ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

DISERTAČNÍ PRÁCE

2023 Ing. Pavel Žitek

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: P0715D270024 Teorie a stavba strojů

P0715D270024 Teorie a stavba strojů
P0715D270025 Theory and Construction of Machines
P0715D270026 Strojírenské technologie a materiály
P0715D270027 Manufacturing and Materials
P0715D270029 Průmyslové inženýrství a management
P0715D270028 Industrial Engineering and Management

DISERTAČNÍ PRÁCE

Odklon výstupního proudu z oběžné mříže stupně axiální turbíny

Autor: **Ing. Pavel Žitek**

Školitel: **Prof. Ing. Václav Uruba, CSc.**

Konzultant specialista: **Ing. Petr Milčák, Ph.D.**

Akademický rok 2023/2024

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:

Odklon výstupního proudu z oběžné mříže stupně axiální turbíny

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

V Plzni dne: 19.10.2023 .....

.....
Podpis autora

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych touto cestou poděkoval všem, kteří mě během studií podporovali jak odborně tak i morálně.

V první řadě bych chtěl poděkovat rodině za morální podporu a toleranci, neboť studium, výzkum i psaní práce samotné probíhalo z velké části v odpoledních a nočních hodinách doma.

Poděkování patří také oběma školitelům, prof. Ing. Václavu Urubovi, CSc. a Ing. Petru Milčákovi, Ph.D. za odborné vedení, bez kterého by tato práce nevznikla.

V neposlední řadě děkuji také mým kolegům nejen z naší katedry, ale také z dalších výzkumných a průmyslových pracovišť, kteří moji činnost podporovali po odborné stránce. Velký dík patří zejména Ing. Marku Klimkovi, Ph.D., se kterým dlouhodobě spolupracujeme při výzkumu prováděném nejen na experimentální vzduchové turbíně.

FAKULTA STROJNÍ
ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY
V PLZNI

ANOTACE DISERTAČNÍ PRÁCE

Fakulta strojní Západočeské univerzity v Plzni ak.rok odevzdání: 2023

AUTOR	*Příjmení (včetně titulů)* Ing. Žitek	*Jméno* Pavel
STUDIJNÍ PROGRAM	Teorie a stavba strojů	
VEDOUCÍ PRÁCE	*Příjmení (včetně titulů)* Prof. Ing. Uruba, CSc.	*Jméno* Václav
PRACOVIŠTĚ VEDOUCÍHO	ZČU-FST-KKE	
NÁZEV PRÁCE	Odklon výstupního proudu z oběžné mříže stupně axiální turbíny	

Počet stránek (A4 a ekvivalentů A4)

Celkem	99		**Textová část**	85		**Grafická část (přílohy)**	14

STRUČNÝ POPIS ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	Práce se zabývá problematikou odklonu proudu za oběžnou mříží axiálního turbínového stupně. Cílem práce je kvantitativně popsat vývoj výstupního úhlu proudu ze stupně v axiální mezeře a zjistit velikost úhlové změny mezi výstupní rovinou řešeného stupně a případnou vstupní rovinou následujícího stupně.
KLÍČOVÁ SLOVA	Axiální turbína, deviace proudu, oběžná mříž

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
UNIVERSITY OF WEST BOHEMIA

SUMMARY OF DISSERTATION WORK

FAKULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
UNIVERSITY OF WEST BOHEMIA Submited: 2023

Author	*Surname (including of Degrees)* Ing. Žitek	*Name* Pavel
Study Programmes	Theory and Construction of Machines	
Supervisor	Prof. Ing. Uruba, CSc.	Václav
Instution/ Department	ZČU-FST-KKE	
Title of the Work	Outlet flow deviation from an axial turbine stage bucket	

Number of pages

Total	99		**Part of Text**	85		**Attachment**	14

Brief Description of the Theme, Findings and Benefits	The thesis deals with the problem of the flow deviation behind the rotor row of an axial turbine stage. The aim of the work is to quantitatively describe the variation of the exit flow angle from the stage in the axial gap and to determine the magnitude of the angular change between the solved stage exit plane and the possible inlet plane of the following stage.
Key Words	Axial turbine, flow deviation, rotor row

Obsah

Seznam obrázků 7
Seznam tabulek 11
Seznam vybraných symbolů a zkratek 12
Úvod 15
1 Proudění průtočnou částí 17
1.1 Vírové struktury v průtočné části 17
1.2 Energetické ztráty v lopatkové mříži 20
1.2.1 Profilové ztráty 20
1.2.2 Okrajové ztráty 20
1.2.3 Ztráty vějířové 21
1.2.4 Ztráty vznikající vzájemným účinkem sousedních lopatkových mříží 22
1.2.5 Ztráty vnitřní netěsností 23
1.2.6 Ztráty vlhkostí páry 23
1.2.7 Ztráty incidencí 23
1.3 Stručné shrnutí nejpoužívanějších ztrátových modelů 23
2 Deviace výstupního úhlu proudu z lopatkové mříže 25
2.1 Analytický rozbor výstupního úhlu proudu z lopatkové mříže 26
2.2 Parametry ovlivňující výstupní úhel proudu 31
2.3 Vybrané modely pro odhad deviace výstupního proudu 34
2.3.1 Ainley & Mathieson (1951) 34
2.3.2 Traupel (1977) 34
2.3.3 Islam & Sjolander (1999) 35
2.3.4 Zhu & Sjolander (2005) 35
2.3.5 Aungier (2006) 36
2.3.6 Wang a kol. (2022) 36
2.4 Programové zpracování vybraných deviačních modelů 40
2.4.1 Srovnání deviačních modelů 41
2.4.2 Vliv vybraných parametrů na deviační modely *I&S*, *Z&S* a *Wang&kol.* 42
3 Experimentální zařízení – vzduchová turbína VT-400 45
3.1 Popis experimentální smyčky 45
3.2 Měření na vzduchové turbíně VT-400 49
3.2.1 Měření integrálních charakteristik 50
3.2.2 Traverzování pneumatickými sondami 52
3.3 Výsledky traverzování proudových polí 54

4 Numerická analýza 66
4.1 Nastavení CFD výpočtu 66
4.2 Validace CFD výpočtu 67
5 Vývoj výstupního úhlu proudu za turbínovým stupněm 73
Závěr 82
6 Literatura 83
Přílohy i

Seznam obrázků

Obrázek 1-1 – Protiběžné kanálové víry (vlevo) [6], podkovité víry (vpravo) [17] 17
Obrázek 1-2 – Podkovitý vír [25] 18
Obrázek 1-3 – Koutový vír [15] 18
Obrázek 1-4 – Víry vznikající přeprouděním nad neobandážovanou lopatkou a relativním pohybem mezi statorem a rotorem [8], [12] 19
Obrázek 1-5 – Proudění nadbandážovou ucpávkou [8] 19
Obrázek 1-6 – Vznik vírové stezky za odtokovou hranou [17] 19
Obrázek 1-7 – Vefukování tekutiny z hřídelové ucpávky [17] 20
Obrázek 1-8 – Odtržení mezní vrstvy od profilu lopatky [4] 20
Obrázek 1-9 – Ztráty ve stupni [23] 21
Obrázek 1-10 – Závislost profilových ztrát na vztlakovém součiniteli c_z a poměrné rozteči s/c [17] 21
Obrázek 1-11 – Vějíř lopatek v lopatkové mříži [17] 22
Obrázek 1-12 – Ovlivnění rychlostního pole na vstupu do rotorové lopatkové řady nevyrovnaným rychlostním polem za statorovou lopatkovou řadou [17] 22
Obrázek 2-1 – Rychlostní trojúhelníky stupně (upraveno z originálu dle [18]) 25
Obrázek 2-2 – Odvození výstupního úhlu proudu (upraveno z originálu dle [27]) 26
Obrázek 2-3 – Závislost bezrozměrného hmotnostního průtoku na Machovo čísle pro $\kappa = 1{,}4$ 28
Obrázek 2-4 – Oběžná lopatková mříž s vyznačenými vstupními a výstupními rychlostními trojúhelníky 28
Obrázek 2-5 – Závislost výstupního úhlu proudu z oběžné lopatkové mříže na výstupním Machovo čísle 30
Obrázek 2-6 – Závislost výstupního úhlu proudu na vstupním úhlu proudu do lopatkové mříže pro různé hodnoty ztrát 30
Obrázek 2-7 – Rozložení tlaku po profilu pro profilovou mříž s úhlem nastavení 18,8° (vlevo) a 28,8° (vpravo) [14] 32
Obrázek 2-8 – Rozložení tlaku po profilu pro profilovou mříž s různými hodnotami tmc [14] 33
Obrázek 2-9 –Poloměr zakřivení podtlakové strany profilu za hrdlem [1] 34
Obrázek 2-10 – Srovnání charakteristik (tlakový poměr vs. hmotnostní průtok) predikčních modelů s charakteristikami reálné turbíny: a) Aungier; b) Islam & Sjolander; c) Zhu & Sjolander; d) bez deviačního modelu [30] 37
Obrázek 2-11 – Srovnání charakteristik (tlakový poměr vs. výkon) predikčních modelů s charakteristikami reálné turbíny: a) Aungier; b) Islam & Sjolander; c) Zhu & Sjolander; d) bez deviačního modelu [30] 38
Obrázek 2-12 – Srovnání charakteristik (tlakový poměr vs. hmotnostní průtok – nahoře a tlakový poměr vs. výkon - dole): a) původní model; b) po optimalizaci; c) původní model; d) po optimalizaci [30] 39
Obrázek 2-13 – Hlavní okno aplikace 40
Obrázek 2-14 – Odhad deviace výstupního úhlu dle analyzovaných deviačních modelů 41
Obrázek 2-15 – Srovnání deviačních modelů pro různé hodnoty poměru os 42
Obrázek 2-16 – Závislost deviace proudu na vstupním úhlu proudu pro střední profil testované lopatkové mříže 43

