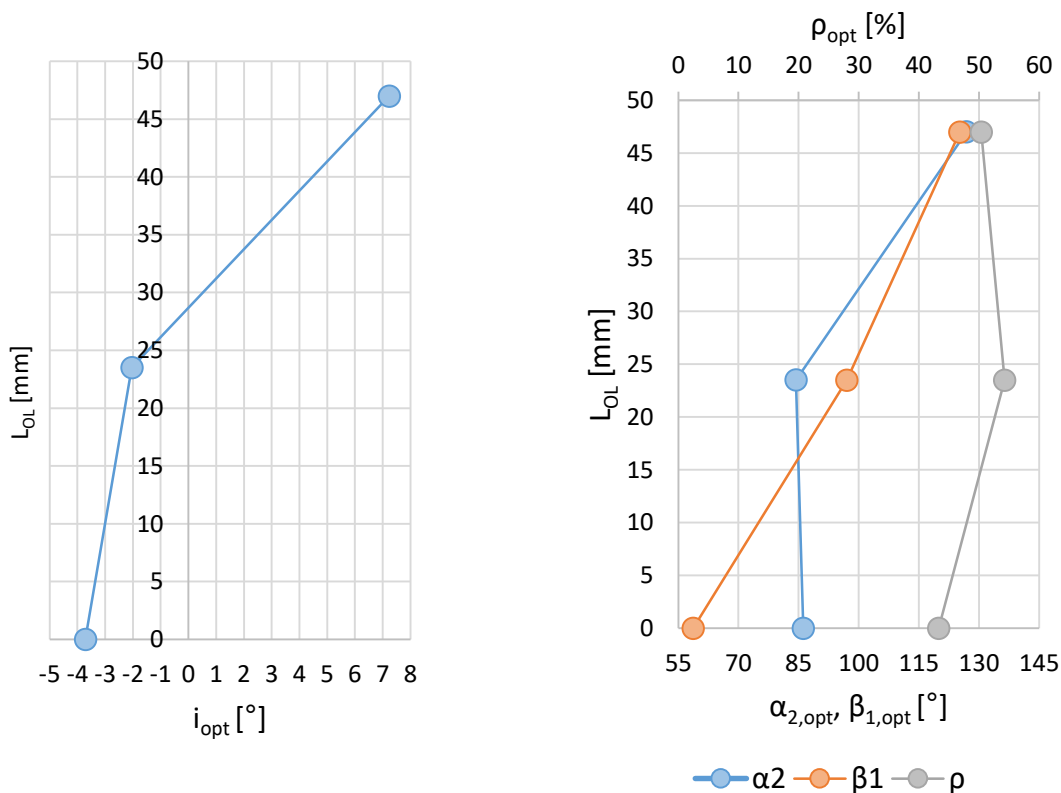
Pro zhodnocení ztrát vlivem incidence byl použit nejjednodušší incidenční ztrátový model dle *Stepanova* (viz rovnice 2-38).

Průběh ztrátového součinitele pro patní, střední a špičkový profil je znázorněn na následujícím grafu (Obrázek 3-10).



Obrázek 3-10 – Průběh incidenčních ztrát dle Stepanova

Z průběhu incidenčních ztrát lze pak určit optimální parametry lopatkování pro patní, střední a špičkový profil, které odpovídají minimálním incidenčním ztrátám stupně (viz Obrázek 3-11 a Tabulka 3-3).

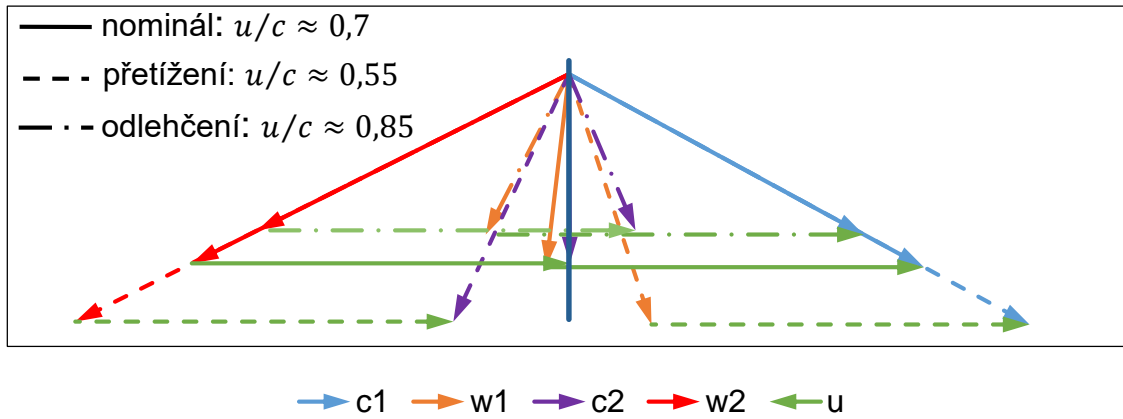


Obrázek 3-11 – Optimální hodnoty incidence (vlevo); optimální hodnoty reakce, úhlů β_1 a α_2 (vpravo)

Tabulka 3-3 Optimální hodnoty parametrů stupně

	i	ρ	β_1	α_2
Patá	$-3,7^\circ$	43%	$58,7^\circ$	$86,2^\circ$
Střed	-2°	54%	97°	$84,4^\circ$
Špička	$+7,2^\circ$	50%	$125,3^\circ$	$126,9^\circ$

Vlivem změny provozních režimů turbíny tlakovým spádem ($u = konst.$, $c_{02,iz} \neq konst.$) se nemění směr vektorů absolutních rychlostí na výstupu z RL c_1 a relativních rychlostí na výstupu ze stupně w_2 ($\alpha_1 \approx konst.$, $\beta_2 \approx konst.$) v rychlostních trojúhelnících. Mění se pouze velikost vektorů (viz Obrázek 3-12).



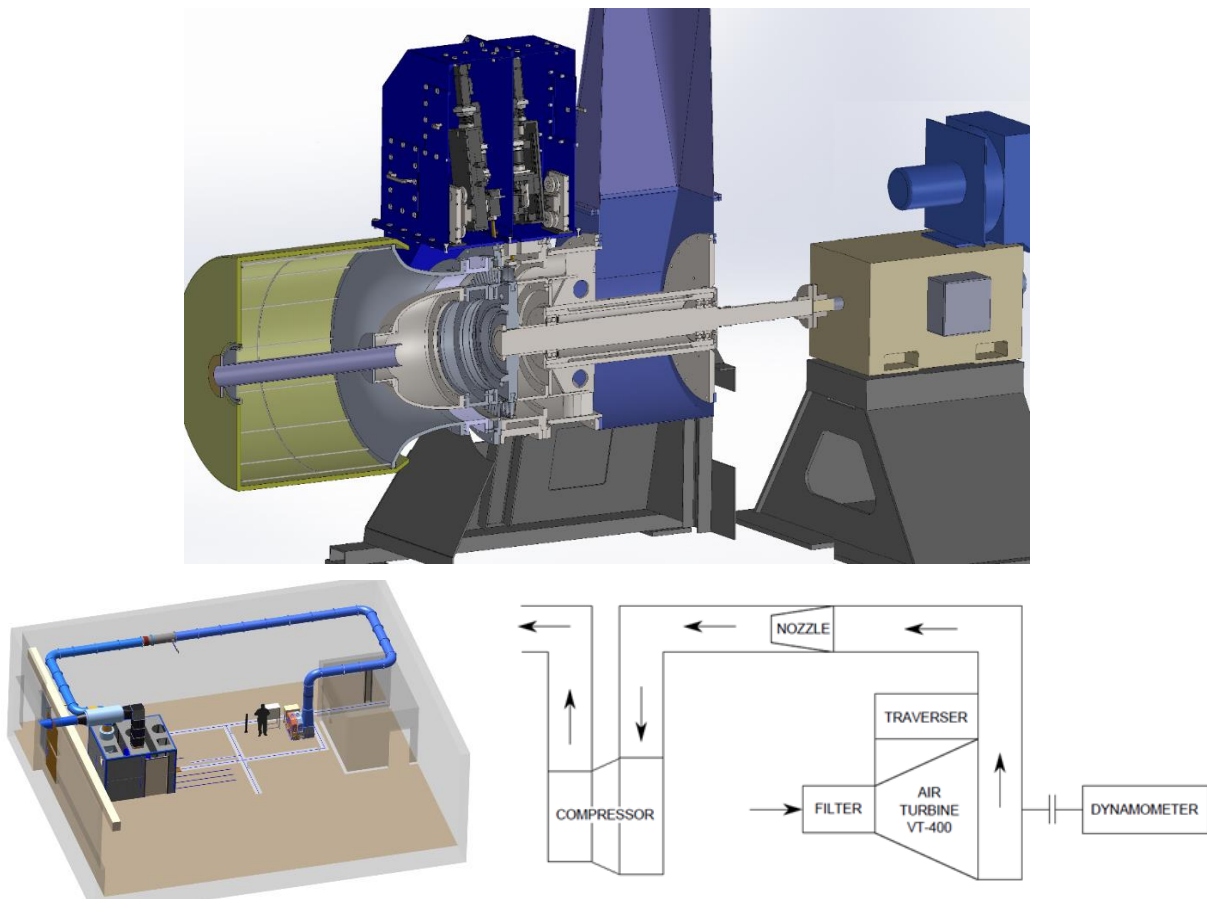
Obrázek 3-12 – Rychlostní trojúhelníky při změnách zatížení stupně

4 Experimentální vzduchová turbína VT-400

Experimentální část disertační práce byla provedena na zařízení Katedry energetických strojů a zařízení FST – ZČU v Plzni. Zařízení bylo zkonstruováno zhruba v 50. letech minulého století, nicméně za posledních deset let prošlo několikrát výraznou modernizací.

4.1 Stručný popis experimentální smyčky

Experimentální zařízení – vzduchová turbína (VT-400) je modelem vysokotlaké části parní turbíny v měřítku 1:2. Pracovním médiem je vzduch nasávaný z okolí pomocí kompresoru, přičemž samotný turbínový stupeň je umístěn v jeho sání (viz schéma - Obrázek 4-1). Maximální tlakový spád, který dokáže kompresor vyvinout je $12,5 \text{ kPa}$. Měření otáček a kroučícího momentu zajišťuje stejnosměrný dynamometr. Hmotnostní průtok pracovního média je určován pomocí normalizované měřící dýzy. V jednotlivých řezech turbíny jsou umístěné odběry statických tlaků a pro detailní proměření proudového pole se používají dvě 5-ti otvorové pneumatické sondy.



Obrázek 4-1 – Měřící smyčka VT-400

Základní geometrické parametry testovaného plně reakčního lopatkování jsou uvedené v rámci tabulky (Tabulka 3-2).

4.2 Integrovaná charakteristika turbínového stupně

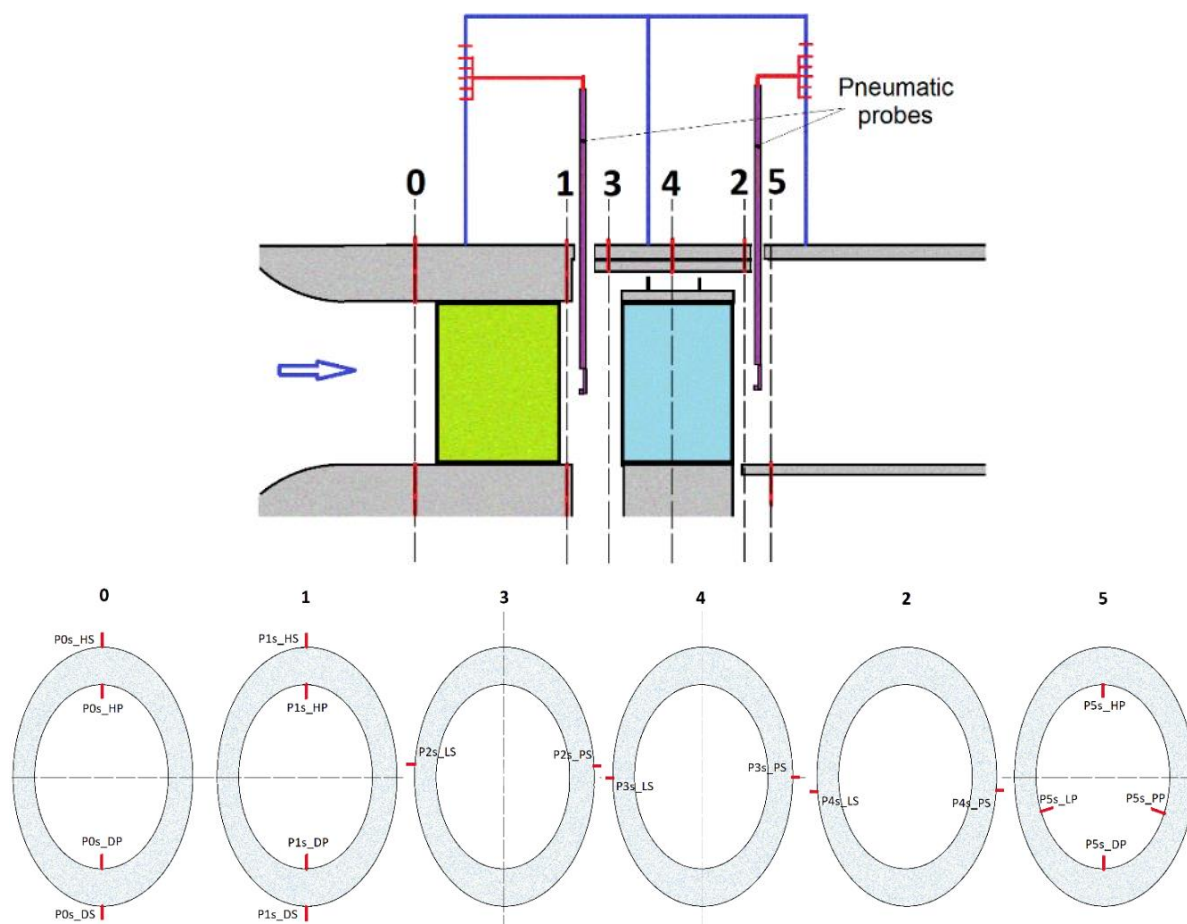
Na turbíně je možné realizovat dvě základní úlohy měření. První úloha, popsána v rámci této kapitoly, je určení základní turbínové charakteristiky stupně, tedy závislost obvodové

účinnosti na rychlostním poměru u/c . Pracovní režim (u/c) se nastavuje změnou tlakového spádu stupně regulací kompresoru, přičemž otáčky turbíny jsou konstantní. Během měření se sbírají údaje dynamometru otáčky, krouticí moment, statické tlaky z odběrů umístěných v jednotlivých řezech průtočné části turbíny (viz Obrázek 4-2) a u dýzy pro měření průtoku vzduchu. Vlastnosti nasávaného vzduchu, barometrický tlak, teplota a vlhkost jsou měřeny multifunkčním barometrem.

Všechny důležité měřené parametry shrnuje Tabulka 4-1.

Tabulka 4-1 Měřené parametry pro určení integrální charakteristiky

Měřený parametr	Označení	Jednotka
Otáčky turbíny	n	1/min
Krouticí moment	Mk	Nm
Atmosférický tlak	p_B	Pa
Atmosférická teplota	t_{0c}	°C
Relativní vlhkost	φ_0	%
Statické tlaky (viz Obrázek 4-2)	$p_{0s} \dots p_{5s}$	Pa
Teplota u měřicí dýzy	t_{cl}	°C
Vstupní a výstupní tlak měřicí dýzy	p_{cl1}, p_{cl2}	Pa



Obrázek 4-2 – Označení míst s odběry statických tlaků [27]

Účinnost turbínového stupně se určí na základě již zmíněné rovnice 3-28, která popisovala definici „T-S“, nebo pomocí definice „T-T“.

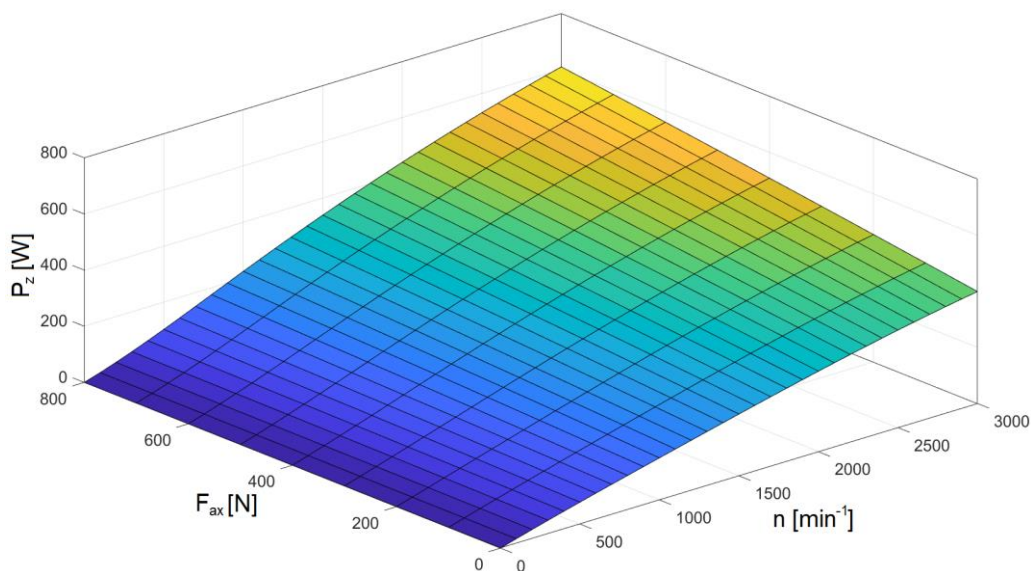
$$\eta_{st}^{T-S} = \frac{H^{ST}}{H_{iz}^{ST} + \frac{c_0^2}{2}} \quad ; \quad \eta_{st}^{T-T} = \frac{H^{ST}}{H_{iz}^{ST} + \frac{c_0^2}{2} - \frac{c_2^2}{2}} \quad 4-1$$

Ve jmenovateli obou rovnic figuruje užitečný spád stupně, který byl v rámci rovnice 3-28 definován Eulerovou turbínovou větou jako součin obvodové rychlosti a rozdílu obvodových složek vstupní a výstupní absolutní rychlosti oběžného kola. Užitečný spád byl spočítán jako poměr užitečného výkonu a hmotnostního průtoku pracovního média. Užitečný výkon lopatkování je součtem výkonu dynamometru (P_d) a výkonu potřebného k pokrytí energetických ztrát třením v ložiskách (P_z).

$$H^{ST} = \frac{P_d + P_z}{\dot{m}_{OL}} \quad ; \quad P_d = M_K \cdot \omega = M_K \cdot \frac{\pi \cdot n}{30} \quad 4-2$$

4.2.1 Odhad ztrátového výkonu

Hodnota ztrátového výkonu byla určena kombinací měření a analytického výpočtu dle doporučení dodavatele použitých ložisek. Nejprve byly experimentálně zjištěny ztráty ložisek zatížených pouze radiální silou při zvoleném rozsahu otáček turbíny ($0 \div 3000 \text{ min}^{-1}$). Následně byl k této závislosti přidán odhad ztrátového výkonu pro různé velikosti axiální síly. Pro tento odhad byly použity závislosti od výrobce ložisek. Závislost ztrátového výkonu na axiální síle a otáčkách turbíny je na grafu (Obrázek 4-3), který je součástí vyhodnocovacího algoritmu. Pro dané provozní podmínky pokusné turbíny lze odečíst hodnotu ztrátového výkonu.



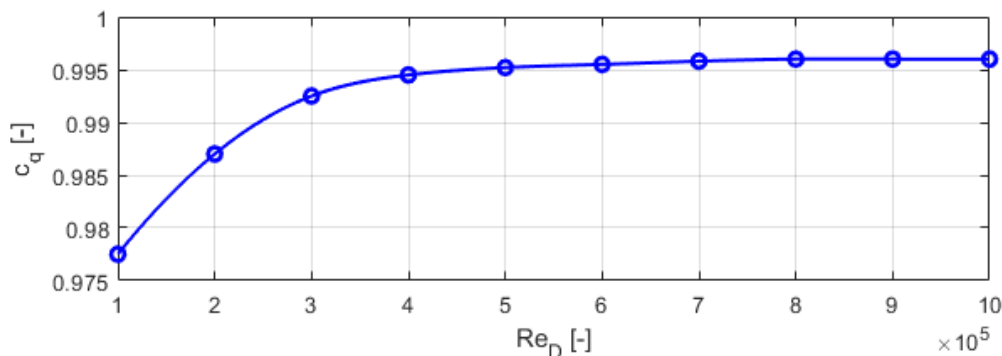
Obrázek 4-3 – Graf závislosti ztrátového výkonu na axiální síle a otáčkách turbíny

4.2.2 Určení hmotnostního průtoku vzduchu

Hmotnostní průtok je dalším z hlavních parametrů pro určení užitečného entalpického spádu stupně. Výpočet hmotnostního průtoku měřicí dýzou byl proveden podle normy ČSN 5167-3. Výchozím vztahem je rovnice 4-3, ve které kromě geometrických parametrů a rozdílu statického tlaku na vstupu a výstupu z měřicí dýzy vystupují také dva následující součinitelé.

Prvním je průtokový součinitel (c_q), který je funkcí Reynoldsovo čísla. Jeho průběh v závislosti na Reynoldsovo čísla je znázorněn na obrázku (Obrázek 4-4).

$$\dot{m} = \frac{c_q}{\sqrt{1-\beta^4}} \varepsilon \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{2\Delta p_{cl} \rho}; \quad \beta = \frac{d}{D} \quad 4-3$$



Obrázek 4-4 – Graf závislosti průtokového součinitele dýzy na Reynoldsovo čísla

Druhým součinitelem v rovnici 4-3 je tzv. součinitel expanze (ε) určující vliv stlačitelnosti pracovního média. Kromě poměru průměrů dýzy (β) je také funkcí poměru vstupního a výstupního tlaku (viz rovnice 4-4).

$$\varepsilon = \sqrt{\left(\frac{\kappa \tau^{\frac{2}{\kappa}}}{\kappa - 1}\right) \left(\frac{1 - \beta^4}{1 - \beta^4 \tau^{\frac{2}{\kappa}}}\right) \left(\frac{1 - \tau^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}{1 - \tau}\right)}; \quad \tau = \frac{p_{cl2}}{p_{cl1}} \quad 4-4$$

Vypočtená hodnota hmotnostního průtoku vzduchu reprezentuje průtok měřicí smyčkou. Pro vyhodnocení účinnosti stupně je ale nutné uvažovat, že tato vypočtena hodnota odpovídá průtoku pouze rozváděcím kolem, nikoliv oběžným. U oběžného kola totiž dochází v oblasti nadbandážové ucpávky k úniku vzduchu, který negeneruje užitečnou práci stupně. Proto je potřebné provést korekci a od vypočteného hmotnostního průtoku odečíst průtok nadbandážovou ucpávkou.

$$\dot{m}_{RL} = \dot{m} \quad 4-5$$

$$\dot{m}_{OL} = \dot{m} - \dot{m}_L \quad 4-6$$

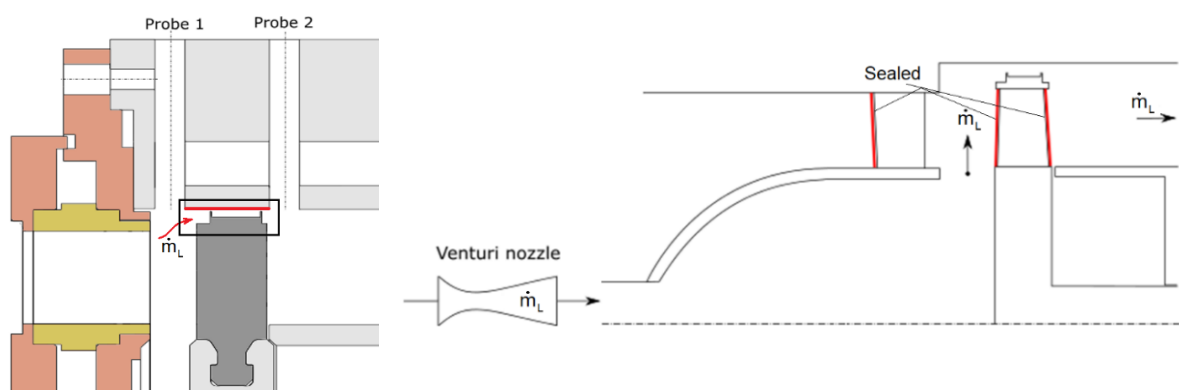
Pro potřeby korekce hmotnostního průtoku oběžným kolem byla provedena kalibrace průtoku nadbandážovou ucpávkou.

Konstrukce experimentální vzduchové turbíny byla upravena tak, aby bylo možné stanovit vliv vefukování a odsávání vzduchu v axiální mezeře u paty stupně. Tato úprava umožnila zmíněnou kalibraci nadbandážové ucpávky realizovat (viz Obrázek 4-5).



Obrázek 4-5 – Fotografie zařízení pro kalibraci ucpávkového proudu [51]

Aby bylo možné zjistit průtok pouze nadbandážovou ucpávkou, bylo nutné utěsnit lopatkování rozváděcího i oběžného kola. Pro určení průtoku byla ve vstupním potrubí umístěna Venturiho dýza (Obrázek 4-6).



Obrázek 4-6 – Schéma kalibrace průtoku nadbandážovou ucpávkou [51]

Výsledky kalibrace byly následně porovnány s korelačními modely ztrát labyrintových ucpávek podle autorů *Zalf* (4-7) a *Samojlovič* (4-8).

$$\dot{m}^Z = 1.5S \sqrt{\frac{p_{V1}}{v_1}} \sqrt{\kappa \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}} \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{p_{V2}}{p_{V1}}\right)^2}{z - \ln\left(\frac{p_{V2}}{p_{V1}}\right)}} \quad 4-7$$

$$\dot{m}^S = k\varphi S \sqrt{\frac{p_{V1}}{v_1}} \sqrt{\kappa \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}} \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{p_{V2}}{p_{V1}}\right)^2}{z \left[1 - \left(\frac{p_{V2}}{p_{V1}}\right)_{cr}\right]} - \frac{\left(\frac{p_{V2}}{p_{V1}}\right)_{cr} \left[1 - \left(\frac{p_{V2}}{p_{V1}}\right)^2\right]}{z^2 \left[1 - \left(\frac{p_{V2}}{p_{V1}}\right)_{cr}\right]^2}} \quad 4-8$$

Kde:

- k - korekční součinitel zohledňující tvar ucpávky,
- z - počet břitů ucpávky,
- φ - součinitel kontrakce,
- p_{v1} - vstupní tlak do Venturiho dýzy,
- p_{v2} - výstupní tlak z Venturiho dýzy,

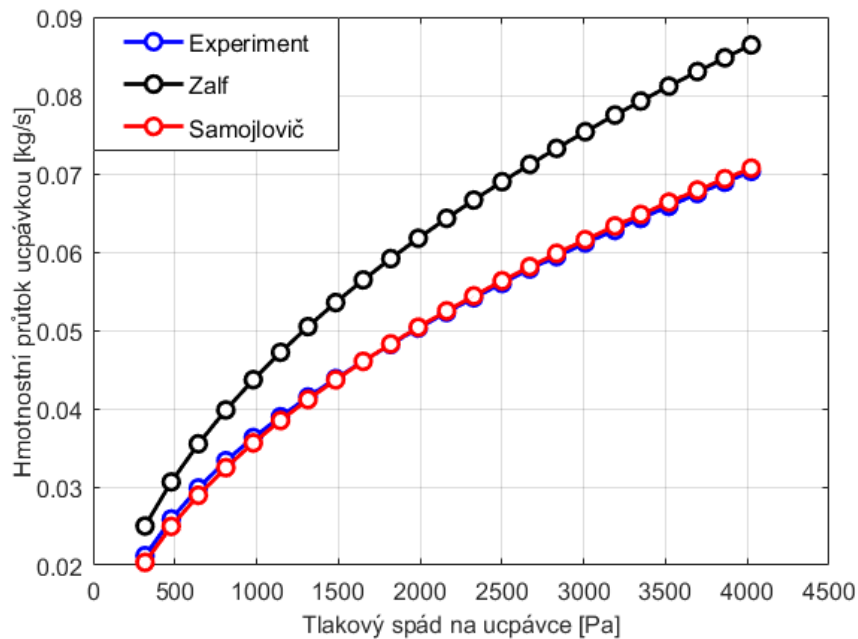
$$\left(\frac{p_{v2}}{p_{v1}}\right)_{cr} = \left(\frac{2}{\kappa + 1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}$$

Srovnání experimentu s analytickými modely znázorňuje následující graf (Obrázek 4-7). Výsledky z experimentu ukázaly dobrou shodu s analytickým modelem dle *Samojloviče*. Korelační model dle *Zalfa* se od naměřených hodnot odchyluje s narůstajícím tlakovým spádem na ucpávce, protože tento model plně nezahrnuje geometrické parametry labyrintové ucpávky.

Grafická interpretace experimentálních výsledků byla aproximována regresní křivkou (viz rovnice 4-9).

$$\dot{m}_L = 0,001434 \cdot \Delta p_b^{0,4686}$$

4-9



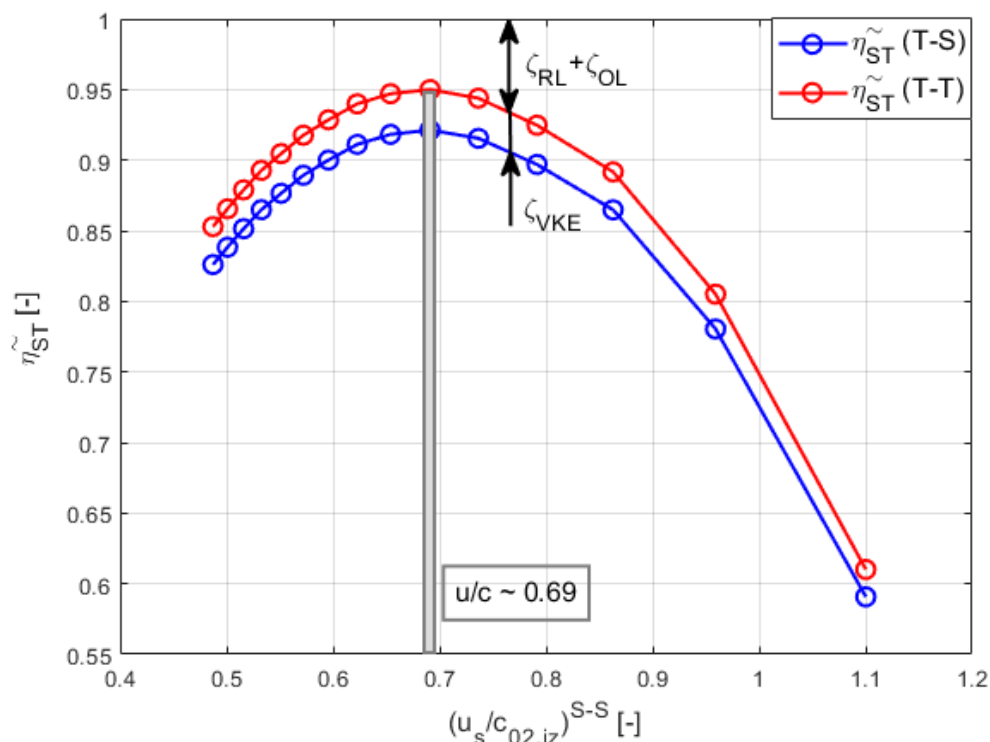
Obrázek 4-7 – Srovnání naměřených dat s analytickými modely

4.2.3 Integrovaná charakteristika stupně a odhad nejistoty měření

Základní turbínová charakteristika pro plně reakční stupeň a provozní otáčky $n = 2300 \text{ min}^{-1}$ je znázorněna na obrázku (Obrázek 4-8). Přetížení, resp. odlehčení stupně se dosáhlo změnou tlakového spádu stupně pomocí otáček kompresoru. Definice účinnosti „ $T-T'$ “ v sobě zahrnuje ztráty rozváděcí i oběžné mříže, zatímco účinnost „ $T-S'$ “ zahrnuje ještě ztrátu výstupní kinetické energie.