Obrázek 2-17 – Závislost deviace proudu na vstupním úhlu proudu pro střední profil testované lopatkové mříže 44
Obrázek 3-1 – Experimentální smyčka 45
Obrázek 3-2 – 3D model experimentální smyčky 45
Obrázek 3-3 – Řez průtočnou částí 46
Obrázek 3-4 – Průtočná část turbíny 46
Obrázek 3-5 – Traverzer 47
Obrázek 3-6 – Dynamometr 47
Obrázek 3-7 – Dýza 48
Obrázek 3-8 – Kompresor 48
Obrázek 3-9 – Expanze plynu ve stupni turbíny – „T-s“ diagram [18] 49
Obrázek 3-10 – Měřicí roviny průtočné části turbínového stupně s vyznačenými místy odběrů statických tlaků [19] 50
Obrázek 3-11 – Závislost průtokového koeficientu cq na Reynoldsově čísle 51
Obrázek 3-12 – Určení průtoku nadbandážovou ucpávkou [29] 51
Obrázek 3-13 – Příklad charakteristiky turbínového stupně 53
Obrázek 3-14 – Pěti-otvorová pneumatická sonda [24] 53
Obrázek 3-15 – Plošné závislosti kalibračních koeficientů a úhlů natočení sondy [19] 54
Obrázek 3-16 – Rozložení poměrných ztrát za rozváděcím kolem 55
Obrázek 3-17 – Rozložení poměrných ztrát za oběžným kolem 56
Obrázek 3-18 – Rozložení poměrné účinnosti stupně (T-S) 57
Obrázek 3-19 – Rozložení výstupní absolutní rychlosti z rozváděcích lopatek 58
Obrázek 3-20 – Rozložení vstupní relativní rychlosti do oběžných lopatek 59
Obrázek 3-21 – Rozložení výstupního úhlu absolutní rychlosti z rozváděcích lopatek 60
Obrázek 3-22 – Rozložení výstupního úhlu relativní rychlosti ze stupně 61
Obrázek 3-23 – Radiální rozložení průměrovaných ztrát rozváděcích (vlevo) a oběžných lopatek (vpravo) 62
Obrázek 3-24 – Radiální rozložení vstupního úhlu relativní rychlosti do oběžné mříže 63
Obrázek 3-25 – Radiální rozložení výstupního úhlu absolutní rychlosti z rozváděcí mříže 63
Obrázek 3-26 – Radiální rozložení absolutní rychlosti z rozváděcí mříže 64
Obrázek 3-27 – Radiální rozložení výstupního úhlu relativní rychlosti ze stupně 65
Obrázek 4-1 – Geometrie výpočetního modelu 66
Obrázek 4-2 – Kontury parametru $y+$(RL-vlevo; OL-vpravo) 67
Obrázek 4-3 – Srovnání hmotnostního průtoku pracovní látky protékající rozváděcími lopatkami 68
Obrázek 4-4 – Srovnání hmotnostního průtoku pracovní látky protékající oběžnými lopatkami 68
Obrázek 4-5 – Srovnání účinnosti turbínového stupně 69
Obrázek 4-6 – Výstupní úhel absolutní rychlosti z RL 69
Obrázek 4-7 – Výstupní úhel absolutní rychlosti ze stupně 70
Obrázek 4-8 – Axiální složka výstupní absolutní rychlosti z RL 70
Obrázek 4-9 – Obvodová složka výstupní absolutní rychlosti ze stupně 71
Obrázek 4-10 – Výstupní relativní rychlost ze stupně 71
Obrázek 4-11 – Machovo číslo rozváděcí mříže 72
Obrázek 4-12 – Výstupní úhel relativní rychlosti ze stupně 72

Obrázek 5-1 – Kontury výstupního úhlu proudu ze stupně pro provozní variantu $ucf \sim 0{,}64$ 74
Obrázek 5-2 – Kontury výstupního úhlu proudu ze stupně pro provozní variantu $ucf \sim 0{,}7$ 75
Obrázek 5-3 – Kontury výstupního úhlu proudu ze stupně pro provozní variantu $ucf \sim 0{,}76$ 77
Obrázek 5-4 – Kontury výstupního úhlu proudu ze stupně pro provozní variantu $ucf \sim 0{,}83$ 78
Obrázek 5-5 – Obvodový průběh úhlu $\beta 2f$ pro profil $50\%\ LOL$ (vlevo) $17\%\ LOL$ (vpravo) a režim $ucf \sim 0{,}64$ 78
Obrázek 5-6 – Obvodový průběh úhlu $\beta 2f$ pro profil $50\%\ LOL$ (vlevo) $17\%\ LOL$ (vpravo) a režim $ucf \sim 0{,}7$ 79
Obrázek 5-7 – Obvodový průběh úhlu $\beta 2f$ pro profil $50\%\ LOL$ (vlevo) $17\%\ LOL$ (vpravo) a režim $ucf \sim 0{,}76$ 79
Obrázek 5-8 – Obvodový průběh úhlu $\beta 2f$ pro profil $50\%\ LOL$ (vlevo) $17\%\ LOL$ (vpravo) a režim $ucf \sim 0{,}83$ 79
Obrázek 5-9 – Průběh průměrovaného úhlu $\beta 2f$ za odtokovou hranou OL $50\%\ LOL$ ... 80
Obrázek 5-10 – Průběh průměrovaného úhlu $\beta 2f$ za odtokovou hranou OL $17\%\ LOL$. 80
Obrázek 0-1 – Kontury celkového Machova čísla ii
Obrázek 0-2 – Kontury celkové entalpie ii
Obrázek 0-3 – Kontury celkového tlaku ii
Obrázek 0-4 – Kontury celkové teploty iii
Obrázek 0-5 – Kontury celkové rychlosti iii
Obrázek 0-6 – Kontury obvodové složky celkové rychlosti iii
Obrázek 0-7 – Kontury relativního Machova čísla iv
Obrázek 0-8 – Kontury relativní rychlosti iv
Obrázek 0-9 – Kontury entropie iv
Obrázek 0-10 – Kontury axiální rychlosti v
Obrázek 0-11 – Kontury celkového Machova čísla v
Obrázek 0-12 – Kontury celkové entalpie v
Obrázek 0-13 – Kontury celkového tlaku vi
Obrázek 0-14 – Kontury celkové teploty vi
Obrázek 0-15 – Kontury celkové rychlosti vi
Obrázek 0-16 – Kontury obvodové složky celkové rychlosti vii
Obrázek 0-17 – Kontury relativního Machova čísla vii
Obrázek 0-18 – Kontury relativní rychlosti vii
Obrázek 0-19 – Kontury entropie viii
Obrázek 0-20 – Kontury axiální rychlosti viii
Obrázek 0-21 – Kontury celkového Machova čísla viii
Obrázek 0-22 – Kontury celkové entalpie ix
Obrázek 0-23 – Kontury celkového tlaku ix
Obrázek 0-24 – Kontury celkové teploty ix
Obrázek 0-25 – Kontury celkové rychlosti x
Obrázek 0-26 – Kontury obvodové složky celkové rychlosti x
Obrázek 0-27 – Kontury relativního Machova čísla x
Obrázek 0-28 – Kontury relativní rychlosti xi
Obrázek 0-29 – Kontury entropie xi

Obrázek 0-30 – Kontury axiální rychlosti xi
Obrázek 0-31 – Kontury celkového Machova čísla xii
Obrázek 0-32 – Kontury celkové entalpie xii
Obrázek 0-33 – Kontury celkového tlaku xii
Obrázek 0-34 – Kontury celkové teploty.....xiii
Obrázek 0-35 – Kontury celkové rychlosti xiii
Obrázek 0-36 – Kontury obvodové složky celkové rychlosti.....xiii
Obrázek 0-37 – Kontury relativního Machova čísla xiv
Obrázek 0-38 – Kontury relativní rychlosti xiv
Obrázek 0-39 – Kontury entropie.....xiv
Obrázek 0-40 – Kontury axiální rychlosti xv

Seznam tabulek

Tabulka 1-1 Přehled ztrátových modelů [18] 23
Tabulka 2-1 Rozsah parametrů určujících platnost korelace 2-27 [14] 35
Tabulka 2-2 Rozsah parametrů určujících platnost korelace 2-282-27 [33] 36
Tabulka 2-3 Vstupní geometrické a proudové parametry testované profilové mříže 41

Seznam vybraných symbolů a zkratek

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	průměr	[m]
H	entalpie	[J]
i	incidence	[°]
L	délka lopatky	[m]
Ma	Machovo číslo	[-]
M_K	Krouticí moment	[N·m]
m	hmotnost	[kg]
$\dot{m}$	hmotnostní průtok	[kg·s^{-1}]
n	otáčky	[s^{-1}]
o	hrdlo	[m]
p	tlak	[Pa]
R	univerzální plynová konstanta	[J·kg^{-1}·K^{-1}]
r	poloměr	[m]
Re	Reynoldsovo číslo	[-]
S	plocha	[m^2]
s	měrná entropie, rozteč	[J·kg^{-1}·K^{-1}], [m]
T	termodynamická teplota	[K]
u	obvodová rychlost	[m·s^{-1}]
x	axiální vzdálenost	[m]
w	relativní rychlost	[m·s^{-1}]
α	úhel absolutní rychlosti	[°]
β	úhel relativní rychlosti	[°]
γ	úhel nastavení	[°]
δ	deviace proudu	[°]
ε	součinitel expanze	[-]

ζ	ztráty	[-]
η	účinnost	[-]
κ	adiabatický exponent	[-]
ρ	hustota, reakce	[kg·m^{-3}], [-]
ω	úhlová rychlost	[rad·s^{-1}]

Horní indexy

A	Aungier
AM	Ainley & Mathieson
IS	Islam & Sjolander
KO	Kacker & Okapuu
OH	odtoková hrana
OL	oběžné lopatky
RL	rozváděcí lopatky
S-S	static-to-static
ST	stupeň
T	Traupel
T-S	total-to-static
T-T	total-to-total
Z-S	Zhu & Sjolander
~	průměrovaná hodnota

Dolní indexy

0	vstupní stav do stupně
1	stav mezi stupněm
2	výstupní stav ze stupně
c	celkový
f	proudový
iz	izentropický
m	návrhový, střední
max	maximální
min	minimální

OL oběžná lopatka

RL rozváděcí lopatka

rel relativní

s statický

te odtoková hrana

u obvodová složka

w relativní

x axiální složka

Úvod

Parní turbíny jsou jednou ze základních komponent tepelných elektráren, ať už je jejich tepelným zdrojem parní kotel, jaderný reaktor, geotermální energie nebo slunce. V dnešní době, kdy se svět stává den ode dne závislejší na dodávkách elektrické energie, je zvyšování spolehlivosti elektráren nutnou podmínkou. Navíc je potřebné chránit životní prostředí, čehož lze mimo jiné dosáhnout také zvyšováním účinnosti elektráren. Zlepšení těchto dvou parametrů je logicky podmíněno zvyšováním spolehlivosti a účinnosti jednotlivých částí elektráren – tudíž i parních turbín.

Parní turbíny jsou složitá zařízení, ve kterých dochází k přeměně tepelné a tlakové energie na energii mechanickou. Setkat se s nimi můžeme nejen v elektrárnách a teplárnách, ale také v průmyslových podnicích, případně na lodích a ponorkách, kde slouží jako motor pohonné soustavy.

Důležitou částí parních turbín je jejich průtočná část. Ta se skládá z rozváděcích a oběžných kol, která tvoří jednotlivé stupně parní turbíny. V závislosti na konstrukčním uspořádání stupňů rozlišujeme turbíny rovnotlaké a přetlakové. V případě rovnotlakých turbín dochází k expanzi hlavně v rozváděcích lopatkách, částečně pak i v lopatkách oběžných, ale většina tlakové energie se na kinetickou přeměňuje v rozváděcím kole. Typické pro rovnotlaké turbíny je diskové uspořádání rotoru, kdy na hřídeli s relativně malým poloměrem jsou umístěna disková kola, v jejichž drážkách jsou pak uchyceny oběžné lopatky. Výhodou diskového uspořádání je malý průměr hřídele a tím pádem také malý průměr hřídelových ucpávek, s čímž je spojen menší únik páry ucpávkou. Další výhodou je možnost umístit do disků vyrovnávací otvory, které při správném navržení omezují, případně zcela zamezují vtékání ucpávkového proudu do průtočné části. V přetlakových turbínách dochází k expanzi jak v rozváděcích, tak i v oběžných lopatkách. Protože před a za oběžným kolem je velký rozdíl tlaků, není z důvodu minimalizace axiální síly konstrukce rotoru disková, ale bubnová a mluvíme tudíž o bubnovém uspořádání.

Hlavním cílem disertační práce je podrobněji analyzovat vliv podmínek proudění ve stupni turbíny na odklon výstupního proudu (deviaci) z oběžné lopatkové mříže. Odklon výstupního proudu za odtokovou hranou lopatky vzniká z důvodu cirkulace rychlosti kolem aerodynamicky zatížených lopatek. Velikost deviace má pro konstruktéra zásadní význam. V případě, že by byl tento parametr ignorován, a konstruktér by vycházel pouze ze standardních rychlostních trojúhelníků, mohlo by dojít k tomu, že by navržené lopatkování v praxi generovalo nižší entalpický spád, tedy i nižší pracovní výkon, než konstruktér při návrhu předpokládal.

V rešeršní části disertační práce jsou popsané vybrané predikční modely popisující odhad deviačního úhlu dle jednotlivých autorů. Tyto modely jsou pak následně zpracované do podoby přehledné uživatelské aplikace, pomocí které lze výsledky predikčních modelů jednak mezi sebou srovnávat, ale také provádět jednoduchou analýzu vlivu jednotlivých geometrických a proudových parametrů na velikost deviace. Testovaná geometrie lopatek odpovídá plně reakční variantě lopatkování, která je součástí experimentální vzduchové turbíny. Na tomto zařízení, jehož popis je součástí navazujících kapitol, proběhla také experimentální část disertační práce. Měření proběhlo při návrhovém (nominálním) provozu turbíny a třech nenávrhových režimech.

Měření pneumatickou sondou je v rámci zařízení omezené pouze na jednu tangenciálně-radiální rovinu. Z naměřených dat lze tedy vyhodnotit radiální rozložení výstupního úhlu proudu za oběžným kolem pouze v jediné konkrétní axiální vzdálenosti od odtokové hrany oběžné lopatky. Proto byla provedena numerická simulace měřeného stupně pro všechny měřené provozní podmínky. Numerická simulace umožňuje detailně analyzovat proudové parametry pro libovolně zvolenou rovinu, díky čemu lze sledovat vývoj výstupního úhlu proudu za odtokovou hranou. Validace numerického výpočtu byla provedena pro rovinu, ze které jsou k dispozici data z pneumatické sondy.

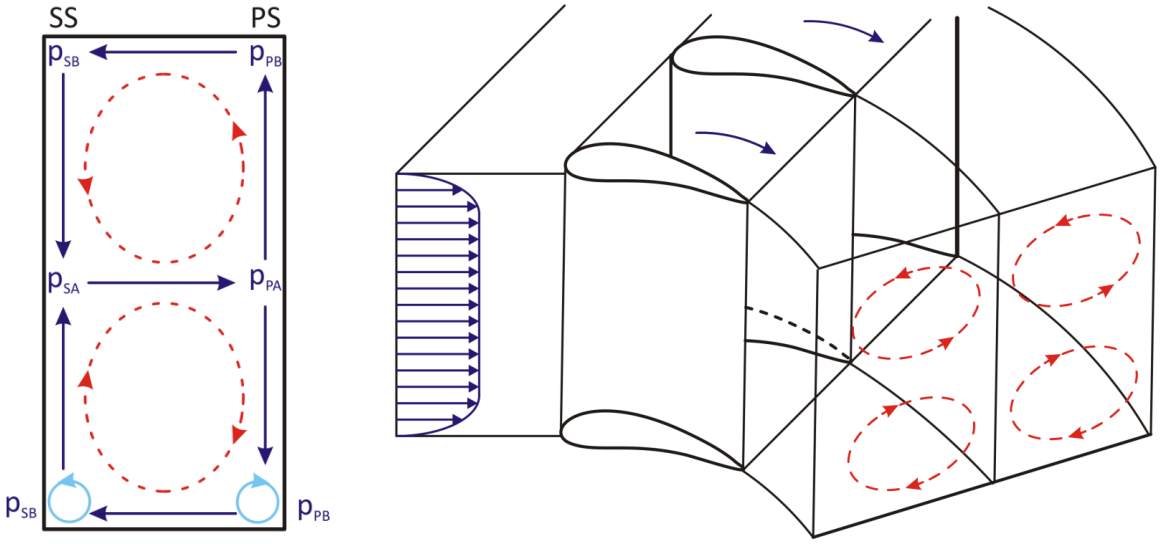
Díky výše uvedeným rozborů z numerické simulace je možné přesněji odhadnout velikost úhlu výstupního proudu z oběžných lopatek, který pak nabíhá na následující rozváděcí lopatky vícestupňového uspořádání turbíny.

1 Proudění průtočnou částí

Proudění průtočnou částí lopatkových strojů je v podstatě proudění zakřivenou dýzou. Jedná se o složité prostorové proudění reálné (vazké) tekutiny, kdy v lopatkovém kanále vznikají celou řadou mechanismů různé víry.

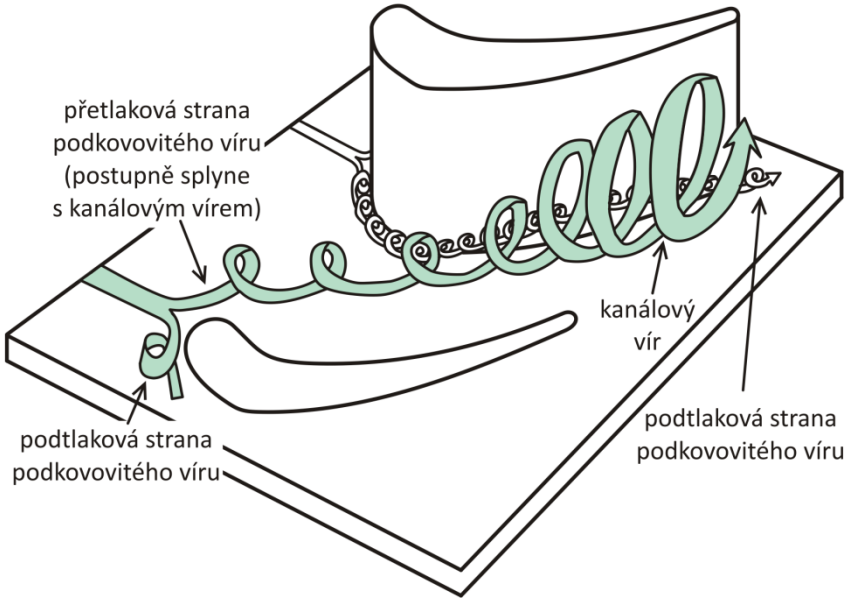
1.1 Vírové struktury v průtočné části

Největšími víry vznikajícími v průtočné části je dvojice protiběžných kanálových vírů (passage vortex - Obrázek 1-1). V místech nejvyšší rychlosti proudu, tj. ve středu kanálu po výšce lopatky, je na přetlakové straně lopatek nejvyšší tlak p_{PA} a zároveň na straně sací tlak nejnižší p_{SA}. Na okrajích kanálu je vlivem rychlostního profilu na vstupu do kanálu rychlost tekutiny nižší, nežli ve středu kanálu. Na přetlakové straně je tím pádem na okrajích lopatky (pata, špička) tlak p_{PB} nižší nežli uprostřed lopatky po její výšce ($p_{PA} > p_{PB}$), na sací straně pak je tlak na okrajích lopatky p_{SB} vyšší nežli na jejím středu ($p_{SA} < p_{SB}$). Rozdílem těchto tlaků dochází v případě přetlakové strany lopatky k proudění páry podél lopatky od středu k okraji. Na podtlakové straně lopatky je tomu naopak, tekutina proudí od okrajů ke středu lopatky. Toto proudění podél lopatek je pak uzavřeno na okrajích lopatky prouděním z přetlakové strany na stranu podtlakovou a uprostřed výšky lopatky pak přeprouděním z podtlakové strany na přetlakovou. Uzavřením těchto procesů dochází ke vzniku zmíněných kanálových vírů.