Maximální účinnost představuje optimální provozní zatížení stupně, kterému odpovídá optimální hodnota u/c . Dle očekávání se tato hodnota pro plně reakční stupeň ($\rho \sim 50\%$) pohybuje kolem 0,69.

$$\tilde{\eta}_{ST} = \frac{\eta_{ST}}{\eta_{ST,ref}} \quad 4-10$$



Obrázek 4-8 – Základní turbínová charakteristika plně reakčního stupně pro $n = 2300 \text{ min}^{-1}$

Přesto, že je tento způsob měření poměrně jednoduchý, dává užitečné informace o průběhu základních parametrů pro různé režimy zatížení stupně. Naopak, toto měření neumožňuje vyhodnotit podrobněji aerodynamické poměry ve stupni. Navíc, rozбором nejistot měření byl určen výrazný vliv chyby měření krouticího momentu, který k celkové nejistotě určení účinnosti stupně přispívá největším podílem (až 60%).

Odhad nejistoty měření účinnosti stupně byl proveden na základě metodiky pro určování standardní nejistoty pro nepřímé měření. V této metodice je hledaná výstupní veličina známou funkcí vstupních veličin, které lze přímo změřit. Odhad výstupní veličiny se určí jako:

$$y = f(x_1, x_2, \dots, x_m) \quad 4-11$$

Odhady vstupních veličin se určí následovně:

$$u^2(y) = \sum_{i=1}^m A_i^2 u^2(x_i) \quad 4-12$$

Kde A_i představuje příslušný koeficient citlivosti definovaný:

$$A_i = \left. \frac{\partial(X_1, X_2, \dots, X_m)}{\partial X_i} \right|_{X_1=x_1, \dots, X_m=x_m} \quad 4-13$$

Výstupní veličinou je v tomto případě vyhodnocená účinnost stupně, která je funkcí měřených parametrů (viz rovnice 4-14). Tato rovnice byla upravena do podoby, aby v ní figurovaly všechny měřené parametry, ze kterých se určí příslušné koeficienty citlivosti.

$$\eta = f \left(M_k, n, \underbrace{p_{cl1}, p_{cl2}, T_2}_{\dot{m}}, T_{0s}, p_{0s}, p_{2s} \right) \quad 4-14$$

$$\eta = \frac{\sqrt{\sigma_3} \sqrt{p_{cl1} - p_{cl2}} \left(\frac{M_k \cdot n \cdot \pi}{30} + P_z \right)}{S_{cl2} \cdot c_q \left(\frac{p_{cl2}}{p_1} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \left\{ T_{0s} c_p \left[\left(\frac{p_{2s}}{p_{0s}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] - \frac{R_v^2 \cdot S_{cl2}^2 \cdot T_{0s}^2 \cdot c_q^2 \cdot \sigma_4 \cdot \sigma_1 \cdot \frac{\sigma_2}{R_v T_2}}{4 S_1^2 \cdot p_{0s}^2 \cdot \sigma_3 (p_{cl1} - p_{cl2})} + \frac{S_{cl2}^2 \cdot c_q^2 \cdot p_{2s}^2 \cdot \sigma_4 \cdot \sigma_1 \cdot \frac{\sigma_2}{R_v T_2}}{4 R_v^2 \cdot S_2^2 \cdot T_{0s}^2 \cdot \sigma_3 \cdot (p_{cl1} - p_{cl2}) \left(\frac{p_{2s}}{p_{0s}} \right)^{2 \cdot \left(\frac{\kappa-1}{\kappa} \right)}} \right\} \cdot \sqrt{\sigma_5} \cdot \sqrt{\frac{\sigma_2}{R_v T_2}}}$$

$$\sigma_1 = - \frac{\kappa \cdot p_{cl1} \cdot \left[\left(\frac{p_{2s}}{p_{0s}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]}{\kappa - 1} \quad 4-15$$

$$\sigma_2 = 2 p_{cl1} \cdot (p_{cl1} - p_{cl2})$$

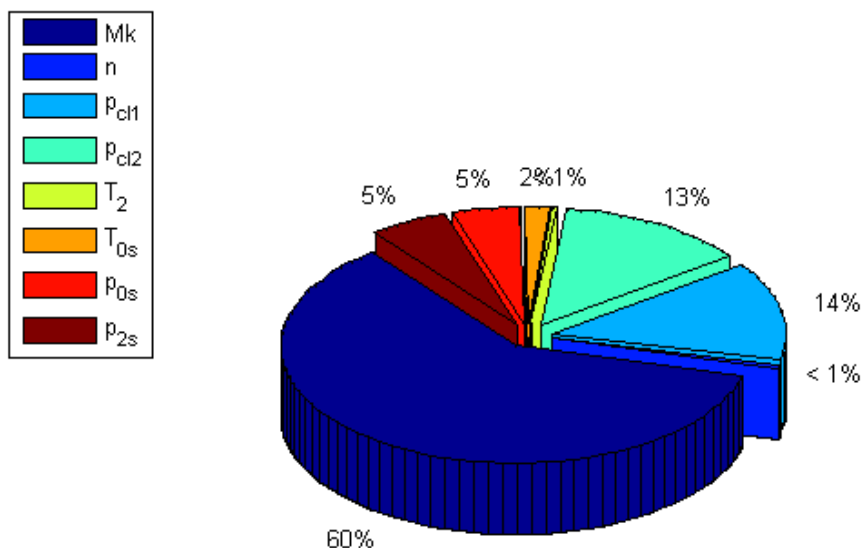
$$\sigma_3 = 1 - m_1^2 \cdot \sigma_4$$

$$\sigma_4 = \left(\frac{p_{cl2}}{p_{cl1}} \right)^{\frac{2}{\kappa}}$$

Následující bilanční tabulka (Tabulka 4-2) shrnuje příspěvky jednotlivých měřených parametrů k celkové nejistotě měření účinnosti. Diagram (Obrázek 4-9) pak následně popisuje procentuální podíl dílčích nejistot.

Tabulka 4-2 Bilanční tabulka

Veličina	Odhad	Koeficient citlivosti	Příspěvek k nejistotě	Nejistota
M_k [Nm]	27,13	0,0323	0,008075	6,52056E-05
n [min⁻¹]	2302,311	3,80E-04	0,0007604	5,78208E-07
p_{cl1} [Pa]	89756,62	-2,78E-04	-0,0038364	1,4718E-05
p_{cl2} [Pa]	88117,3	2,73E-04	0,003764778	1,41736E-05
T₂ [K]	295,024	1,50E-03	0,0006	0,00000036
T_{0s} [K]	298,863	-0,0035	-0,0014	0,00000196
p_{0s} [Pa]	96811,78	-1,63E-04	-0,00225423	5,08155E-06
p_{2s} [Pa]	91312,01	1,74E-04	2,40E-03	5,78301E-06
δ_c [%]				1,03



Obrázek 4-9 – Diagram dílčích nejistot

Z důvodu velké nejistoty měření krouticího momentu se na pracoviště zakoupila momentová příruba, která měření krouticího momentu v budoucnu výrazně zpřesní.

4.3 Traverzování proudového pole

Kromě typu měření popsaného v kapitole 4.2 je možné na vzduchové turbíně provádět i detailní traverzování v proudovém poli za rozváděcí a oběžnou mříží pomocí dvou pěti-otvorových pneumatických sond. Na rozdíl od předcházejícího způsobu měření, tato měřicí metoda umožňuje určit průběhy proudových parametru podél lopatek a odhadnout tak například radiální rozložení ztrát jednotlivých lopatkových mříží. Při tomto způsobu měření navíc není potřebné stanovení krouticího momentu.

Sběr dat tedy zahrnuje opět měření otáček turbíny, odběrů statických tlaků v jednotlivých řezech průtočné části (viz Obrázek 4-2), dále měření statických tlaků a teploty pro určení hmotnostního průtoku měřicí dýzou, stanovení barometrického tlaku, teploty a vlhkosti okolního prostředí a nakonec měření tlaků z obou pneumatických sond.

Pneumatické sondy byly před instalací a implementací do měřicího řetězce kalibrovány pro podmínky proudění, které odpovídají podmínkám v pokusné turbíně.

4.3.1 Kalibrace pěti-otvorových pneumatických sond

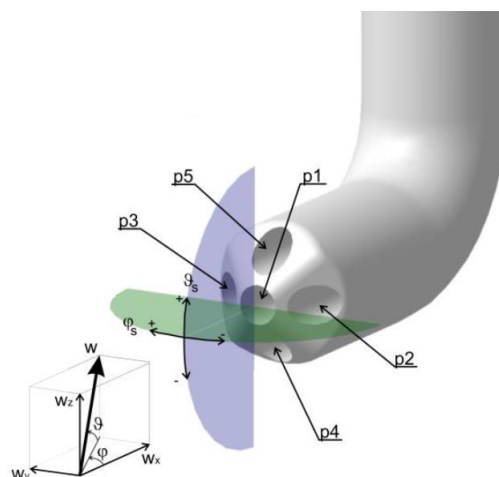
Zkušební zařízení pro kalibraci (Obrázek 4-10) se skládá z aerodynamického tunelu a traverzovacího zařízení. Prostorové natáčení sondy zajišťují krokové motory. Tlakové odběry se přivádějí do 16-ti kanálového tlakového převodníku a další zpracování elektrického signálu a řízení krokových motorů se provádí v prostředí *LabVIEW*. Pro určení referenčního tlaku byla použita Prandtlova sonda.



Obrázek 4-10 – Zařízení pro kalibraci pneumatických sond

Kalibrace obou sond byla provedena pro tzv. „nenulovací režim“ nastavení, kdy sondu není nutné natáčet přesně do proudu. Celkový a statický tlak, rychlost a její směr je určen na základě bezrozměrných kalibračních koeficientů.

Obrázek 4-11-vpravo popisuje základní označení a orientaci úhlů sondy v prostoru, zatímco Obrázek 4-11-vlevo znázorňuje směr pohyb rámu traverzéry v příslušných směrech.



Obrázek 4-11 – Detail traverzovacího systému (vlevo); označení a orientace úhlů pěti-otvorové sondy (vpravo) [29]

Vlastní kalibrace byla provedena nastavením určitého úhlu ϑ , při kterém byly odměřeny tlaky pro různé hodnoty úhlu φ v rozsahu $\varphi = (-20^\circ, 20^\circ)$. Následně se sonda posunula do nové polohy o úhel ϑ , přičemž opět proběhlo proměření tlaků v celém rozsahu φ . Rozsah úhlu ϑ byl také $\vartheta = (-20^\circ, 20^\circ)$.

Ze získaných dat byly spočteny kalibrační koeficienty (dva tlakové a dva úhlové).

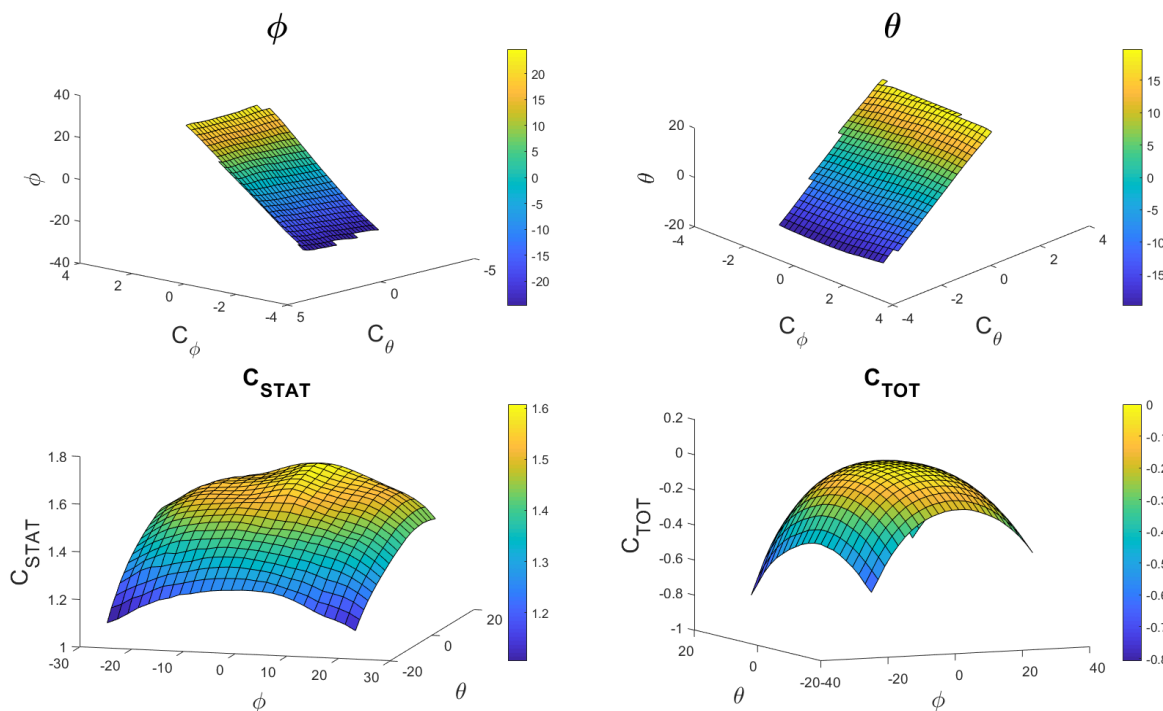
$$C_{STAT} = \frac{p_1 - p_s}{p_1 - p_m}; C_{TOT} = \frac{p_1 - p_t}{p_1 - p_m} \quad 4-16$$

$$C_\varphi = \frac{p_2 - p_3}{p_1 - p_m}; C_\vartheta = \frac{p_4 - p_5}{p_1 - p_m} \quad 4-17$$

Kalibrační koeficienty společně s úhly natočení sondy tvoří data pro 3D grafy (Obrázek 4-12). Pro matematickou interpretaci získaných ploch a určení jejich regresních rovnic byl Matlabu použit „toolbox“ *CurveFitting*. Po výběru požadované metody aproximace program vypočítá kořeny regresních rovnic a určí základní statistické veličiny, které definují kvalitu aproximace.

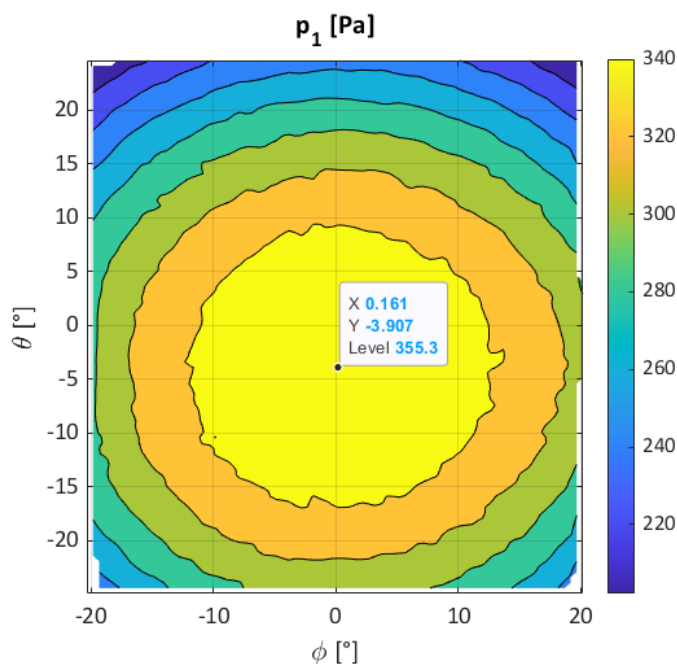
Tabulka 4-3 Kořeny regresní rovnice tlakového koeficientu C_{STAT}

$C_{STAT}: f(x,y) = p00 + p10*x + p01*y + p20*x^2 + p11*x*y + p02*y^2 + p30*x^3 + p21*x^2*y + p12*x*y^2 + p03*y^3 + p40*x^4 + p31*x^3*y + p22*x^2*y^2 + p13*x*y^3 + p04*y^4 + p50*x^5 + p41*x^4*y + p32*x^3*y^2 + p23*x^2*y^3 + p14*x*y^4 + p05*y^5$			
p00 = 1.535	p10 = -0.01102	p01 = 0.0658	p20 = -0.02339
p11 = 0.004585	p02 = -0.02124	p30 = -0.004217	p21 = -0.002046
p12 = 0.003308	p03 = -0.001342	p40 = -0.0005808	p31 = -0.001143
p22 = -0.001426	p13 = -0.001357	p04 = -0.0003979	p50 = 0.0002606
p41 = 0.0002221	p32 = -0.0001447	p23 = -0.0001472	p14 = -0.0002434
p05 = 0.0003006			
Goodness of fit: SSE: 0.1239; R-square: 0.9951; Adjusted R-square: 0.995; RMSE: 0.00773			



Obrázek 4-12 – 3D grafy: $\varphi(C_\varphi, C_\vartheta)$; $\theta(C_\varphi, C_\vartheta)$; $C_{STAT}(\varphi, \vartheta)$; $C_{TOT}(\varphi, \vartheta)$ [29]

Kalibrace vyloučila vliv výrobní nepřesnosti pneumatických sond. Vliv výrobní nepřesnosti je znázorněn na obrázku (Obrázek 4-13).



Obrázek 4-13 – Graf: $p_1(\varphi, \vartheta)$

4.4 Vyhodnocování naměřených dat

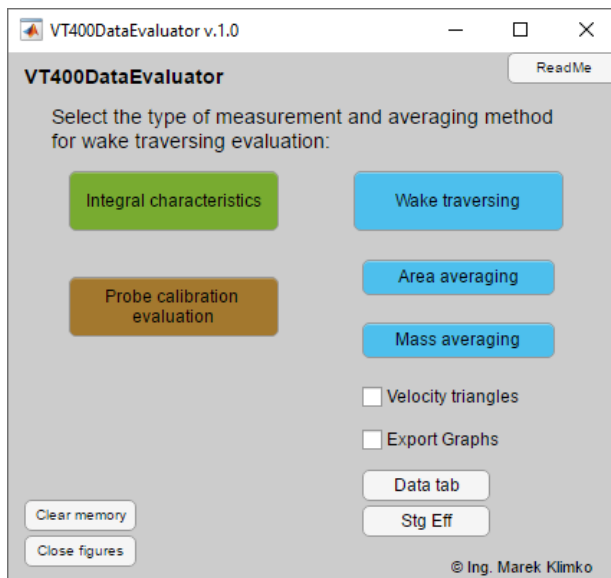
Pro snadnou a rychlou interpretaci naměřených dat byl v rámci této práce v prostředí *Matlab – AppDesigner* vyvinut komplexní vyhodnocovací program, jehož úvodní obrazovka je na obrázku (Obrázek 4-14).

Program nabízí několik možností způsobu vyhodnocení. Tlačítko „Integral characteristics“ vyhodnotí data z prvního typu měření a vykreslí základní integrální průběhy v závislosti na u/c . Součástí programu je také podprogram pro vyhodnocení dat z kalibrace pneumatických sond a výpočet kořenů regresních rovnic, které vstupují do procesu vyhodnocení dat z traverzování. Pro tento způsob vyhodnocení se používá skupina modrých tlačítek (viz Obrázek 4-14). Uživatel postupně zadává naměřená data, návrhové úhlů lopatkování, matici kořenů regresních rovnic z kalibrace sond a nakonec zvolí počet měřených rovin po délce lopatky. Program následně provede potřebné výpočty, po kterých následuje volba metodiky redukce dat. Program zahrnuje plošné průměrování (4-18) a průměrování vážené hmotnostním průtokem (4-19), resp. u nestlačitelného průměrování vážené axiální rychlostí.

$$\bar{\theta} = \frac{1}{S} \int \theta dS \rightarrow \frac{1}{S} \sum_{i=1}^n \theta_i \cdot S_i \quad 4-18$$

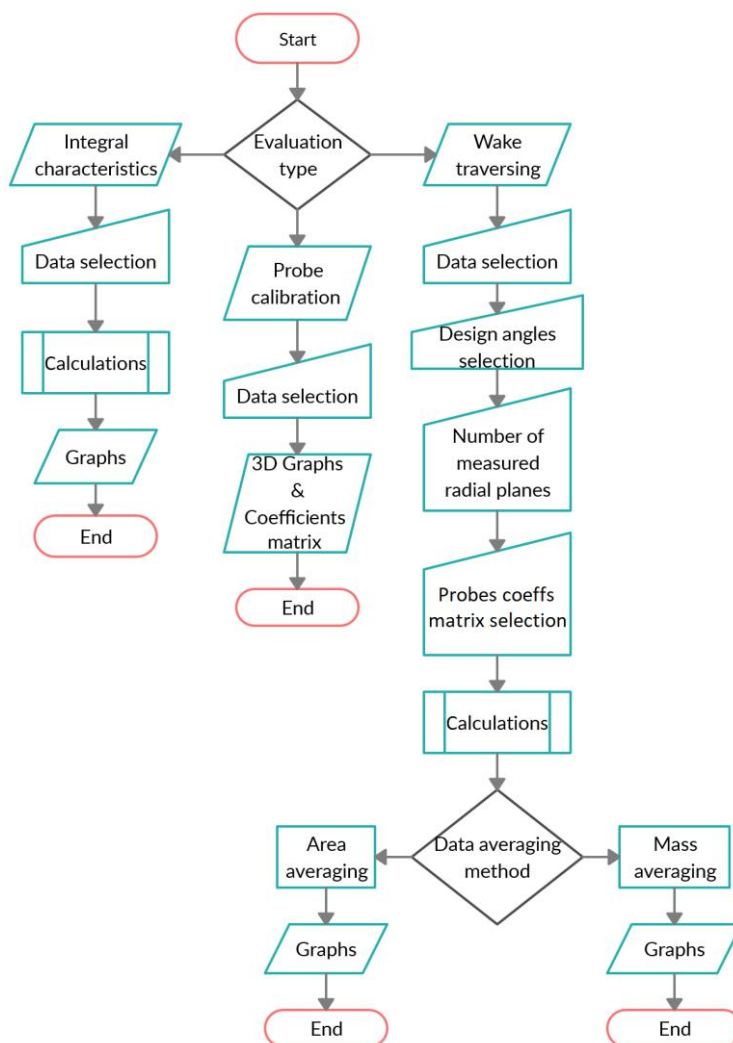
$$\bar{\theta} = \frac{\int \theta \cdot \rho \cdot |\vec{w} d\vec{S}|}{\int \rho \cdot |\vec{w} d\vec{S}|} \rightarrow \frac{\sum_{i=1}^n \theta_i \cdot \rho_i \cdot |\vec{w}_i \cdot \vec{S}_i|}{\sum_{i=1}^n \rho_i \cdot |\vec{w}_i \cdot \vec{S}_i|} \quad 4-19$$

Metoda plošného průměrování není vhodná pro oblasti míšení proudů, jako například v oblasti úplavů za odtokovými hranami, kde tento způsob průměrování ztráty nepřiměřeně nadhodnocuje. Naopak, u hmotnostního průměrování se průtok těmito oblastmi zohlední a hodnoty ztrát se mnohem více přibližují realitě.



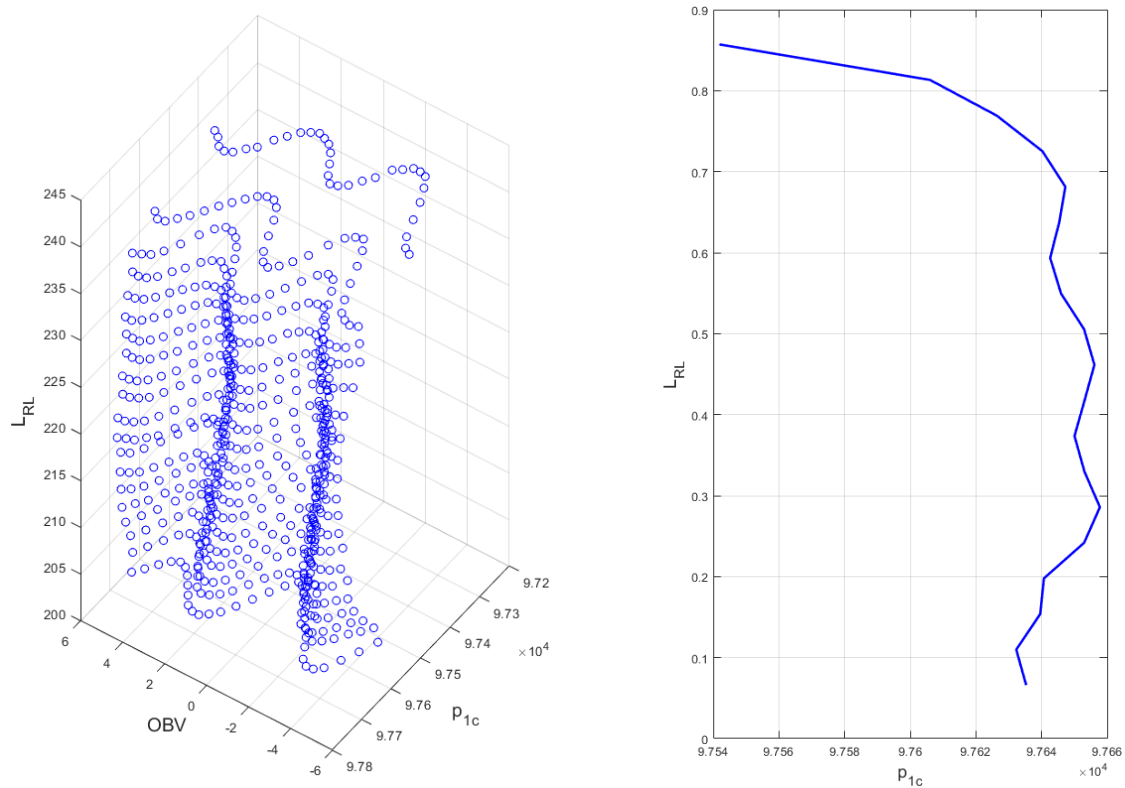
Obrázek 4-14 – Úvodní obrazovka vyhodnocovacího programu [29]

Hierarchie vyhodnocovacího programu je na následujícím diagramu (Obrázek 4-15).



Obrázek 4-15 – Hierarchie vyhodnocovacího programu

Příklad rozložení celkového tlaku mezi rozváděcím a oběžným kolem pro celou traverozací oblast a jeho hmotnostně zprůměrovaný průběh je na obrázku (Obrázek 4-16).

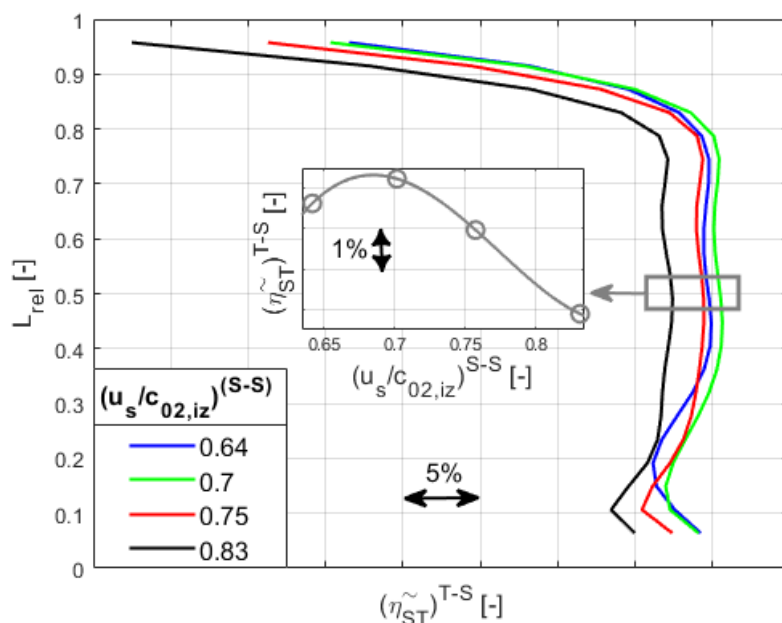


Obrázek 4-16 – Průběh celkového tlaku za rozváděcím kolem

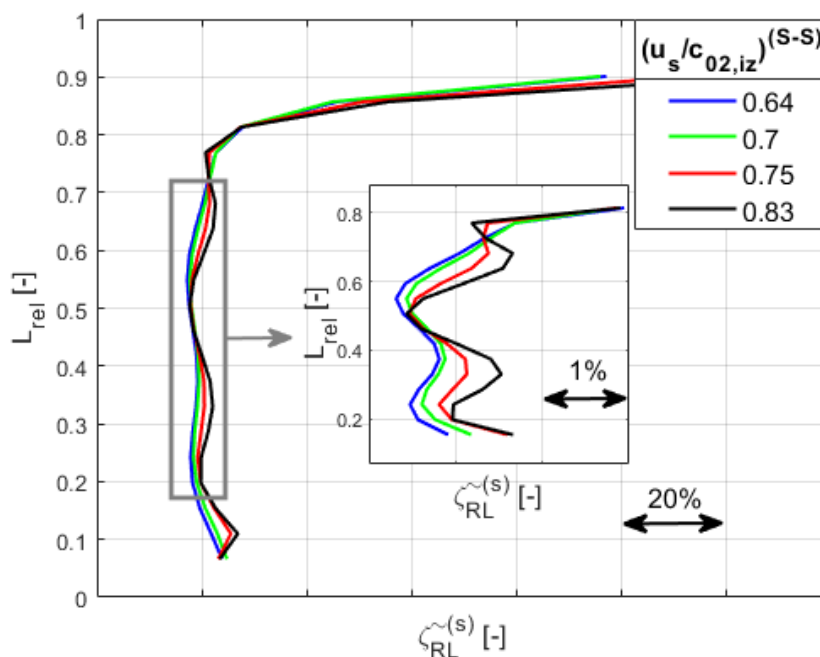
5 Výsledky traverzování

Výsledkem podrobného traverzování proudových polí jsou rozložení parametrů podél rozváděcí a oběžné lopatky. Na následujících grafech budou uvedené hmotnostně průměrované průběhy klíčových parametrů podél lopatek, včetně vybraných průběhů pro patní, střední a špičková poloměr lopatkování v závislosti na provozním režimu (u/c).