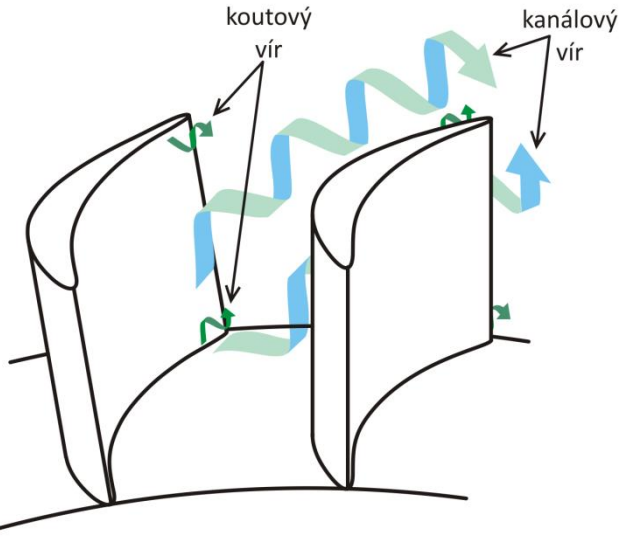
Obrázek 1-1 – Protiběžné kanálové víry (vlevo) [6], podkovité víry (vpravo) [17]

Dalším vírem vznikajícím v průtočné části je vír podkovovitý (horseshoe vortex, viz Obrázek 1-2). Opět se jedná o protiběžné víry, kdy směr cirkulace koutového víru na podtlakové straně je opačný nežli směr cirkulace kanálového víru, na straně přetlakové je tomu naopak, směr cirkulace koutového víru je totožný s kanálovým vírem (Obrázek 1-1). Podkovovitý vír vzniká při kontaktu tekutiny s náběžnou hranou lopatky v takzvaném sedlovém bodě. Vlivem rozdílu tlaku dochází k přesunu přetlakové větve z přetlakové strany ke straně podtlakové. Zároveň s tím také dochází ke vzdalování této větve v radiálním směru pryč od čelní plochy. Vzhledem k tomu, že přetlaková část podkovovitého víru má stejný smysl rotace jako vír kanálový, dochází postupně k jejich splynutí.



Obrázek 1-2 – Podkovitý vír [25]

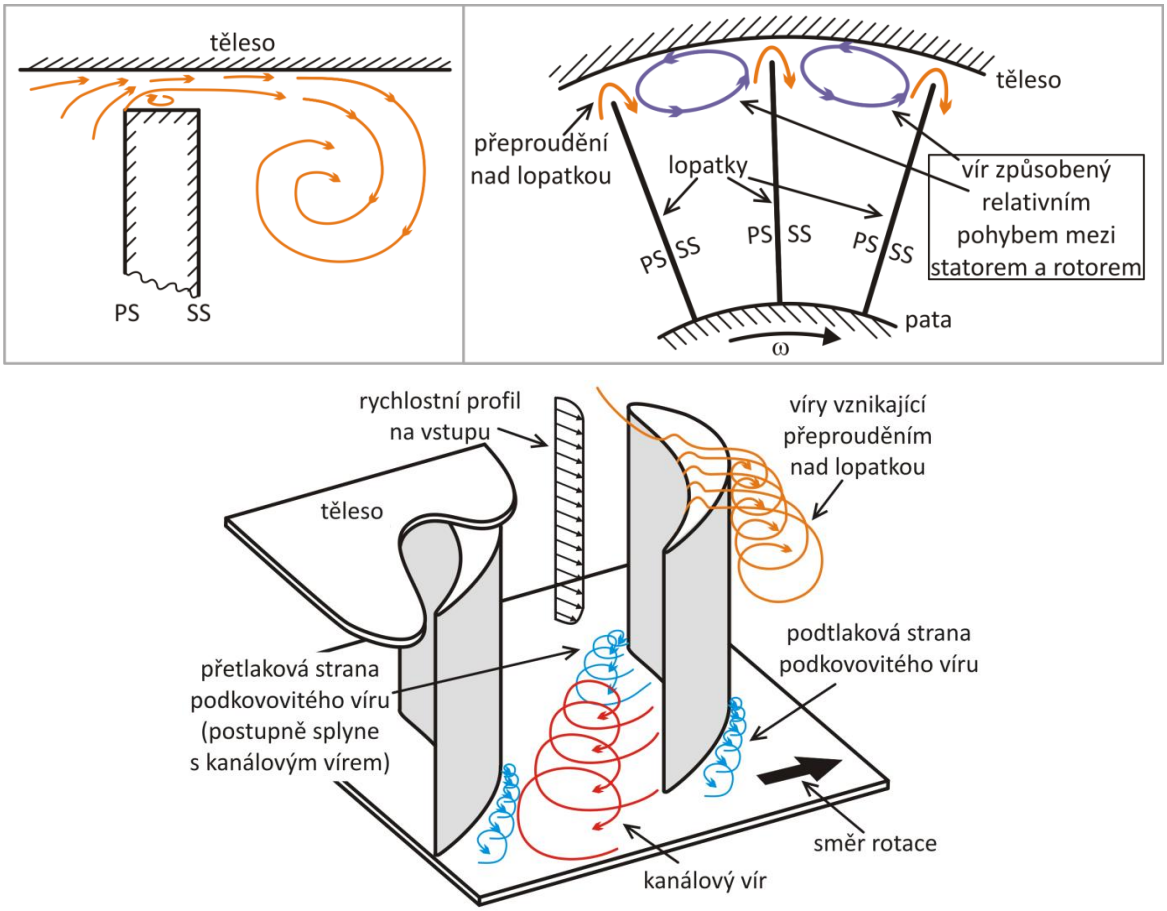
Dále v mezilopatkovém kanále dochází ke vzniku koutového víru (counter vortex). Tento vír vzniká z nově utvořené mezní vrstvy v koutové oblasti tvořené čelní omezující plochou a lopatkou (Obrázek 1-3).



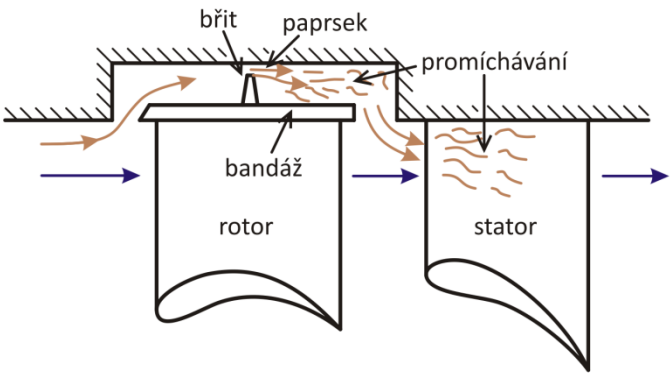
Obrázek 1-3 – Koutový vír [15]

Víry v průtočné části vznikají také přeprouděním tekutiny nad špičkou neobandážované lopatky, což je způsobeno rozdílem tlaků na přetlakové a podtlakové straně lopatky. V horní části neobandážovaných lopatek oběžného kola u stěny tělesa také vznikají víry relativním pohybem statoru a rotoru (Obrázek 1-4).

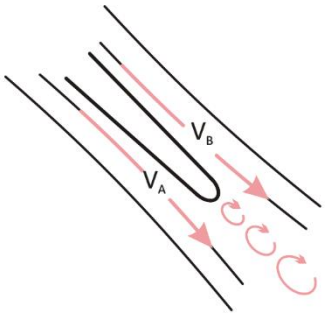
Vírové struktury vznikají také při interakci ucpávkového a hlavního proudu (Obrázek 1-5, Obrázek 1-7). Také konečná tloušťka odtokové hrany lopatek je zdrojem vzniku vírů. Vznik těchto vírů je navíc umocněn rozdílem rychlosti tekutiny na přetlakové a na podtlakové straně lopatky. Vírová stezka je znázorněna na Obrázek 1-6.



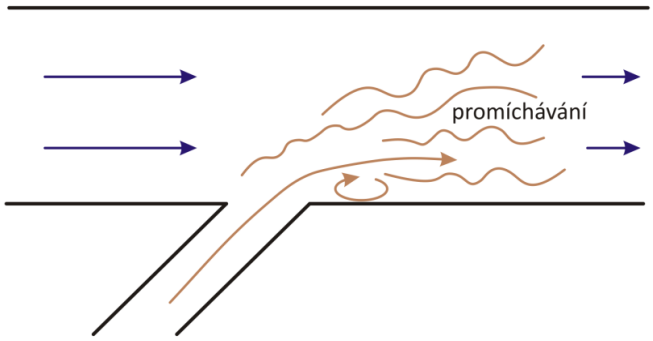
Obrázek 1-4 – Víry vznikající přeprouděním nad neobandážovanou lopatkou a relativním pohybem mezi statorem a rotorem [8], [12]



Obrázek 1-5 – Proudění nadbandážovou ucpávkou [8]



Obrázek 1-6 – Vznik vírové stezky za odtokovou hranou [17]



Obrázek 1-7 – Vefukování tekutiny z hřídelové ucpávky [17]

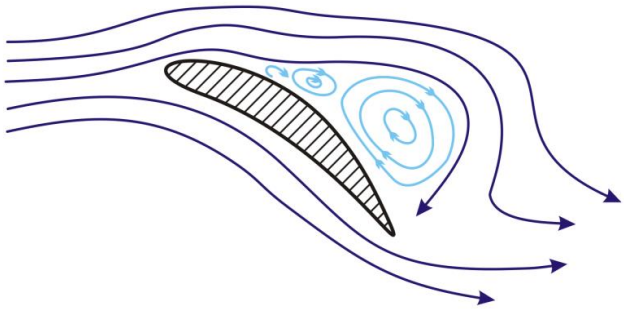
1.2 Energetické ztráty v lopatkové mříži