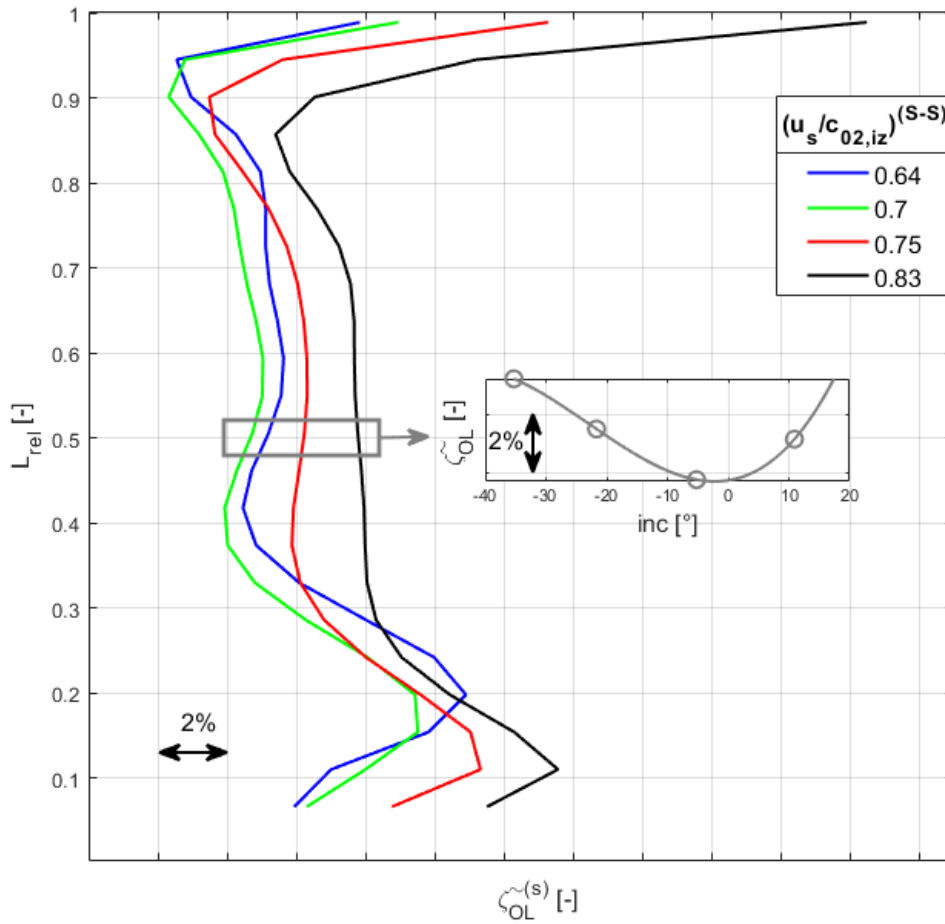
V rámci provozních možností zařízení byly pro otáčky turbíny 3000 min^{-1} zvoleny čtyři pracovní režimy stupně. Jeden režim blízký optimálnímu provozu ($u/c \sim 0,7$) a tři nenávrhové režimy. Následující závislosti mají za cíl podat detailní informace o proudových poměrech ve stupni při různých podmínkách zatížení.



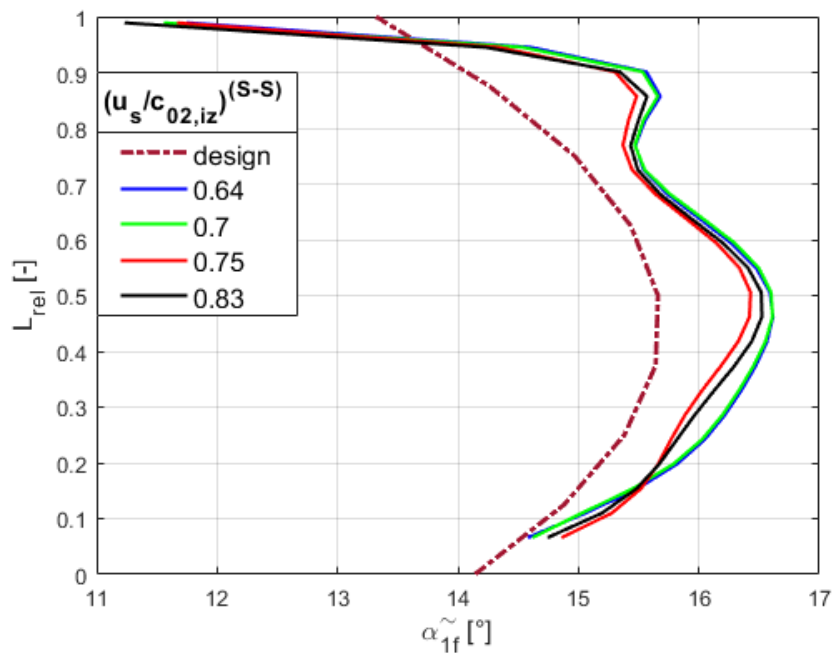
Obrázek 5-1 – Rozložení účinnosti stupně (T-S)



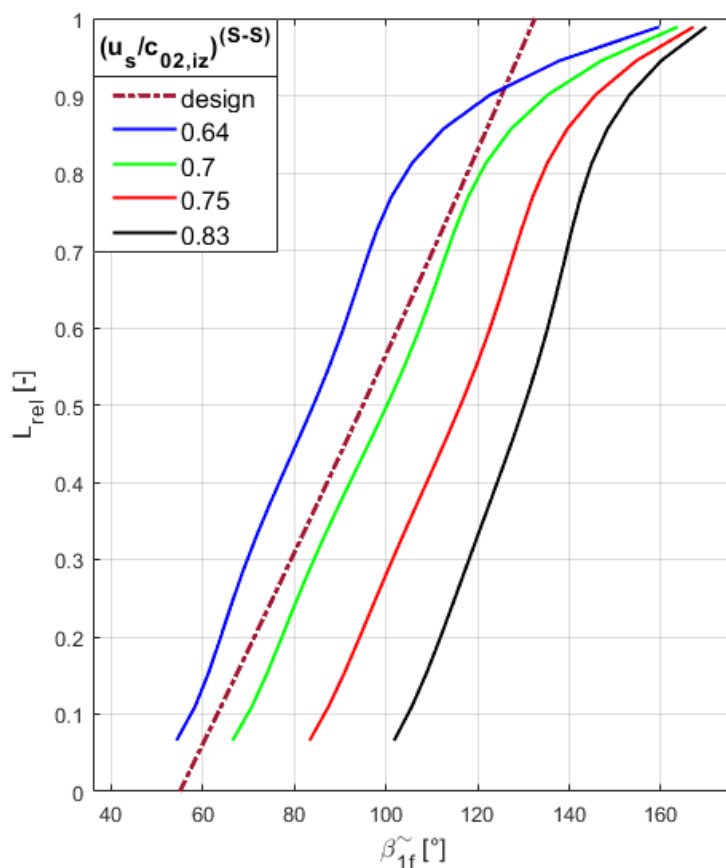
Obrázek 5-2 – Rozložení koeficientu ztrát rozváděcího kola



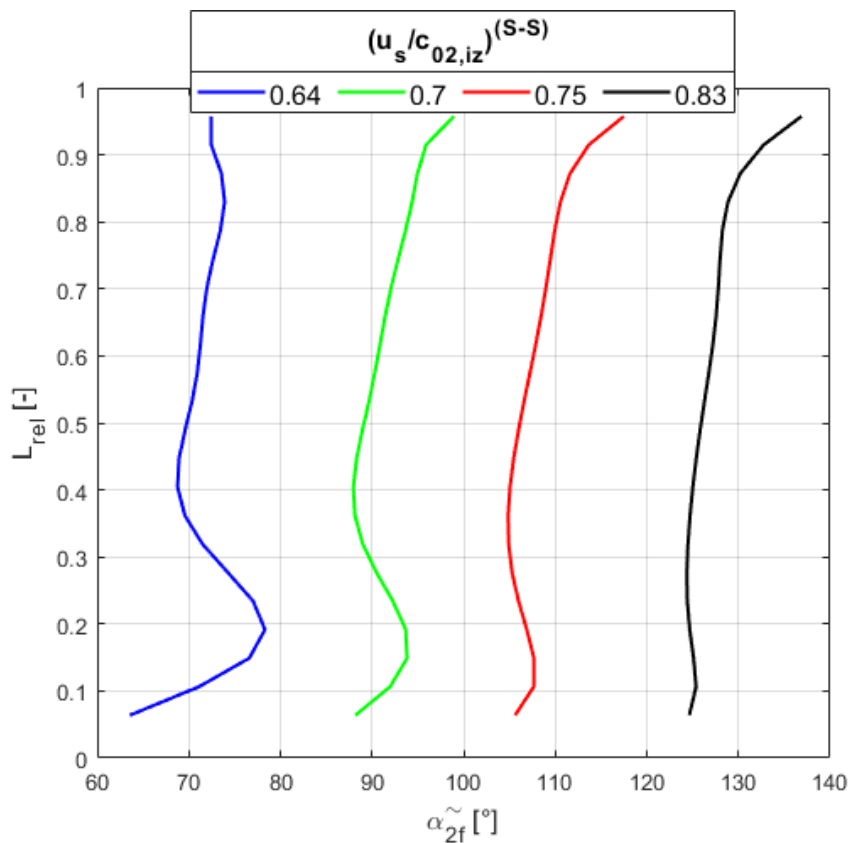
Obrázek 5-3 – Rozložení koeficientu ztrát oběžného kola



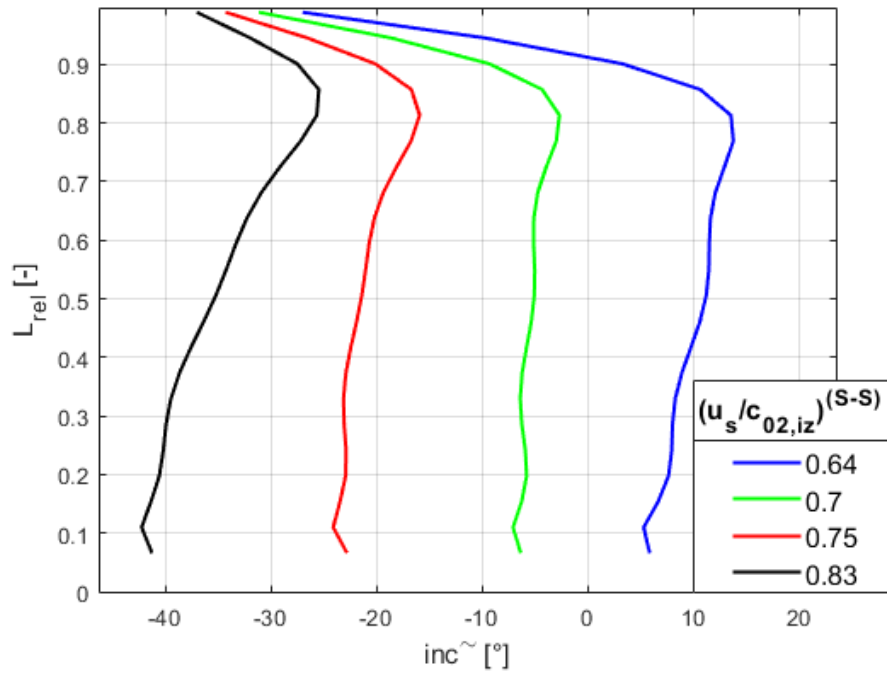
Obrázek 5-4 – Rozložení výstupního úhlu proudu absolutní rychlosti z rozváděcího kola



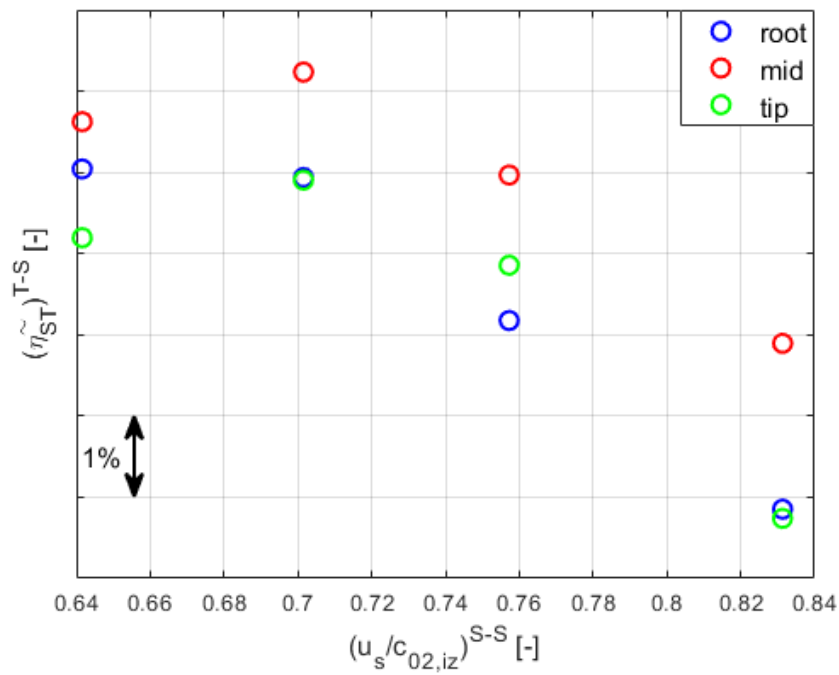
Obrázek 5-5 – Rozložení vstupního úhlu proudu relativní rychlosti do oběžného kola



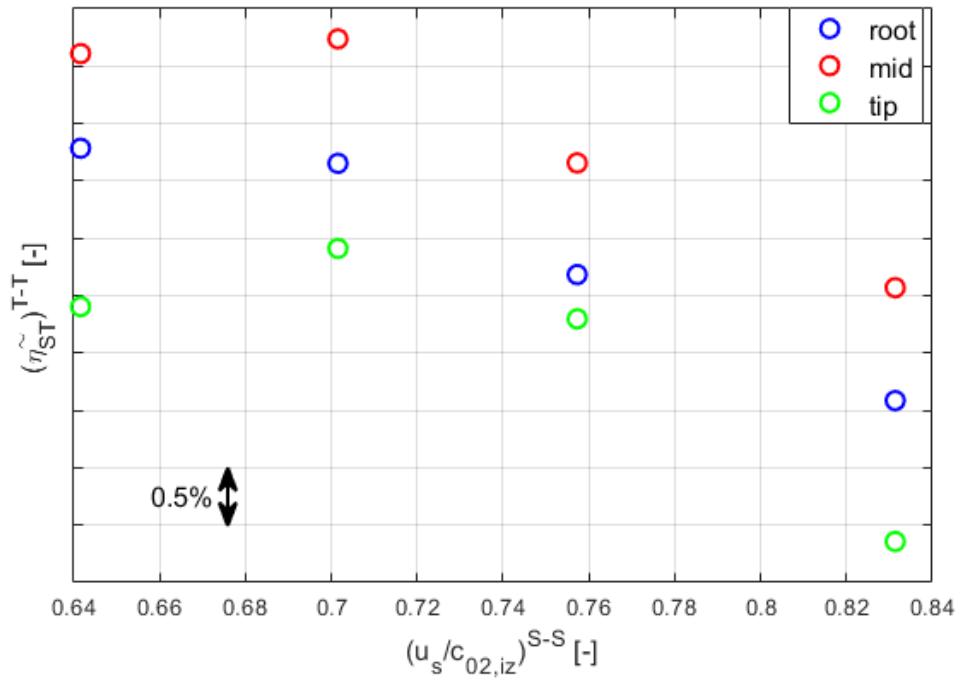
Obrázek 5-6 – Rozložení výstupního úhlu proudu absolutní rychlosti z oběžného kola



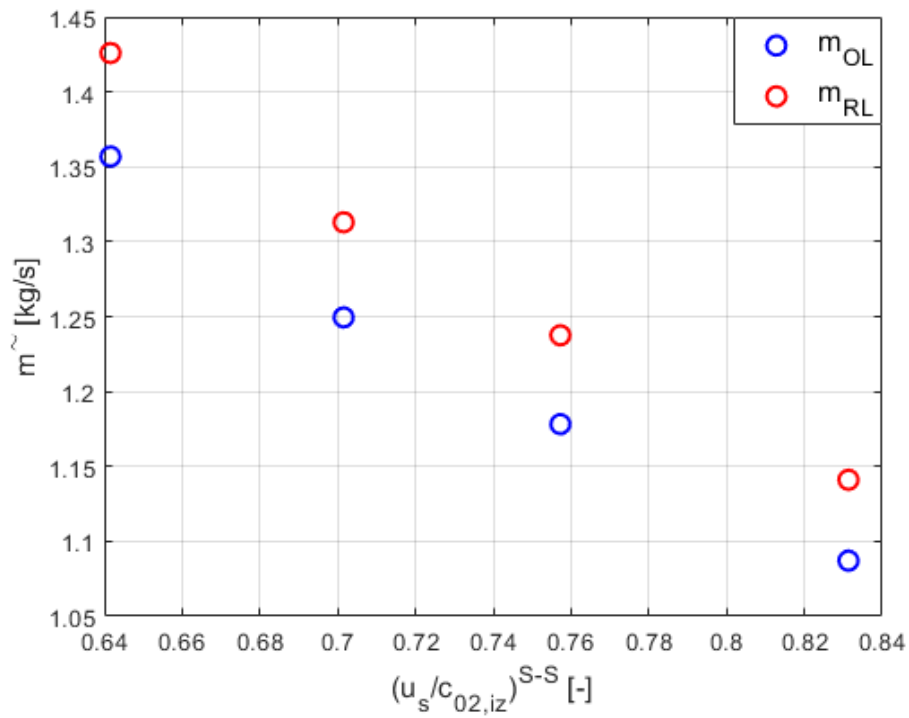
Obrázek 5-7 – Rozložení incidenčního úhlu



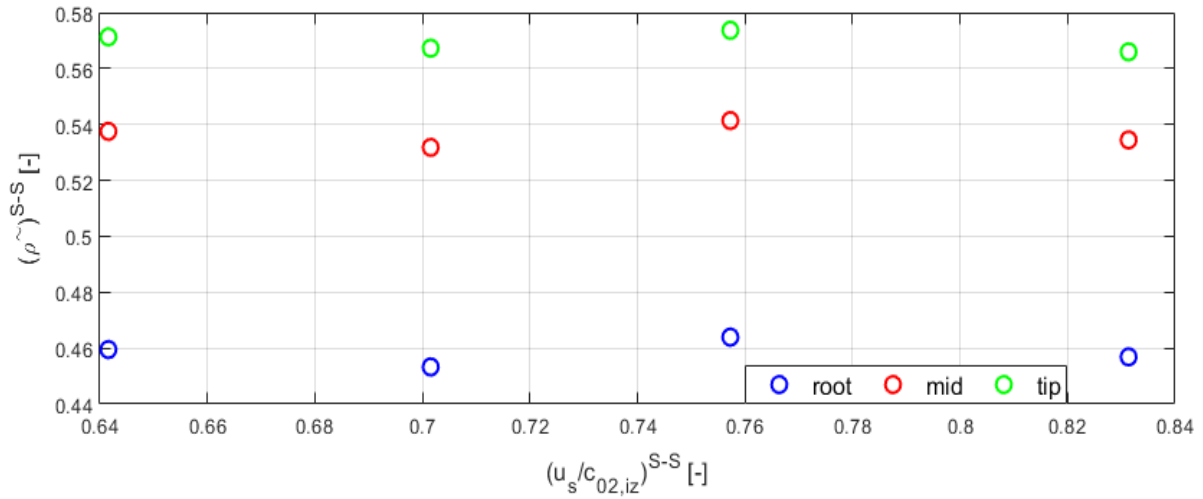
Obrázek 5-8 – Průběh účinnosti stupně (T-S) v závislosti na provozním režimu pro patní, střední a špičkovou radiálu



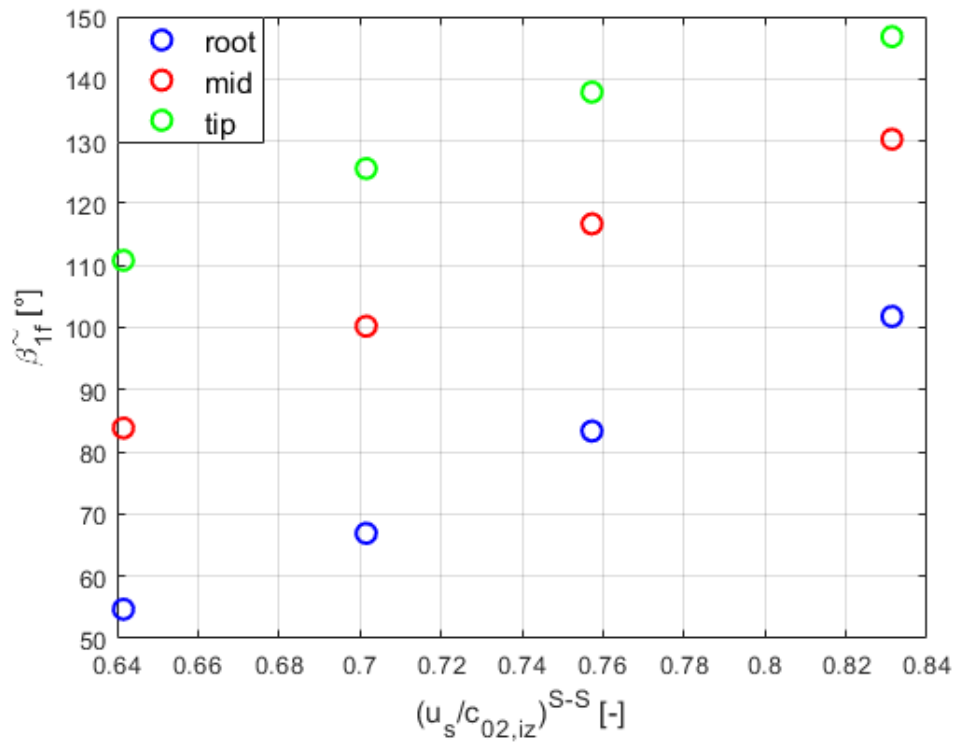
Obrázek 5-9 – Průběh účinnosti stupně (T-T) v závislosti na provozním režimu pro patní, střední a špičkovou radiálu



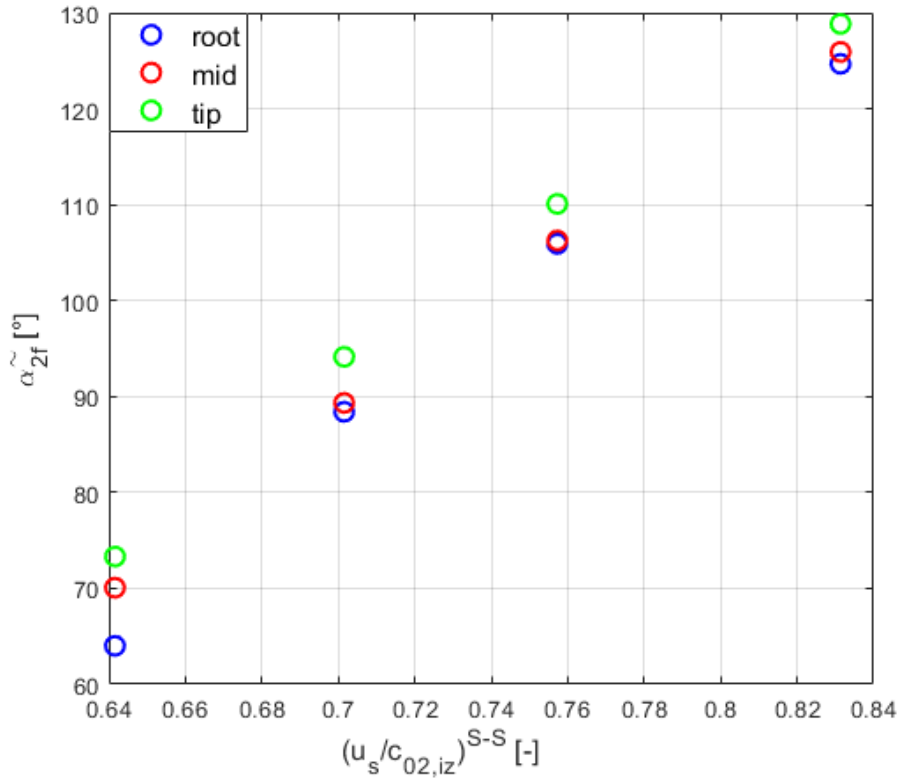
Obrázek 5-10 – Srovnání hmotnostního průtoku vzduchu rozváděcí a oběžnou mříží



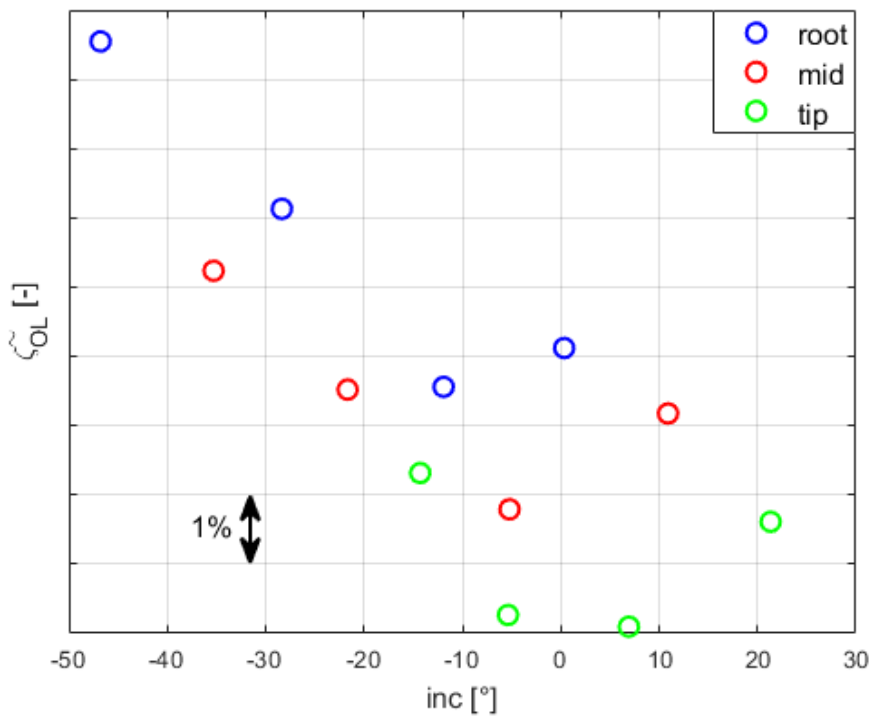
Obrázek 5-11 – Průběh reakce (S-S) pro patní, střední a špičkovou radiálu



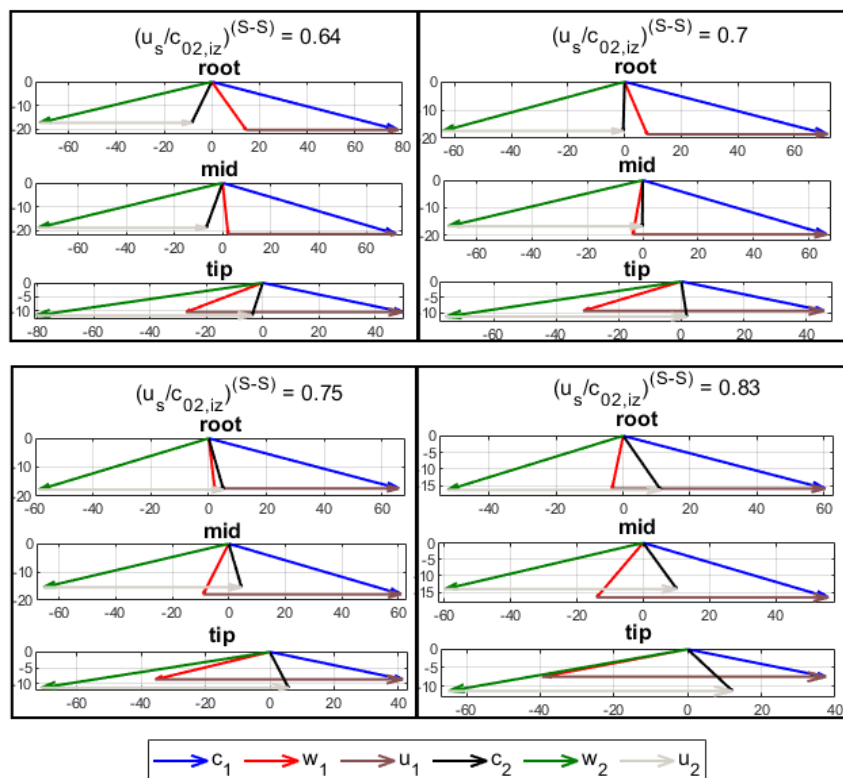
Obrázek 5-12 – Průběh úhlu β_{1f} pro patní střední a špičkovou radiálu



Obrázek 5-13 – Průběh úhlu α_{2f} pro patní střední a špičkovou radiálu



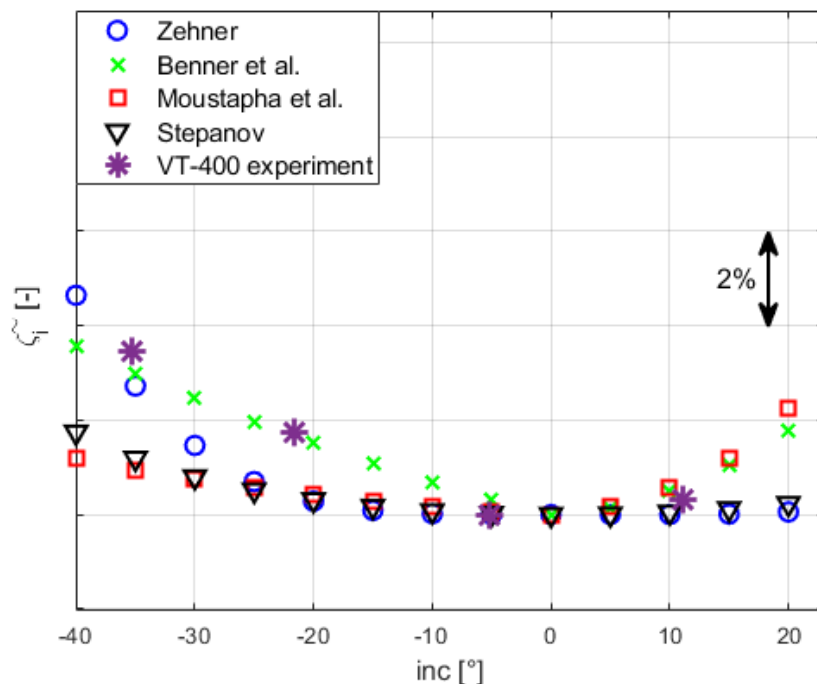
Obrázek 5-14 – Průběh ztrát oběžné mříže pro patní, střední a špičkovou radiálu



Obrázek 5-15 – Rychlostní trojúhelníky jednotlivých zatížení stupně pro patní, střední a špičkový profil

5.1 Ztráty oběžné mříže

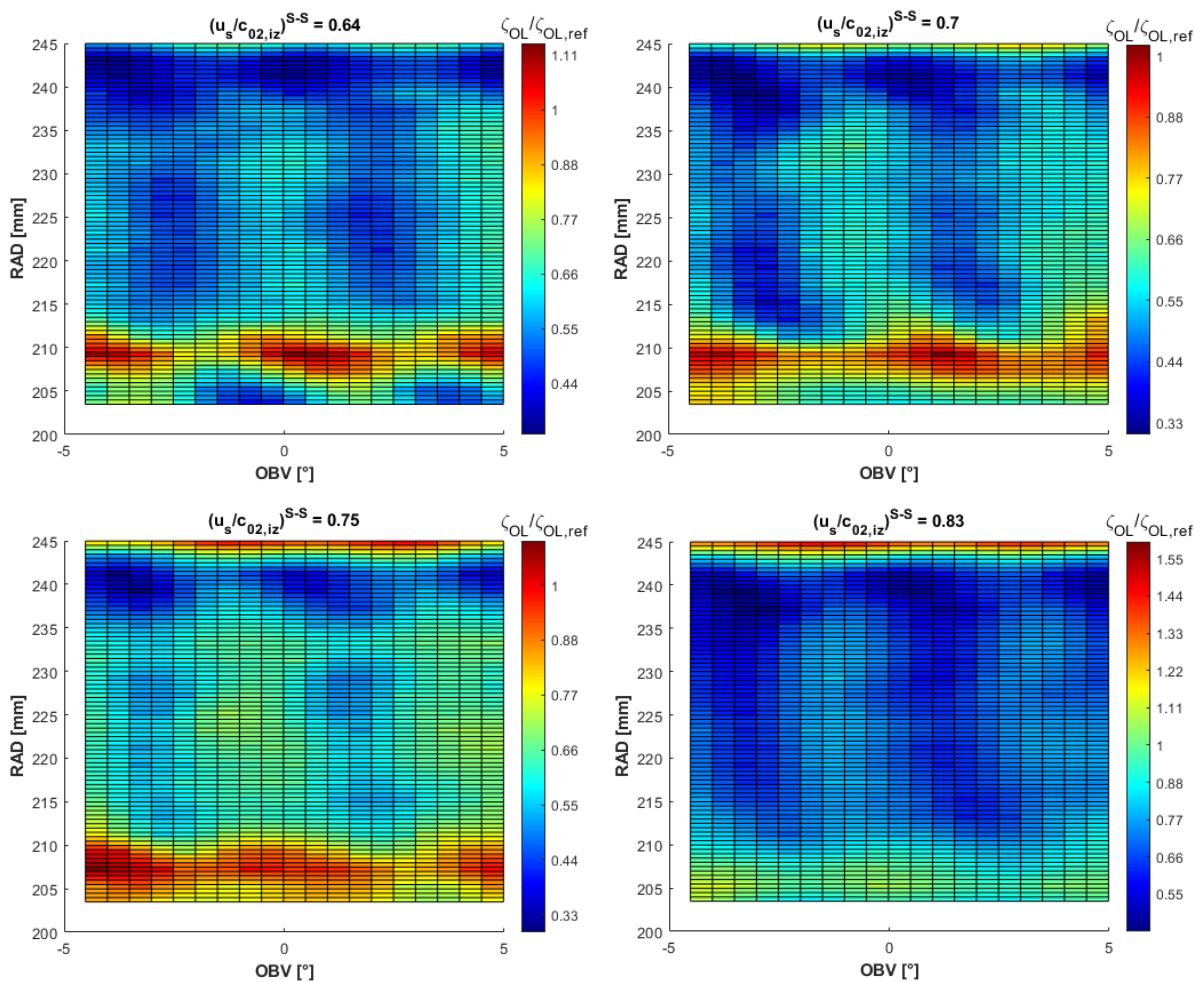
Z již uvedeného grafu (Obrázek 5-14) je zřejmý průběh koeficientu ztrát pro patní, střední a špičkový profil oběžné lopatky v závislosti na incidenci. Na obrázku (Obrázek 5-16) jsou porovnány experimentálně zjištěné ztráty na středním profilu oběžné mříže s uvedenými průběhy ztrátových modelů (viz kapitola 2.7).



Obrázek 5-16 – Srovnání ztrát oběžné mříže s výsledky ztrátových modelů

Ze ztrátových modelů se výsledkům experimentu nejvíce přibližuje model dle *Bennera*. Je tedy zřejmé, že parametry náběžné hrany, jako jeho průměr a úhel klínu, hrají významnou roli v procesu odhadu ztrát.

Doposud uvedené závislosti (Obrázek 5-2 až Obrázek 5-14) představují hmotnostně průměrovaná data, tedy pro zvolený poloměr lopatkování byla vždy určena jedna reprezentativní střední hodnota sledovaného parametru. Podrobné traverzování ale umožňuje vizualizovat celé proudové pole. Pro tento účel byl vytvořen program pro zpracování dat, jehož výstupy jsou zřejmé z následujících obrázků (Obrázek 5-17).



Obrázek 5-17 – Rozložení poměrných ztrát za oběžnou mříží

Z uvedených průběhů (Obrázek 5-17) je vidět, že se obvodově traverzovalo přes dvě rozteče oběžné mříže, resp. dva kanály pro každý měřený poloměr lopatkování. V patní části lopatek se výrazným způsobem uplatňuje interakce pracovního média s omezující stěnou oběžného kola, při které dochází k lokálnímu nárůstu ztrát. V oblasti špičky lopatek je možné sledovat místní nárůst ztrát vlivem míšení parazitního proudu nadbandážové ucpávky s hlavním proudem.

Podobně jako u měření základní integrální charakteristiky turbínového stupně, i pro měření traverzování byla provedena citlivostní analýza měřených parametrů v souvislosti s odhadem nejistoty měření. Při tomto měření byl výstupní veličinou koeficient ztrát oběžné mříže (rovnice 5-1).

$$\zeta_{OL}^{(s)} = \frac{T_{2s} \cdot \left[-R \cdot \ln \left(\frac{p_{2w}}{p_{1w}} \right) \right]}{\frac{w_2^2}{2}} \quad 5-1$$

I v tomto případě je nutné převést vztah 5-1 do základního tvaru, pouze s měřenými parametry, ze kterých budou určeny citlivostní koeficienty (viz 4-13). Vztah pro koeficient ztrát v oběžné mříži definovaný pomocí entropie v základním tvaru pak bude:

$$\zeta_{OL}^{(s)} = - \frac{R_p \ln \left\{ \frac{\frac{\sigma_2}{2c_p} + \sigma_9 \sigma_8}{(p_{1s} + p_b) \left[\frac{(\sigma_6 - \cos(\alpha_{1f}) \cos(\vartheta_{1f}) \sqrt{2c_p \sigma_5})^2 + 2c_p \sin(\alpha_{1f})^2 \cos(\vartheta_{1f})^2 \sigma_5 + \sigma_9 \sigma_8}{2c_p} \right]^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} + \sigma_9 \sigma_8} \right\}}{\sigma_1} \left(\frac{\sigma_2}{c_p} - \frac{\sigma_1}{c_p} + 2\sigma_9 \sigma_8 \right)$$

Kde:

$$\sigma_1 = \left[\sigma_6 + \cos \left(\frac{\pi \alpha_{2f}}{180} \right) \sigma_4 \sqrt{2c_p \sigma_3} \right]^2 + 2c_p \sin \left(\frac{\pi \alpha_{2f}}{180} \right)^2 \sigma_4^2 \sigma_3$$

$$\sigma_2 = \left[\sigma_6 - \cos \left(\frac{\pi \alpha_{1f}}{180} \right) \sigma_7 \sqrt{2c_p \sigma_5} \right]^2 + 2c_p \sin \left(\frac{\pi \alpha_{1f}}{180} \right)^2 \sigma_7^2 \sigma_5$$

$$\sigma_3 = \sigma_9 \left(\frac{p_{2c} + p_b}{p_{1s} + p_b} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \sigma_8 - \sigma_9 \left(\frac{p_{2s} + p_b}{p_{1s} + p_b} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \sigma_8$$

5-2

$$\sigma_4 = \cos \left(\frac{\pi \vartheta_{2f}}{180} \right)$$

$$\sigma_5 = t_{0s} - \sigma_9 \sigma_8 + \frac{S_{OL} \dot{m}_{OL} (p_{0s} + p_b)^2}{\sigma_{10}}$$

$$\sigma_6 = \frac{\pi r n}{30}$$

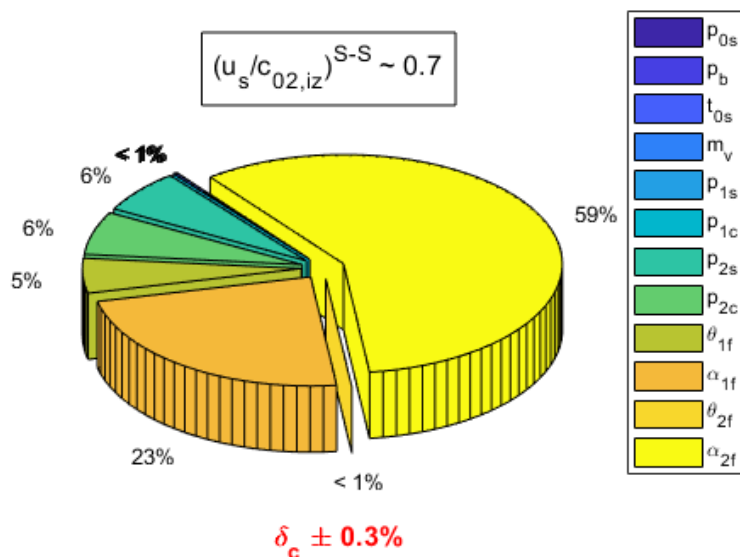
$$\sigma_7 = \cos \left(\frac{\pi \vartheta_{1f}}{180} \right)$$

$$\sigma_8 = t_{0s} + \frac{S_{OL}^2 \dot{m}_{OL}^2 (p_{0s} + p_b)^2}{\sigma_{10}}$$

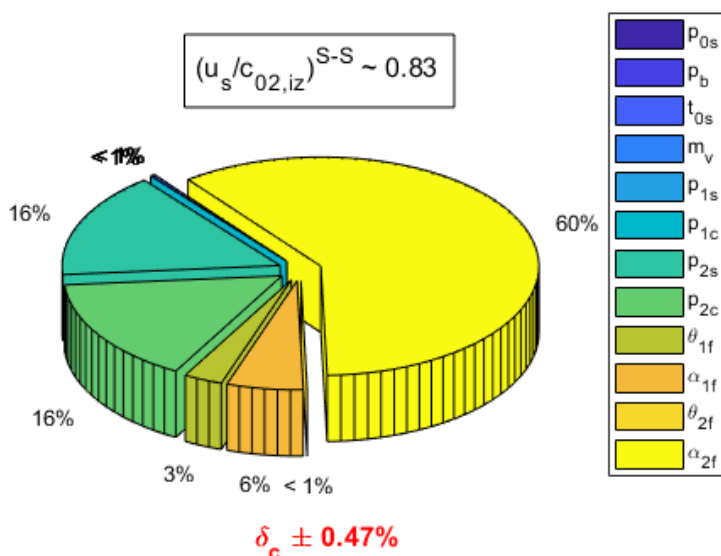
$$\sigma_9 = \left(\frac{p_{1s} + p_b}{p_{1c} + p_b} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$

$$\sigma_{10} = 2 R_v^2 c_p t_{0s}^2$$

Nejprve byl proveden odhad nejistoty ztráty oběžné mříže na středním poloměru lopatkování pro režim nejbližší návrhovým podmínkám ($u/c \sim 0,7$), následně pro jeden odlehčený režim práce stupně ($u/c \sim 0,83$). Diagramy dílčích nejistot popisují Obrázek 5-18 a Obrázek 5-19.



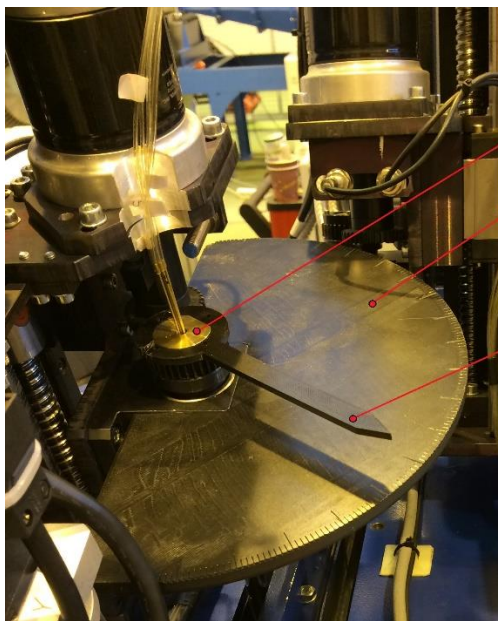
Obrázek 5-18 – Diagram dílčích nejistot měření ztrát oběžné mříže pro režim ($u/c \sim 0,7$) na střední radiále



Obrázek 5-19 – Diagram dílčích nejistot měření ztrát oběžné mříže pro režim ($u/c \sim 0,83$) na střední radiále

Největší podíl na celkové nejistotě představuje nejistota měření úhlu α_{2f} (otáčení sondy kolem vlastní osy - úhel φ). Vliv měření úhlu α_{1f} se výrazněji projevuje u optimálně zatížené varianty. Naopak, u nenávrhového režimu se více začne projevovat vliv nejistot měření celkového a statického tlaku za oběžným kolem. Oproti optimálnímu zatížení stupně je při jeho odlehčeném zatížení nárůst celkové nejistoty měření přibližně o 56%.

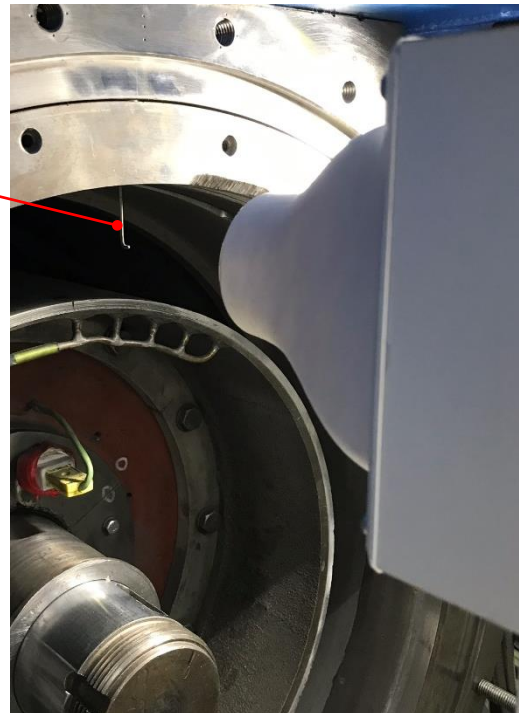
Vzhledem k poměrně velké citlivosti měření úhlů α_{2f} (resp. i α_{1f}) byla instalaci a nastavení obou sond v traverzovacím zařízení věnována pozornost. Před zahájením měření byly obě sondy ustaveny do neutrální referenční polohy jak z geometrického, tak aerodynamického hlediska. Geometrické nastavení výchozích poloh sond bylo provedeno pomocí speciálního úhломěru vyrobeného pomocí 3D tisku (viz Obrázek 5-20-vlevo). Aerodynamická „nula“ sond byla experimentálně zjištěna pomocí výtlačného aerodynamického tunelu (viz Obrázek 5-20-vpravo).



sonda

úhloměr

směrový ukazatel



Obrázek 5-20 – Geometrické ustavení sondy (vlevo); aerodynamické ustavení sondy (vpravo)

6 Numerická simulace

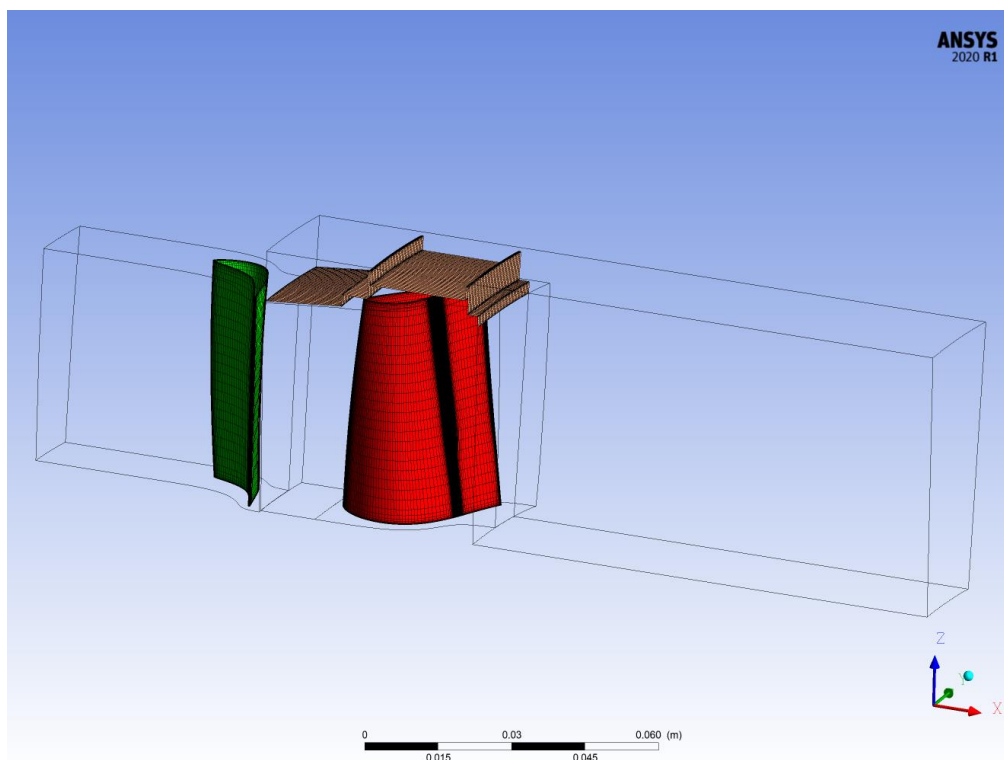
Experimentálně naměřená data byla následně srovnána s výsledky CFD numerické simulace testovaného stupně pro všechny měřené režimy práce vzduchové turbíny. Označení jednotlivých variant je součástí následující tabulky (Tabulka 6-1).

Tabulka 6-1 Tabulka měřených variant

Označení varianty	v1	v2	v3	v4
u/c	~0,64	~0,7	~0,75	~0,83

6.1 Nastavení výpočtu

Výpočet proběhl v komerční verzi programu ANSYS CFX 19.3. Výpočetní síť s celkovým počtem buněk 1,5 mil. zahrnovala kromě lopatkování stupně také geometrii nadbandážové ucpávky oběžného kola (viz Obrázek 6-1).



Obrázek 6-1 – Výpočtový model

Jako pracovní médium byl zvolen ideální plyn s dodatečně definovanými parametry odpovídajícími podmínkám během měření. Úloha byla řešena pro stacionární turbulentní proudění viskózní tekutiny s přestupem tepla, modelem turbulence $k - \omega SST$ a modelem přenosu tepla „Total-Energy“. Pro přenos dat z rozváděcí do oběžné mříže bylo nejprve nastavené rozhraní mezi lopatkovými mřížemi „Mixing plane“, které obvodově zprůměruje parametry vystupující z rozváděcí lopatky.

Následně bylo ve výpočtu nastavené fyzikálně přesnější rozhraní „Sliding mesh“, které umožňuje pohyb sítě oběžného kola v čase. V tomto případě je potřebné zachovat vzájemnou polohu a navržený tvar mezilopatkových kanálů obou mříží. Proto bylo potřebné rozšířit

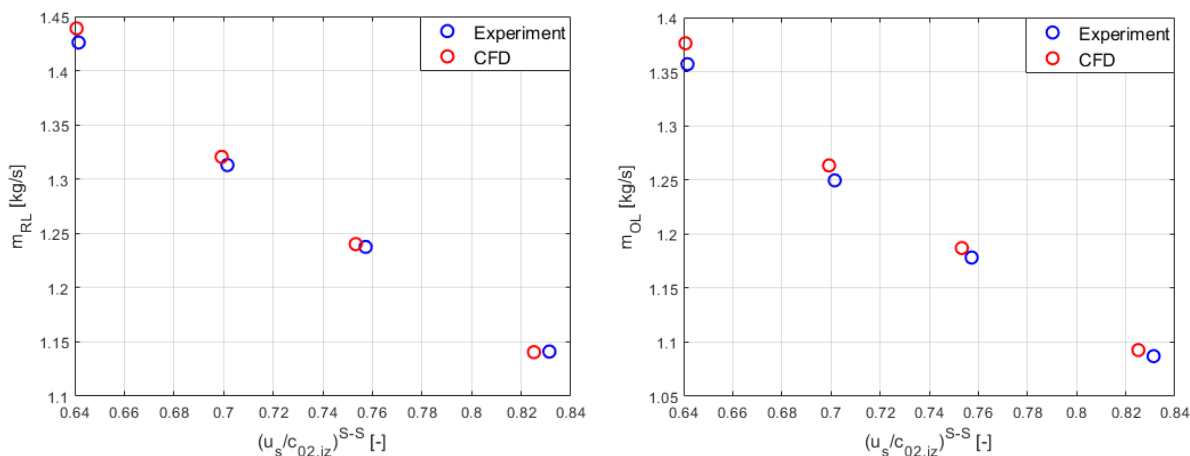
výpočetní model až na polovinu počtu lopatek rozváděcího a oběžného kola. Tím se navýšil počet buněk sítě na zhruba 50 mil.

Výsledky uvedené v dalších rozborech této práce vychází z numerických simulací s rozhraním „Sliding mesh“.

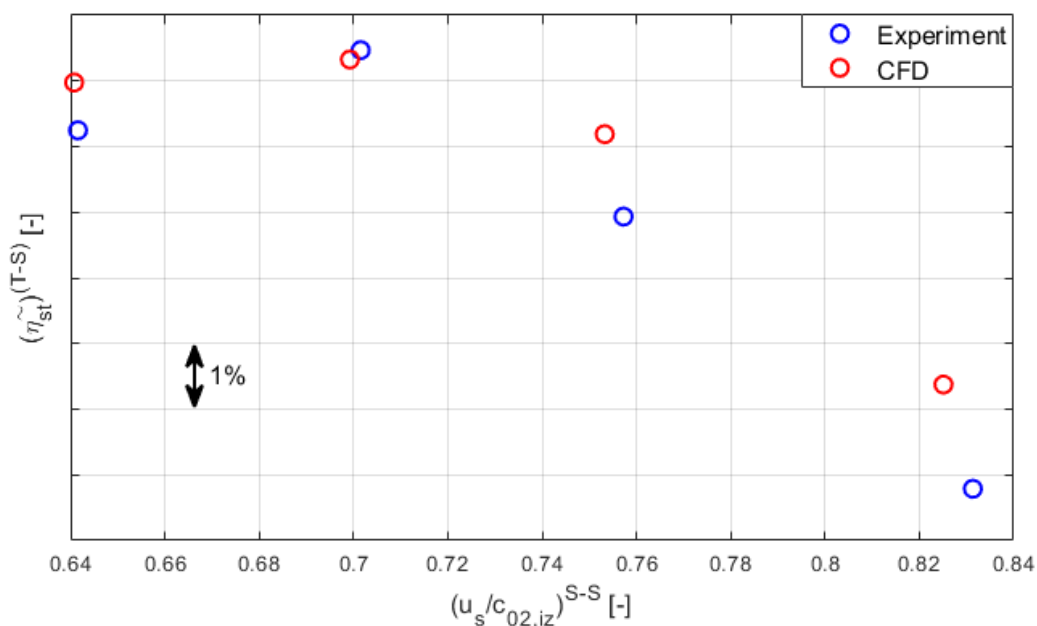
6.2 Srovnání výsledků z numerické simulace s experimentálními daty

Bylo provedeno srovnání hmotnostních průtoků z měření s výsledky numerických simulací pro všechny úrovně testovaných režimů. Největší odchylka hmotnostního průtoku u rozváděcí mříže představuje 0,9%, u oběžné mříže 1,4%.

Srovnání naměřené a vypočtené obvodové účinnosti turbínového stupně ukazuje Obrázek 6-3. Z uvedeného srovnání je zřejmá přijatelná shoda v optimálním režimu práce stupně. Přetěžováním, resp. odlehčováním stupně se odchylky mezi výpočtem a experimentem zvětšují.



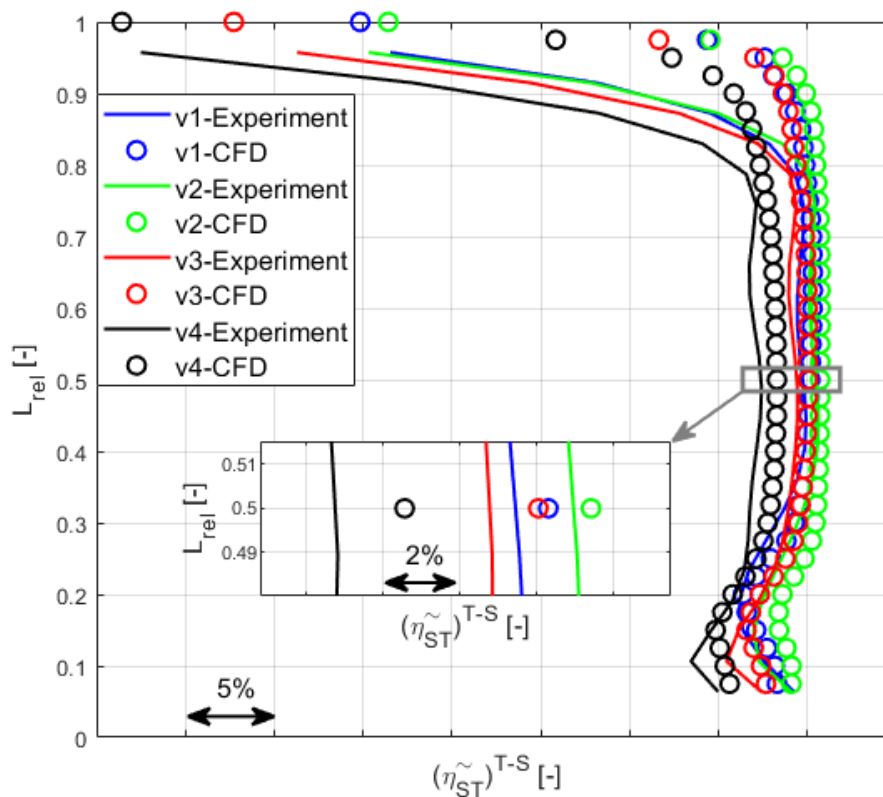
Obrázek 6-2 – Srovnání hmotnostních průtoků rozváděcí (vlevo) a oběžné mříže (vpravo)



Obrázek 6-3 – Srovnání obvodové účinnosti stupně (T-S)

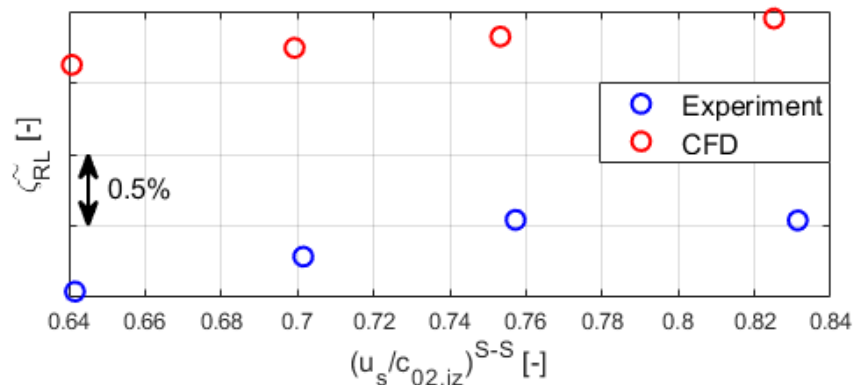
Radiální rozložení účinnosti ($T-S$) je znázorněno na grafu (Obrázek 6-4). V patní oblasti lze pozorovat podobný průběh obou závislostí. V oblasti špičky lopatky se však již objevují výraznější odchylky mezi hodnotami experimentu a numerické simulace. Zatímco experiment vykazuje prudký pokles účinnosti zhruba od 80% délky lopatky, u průběhu z CFD numerické simulace k tomuto výraznějšímu poklesu dochází až v 95% délky lopatky. Hlavní příčinou vzniku této odchylky je vliv konstrukčních otvorů pro pohyb pneumatických sond, které v oblasti u špičky lopatek vytváří nestabilní proudové pole. Proto zde dochází k lokálnímu nárůstu ztrát. Protože tyto otvory nebyly součástí výpočetního modelu, není jejich vliv zahrnutý do výsledků CFD simulace.

Další možnou příčinou rozdílných hodnot účinnosti u špičky je vliv parazitního průtoku nadbandážovou ucpávkou. Míšení toků totiž výrazně narušuje proudové pole a vytváří vírové struktury, které výsledky měření pneumatickou sondou výrazně zkreslují.



Obrázek 6-4 – Srovnání radiálních rozložení účinnosti stupně ($T-S$)

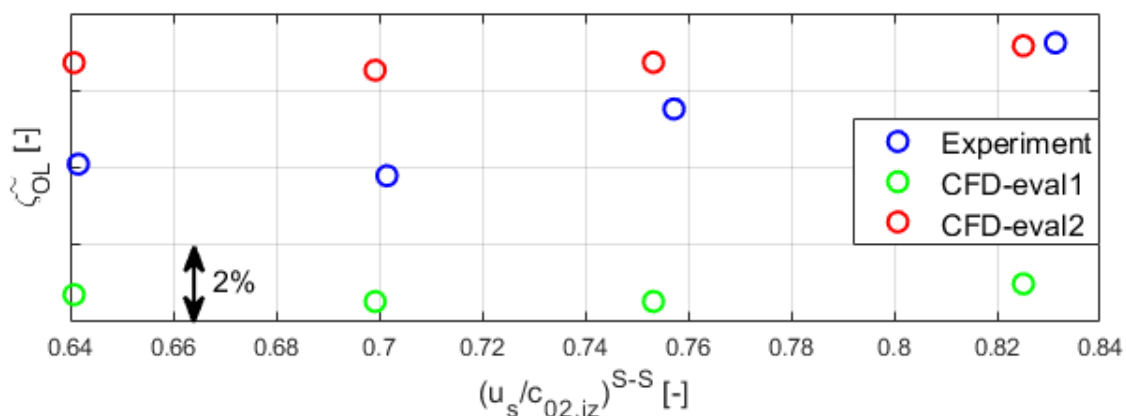
Srovnání ztrát jednotlivých lopatkových mříží jsou na grafech (Obrázek 6-5 a Obrázek 6-6). U rozváděcí mříže je hodnota ztrát pro všechny sledované režimy práce stupně přibližně konstantní. Mírnou změnu v závislosti na zatížení (u/c) lze vysvětlit vlivem Machovo čísla, které souvisí se změnou reakce (viz Obrázek 5-11).



Obrázek 6-5 – Srovnání průběhu ztrát rozváděcí mříže

Vyhodnocení ztrát oběžné mříže je ve srovnání s vyhodnocením rozváděcí mříže mnohem komplikovanější. Důvodem je obtížné určení reálných vstupních parametrů do oběžného kola jak z pohledu experimentu, tak z pohledu CFD numerické simulace. Hodně také závisí na vhodném přístupu, jakým se vlastní vyhodnocení dat realizuje. Klíčovou roli je správná volba roviny, ve které se vyhodnocení CFD numerických výpočtu provádí. V následujícím odstavci je tento přístup vysvětlen.

V níže uvedeném grafu (Obrázek 6-6) jsou společně s experimentálními daty uvedené dva přístupy vyhodnocení dat z numerické simulace. „CFD-eval1“ představuje průběh ztrát vyhodnocených pomocí entropií, přičemž potřebné zprůměrované veličiny odpovídají parametrům na středním poloměru lopatkování. Vyhodnocení „CFD-eval2“ představuje přístup, kdy vstupní data jsou brány z roviny těsně před náběžnou hranou oběžné lopatky a výstupní data z roviny, která zahrnuje i oblast nadbandážové ucpávky. Zprůměrované veličiny za oběžnou mříží tedy zohledňují vliv parazitního proudu z nadbandážové ucpávky. Z uvedeného grafu (Obrázek 6-6) je zřejmé, že průběh ztrát vyhodnocený tímto přístupem je blíže výsledkům experimentu.