Ztráty energie při obtékání turbínových lopatek můžeme rozdělit do několika skupin. Toto dělení může být různé podle jednotlivých autorů, v této práci se budeme držet dělení dle Kadrnožky (2003):

1.2.1 Profilové ztráty

Určují se u nekonečně dlouhých lopatek, abychom vyloučili vliv okrajových ztrát na koncích lopatek. Profilové ztráty můžeme dále dělit na několik dílčích ztrát, přičemž velikost profilové ztráty je dána součtem těchto dílčích ztrát. Patří sem:

- ztráty třením v mezní vrstvě
- ztráty odtržením proudu od profilu (Obrázek 1-8)
- ztráty vířením za odtokovou hranou (Obrázek 1-6)
- rázové ztráty při nadzvukovém proudění

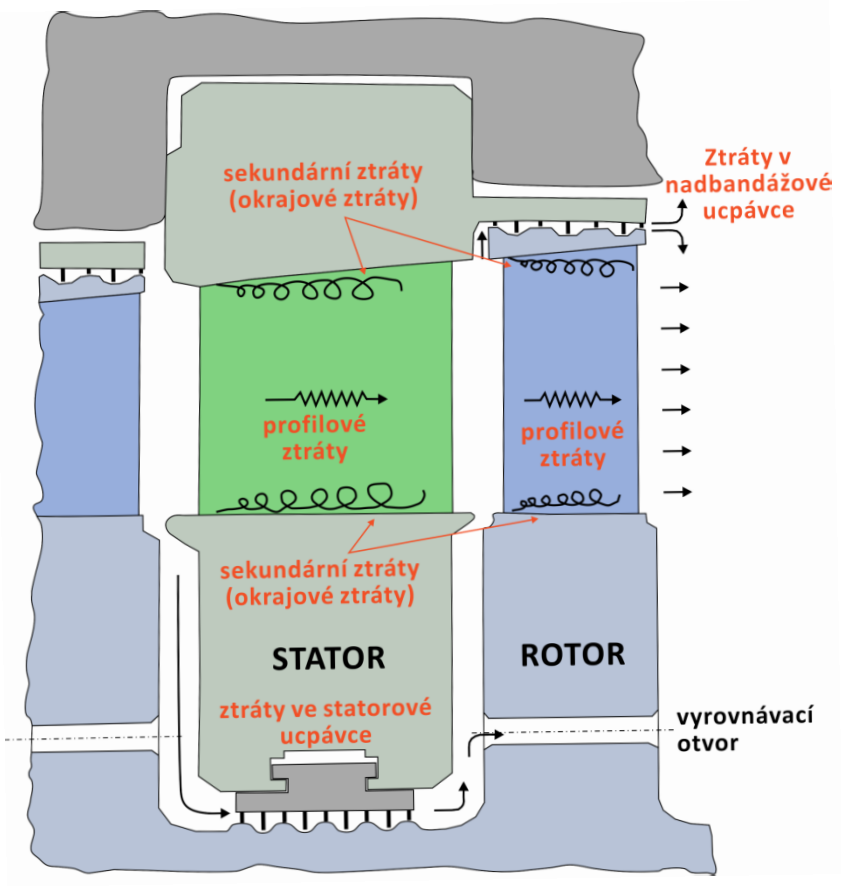


Obrázek 1-8 – Odtržení mezní vrstvy od profilu lopatky [4]

1.2.2 Okrajové ztráty

Vznikají u lopatek konečných délek na jejich okrajích. Patří sem ztráty:

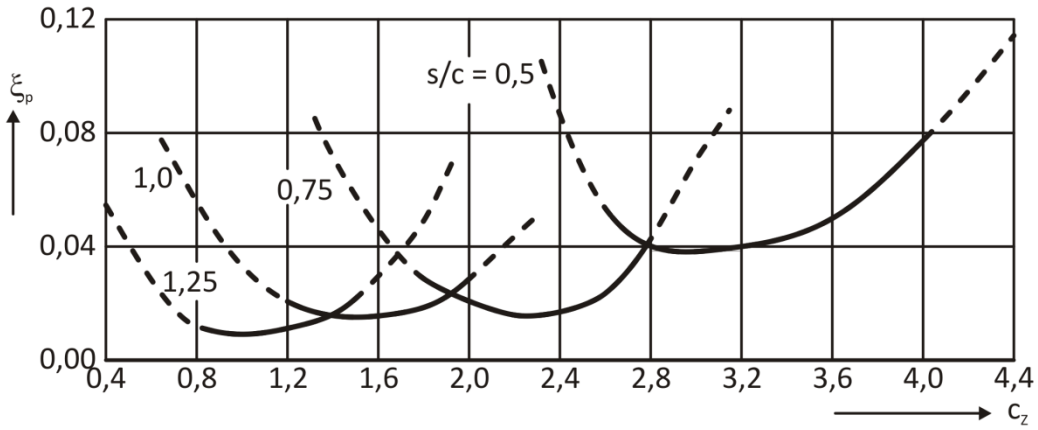
- třením v blízkosti omezujících meridiálních ploch (Obrázek 1-4);
- přetékáním tekutiny přes konce lopatek radiální mezerou (Obrázek 1-4);
- vznikající vlivem tlakového gradientu napříč lopatkovým kanálem a také vlivem rozložení rychlostního profilu na vstupu do lopatkového kola. Velikost těchto ztrát je přímo ovlivněna délkou lopatky. Se zvětšující se délkou lopatky se tyto ztráty zmenšují a naopak. V lopatkové mříži s velmi krátkými lopatkami se okrajová pásma mohou překrývat a účinnost stupně je pak velmi nízká;



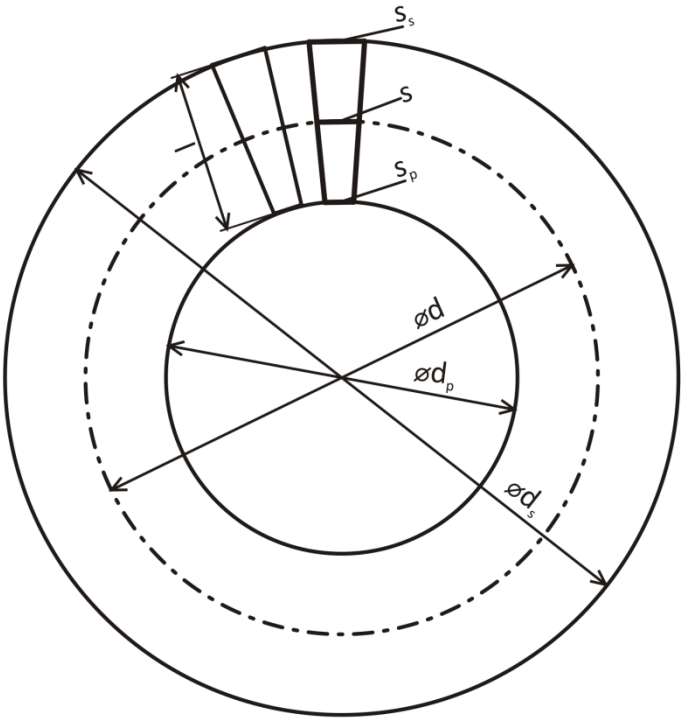
Obrázek 1-9 – Ztráty ve stupni [23]

1.2.3 Ztráty vějířové

Vznikají v důsledku změny rozteče *s* v poměru *s/c* (Obrázek 1-11). Jejich význam roste s prodlužujícími se lopatkami, kdy se zvyšující se vzdáleností od optimálně nastaveného poměru *s/c* (např. na středním průměru) rostou profilové ztráty, neboť jejich závislost na *s/c* má „miskovitý“ průběh (Obrázek 1-10). Pro omezení těchto ztrát se u lopatek s *l/d > 0,1* používají tzv. zborcené lopatky, které zabezpečují optimální *s/c* po celé délce lopatky.



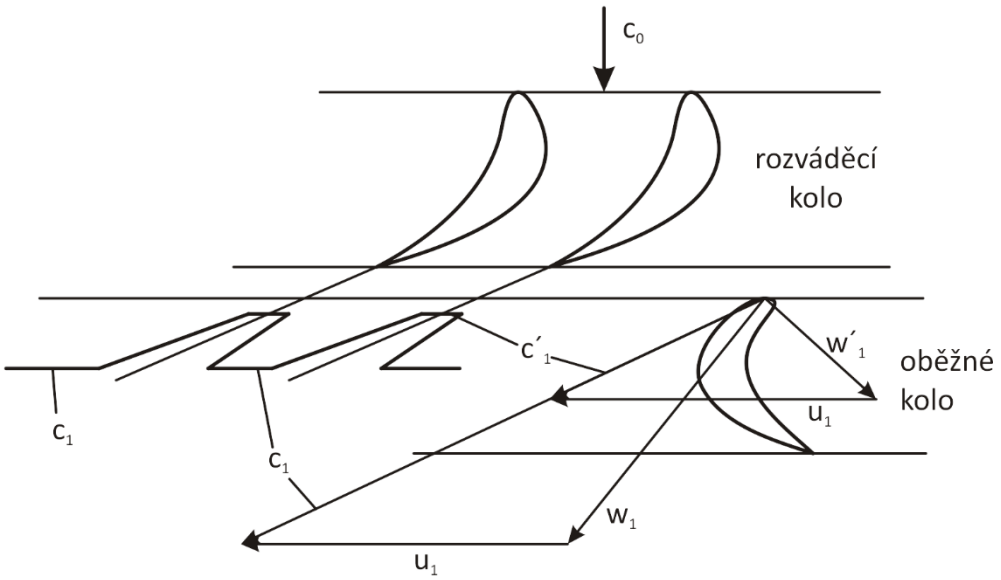
Obrázek 1-10 – Závislost profilových ztrát na vztlakovém součiniteli c_z a poměrné rozteči s/c [17]



Obrázek 1-11 – Vějíř lopatek v lopatkové mříži [17]

1.2.4 Ztráty vznikající vzájemným účinkem sousedních lopatkových mříží

Tyto ztráty vznikají nevyrovnaným rychlostním polem za lopatkovou mříží. Vlivem vírové stezky za odtokovou hranou (Obrázek 1-6) dochází k narušení vytvořeného rychlostního profilu (Obrázek 1-12). Vlivem turbulence by sice postupně došlo k vyrovnání proudového pole, ale vzhledem k malé vzdálenosti mezi mřížemi k tomu nedojde a rychlostní pole tekutiny vstupující do následující lopatkové řady je značně nehomogenní.