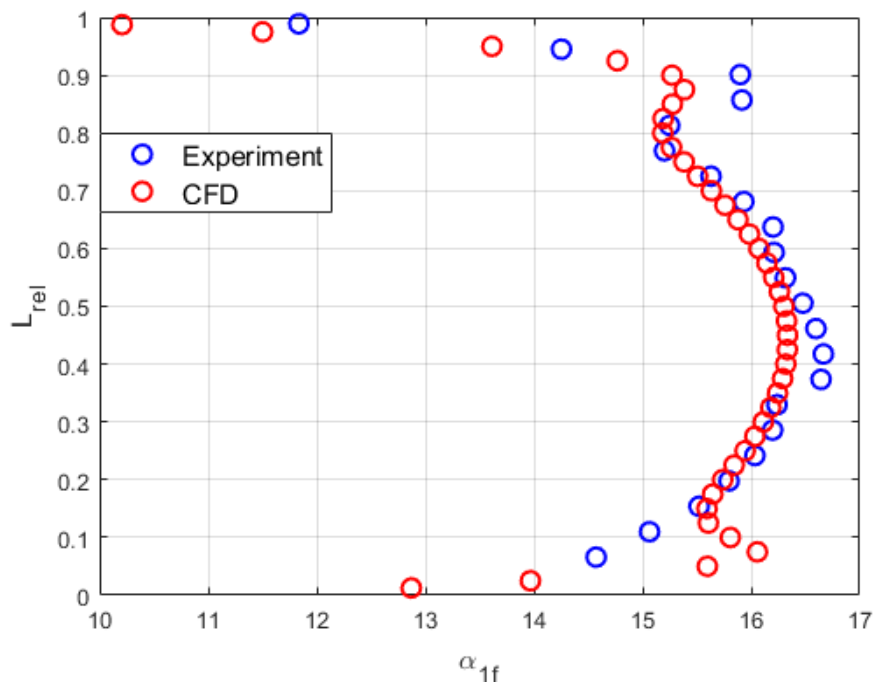


Obrázek 6-6 – Srovnání průběhu ztrát oběžné mříže

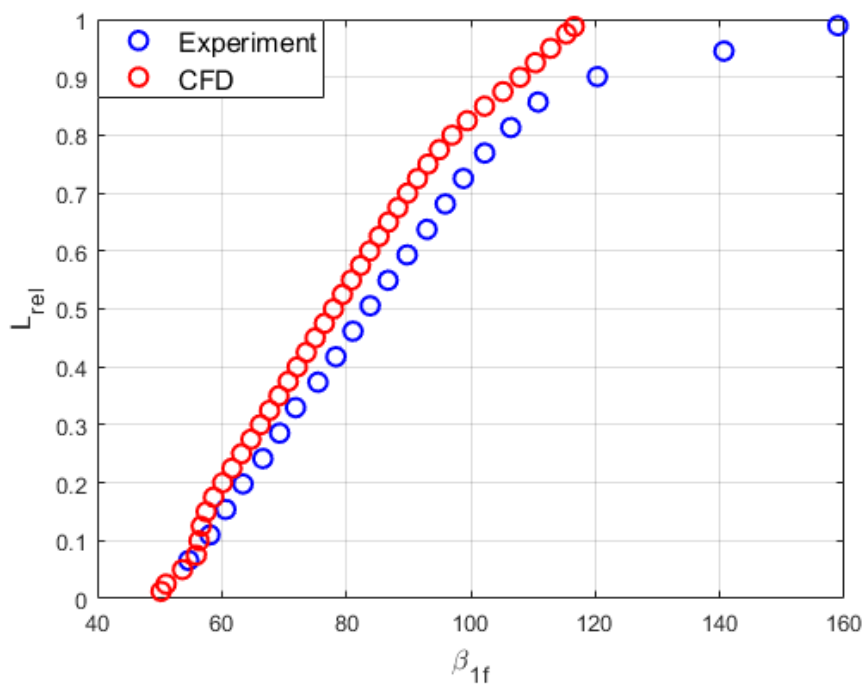
Na dalších grafech jsou ukázána srovnání radiálních průběhů vybraných parametrů pro rozváděcí i oběžnou mříž, jako například průběh výstupního úhlu absolutní rychlosti z rozváděcí mříže (Obrázek 6-7), vstupní úhel relativní rychlosti do oběžné mříže (Obrázek 6-8), výstupní úhel absolutní rychlosti ze stupně (Obrázek 6-9), výstupní úhel relativní rychlosti ze stupně (Obrázek 6-10) a některé průběhy absolutních, či relativních rychlostí pro variantu „v1“ (Tabulka 6-1).

U radiálního rozložení úhlu β_{2f} v grafu (Obrázek 6-10) je ukázán vliv vyhodnocovacích rovin. Pro průběh „CFD (out)“ byla použita vyhodnocovací rovina, která je shodná s rovinou traverzování pneumatickou sondou za oběžným kolem. Data pro průběh „CFD (TE)“ jsou vyhodnocena z dat v rovině těsně za odtokovými hranami oběžných lopatek.

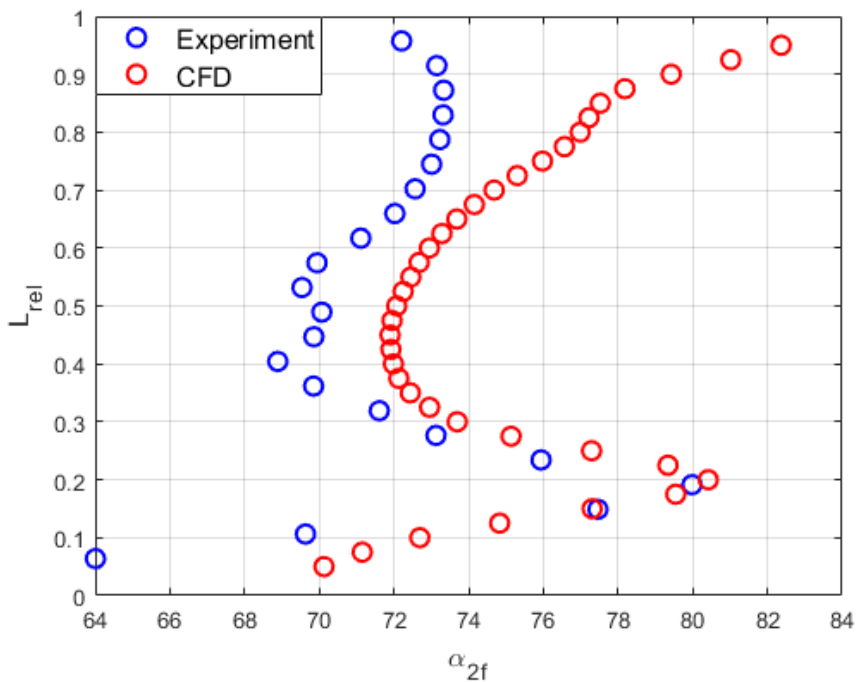
Z obrázků (Obrázek 6-8, Obrázek 6-9, Obrázek 6-10 a Obrázek 6-11) je zřejmé, že v oblasti špičky se u těchto radiálních průběhů objevují výraznější odchylky mezi numerickou simulací a experimentem. Důvodem je existence konstrukčních otvorů nutných pro traverzování pneumatickými sondami a vliv proudu z nadbandážové ucpávky.



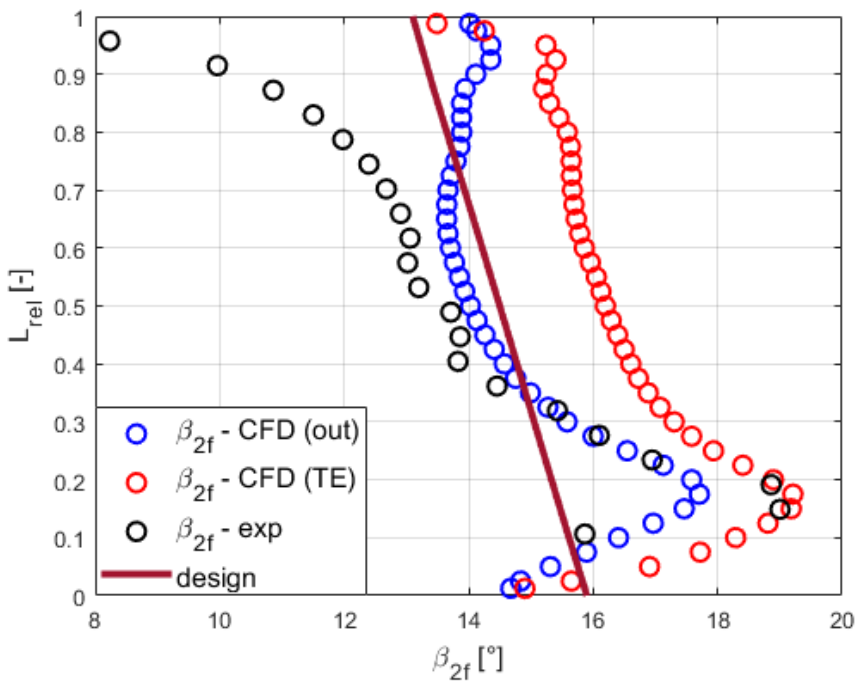
Obrázek 6-7 – Srovnání výstupního úhlu absolutní rychlosti z rozváděcí mříže



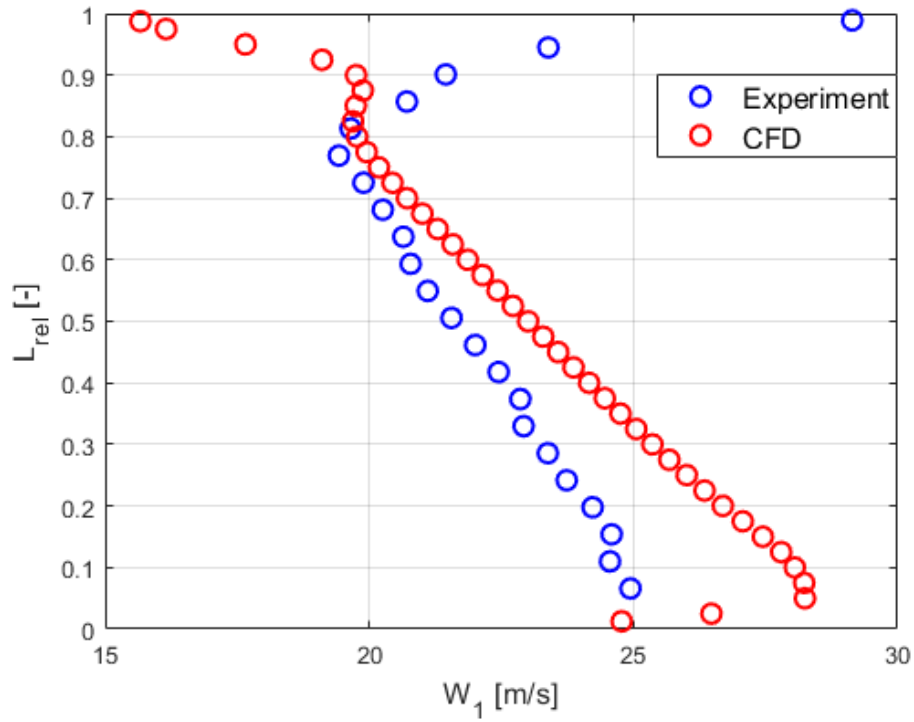
Obrázek 6-8 – Srovnání vstupního úhlu relativní rychlosti do oběžné mříže



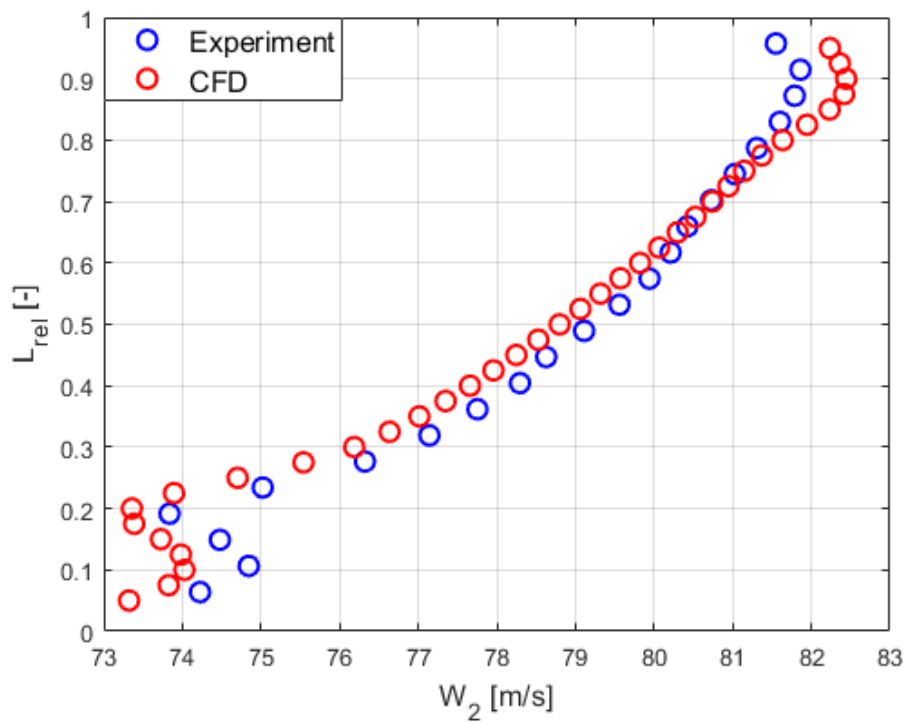
Obrázek 6-9 – Srovnání výstupního úhlu absolutní rychlosti ze stupně



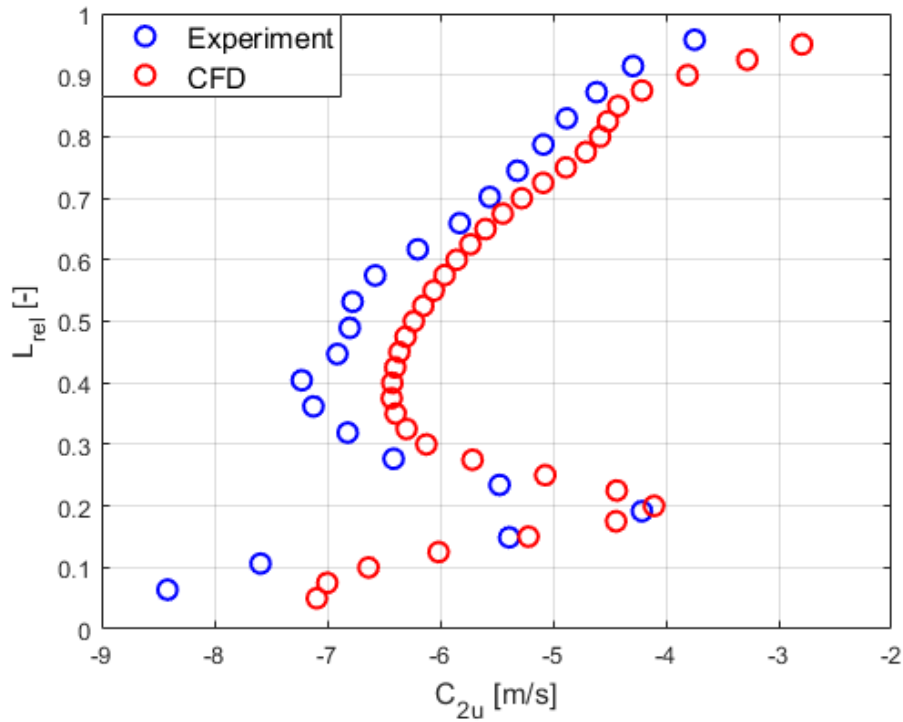
Obrázek 6-10 – Srovnání výstupního úhlu relativní rychlosti ze stupně



Obrázek 6-11 – Srovnání vstupní relativní rychlosti do oběžné mříže



Obrázek 6-12 – Srovnání výstupní relativní rychlosti ze stupně



Obrázek 6-13 – Srovnání obvodové složky výstupní absolutní rychlosti ze stupně

Z výše uvedených závislostí lze konstatovat, že se experimentální výsledky shodují s numerickou simulací v přijatelných mezích. Detailnější výsledky numerických simulací jsou součástí příloh.

7 Odhad efektivního úhlu náběhu na lopatkovou mříž

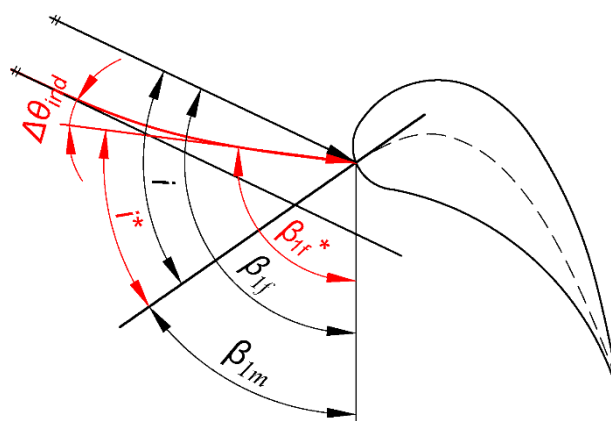
V předcházející kapitole bylo ukázáno, že určení reálných úhlů proudu je poměrně obtížný úkol. Pneumatickou sondou je možné změřit pouze hodnotu úhlu v jedné rovině axiální mezery mezi lopatkovými mřížemi, příp. za stupněm. To ale znamená, že náběžný úhel za sondou se ještě dále mění, a tedy měřený a skutečný (efektivní) úhel náběžného proudu budou odlišné.

Rozdíl mezi proudovým a návrhovým úhlem náběhu na lopatkovou mříž určuje jeho incidenci. V případě vzduchové turbíny VT-400 se jedná o turbínový stupeň s axiálním vstupem, tedy incidence na rozváděcí lopatky bude za každých provozních podmínek nulová. Proto byl zkoumán vliv různých provozních režimů na oběžnou mříž, u které dochází ke změnám směru vektorů rychlostí a tím ke vzniku kladné, či záporné incidence. Tyto změny byly popsány jak pomocí vybraných incidenčních ztrátových modelů, tak pomocí experimentálně získaných dat.

7.1 Indukovaná incidence

Cílem návrháře je navrhnout takové profilování lopatky, které vykazuje minimální ztráty v co nejširším rozsahu provozních režimů, přičemž v některých případech není nutnou podmínkou pro dosažení minimálních ztrát nulová hodnota incidence. V současnosti se stále více uplatňuje přístup, kdy se profily navrhují s počátečním přetížením, příp. odlehčením s cílem dosáhnout většího provozního rozsahu. V některých případech, při konkrétních specifických podmínkách proudění vykazují příznivější průběh ztrát profily s výraznější kladnou nebo zápornou incidencí. Správná predikce incidenčního úhlu se tedy jeví jako klíčovou v procesu prvotního návrhu oběžné lopatkové mříže. Většina dostupných metodik ale nezohledňuje vliv tzv. *indukované incidence*.

Indukovaná incidence vzniká vlivem cirkulace rychlosti kolem lopatek. Ta kromě generování vztahové síly také deformuje proudnice vstupující do oběžné mříže. Vektor vstupní relativní rychlosti bude tedy nabíhat na oběžnou mříž pod jiným úhlem, než je úhel, který udávají rychlostní trojúhelníky (viz Obrázek 7-1).

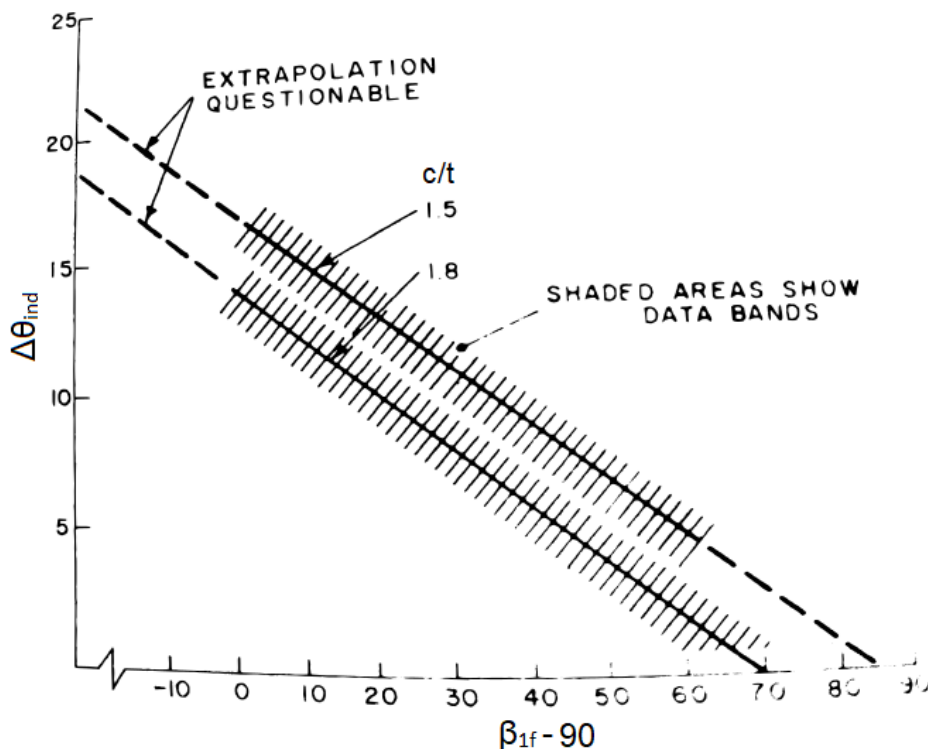


Obrázek 7-1 – Schematická interpretace indukované incidence

Na obrázku (Obrázek 7-1) je schematicky naznačen profil, na který nabíhá proudnice s výrazně zápornou incidencí. Vlivem cirkulace rychlosti dojde v blízkosti profilu k zakřivení vstupní proudnice, při kterém se změní úhel vstupního proudu z původní hodnoty β_{1f} na novou (v tomto případě menší) hodnotu β_{1f}^* . Skutečný úhel incidence i^* bude tedy naproti původnímu o něco menší.

V roce 1956 autoři *Dunavant & Erwin (D&E)* uvedli korelační vztah pro odhad indukované incidence pro různé podmínky nabíhajícího proudu (viz vztah 7-1 a Obrázek 7-2). Kromě vstupního úhlu proudu je odhad indukované incidence také funkcí poměru tětivy k rozteči.

$$\Delta\theta_{ind} = 14^\circ \left(1 - \frac{\beta_{1f} - 90^\circ}{70^\circ}\right) + 9^\circ \left(1,8 - \frac{c}{t}\right) \quad 7-1$$



Obrázek 7-2 – Odhad indukované incidence [15]

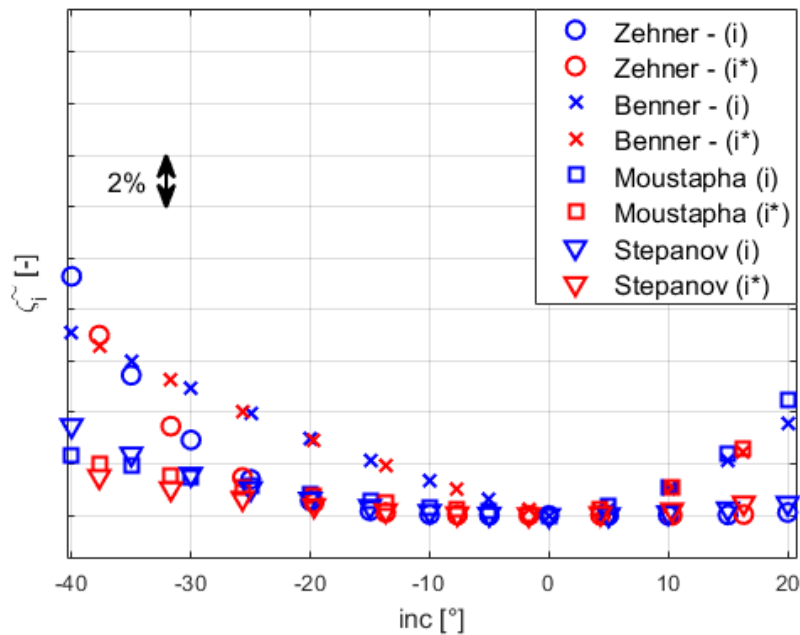
Jak je ze závislosti (Obrázek 7-2) zřejmé, autory uvedená korelace platí pouze v určitých mezích, které představuje vyšrafovaná část grafu. Odhad indukované incidence tedy platí pouze v rozsahu vstupních úhlů proudu $170 \geq \beta_{1f} > 90^\circ$ (orientace úhlů viz Obrázek 7-1).

Dle zvolené orientace úhlů pak pro korigovaný vstupní úhel relativní rychlosti a incidenci platí:

$$\beta_{1f}^* = \beta_{1f} - \Delta\theta_{ind} ; \quad i^* = \beta_{1m} - \beta_{1f}^* \quad 7-2$$

Ztrátové modely predikující ztráty incidencí tento efekt indukované incidence nezohledňují. Analyzované ztrátové modely (viz kapitola 2.7) zahrnují pouze standardní parametr incidence, který by ale měl být doplněn funkční závislostí $i = f(\Delta\theta_{ind})$. Tato funkční závislost byla zahrnuta do programu popsáno v kapitole (kapitola 2.7.5).

Srovnání standardních incidenčních ztrátových modelů z kapitoly 2.7 s modifikovanými modely zahrnujícími efekt indukované incidence dle autorů *D&E* je ukázán na obrázku (Obrázek 7-3).



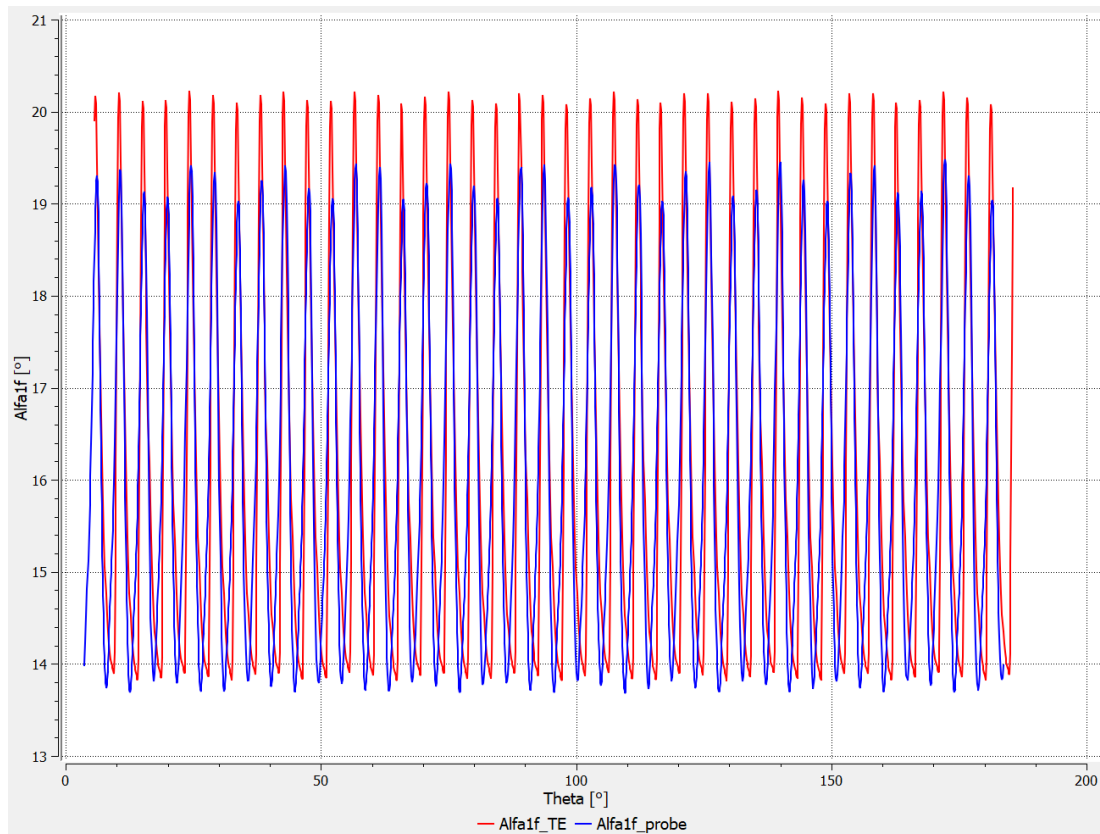
Obrázek 7-3 – Srovnání incidenčních ztrátových modelů s implementovanou korekcí na vliv indukované incidence

7.2 Rozbor průběhů úhlů v axiální mezeře

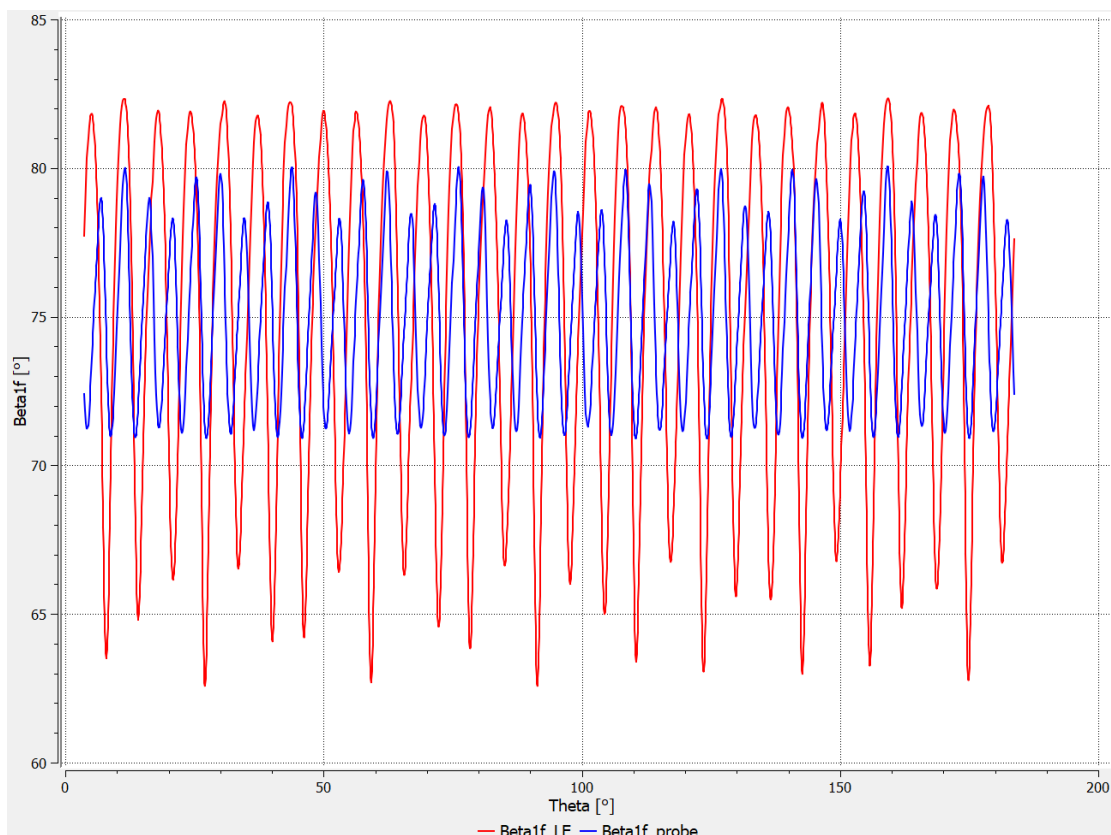
V axiální mezeře byl z dat z traverzování pěti-otvorovou pneumatickou sondou vyhodnocen úhel proudu vystupující z rozváděcí mříže. Měřicí rovina byla ve vzdálenosti 5 mm od odtokových hran rozváděcích lopatek. Ze znalosti tohoto úhlu byl následně pro vstup do oběžné mříže započítán účinek obvodové složky rychlosti a určen úhel relativní rychlosti vstupující do oběžné mříže. Jelikož konstrukce pokusné vzduchové turbíny VT-400 neumožňuje měřit v jiných rovinách mezi rozváděcím a oběžným kolem, nebylo možné vliv indukované incidence měřením zachytit. Výsledky CFD simulací v rovině traverzování sondy ale ukázaly velmi dobrou shodu s měřením. Je tedy možné se o tyto výsledky dále opírat.