Obrázek 1-12 – Ovlivnění rychlostního pole na vstupu do rotorové lopatkové řady nevyrovnaným rychlostním polem za statorovou lopatkovou řadou [17]

1.2.5 Ztráty vnitřní netěsností

K jejich vzniku dochází tím, že část pracovní látky neprotéká lopatkovou mříží, nýbrž radiální mezerou mezi rotorem a statorem (Obrázek 1-5, Obrázek 1-7). Tato ztráta je, zejména u neobandážovaných lopatek, bezprostředně spojena s okrajovými ztrátami (Obrázek 1-4). Bandáž zabraňuje přetékání tekutiny přes okraj lopatek a tím omezuje okrajové ztráty. Navíc jsou obandážované lopatkové mříže opatřeny labyrintovými ucpávkami, které snižují průtok mimo lopatkovou řadu.

1.2.6 Ztráty vlhkostí páry

Tyto ztráty vznikají u parních turbín v oblasti mokré páry. Při expanzi v mokré páře postupně vznikají tzv. primární kapičky, jež se postupně zachycují na lopatkách a zde vytvářejí vodní film, který se buď již na některých místech profilu, nebo na odtokových hranách lopatek trhá za vzniku podstatně větších kapek. Trháním vodních filmů, skluzem velkých kapek s podstatně větší hustotou nežli je hustota páry (až o tři řády) a dalšími mechanizmy vznikají ztráty, které jsou podmíněny prouděním dvoufázové směsi a jež souhrnně vyjadřujeme jako ztráty vlhkostí páry.

1.2.7 Ztráty incidencí

Incidence (incidenční úhel) je rozdíl geometrického úhlu profilu lopatky a úhlu, pod kterým reálně nabíhá proud pracovní látky na profil. Lopatky turbínového stupně se standardně navrhují pro optimální provozní režim, kdy úhel profilu lopatky přibližně souhlasí s úhlem nabíhajícího proudu. Turbína během reálného provozu pracuje i za částečného zatížení, kdy se kromě jiného mění proudové podmínky na vstupu do lopatkových mříží. Dochází tedy buď k přetížení, kdy pracovní látka nabíhá na přetlakovou stranu, přičemž se z pohledu orientace jedná o kladnou incidenci, nebo naopak může dojít k odlehčení stupně, a tedy proudění na podtlakovou stranu lopatky. V tomto případě mluvíme o incidenci záporné. U obou případů dochází z důvodu nenávrhových vstupních proudových podmínek do lopatkové mříže k poklesu účinnosti turbínového stupně.

1.3 Stručné shrnutí nejpoužívanějších ztrátových modelů

Pro odhad ztrát lopatkových mříží je v literatuře k dispozici poměrně velké množství predikčních ztrátových modelů (viz Tabulka 1-1).

Tabulka 1-1 Přehled ztrátových modelů [18]

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	Baljé & 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)

Mezi nejznámější jména v této oblasti patří autoři *Ainley* a *Mathieson* [1], kteří v padesátých létech minulého století vypracovali metodiku odhadu profilových ztrát, sekundárních ztrát a ztrát únikem nadbandážovou ucpávkou. Odhad profilových ztrát lze provést jak pro nominální, tak i nenominální provozní režim. Základem pro odhad profilových ztrát v nenominálních provozních oblastech je nalezení odpovídající hodnoty incidence, při které dojde k odtržení proudu od povrchu lopatky.

Později v roce 1970 autoři *Dunham* a *Came* [10] zrevidovali ztrátové modely získané předcházejícími autory. Zásadní úpravou oproti původním modelům byla korekce na Reynoldsovo číslo a výstupní Machovo číslo z lopatkové mříže. Také došlo k úpravám vztahů pro určení sekundárních ztrát a ztrát únikem nadbandážovou ucpávkou.

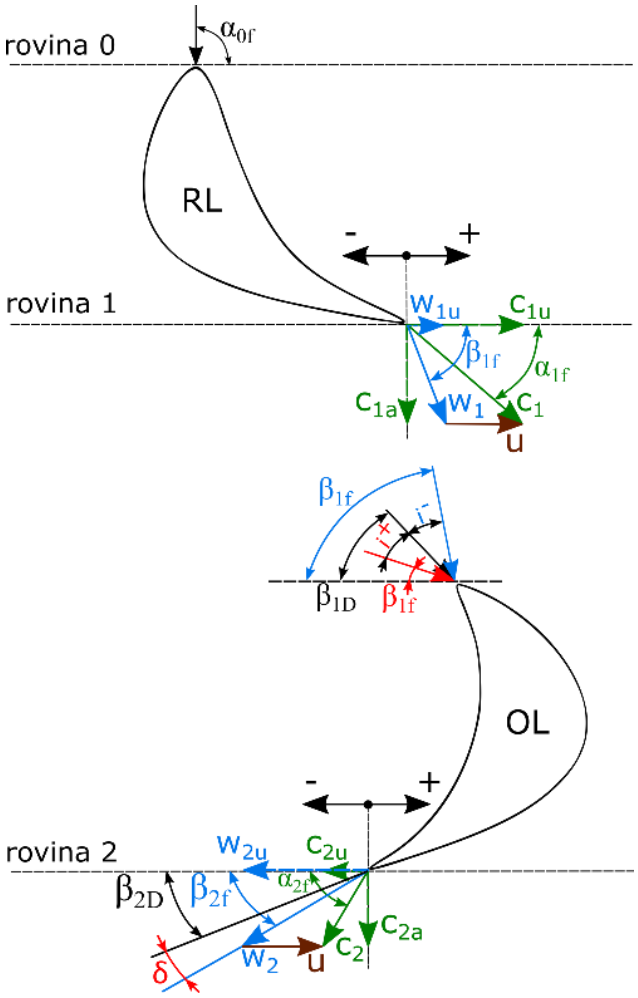
Další doplnění stávajících ztrátových modelů přinesla dvojice *Kacker* a *Okapuu* [16], která zavedla odhad ztrát rázovými vlnami a korekci na stlačitelnost pracovní látky.

Zcela odlišný přístup k odhadu ztrát turbínových mříží oproti předcházejícím autorům představila v roce 1970 dvojice autorů *Craig* a *Cox* [5].Základní profilová ztráta, tedy ztráta při přibližně nulové incidenci je korigována dodatečnými součiniteli pro korekci na Reynoldsovo číslo, korekci na vliv tloušťky odtokové hrany a korekci na vliv incidence. Kromě toho je k profilovým ztrátám přičten také přírůstek ztrát související s geometrií odtokové hrany a přírůstek ztrát pro případ nadzvukové výstupní rychlosti. Zajímavostí je volba charakteristického rozměru pro určení Reynoldsovo čísla. Autoři místo standardně používané tětivy profilu zvolili jako charakteristický rozměr velikost hrdla.

Zajímavým nástrojem pro odhad ztrát v lopatkových mřížích je také metodika dle *Dentona* z roku 1993 [8]. *Denton* ve své práci popisuje ztrátu jako nárůst entropie. Profilovou ztrátu lze odhadnout na základě stanovené optimální hustoty lopatkové mříže (poměr s/c). Nevýhodou je, že pomocí tohoto modelu není možné odhadnout profilovou ztrátu při nenominálních provozních režimech. Odhad sekundárních ztrát je z velké části založen na metodice dle autorů *Dunham* a *Came*.

2 Deviace výstupního úhlu proudu z lopatkové mříže

Odhad skutečného výstupního úhlu proudu z lopatkové mříže je důležitým krokem ve fázi předběžného návrhu turbíny. Predikce optimálního pracovního výkonu turbíny, se kterým souvisí optimální úhel náběhu proudu na následující lopatky vícestupňového uspořádání turbíny, významně závisí na přesnosti odhadu deviace proudu (δ), tedy rozdílem mezi skutečným úhlem výstupního proudu (β_{2f}) a geometrickým (návrhovým) úhlem profilu lopatky (β_{2D}). Rychlostní trojúhelníky včetně zmíněné deviace proudu jsou znázorněny na Obrázek 2-1.



Obrázek 2-1 – Rychlostní trojúhelníky stupně (upraveno z originálu dle [18])

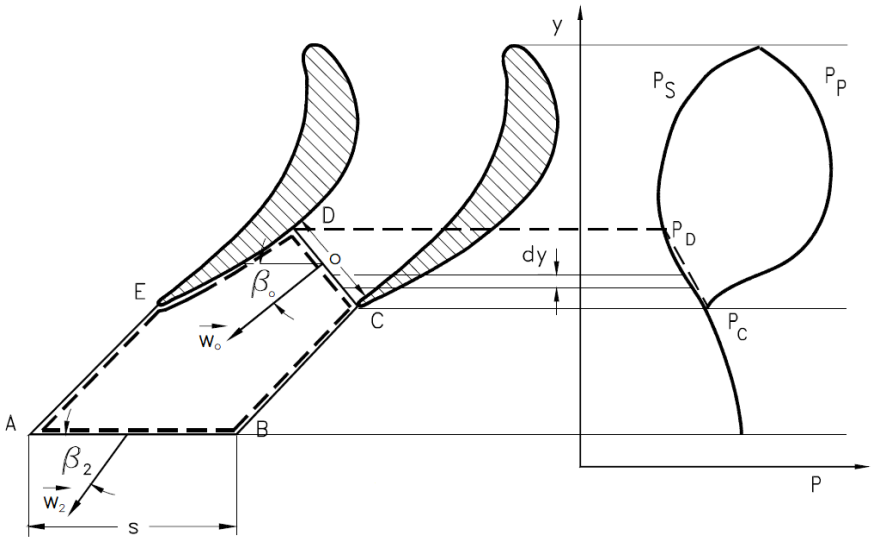
Za předpokladu podzvukového proudění na výstupu ze stupně, je deviace proudu do značné míry určena rozdílem tlaků mezi přetlakovou a podtlakovou stranou lopatky v blízkosti její odtokové hrany. Jelikož těsně za odtokovou hranou dochází k promíchání tlaků z přetlakové a podtlakové strany lopatky, přičemž se tyto tlaky vyrovnávaní se společným statickým tlakem za odtokovou hranou, má proud z přetlakové strany lopatky tendenci proudit směrem k podtlakové straně.

2.1 Analytický rozbor výstupního úhlu proudu z lopatkové mříže

Na obrázku (Obrázek 2-2) je znázorněn příklad obecné turbínové lopatkové mříže s naznačeným průběhem tlaků. Zavedením zjednodušujícího předpokladu (viz vztah 2-1), vycházejícího z postupu dle [28], lze zapsat bilanci hybnosti v obvodovém směru rovnicí 2-2.

$$h_o \int_C^D p dy - h_2 \int_E^D p dy \approx 0 \qquad 2\text{-}1$$

$$w_2 \cdot \cos\beta_2 = w_o \cdot \cos\beta_o \qquad 2\text{-}2$$



Obrázek 2-2 – Odvození výstupního úhlu proudu (upraveno z originálu dle [27])

Rovnice kontinuity mezi vstupní a výstupní částí kontrolního objemu vyznačeného na Obrázek 2-2 má tvar:

$$s \cdot h_2 \cdot \rho_2 \cdot w_2 \sin\beta_2 = o \cdot h_o \cdot \rho_o \cdot w_o \qquad 2\text{-}3$$

Parametry h_2 a h_o v rovnici 2-3 představují výšky lopatek na vstupu a výstupu z kontrolního objemu. Pro případ izentropického proudění bude sinus výstupního úhlu proudu roven:

$$\sin\beta_2 = \frac{o \cdot h_o \cdot \cos\beta_2}{s \cdot h_2 \cdot \cos\beta_o} \cdot \left(\frac{p_o}{p_2}\right)^{\frac{1}{\kappa}} \qquad 2\text{-}4$$

Izentropický entalpický spád mezi vstupem a výstupem z kontrolního objemu bude:

$$[\Delta h_{iz}]_o^2 = \frac{w_o^2 - w_2^2}{2} = h_2 \left[1 - \left(\frac{p_o}{p_2}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right] - 1 \qquad 2\text{-}5$$

Zavedením definice Machovo čísla $Ma = w_2/a_2$ a statické entalpie $h_2 = a_2^2/(\kappa - 1)$, kde a_2 je rychlost zvuku na výstupu z kontrolního objemu, získáme vztah 2-6.

$$\frac{w_o^2}{w_2^2} = \frac{2}{Ma_2^2(\kappa - 1)} \left[1 - \left(\frac{p_o}{p_2}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right] - 1 \qquad 2\text{-}6$$

Za poměr rychlostí na levé straně rovnice 2-6 je možné dosadit poměrem kosinů úhlů ze vztahu 2-2.

$$\frac{\cos^2\beta_2}{\cos^2\beta_o} = \frac{2}{Ma_2^2(\kappa-1)}\left[1-\left(\frac{p_o}{p_2}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right]-1 \qquad 2\text{-}7$$

Z rovnice 2-7 lze určit poměr tlaků p_o/p_2 a získaný vztah 2-8 pak následně dosadit do rovnice 2-4. Dostane se tak výslední vztah pro výstupní úhel proudu z lopatkové mříže (vztah 2-9).

$$\frac{p_o}{p_2} = \left[1-Ma_2^2\left(\frac{\kappa-1}{2}\right)\cdot\left(\frac{\cos^2\beta_2}{\cos^2\beta_o}-1\right)\right]^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \qquad 2\text{-}8$$

$$\tan\beta_2 = \frac{o}{s}\cdot\frac{h_o}{h_2}\cdot\frac{1}{\cos\beta_o}\left[1-Ma_2^2\left(\frac{\kappa-1}{2}\right)\cdot\left(\frac{\cos^2\beta_2}{\cos^2\beta_o}-1\right)\right]^{\frac{1}{\kappa-1}} \qquad 2\text{-}9$$

V případě aerodynamického ucpání lopatkové mříže, tedy pro Machovo čísla blížící se hodnotě 1, a konstantní výšku lopatek ($h_o = h_2$), se výstupní úhel proudu β_2 bude přibližně shodovat s úhlem β_o. Vztah 2-9 se proto zjednoduší na tvar:

$$\tan\beta_2 = \frac{o}{s}\cdot\frac{1}{\cos\beta_2} \;\rightarrow\; \sin\beta_2 = \frac{o}{s} \;\rightarrow\; \beta_2 = \sin^{-1}\left(\frac{o}{s}\right) \qquad 2\text{-}10$$

Výstupní úhel proudu je dle uvedených zjednodušení funkcí hrdla a rozteče lopatkové mříže.

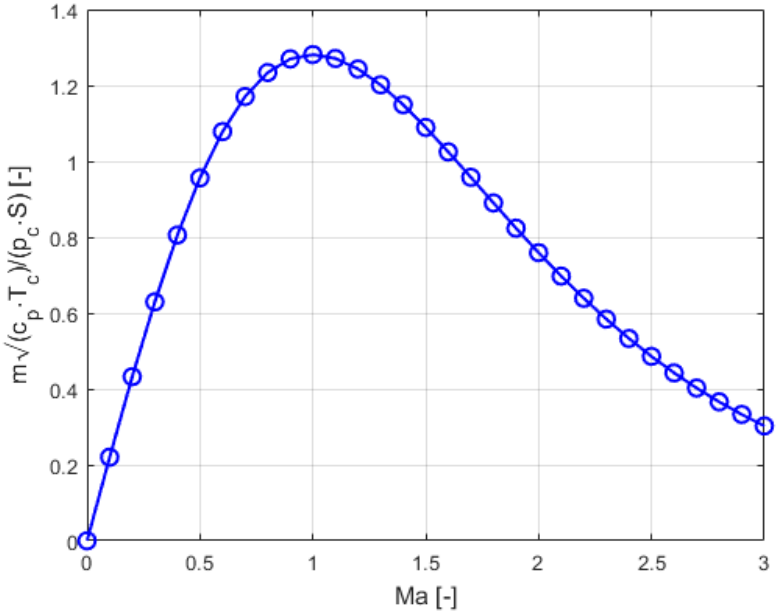
Určit velikost výstupního úhlu proudu z lopatkové mříže lze i pomocí daného vstupního úhlu proudu β_1, vstupního a výstupního Machova čísla a ze znalosti ztrátového součinitele konkrétní lopatkové mříže ζ. Vychází se přitom z definice bezrozměrného hmotnostního průtoku (kapacity). Bezrozměrný hmotnostní průtok je jedním z důležitých vztahů pro výpočet parametrů stlačitelného proudění v turbosoustrojích.

$$\frac{\dot{m}\cdot\sqrt{c_pT_c}}{p_c\cdot S} = f(Ma,\kappa) \qquad 2\text{-}11$$

Vztah 2-11 vznikne úpravou základní rovnice pro výpočet hmotnostního průtoku, do které se postupně vloží tzv. „chytré jedničky“ v podobě poměru celkových hustot ρ_c/ρ_c, rychlostí zvuku a/a a celkových teplot T_c/T_c (viz odvození 2-12).

$$\begin{aligned}\dot{m} = \rho wS = \frac{\rho}{\rho_c}\rho_c\frac{w}{a}aS = \left(1+\frac{\kappa-1}{2}\cdot Ma^2\right)^{-\frac{1}{\kappa-1}} Ma\frac{p_c}{rT_c}\sqrt{\kappa r\frac{T}{T_c}T_c}S = \\ = \left(1+\frac{\kappa-1}{2}\cdot Ma^2\right)^{-\frac{1}{\kappa-1}}\cdot\left(1+\frac{\kappa-1}{2}\cdot Ma^2\right)^{-\frac{1}{2}}\cdot Ma\cdot p_c\sqrt{\frac{\kappa}{rT_C}}\cdot S \\ \rightarrow\quad \frac{\dot{m}\sqrt{rT_C}}{p_cS} = \sqrt{\kappa}Ma\left(1+\frac{\kappa-1}{2}\cdot Ma^2\right)^{-\frac{1}{2}\left(\frac{\kappa+1}{\kappa-1}\right)} \\ \frac{\dot{m}\cdot\sqrt{c_pT_c}}{p_c\cdot S} = \frac{\kappa}{\sqrt{\kappa-1}}\cdot Ma\left(1+\frac{\kappa-1}{2}Ma^2\right)^{-\frac{1}{2}\left(\frac{\kappa+1}{\kappa-1}\right)}\end{aligned} \qquad 2\text{-}12$$

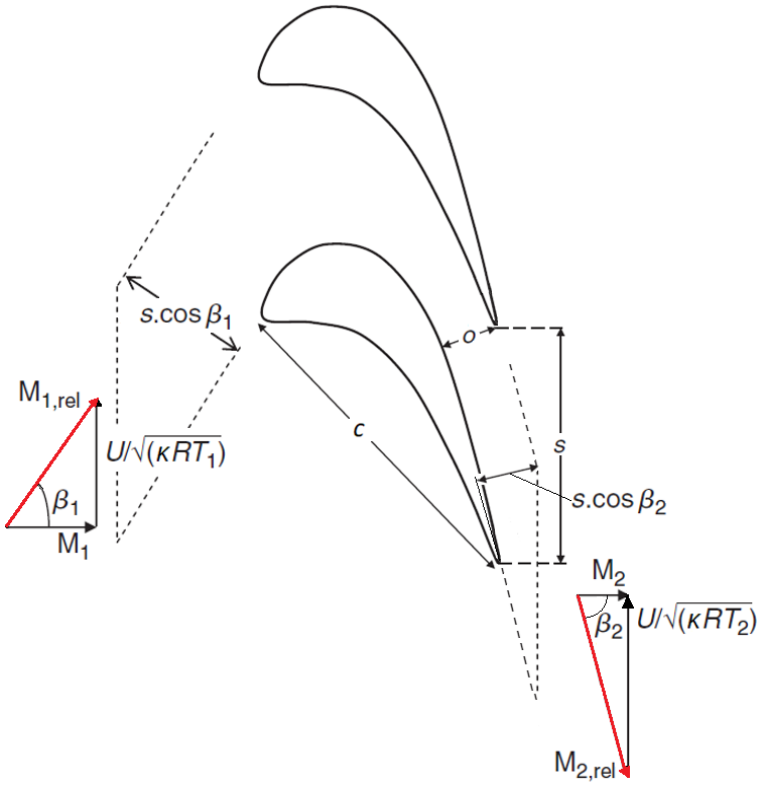
Graf závislosti kapacity na Machovo čísle pro ideální plyn ($\kappa = 1{,}4$) je znázorněn na následujícím obrázku (Obrázek 2-3).