Na obrázku (Obrázek 7-4) je vynesené nezprůměrované obvodové rozložení výstupního úhlu absolutní rychlosti z rozváděcí mříže z dat (v1) roviny těsně za odtokovou hranou rozváděcí lopatky („Alfa1f_TE“) a z dat traverzovací roviny pneumatické sondy („Alfa1f_probe“). Obdobně je v grafu (Obrázek 7-5) uveden průběh vstupního úhlu relativní rychlosti do oběžné mříže z dat měřicí roviny sondy („Beta1f_probe“) a z dat roviny těsně před náběžnou hranou oběžných lopatek („Beta1f_LE“).

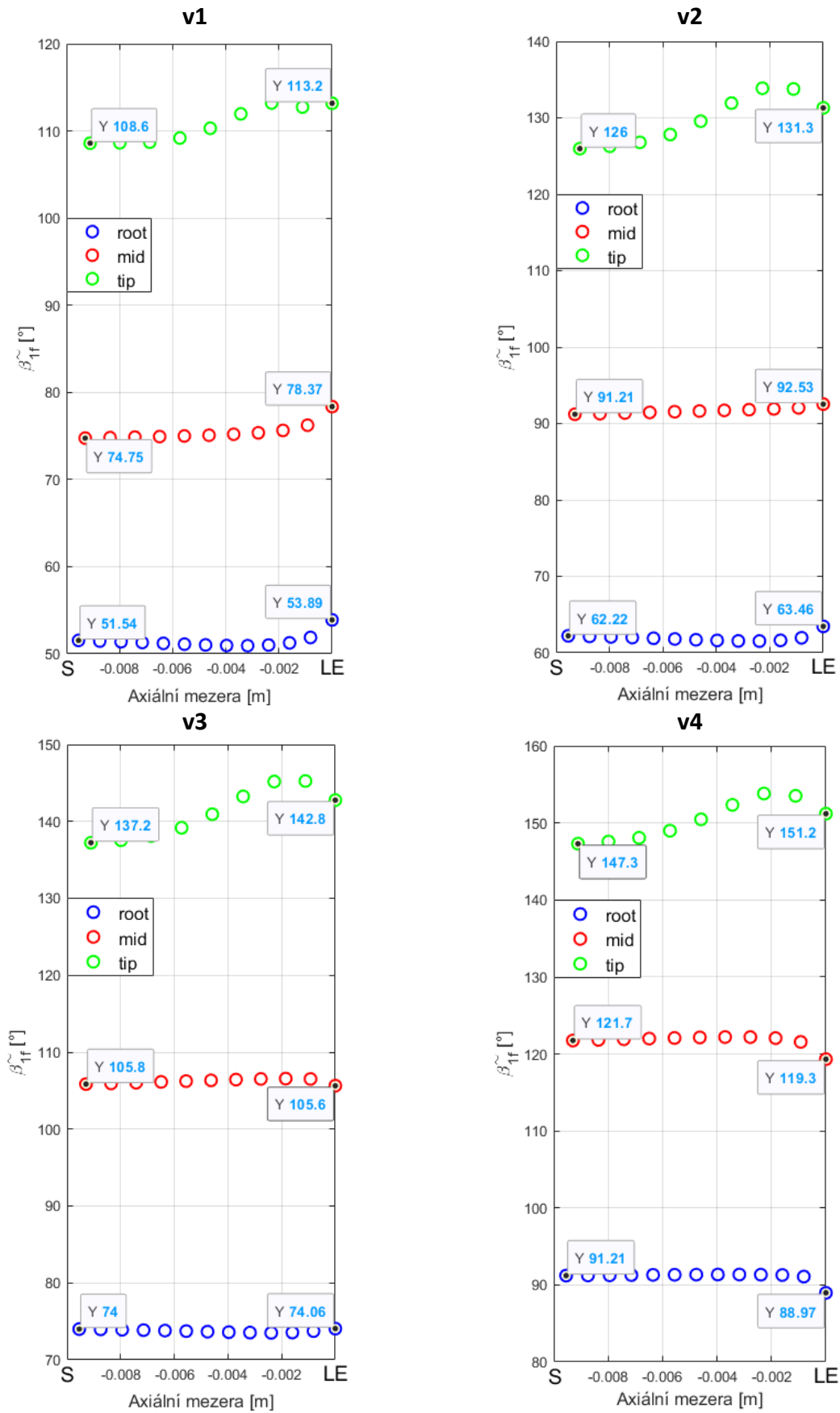
Především v průběhu β_{1f} je vidět poměrně výrazný rozdíl mezi uvedenými rovinami. Hmotnostně zprůměrovaná data pro patní, střední a špičkový poloměr lopatkování jsou součástí dalších grafických průběhů (Obrázek 7-6).



Obrázek 7-4 – Průběh výstupního úhlu absolutní rychlosti z rozváděcí mříže

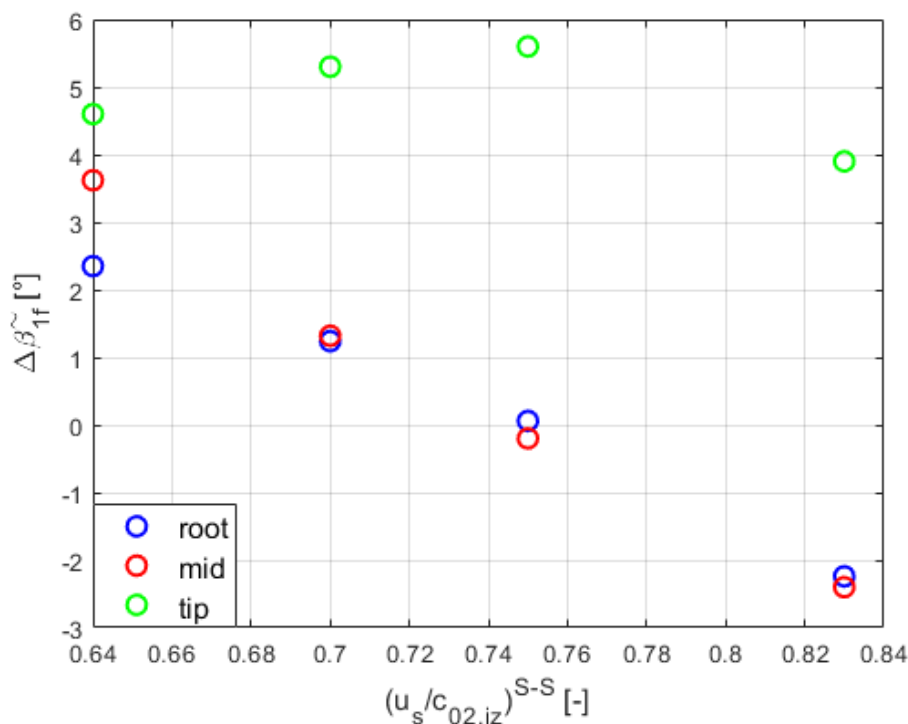


Obrázek 7-5 – Průběh vstupního úhlu relativní rychlosti do oběžné mříže



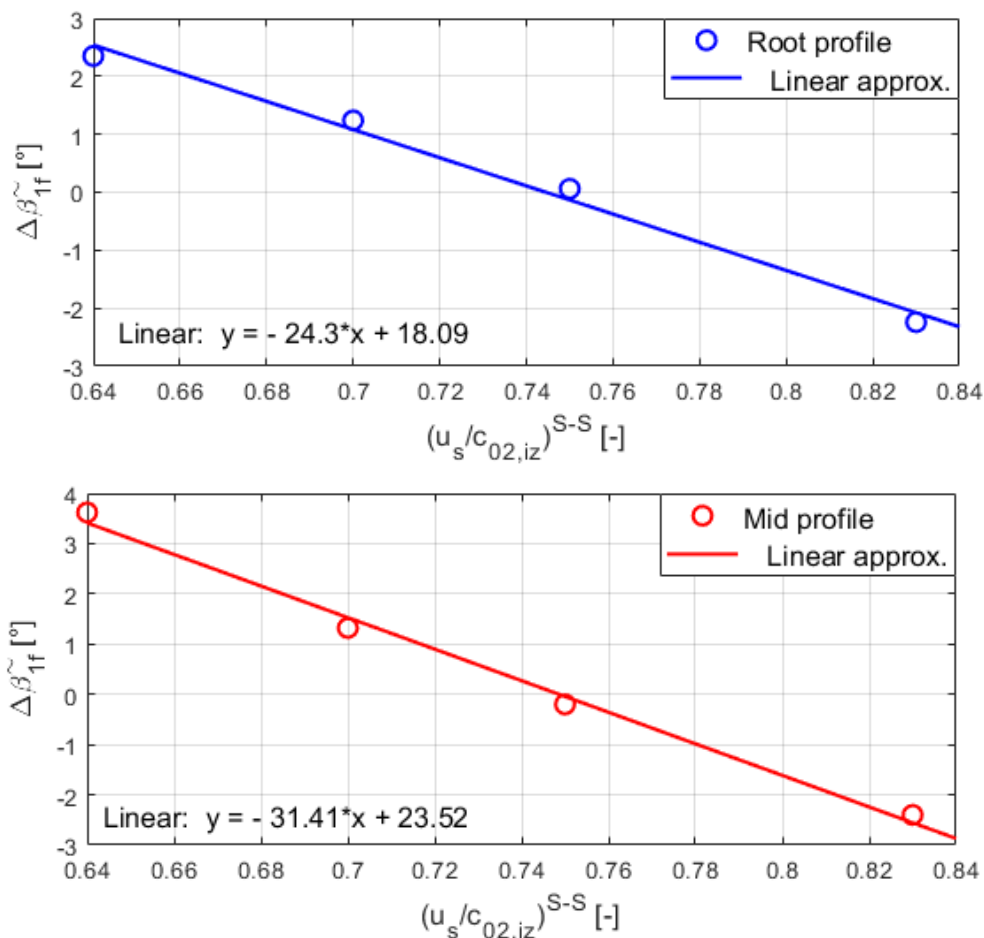
Obrázek 7-6 – Hmotnostně zprůměrované vstupní úhly relativní rychlosti do oběžné mříže v axiální mezeře

Změna hmotnostně průměrovaných úhlů $\tilde{\beta}_{1f}$ pro patní, střední a špičkový profil v axiálním směru od roviny sondy („S“) až po náběžnou hranu oběžných lopatek („LE“) je uvedena v grafech (Obrázek 7-6). U patního profilu dochází k nejméně výraznější úhlové diferencii v přetíženém režimu práce turbínového stupně (v1), kdy je rozdíl úhlů $\Delta\tilde{\beta}_{1f} \sim 2,4^\circ$. Pro nejvíce odlehčený režim (v4) se rozdíl pohybuje kolem $\Delta\tilde{\beta}_{1f} \sim 2,3^\circ$. Střední profil vykazuje největší rozdíl také pro režim „v1“, a to konkrétně $\Delta\tilde{\beta}_{1f} \sim 3,6^\circ$. V návrhovém režimu (v2) dochází ke změně o $\Delta\tilde{\beta}_{1f} \sim 1,3^\circ$. Ve špičkové části oběžné lopatky dochází k nejméně významnějšímu rozdílu, přičemž největší je u mírně odlehčeného režimu „v3“ (až $\Delta\tilde{\beta}_{1f} \sim 5,6^\circ$). Tato oblast je ale značně ovlivněna prouděním do nadbandážové ucpávky.



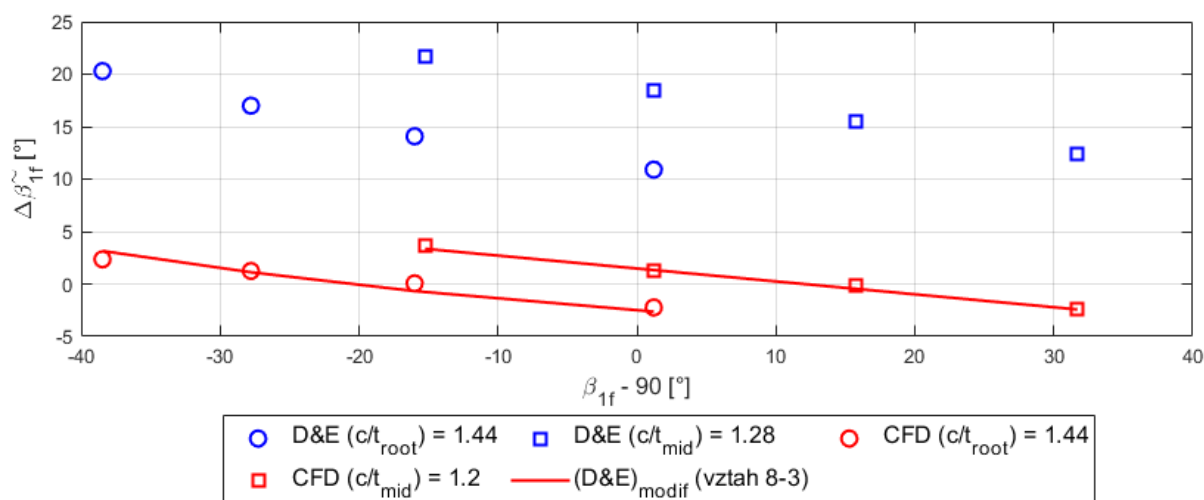
Obrázek 7-7 – Závislost $\Delta\tilde{\beta}_{1f}$ na pracovním režimu turbínového stupně

Následující grafy znázorňují průběhy úhlové diference $\Delta\tilde{\beta}_{1f}$ v závislosti na pracovním režimu (u/c). U patního a středního poloměru lopatkování oběžné mříže je zřejmá lineární závislost úhlových diferencí.



Obrázek 7-8 – Lineární závislost úhlové diference $\Delta\tilde{\beta}_{1f}$ pro patní (nahore) a střední (dole) profil oběžné lopatky

Odhad diference vstupního vektoru relativní rychlosti na oběžnou mříž ve srovnání s korelací (vztah 7-1) vychází výrazně odlišně (viz Obrázek 7-9). Autory (D&E) uvedena korelace tedy není pro v této práci zkoumané lopatkování vhodná. Nově získané informace umožnily přesněji korelovat indukovanou incidenci (viz vztah 7-3).



Obrázek 7-9 – Srovnání modelu dle autorů D&E s nově získanou závislostí úhlové diference $\tilde{\beta}_{1f}$

$$\Delta\tilde{\beta}_{1f} = 0,8^\circ \left(1 - \frac{\beta_{1f} - 90^\circ}{6,5^\circ}\right) + 1,3^\circ \left(1,8 - \frac{c}{t}\right) \quad 7-3$$

Nově upravená korelace predikuje podstatně nižší úhlovou diferencí vstupní proudnice do oběžného kola, kterou uvádí autoři *D&E*. Je zřejmé, že ve výraznějších přetíženích, resp. odlehčeních, se tato diference bude dále zvětšovat. To, jestli bude tento nárůst lineární, nelze s určitostí predikovat. Bylo by potřebné provést více měření a získat tak data v širším rozsahu provozních režimů turbínových stupňů nejen pro v této práci testovanou variantu lopatkování, ale také pro více geometrií oběžných lopatek.

Původní korelace (7-1) platí v rozmezích vstupních úhlů proudu $170^\circ \geq \beta_{1f} > 90^\circ$. Modifikovaná korelace (7-3) rozšiřuje tuto platnost i pro úhly β_{1f} menší než 90° , a to přibližně do 50° .

Závěr

Předložená disertační práce řeší vliv incidenčního úhlu na práci oběžné mříže axiálního plně reakčního turbínového stupně.

Rešeršní část disertační práce se zabývá základním shrnutím vybraných ztrátových modelů predikujících hodnoty dílčích ztrát turbínového stupně, včetně ztrát způsobených incidencí. Výstupem rozboru ztrátových modelů jsou dva nově vytvořené výpočtové programy v prostředí *Matlab-AppDesigner*. Pomocí prvního programu lze na základě vstupních geometrických a proudových parametrů lopatkové mříže provést kvalifikovaný odhad profilových a sekundárních ztrát lopatkové mříže, ztrát způsobených konečnou tloušťkou odtokové hrany lopatek a ztrát prouděním nadbandážovou ucpávkou v nominálním režimu práce lopatkové mříže. Druhý program umožňuje odhadnout ztráty incidencí vstupního proudu, způsobené provozem lopatkové mříže mimo její návrhový režim. Nenávrhové režimy mříže jsou v programu zadané změnou vstupního úhlu proudu na lopatkovou mříž. Oba programy umožňují porovnat výsledky jednotlivých ztrátových modelů.

Následující část disertační práce představuje aerodynamický výpočtový rozbor proudění jednostupňovou vzduchovou axiální turbínou. Vstupní geometrické parametry lopatkování v tomto rozboru odpovídají skutečným rozměrům stupně pokusné vzduchové turbíny VT-400. Výstupem je nově formulovaný 1D iterační výpočet expanze v turbínovém stupni pro patní, střední a špičkový poloměr lopatkování, zpracovaný v prostředí *MS-Excel*. Ten umožňuje realizovat výpočet základních termodynamických parametrů turbínového stupně pro jeho různé provozní režimy definované bezrozměrným parametrem u/c . Ztráty oběžné mříže způsobené incidencí jsou v programu iteračního výpočtu vyhodnocené na základě ztrátového modelu dle *Stepanova*.

Experimentální část práce tvoří podrobný popis měřicí smyčky - pokusné vzduchové turbíny VT-400 a způsob sběru a vyhodnocení naměřených dat. Pro zpracování naměřených dat je nově vytvořen komplexní program v prostředí *Matlab-AppDesigner*. Pomocí tohoto programu lze vyhodnotit jak data získaná z kalibrace pěti-otvorových pneumatických sond, tak data pro vyhodnocení integrálních charakteristik turbínového stupně a data získána traverzováním v proudových polích za rozváděcím a oběžným kolem vzduchové turbíny. V této části je práce zaměřena zejména na vyhodnocení ztrát oběžné mříže vzduchové turbíny. Experimentálně získané hodnoty ztrát pro provozní režimy práce stupně jsou porovnané s analyzovanými predikčními ztrátovými modely. Také je zpracována vizualizace dat v podobě kontur ztrátového koeficientu oběžné mříže, určeného z definice nárůstu entropie.

Numerická část práce je tvořena numerickou CFD analýzou turbínového stupně pokusné vzduchové turbíny VT-400 pomocí komerční verze programu *ANSYS CFX 19.3*. Výsledky numerické analýzy jsou jednak popsány v rámci kapitoly 6 a také jsou součástí příloh disertační práce. Uvedená kapitola také zahrnuje srovnání výsledků numerické simulace s naměřenými daty.

V souvislosti s incidenčním úhlem proudu se práce dále zaměřuje na způsob určení efektivního úhlu proudu na oběžnou mříž. V blízkosti náběžných hran oběžných lopatek dochází vlivem cirkulace k zakřivení vstupních proudnic, a tedy k úhlové diferenci mezi vektorem vstupní relativní rychlosti získaným z dat traverzováním a skutečným vektorem ovlivněným zmíněnou cirkulací rychlosti. Vzhledem ke konstrukčnímu řešení pokusné turbíny VT-400, není možné provést měření v různých axiálních rovinách mezi lopatkovými mřížemi

rozdávěcího a oběžného kola. Naopak, numerická simulace umožňuje vyhodnotit proudové parametry v libovolně stanovené axiální rovině. Proto je vyhodnocen průběh úhlu relativní rychlosti v axiální mezeře mezi rozváděcí a oběžnou mříží. Dosažené výsledky CFD analýzy jsou porovnané s dostupnou metodikou určování indukované incidence dle autorů *D&E (1956)*. Dílčím zjištěním je, že jejich korelace není pro testované plně reakční lopatkování vhodná. Na základě dosažených výsledků CFD analýzy je tato korelace modifikovaná způsobem, který je pro testovaný typ lopatkování stupně vhodnější.

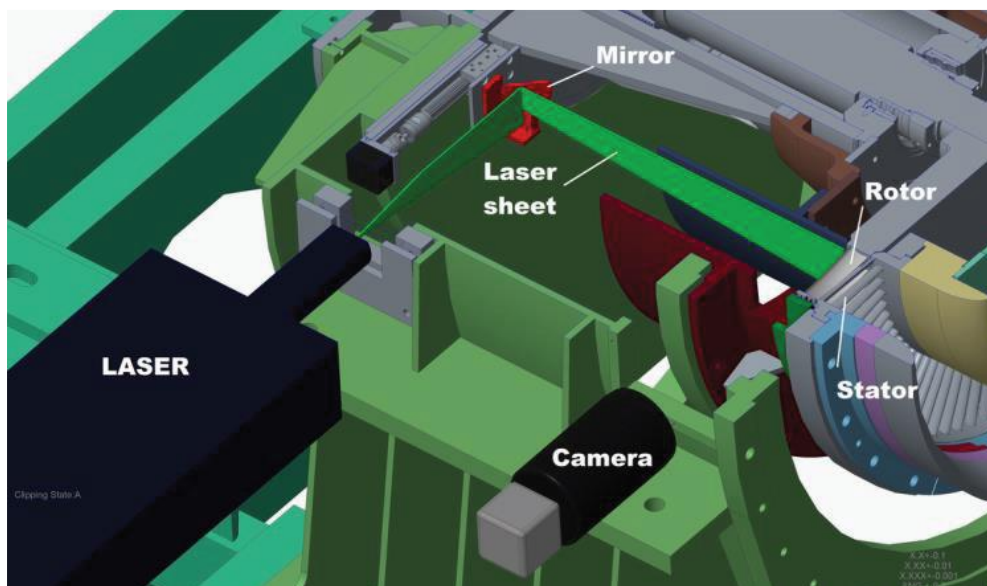
Další možné směřování práce

Problematika uvedená v závěrečné části disertační práce představuje pouze základ pro širší studii, ve které by se v rámci experimentální, či výpočtové činnosti ve smyslu numerických simulací provedly rozsáhlejší rozborů dalších geometrií stupně pro různé provozní podmínky.

Kromě plně reakční varianty stupně jsou k dispozici ještě stupně s nízkou a střední reakcí. Po rekonstrukci experimentálního zařízení VT-400 by bylo možné provést měření pro tyto další dva typy lopatkování.

Měření by bylo možné v blízké budoucnosti rozšířit o vizualizační metodu PIV (Particle Image Velocimetry). Použitím vhodně zvolených rovin v mezilopatkovém kanálu by tak bylo možné vizualizovat rozložení vektorů před náběžnými hranami oběžných lopatek a získat tak další zdroj cenných informací. Ty by doplnily standardní metodu měření traverzováním pneumatickou sondou. Tato neintruzivní měřicí metoda by přinesla další zajímavé podklady pro rozborů řešeného jevu vlivu indukované incidence vstupního úhlu do oběžného kola na práci turbínového stupně.

V nedávné minulosti byla metoda PIV uplatněna v rámci testovacího měření na podobné pokusné vzduchové turbíně, která je v laboratoři *Výzkumného zkušebního a leteckého ústavu v Praze*. Měření proběhlo v axiálně-tangenciální rovině za oběžným kolem na středním poloměru pro nominální a dva nenominální režimy (viz Obrázek 0-1). Více informací včetně dosažených výsledků uvádí publikace [14].



Obrázek 0-1 – Konfigurace měřicí aparatury PIV [14]

8 Literatura

- [1] D. G. AINLEY a G. C. R. MATHIESON, „A Method of Performance Estimation for Axial-Flow Turbines,“ v *British Aeronautical Research Council*, London, 1951.
- [2] R. H. AUNGIER, *Turbine Aerodynamics*, New York: ASME Press, 2006.
- [3] M. W. BENNER, A. S. SJOLANDER a S. H. MOUSTAPHA, „Measurements of Secondary Flows in a Turbine Cascade at Off-design Incidence,“ v *ASME97-GT-382*, 1997.
- [4] M. W. BENNER, S. A. SJOLANDER a S. H. MOUSTAPHA, „Influence of Leading-Edge Geometry on Profile Losses in Turbines at Off-Design Incidence: Experimental Results and an Improved Correlation,“ v *Journal of Turbomachinery*, Houston, 1997.
- [5] A. D. S. CARTER, „The Calculation of Optimum Incidences for Aerofoils,“ v *Aeronautical Research Council*, London, 1963.
- [6] J. D. COULL a H. P. HODSON, „Predicting the Profile Loss of High-Lift Low Pressure Turbines,“ v *ASME Turbo-Expo*, Glasgow, 2010.
- [7] H. R. M. CRAIG a H. J. A. COX, „Performance Estimation of Axial Flow Turbines,“ v *Thermodynamics and Fluid Mechanics Group*, 1970.
- [8] A. N. DAHLQUIST, „Investigation of Losses Prediction Methods in 1D for Axial Gas Turbines,“ Division of Thermal Power Engineering, Lund, 2008.
- [9] J. D. DENTON, „Entropy Generation in Turbomachinery Flows,“ *Journal of Aerospace*, pp. 2251-2263, 1990.
- [10] J. D. DENTON, „Loss Mechanisms in Turbomachines,“ v *Journal of Turbomachinery*, 1993.
- [11] M. E. DEYCH a G. S. SAMOYLOVICH, *Bases of Aerodynamics of Axial Turbines*, Moscow, 1959.
- [12] J. B. M. DHAFER, *Experimental Investigation of Two Transonic Linear Turbine Cascades at Off-Design Conditions*, Ottawa: Ottawa-Carleton Institute for Mechanical and Aerospace Engineering, 2000.
- [13] S. L. DIXON a C. A. HALL, *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery*, Oxford: Elsevier, 2010.
- [14] D. DUDA, T. JELÍNEK, M. NĚMEC, V. URUBA, V. YANOVICH a P. ŽITEK, „Observation of Flow Structure Pas a Full-Stage Axial Air Turbine at the Nominal and Off-design States,“ v *AIP Conference Proceedings*, 2021.
- [15] J. C. DUNAVANT a J. R. ERWIN, „Investigation of a Related Series of Turbine-blade Profiles in Cascade,“ Langley Aeronautical Laboratory, Hampton, US, 1956.
- [16] J. DUNHAM a P. M. CAME, „Improvements to the Ainley-Mathieson Method of Turbine Performance,“ v *ASME*, 1970.
- [17] J. P. GOSTELOW, A. MAHALLATI, S. A. ANDREWS a W. E. CARSCALLEN, „Measurement and Computation of Flowfield in Transonic Turbine Nozzle Blading With Blunt Trailing Edges,“ *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*, pp. 979-991, 2010.

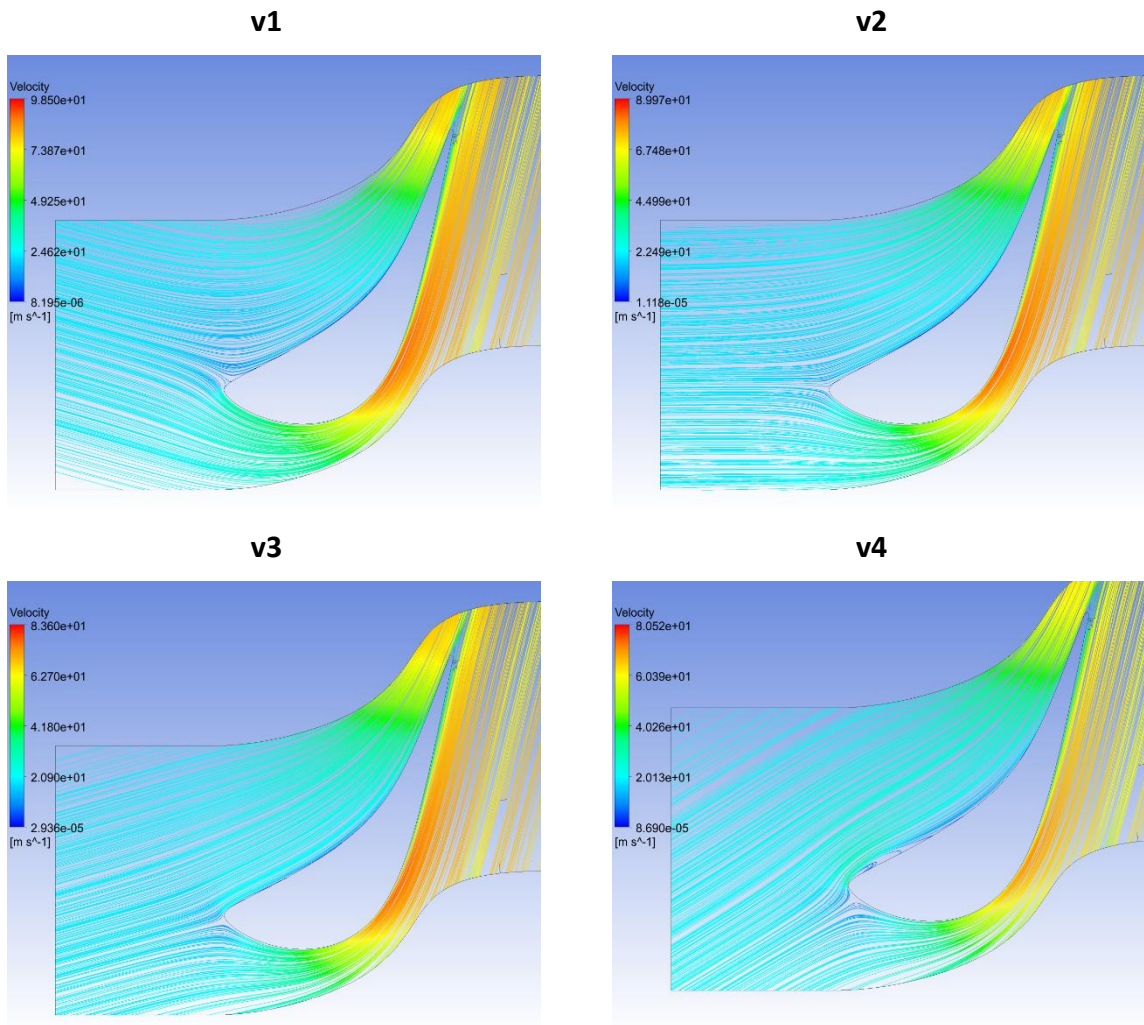
- [18] R. GUÉDEZ, „Implementation and Validation of Loss Prediction Methods to an Existing One Dimensional Axial Turbine Design Program,“ KTH School of Industrial Engineering and Management, Stockholm, 2011.
- [19] D. HASNEDL, P. EPIKARIDIS a V. SLÁMA, „Correction Coefficient for See-through Labyrinth Seal,“ v *EPJ Web of Conferences*, 2017.
- [20] S. HAVAKECHIAN a R. GREIM, „Aerodynamic Design of 50 per cent Reaction Steam Turbines,“ v *Mechanical Engineering vol. 213*, Baden, 1999.
- [21] W. R. HAWTHORNE, „Rotational Flow Through Cascades,“ *Journal of Mechanical Engineering and Applied Mathematics*, 1955.
- [22] J. H. HORLOCK, „Axial Flow Turbines,“ v *Fluid Mechanics and Thermodynamics*, London, 1966.
- [23] S. Y. CHO a S. K. CHOI, „Experimental Study of the Incidence Effect on Rotating Turbine Blades,“ v *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, Gyeongnan, Korea, 2004.
- [24] T. JELÍNEK, *Vliv vstupních parametrů proudu na práci axiálního turbínového stupně*, Praha: Fakulta strojní, ČVUT Praha, 2016.
- [25] S. C. KACKER a U. OKAPUU, „A Mean Line Prediction Method for Axial Flow Turbine Efficiency,“ v *Journal of Engineering for Power*, Houston, 1982.
- [26] J. KADRNOŽKA, *Teplené turbíny a turbokompresory - Základy teorie a výpočtu*, Brno: CERM, s.r.o., 2004.
- [27] M. KLIMKO, „Experimental Research of Turbine Flow Path,“ ZČU v Plzni, Plzeň, 2019.
- [28] M. KLIMKO a D. OKRESA, „Measurement in the VT 400 Air Turbine,“ v *Acta Polytechnica 56 (2)*, Prague, 2016.
- [29] M. KLIMKO, P. ŽITEK a R. LENHARD, „Measurement on Axial Reaction Turbine Stage,“ v *MATEC Web of Conferences*, 2020.
- [30] M. KLIMKO, „Theoretical Study of Turbine Stage Characteristics in Off-design Conditions,“ v *AIP Conference Proceedings*, 2018.
- [31] P. KOLLROSS, *Optimalizace průtočné části parní turbíny - Diplomová práce*, Plzeň: Fakulta strojní, ZČU v Plzni, 2015.
- [32] M. KRIEGER, J. P. LAVOIE, E. P. VLASIC a S. H. MOUSTAPHA, „Off-Design Performance of a Single Stage Transonic Turbine,“ v *ASME 98-GT-2*, Stockholm, 1998.
- [33] L. S. LANGSTON, „Secondary Flow in Axial Turbines,“ New York Academy of Sciences, New York, 2001.
- [34] R. J. LATIMER, „Axial Turbine Performance Prediction,“ v *Off-Design Performance of Gas Turbines*, Belgium, 1978.
- [35] A. C. MARX, „Determining Appropriate Loss Coefficients for Use in the Nozzle-model of a Stage-by-stage Turbine Model,“ University of Cape Town, Department of Mechanical Engineering, Cape Town, 2019.

- [36] P. MILČÁK, *Experimentální výzkum vlivu prostorového tvarování lopatek na proudění a ztráty v turbínových stupních - disertační práce*, Plzeň: Fakulta Strojní, ZČU v Plzni, 2010.
- [37] J. MOORE a R. Y. ADHYE, „Secondary Flows and Losses Downstream of a Turbine Cascade,“ v *ASME 85-GT-64*, Houston, 1984.
- [38] H. MOUSTAPHA, *Axial and Radial Turbines*, White River Junction, Vermont: Concepts NREC, 2003.
- [39] S. H. MOUSTAPHA, S. C. KACKER a B. TREMBLAY, „An Improved Incidence Losses Prediction Method for Turbine Airfoils,“ v *ASME 89-GT-284*, 1990.
- [40] S. H. MOUSTAPHA, S. A. SJOLANDER a M. W. BENNER, „Measurements of Secondary Flows Downstream of a Turbine Cascade at Off-design Incidence,“ v *ASME Turbo Expo*, Vienna, 2004.
- [41] M. K. MUKHATAROV a V. I. KRICHAKIN, „Procedure for Estimating Flow Section Losses in Axial Flow Turbines When Calculating Their Characteristics,“ v *Teploenergetika*, 1969.
- [42] J. PERSSON, „1D Turbine Design Tool Validation and Loss Model Comparison: Performance prediction of a 1-stage Turbine at Different Pressure Ratios,“ KTH Industrial Engineering and Management, Stockholm, 2015.
- [43] M. T. SCHOBEIRI, *Turbomachinery Flow Physics and Dynamic Performance*, Berlin: Springer, 2012.
- [44] C. H. SIEVERDING, „Recent Progress in the Understanding of Basic Aspects of Secondary Flows in Turbine Blade Passages,“ v *ASME - 29th International Gas Turbine Conference and Exhibit*, Amsterdam, 1984.
- [45] C. H. SIEVERDING, M. STANISLAS a J. SNOECK, „The Base Pressure Problem in Transonic Turbine Cascade,“ *Journal of Engineering for Power*, sv. 102, č. 3, pp. 711-718, 1980.
- [46] C. SOORIYAKUMARAN, *Experimental Study of Profile Losses in Three Transonic Turbine Cascades*, Ottawa: Ottawa-Carleton Institute for Mechanical and Aerospace Engineering, 2014.
- [47] R. G. STABE a J. KLINE, „Incidence Loss for a Core Turbine Rotor Blade in a Two-Dimensional Cascade,“ v *Nasa Technical Memorandum*, Cleveland, 1974.
- [48] H. SUN a Z. FENG, „Investigations on Aerodynamic Performance of Turbine Cascade at Different Flow Conditions,“ v *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, 2011.
- [49] P. ŠAFAŘÍK, „Odtřzení proudu při nenávrhovém provozu lopatkových mříží,“ v *Turbostroje 2019 - Současné trendy při návrhu, výpočtu a zkoušení turbostrojů*, 2019.
- [50] B. TREMBLEY, S. A. SJOLANDER a S. H. MOUSTAPHA, „Off-Design Performance of a Linear Cascade of Turbine Blades,“ v *ASME 90-GT-314*, Brussel, 1980.
- [51] J. UHER, P. MILČÁK, R. ŠKACH, D. FENDERL, P. ŽITEK a M. KLIMKO, „Experimental and Numerical Evaluation of Losses from Turbine Hub Clearance Flow,“ v *ASME TurboExpo*, Phoenix, 2019.

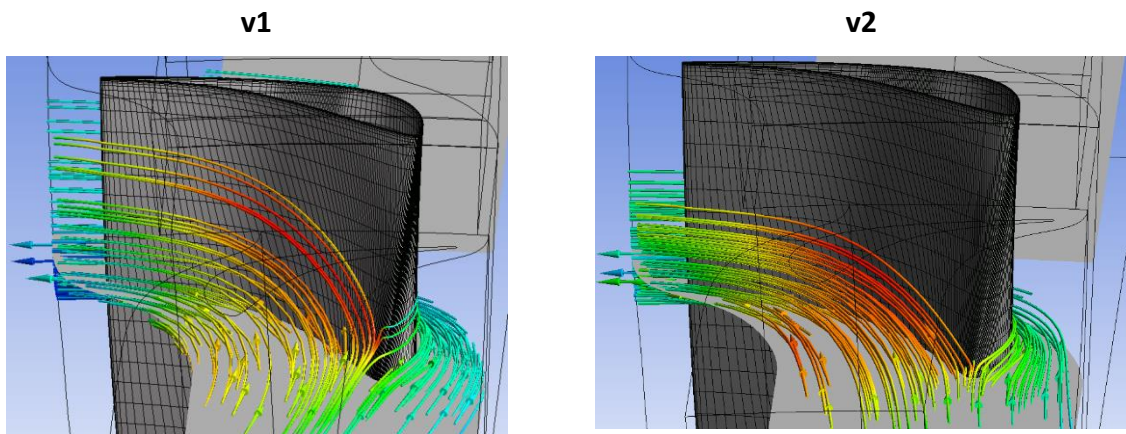
- [52] J. UHER, „Vliv ucpávkových proudů na integrální charakteristiky turbínového stupně,“ ZČU v Plzni, Plzeň, 2019.
- [53] N. WEI, „Significance of Loss Models in Aerothermodynamic Simulation for Axial Turbines,“ Royal Institute of Technology, Stockholm, 2000.
- [54] D. G. WILSON a T. KORAKIANITIS, The Design of High-efficiency Turbomachinery and Gas Turbines, London: MIT Press, 2014.
- [55] G. ZALF a Z. V., Thermal Calculation of Steam Turbines, Moscow, 1961.
- [56] Z. ZOU, S. WANG, H. LIU a W. ZHANG, Axial Turbine Aerodynamics for Aero-engines, Singapore: Springer, 2018.

PŘÍLOHA č. 1

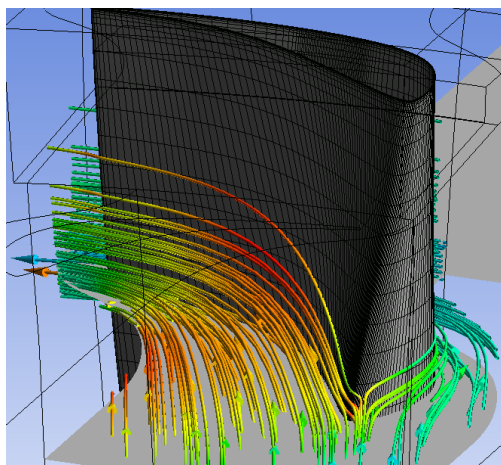
Vybrané výsledky z numerických simulací pro rozhraní „*Mixing-plane*“



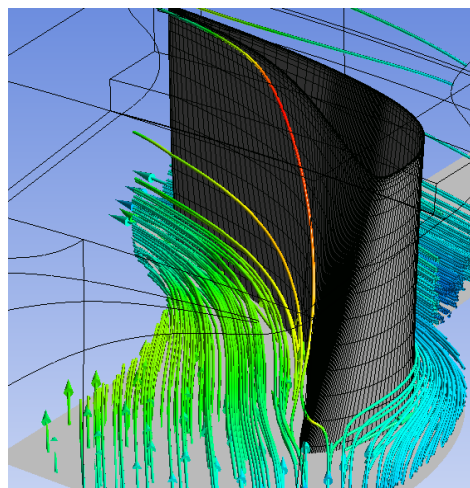
Obrázek 0-1 – Detail náběhu na oběžnou mříž (2D)



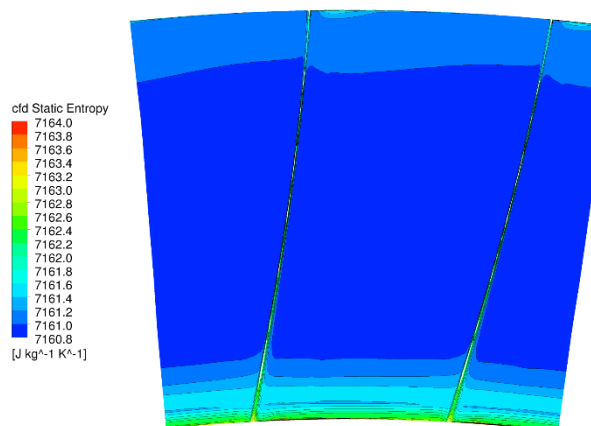
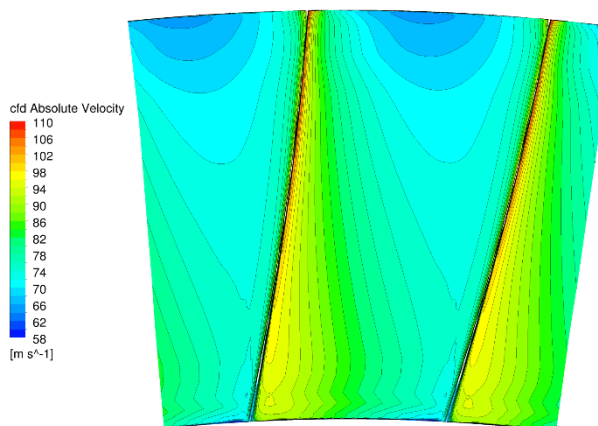
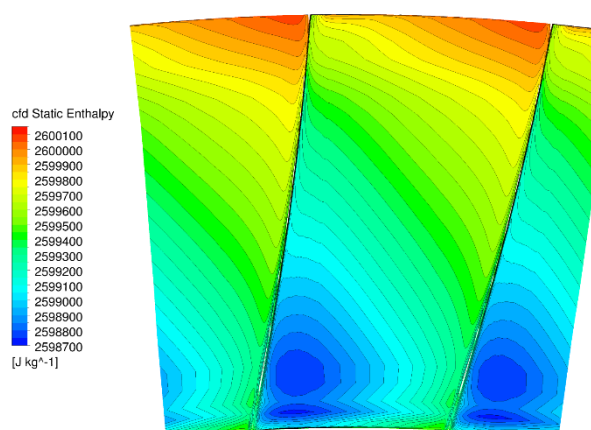
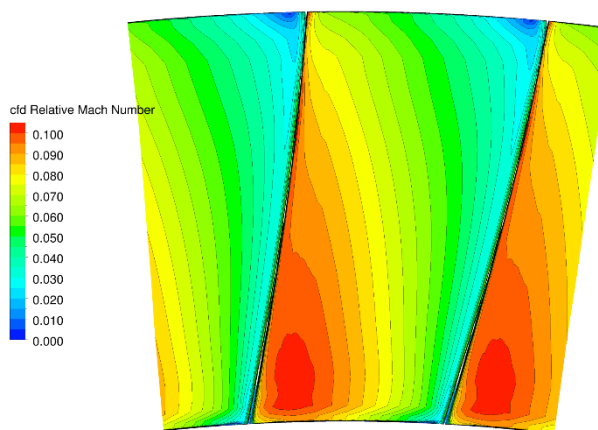
v3

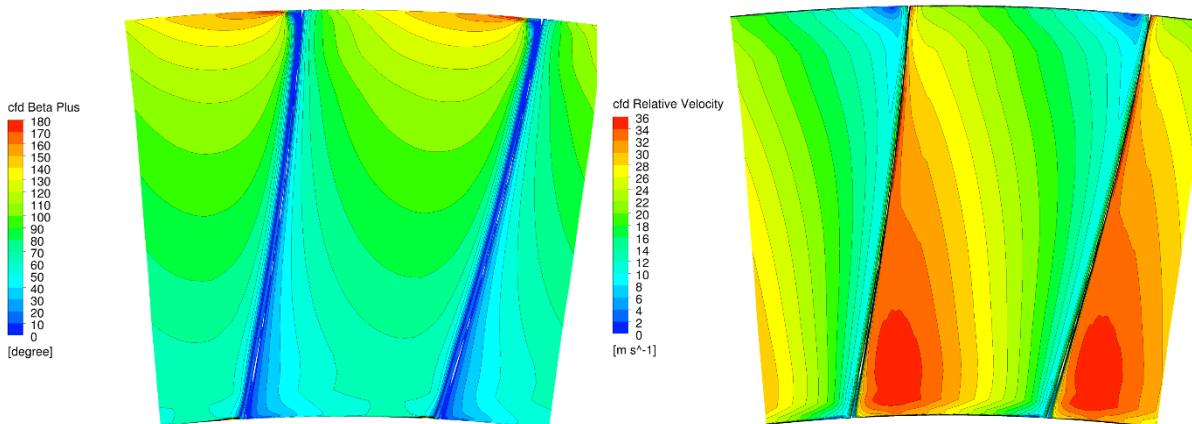


v4

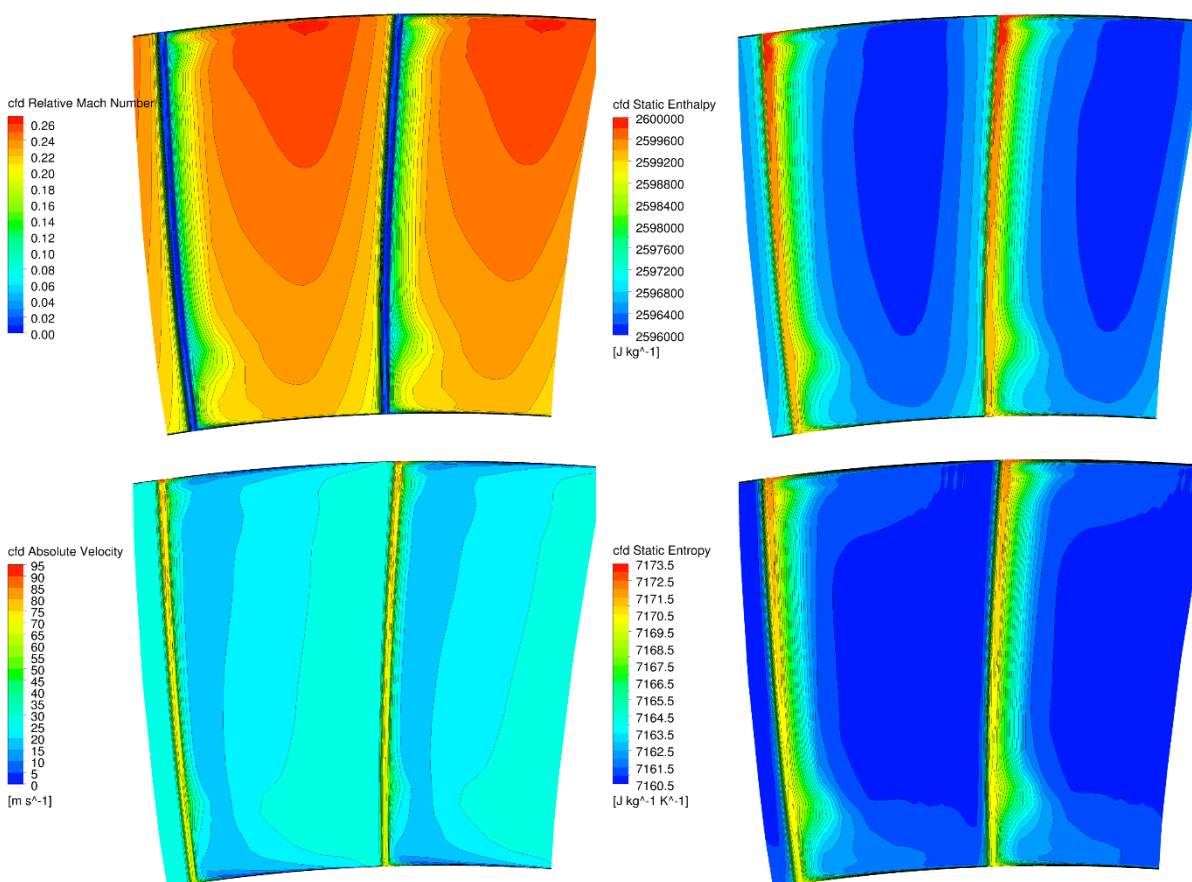


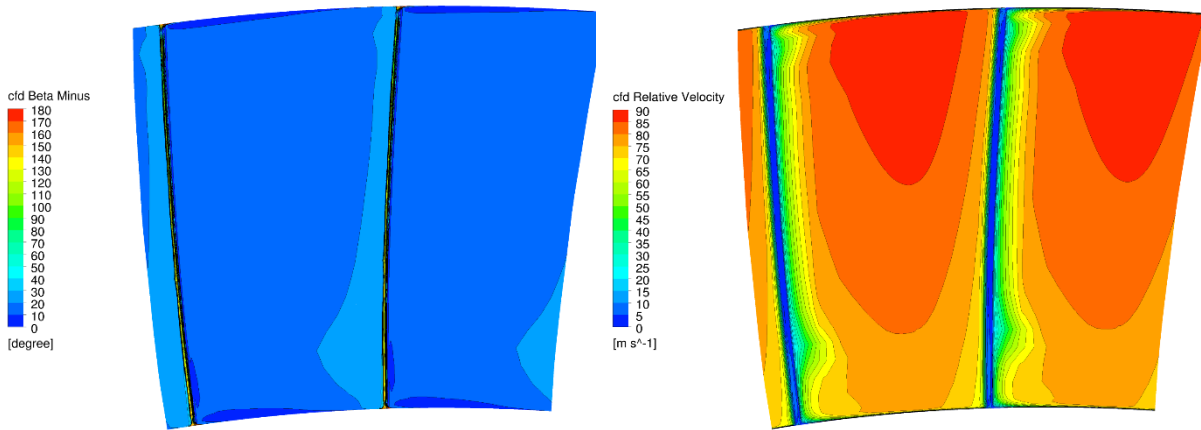
Obrázek 0-2 – Detail náběhu na oběžnou mříž (3D)



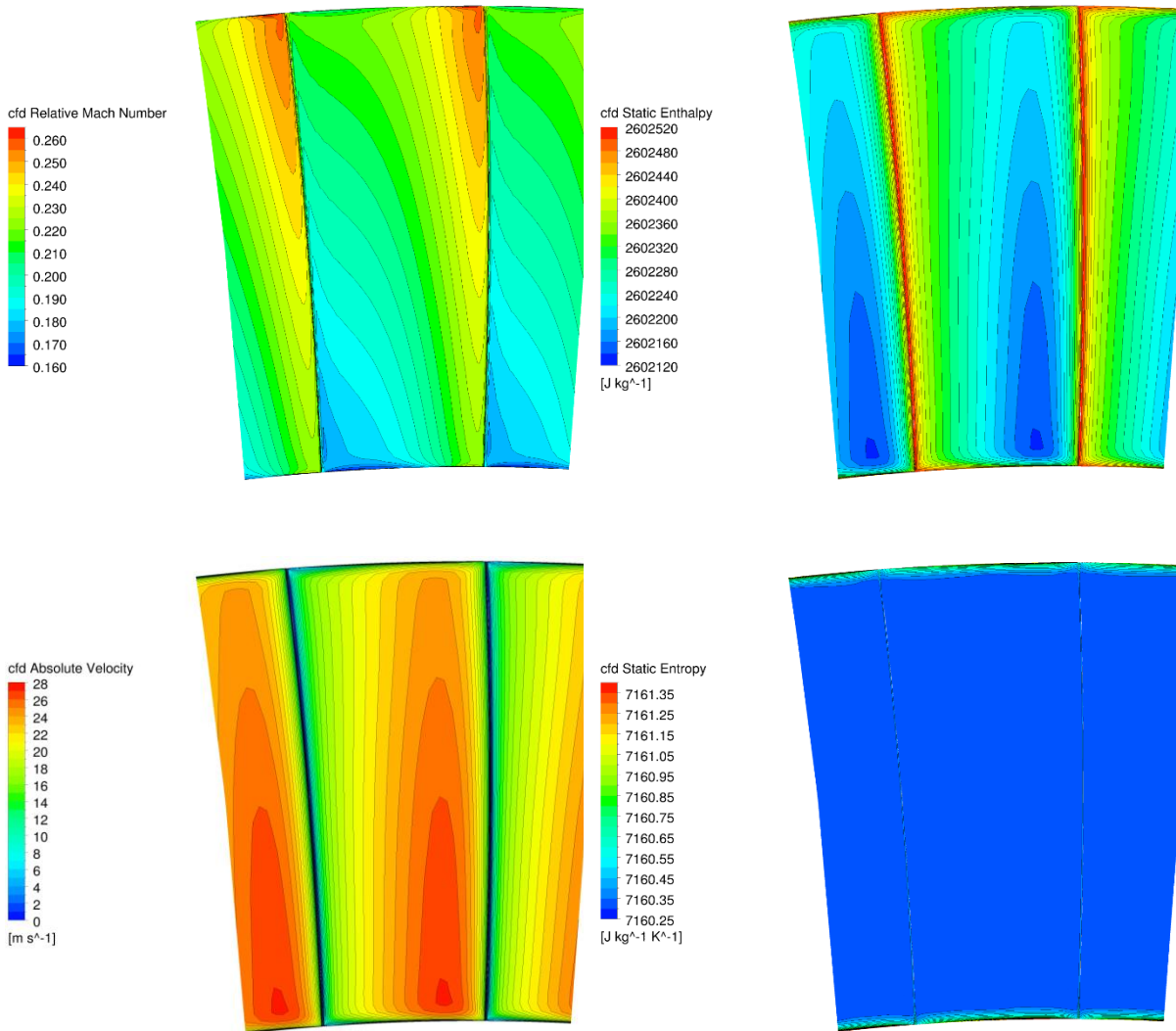


Obrázek 0-3 – Kontury vybraných parametrů oběžné mříže (vstupní rovina)

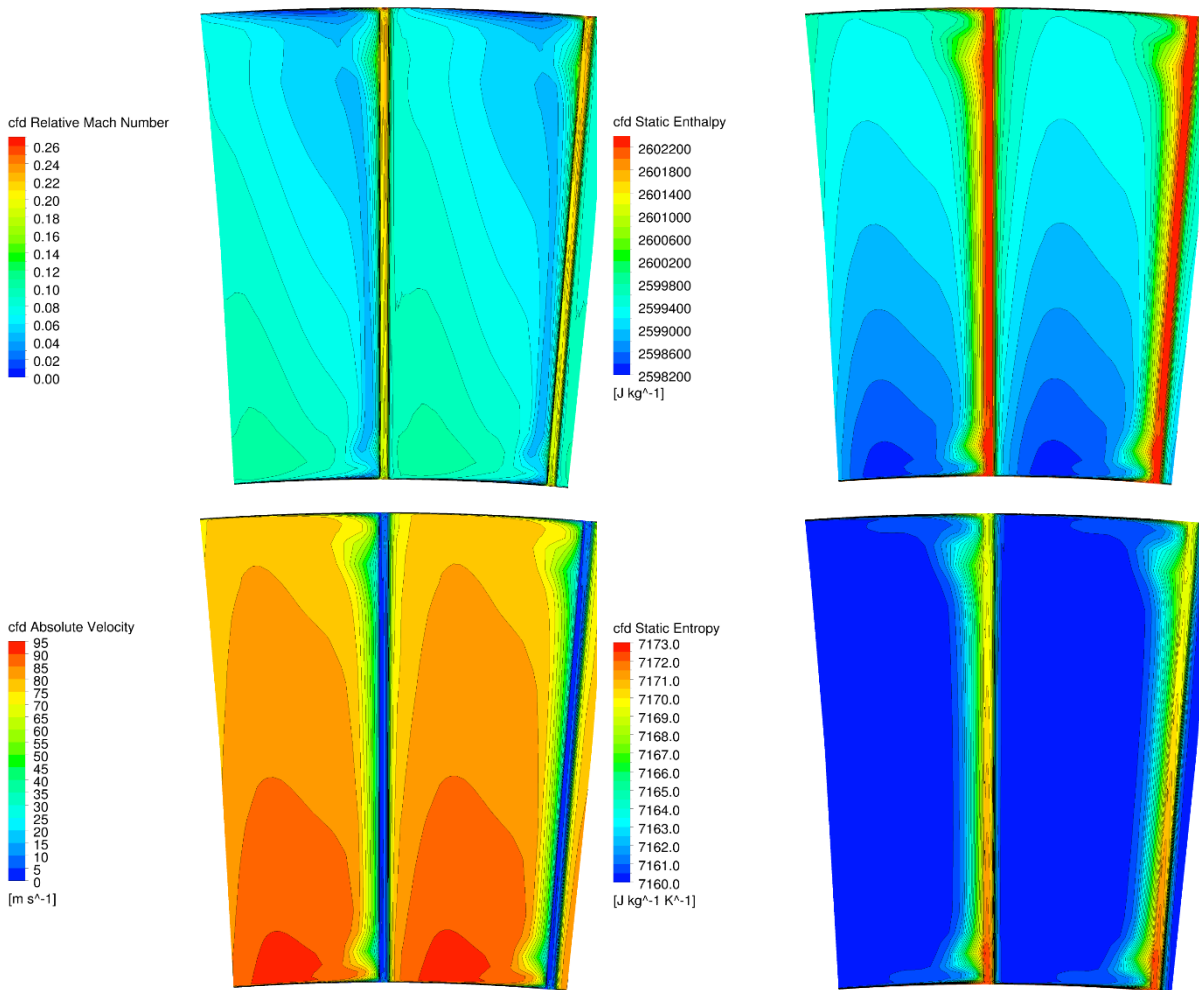




Obrázek 0-4 – Kontury vybraných parametrů oběžné mříže (výstupní rovina)

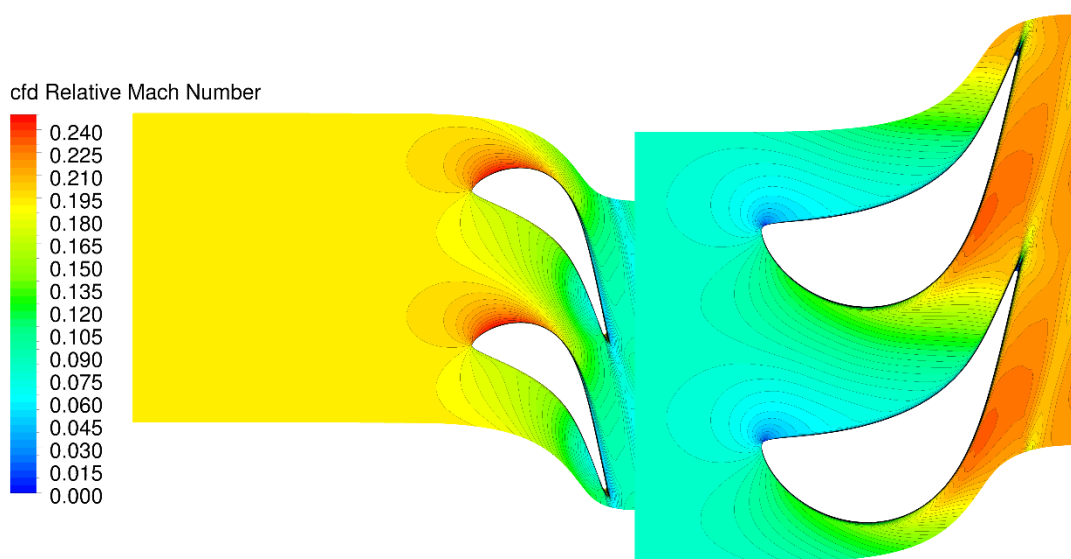


Obrázek 0-5 – Kontury vybraných parametrů rozváděcí mříže (vstupní rovina)

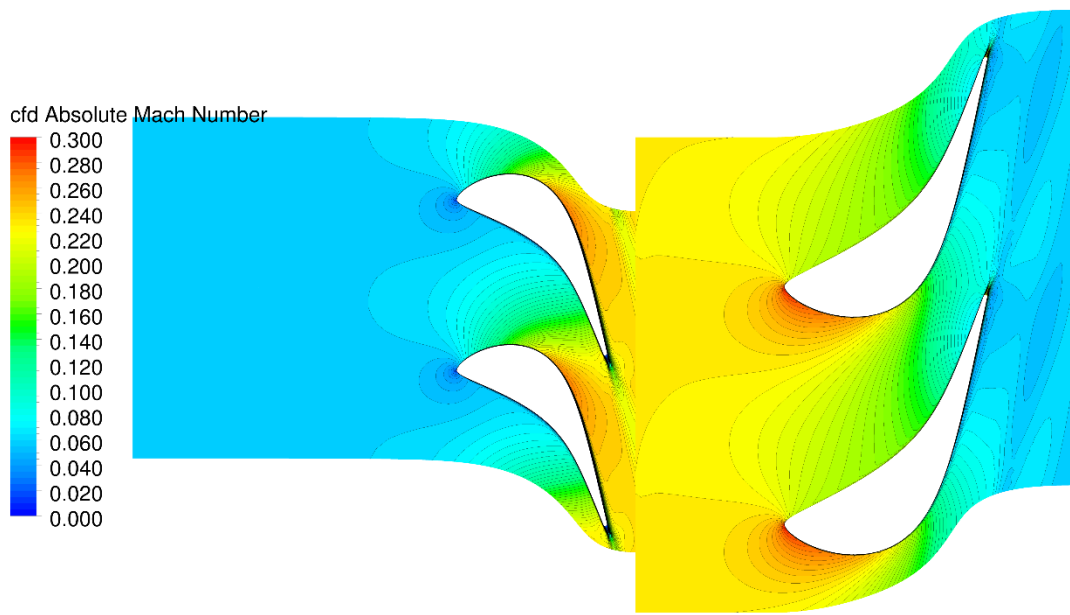


Obrázek 0-6 – Kontury vybraných parametrů rozváděcí mříže (výstupní rovina)

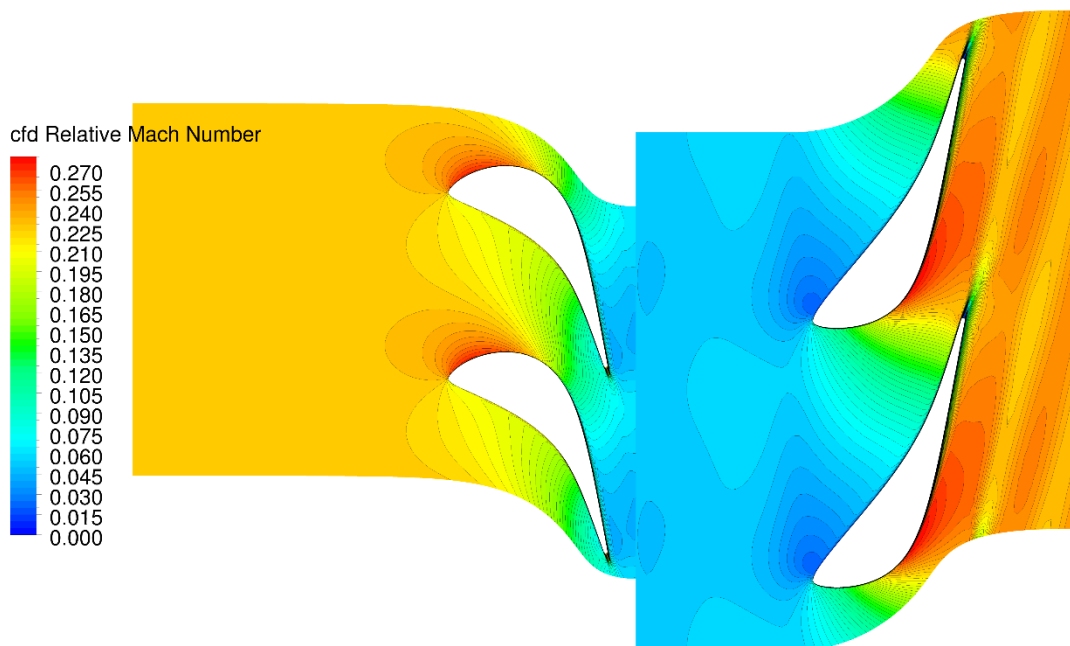
v1 - pata



v1 - střed



v1 - špička



Obrázek 0-7 – Kontury relativního Machova čísla (rovina „blade-to-blade“)

v1 - pata



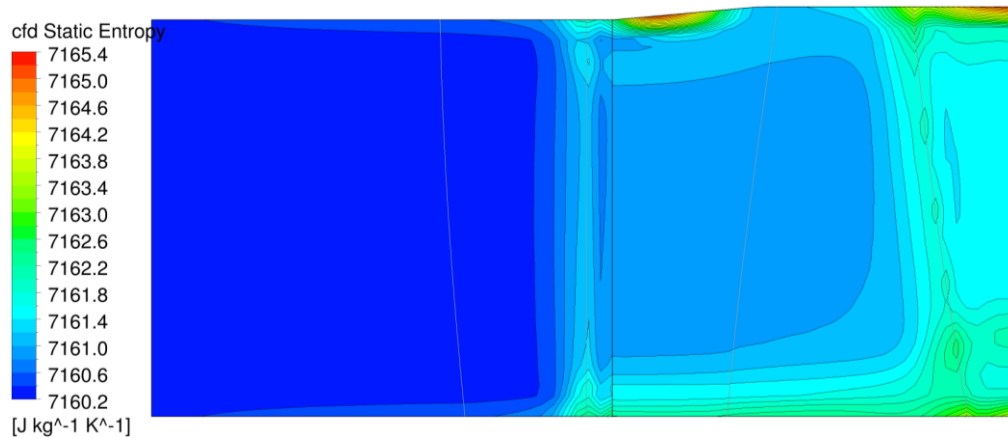
v1 - střed



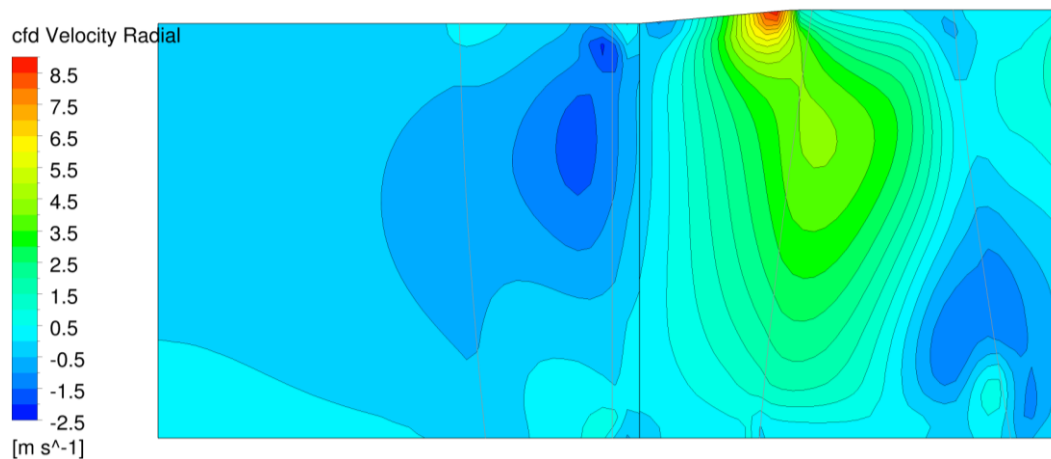
v1 - špička



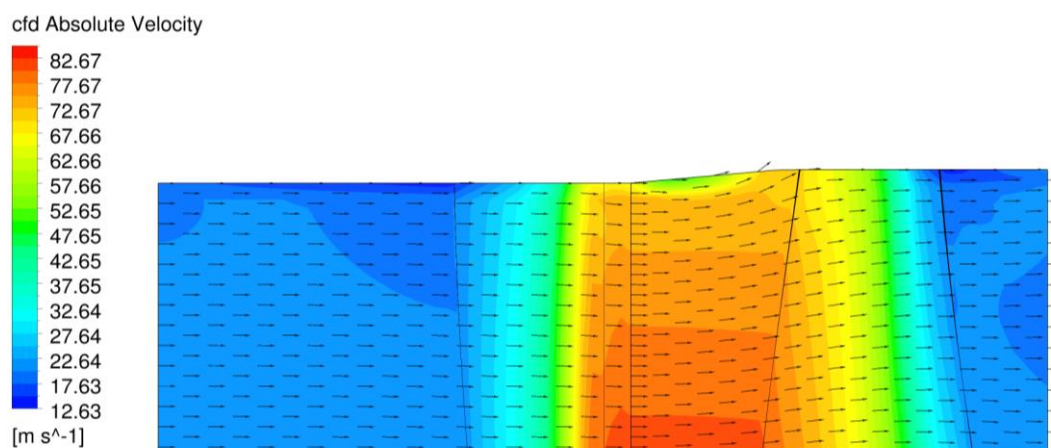
Obrázek 0-8 – Kontury statické entropie (rovina „blade-to-blade“)



Obrázek 0-9 – Kontury statické entropie v meridiální rovině

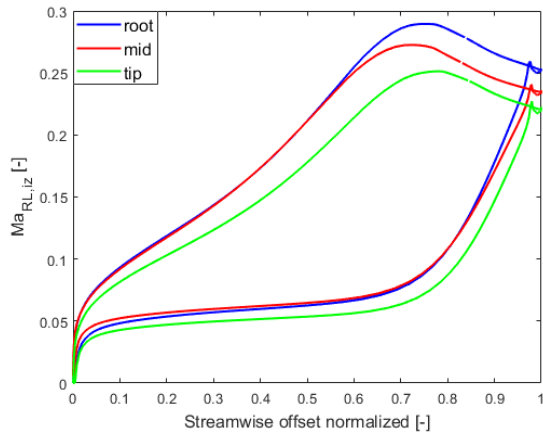


Obrázek 0-10 – Kontury radiální rychlosti v meridiální rovině

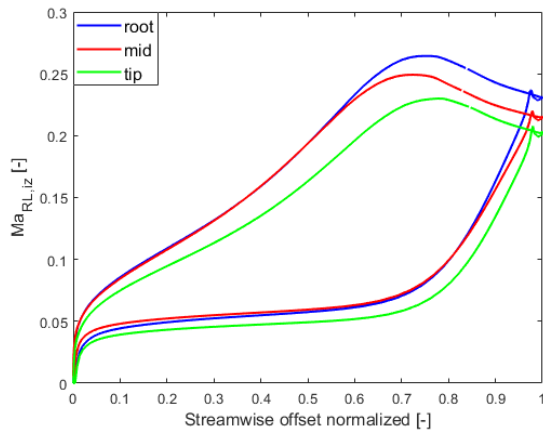


Obrázek 0-11 – Kontury a vektory absolutní rychlosti v meridiální rovině

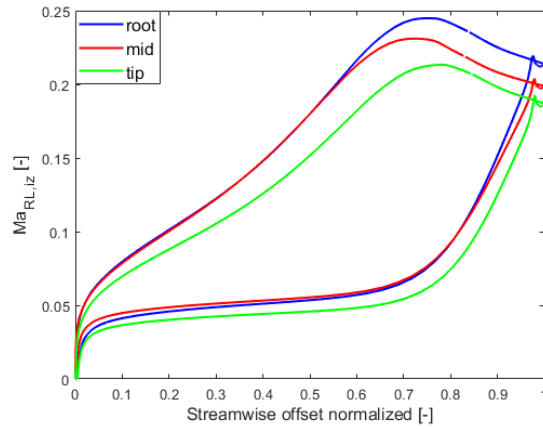
v1



v2

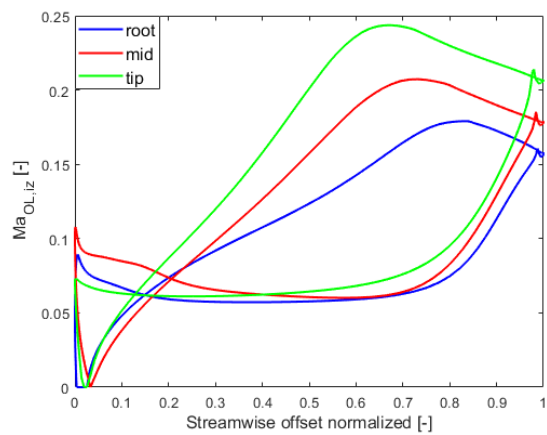
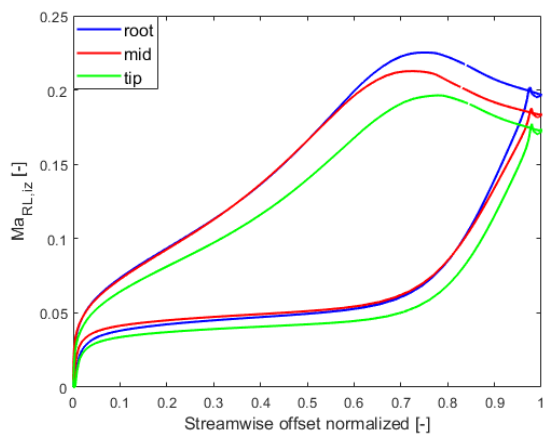


v3



x

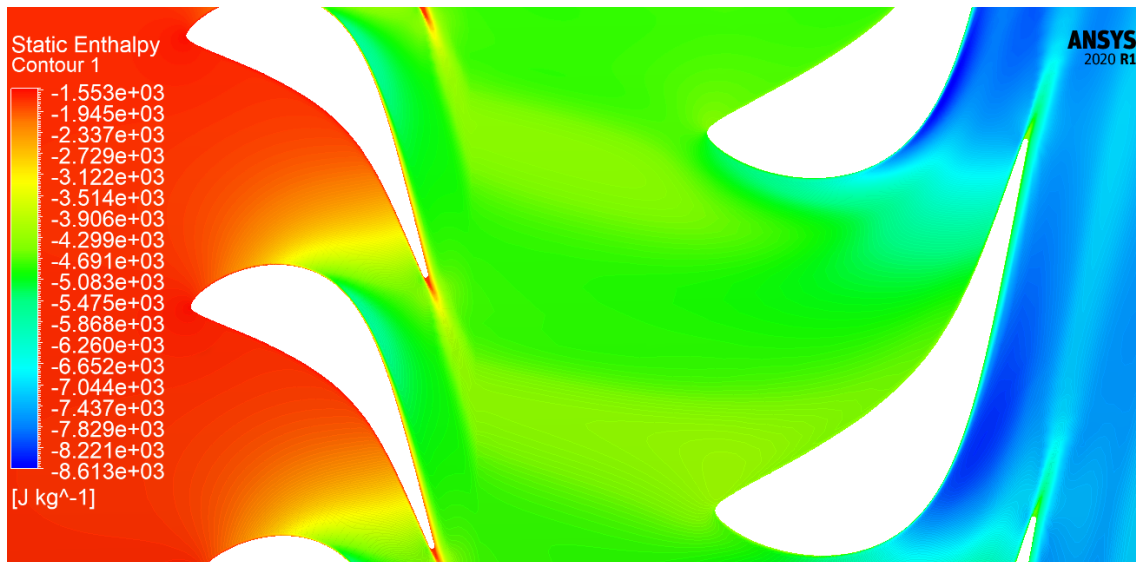
v4



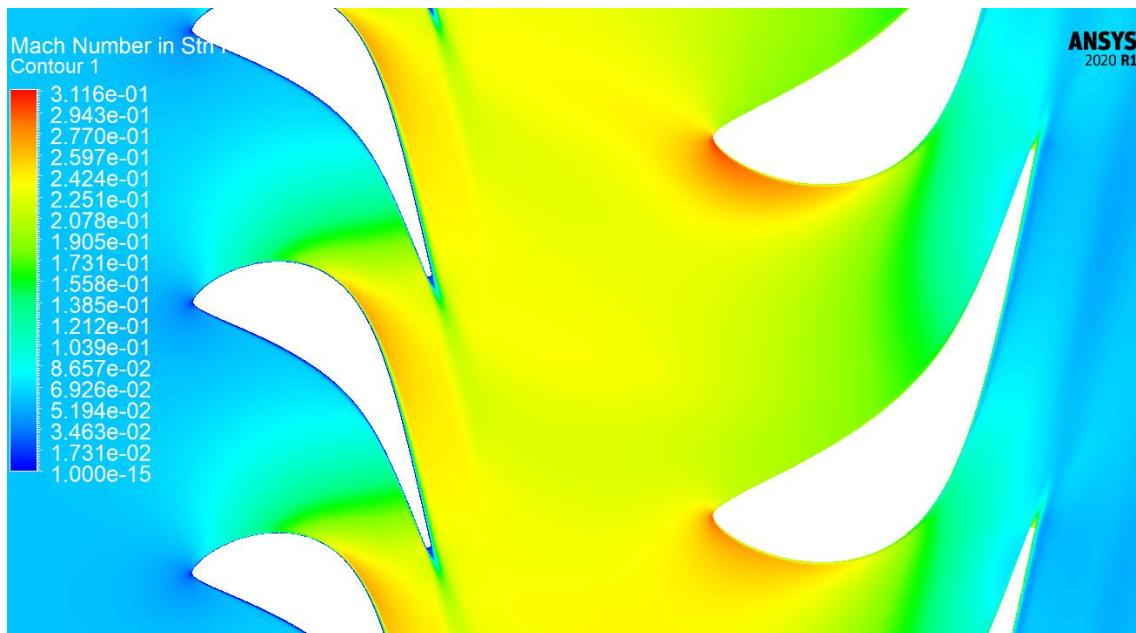
Obrázek 0-12 – Průběhy Machova čísla po profilu rozváděcí (vlevo) a oběžné lopatky (vpravo)

PŘÍLOHA č. 2

Vybrané výsledky z numerických simulací pro rozhraní „*Sliding-mesh*“



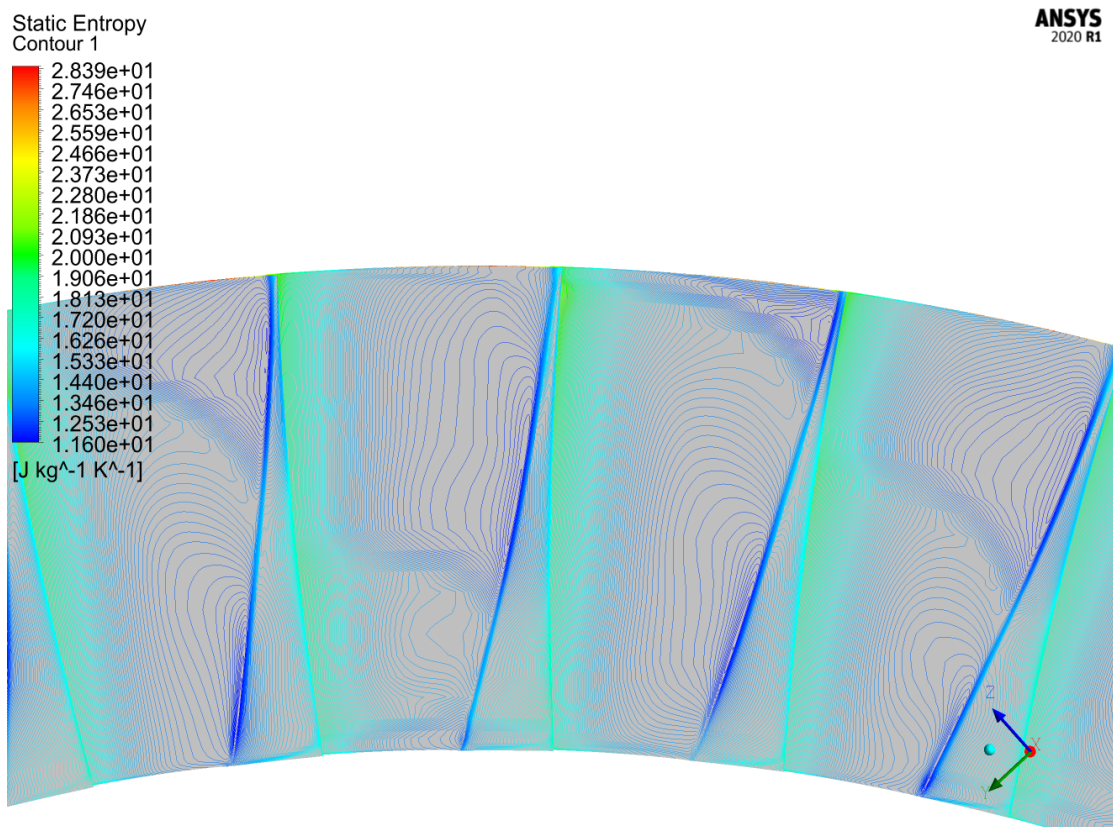
Obrázek 0-13 – Kontury statické entalpie (rovina „blade-to-blade“)



Obrázek 0-14 – Kontury Machova čísla (rovina „blade-to-blade“)



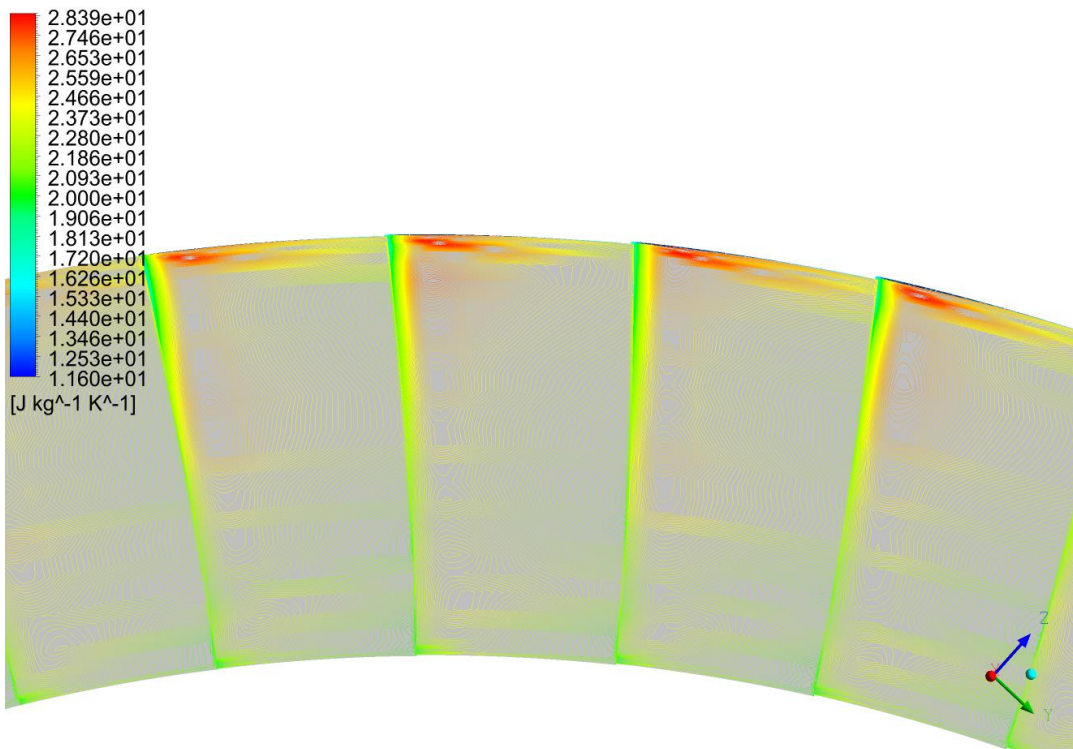
Obrázek 0-15 – Kontury statické entropie (rovina „blade-to-blade“)



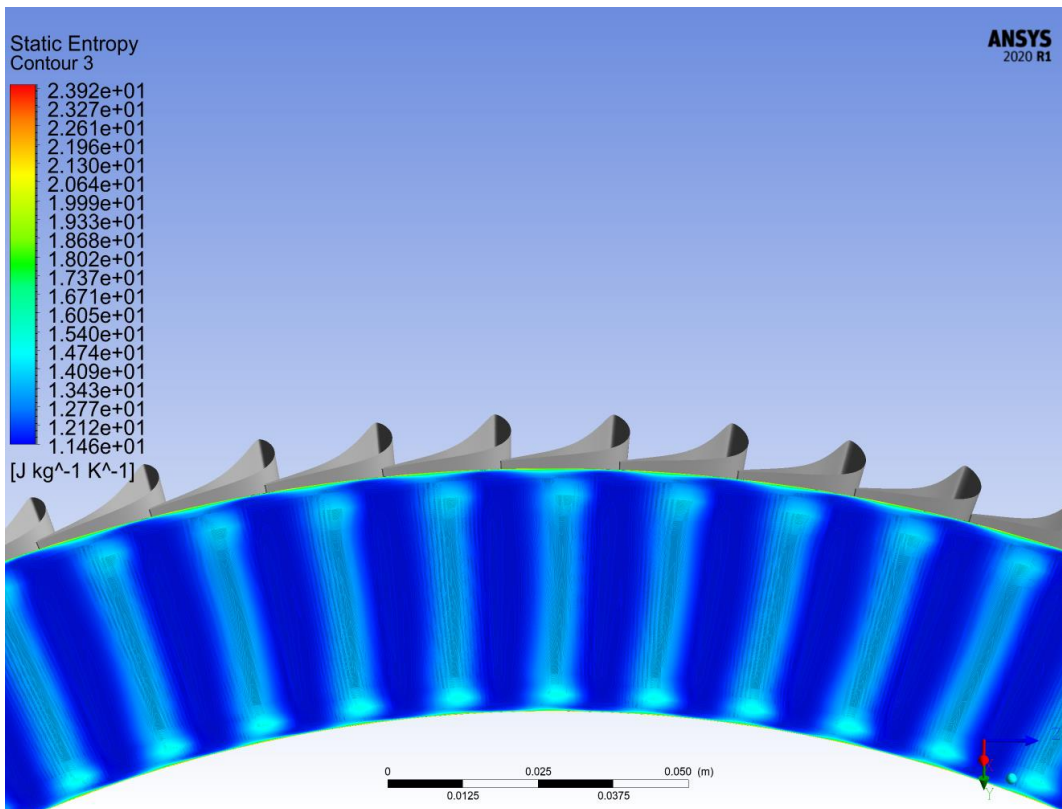
Obrázek 0-16 – Kontury statické entropie oběžné mříže (vstupní rovina)

Static Entropy
Contour 1

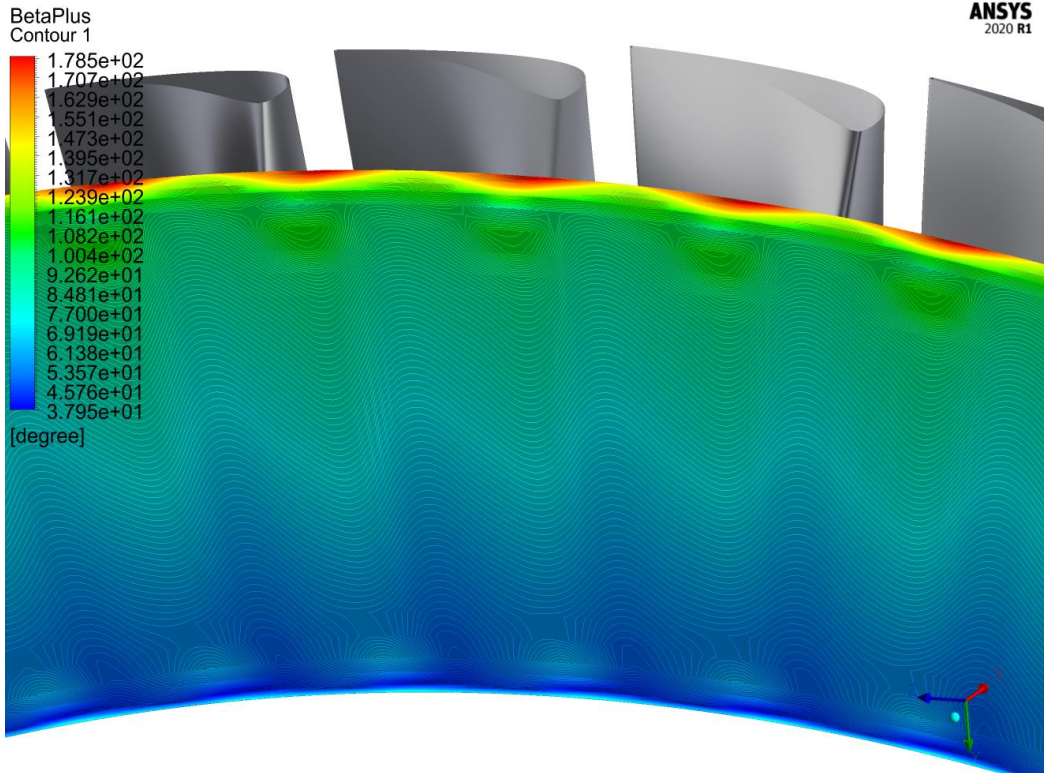
ANSYS
2020 R1



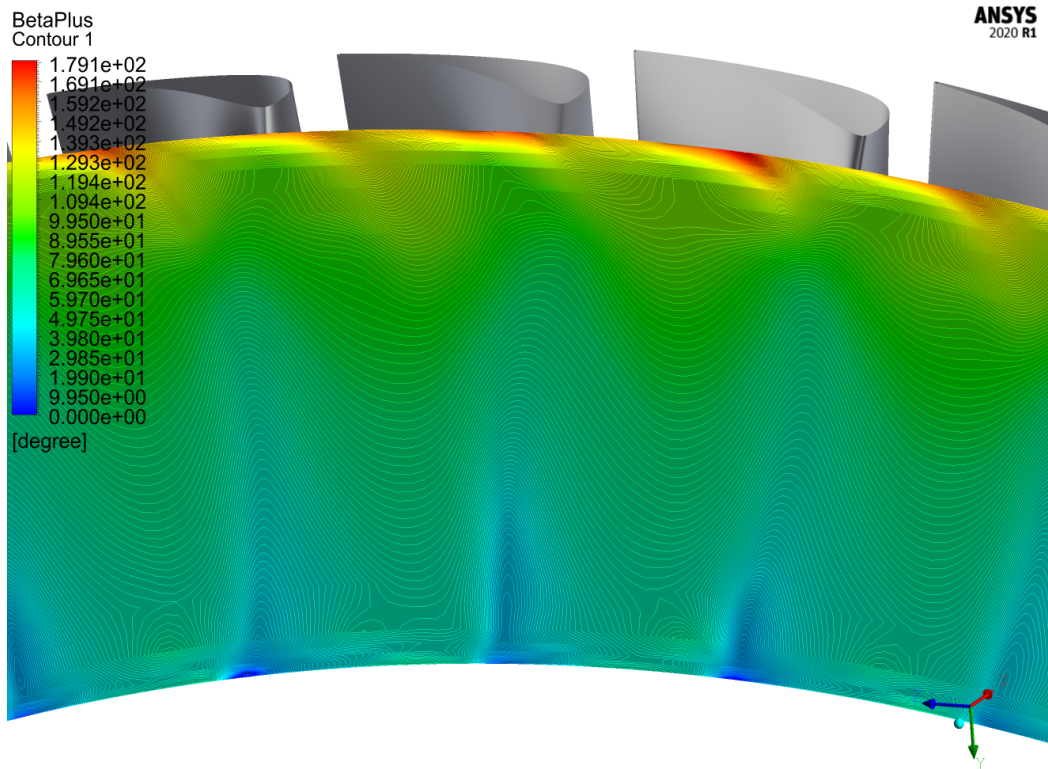
Obrázek 0-17 – Kontury statické entropie oběžné mříže (výstupní rovina)



Obrázek 0-18 – Kontury statické entropie rozváděcí mříže mříže (výstupní rovina)



Obrázek 0-19 – Kontury vektoru vstupní relativní rychlosti do oběžné mříže (rovina sondy)



Obrázek 0-20 – Kontury vektoru vstupní relativní rychlosti do oběžné mříže (náběžná hrana OL)