Obrázek 2-3 – Závislost bezrozměrného hmotnostního průtoku na Machovo čísle pro $\kappa = 1{,}4$

Využitím rovnice kontinuity zapsané pomocí bezrozměrného hmotnostního průtoku (viz vztah 2-13) je pak následně možné získat výstupní úhel proudu z libovolné lopatkové mříže. V tomto případě byla zvolena oběžná lopatková mříž naznačená na Obrázek 2-4. Vstupní a výstupní rychlostní trojúhelníky z lopatkové mříže jsou definované ve formě Machovo čísel.

Plocha S na levé straně rovnice 2-11 v tomto případě představuje průmět čelné plochy lopatkové mříže ($S_x = h \cdot s$) do roviny kolmé na směr vstupního, resp. výstupního vektoru proudu (viz Obrázek 2-4).



Obrázek 2-4 – Oběžná lopatková mříž s vyznačenými vstupními a výstupními rychlostními trojúhelníky

$$\frac{\dot{m}\sqrt{c_p T_{1,rel}}}{S_1 \cdot p_{1,rel}} = \dot{m}\left(Ma_{1,rel}, \kappa\right) = \frac{\dot{m}\sqrt{c_p T_{2,rel}}}{S_2 \cdot p_{2,rel}} = \dot{m}\left(Ma_{2,rel}, \kappa\right) \quad 2\text{-}13$$

$$\frac{\dot{m}\left(Ma_{1,rel}, \kappa\right)}{\dot{m}\left(Ma_{2,rel}, \kappa\right)} = \frac{\frac{\dot{m}\sqrt{c_p T_{1,rel}}}{S_x \cos\beta_1 p_{1,rel}}}{\frac{\dot{m}\sqrt{c_p T_{2,rel}}}{S_x \cos\beta_2 p_{2,rel}}} = \frac{\dot{m}\sqrt{c_p T_{1,rel}} S_x \cos\beta_2 p_{2,rel}}{S_x \cos\beta_1 p_{1,rel}\, \dot{m}\sqrt{c_p T_{2,rel}}} \quad 2\text{-}14$$

Pokud se poloměr lopatkování a čelní plocha S_x nemění, vztah pro výstupní úhel proudu nabyde následující tvar.

$$\cos\beta_2 = \frac{\dot{m}\left(Ma_{1,rel}, \kappa\right)}{\dot{m}\left(Ma_{2,rel}, \kappa\right)} \cdot \cos\beta_1 \cdot \frac{p_{1,rel}}{p_{2,rel}} \quad 2\text{-}15$$

Poměr vstupního a výstupního relativního tlaku z uvedeného výrazu 2-15 je možné nahradit pomocí definice ztrát oběžné lopatkové mříže (viz 2-16).

$$\zeta_{OL} = \frac{p_{1,rel} - p_{2,rel}}{p_{2,rel} - p_{2s}} \rightarrow \frac{p_{1,rel}}{p_{2,rel}} = 1 + \zeta_{OL} \cdot \left(1 - \frac{p_{2s}}{p_{2,rel}}\right)$$
$$\frac{p_{2s}}{p_{2,rel}} = f\left(Ma_{2,rel}, \kappa\right) \quad 2\text{-}16$$

Pro aerodynamicky ucpaný lopatkový kanál bude Machovo číslo v místě hrdla nabývat hodnoty jedné. V tom případě lze psát:

$$\frac{\dot{m}\sqrt{c_p T_o}}{h_o \cdot o \cdot p_o} = \dot{m}(Ma_o = 1, \kappa) \quad 2\text{-}17$$

kde indexem *o* jsou značeny parametry v místě hrdla lopatkové mříže. Pro výstup z lopatkové mříže platí:

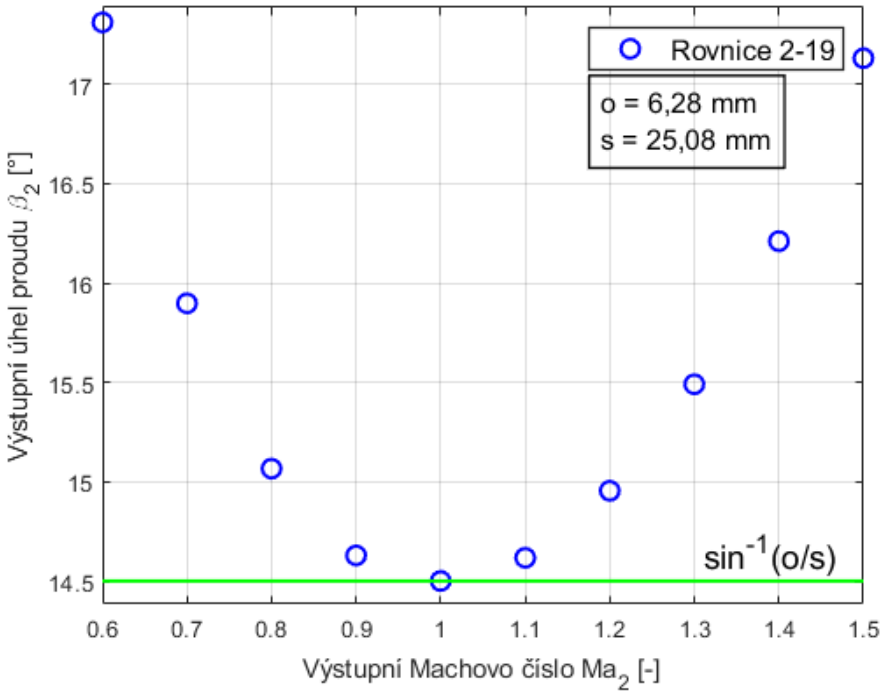
$$\frac{\dot{m}\sqrt{c_p T_{2,rel}}}{h_2 \cdot s \cdot \cos\beta_2 \cdot p_{2,rel}} = \dot{m}\left(Ma_{2,rel}, \kappa\right) \quad 2\text{-}18$$

Z definice zákona zachování hmoty musí platit rovnost bezrozměrných hmotnostních průtoků v místě hrdla a výstupu z lopatkové mříže. Výška h se nemění, tudíž $h_o = h_2$. Dalším předpokladem je zanedbání tlakových ztrát vznikajících za hrdlem lopatkové mříže $\left(p_o \approx p_{2,rel}\right)$ a rovnost termodynamických teplot $\left(T_o \approx T_{2,rel}\right)$. Porovnáním levých stran rovnic 2-17 a 2-18 lze pro výstupní úhel proudu z lopatkové mříže psát:

$$\cos\beta_2 = \frac{\dot{m}(Ma_o = 1, \kappa)}{\dot{m}\left(Ma_{2,rel}, \kappa\right)} \cdot \frac{o}{s} \quad 2\text{-}19$$

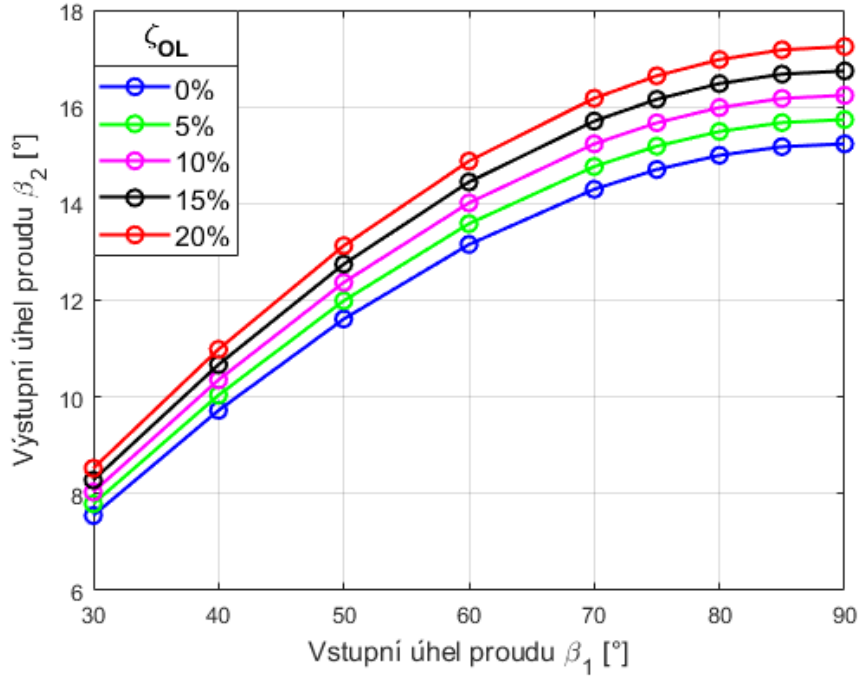
Pokud by výstupní Machovo číslo bylo $Ma_{2,rel} = 1$, platila by pro výstupní úhel z lopatkové mříže stejná rovnost, jakou popisuje vztah 2-10. Rozdíl je pouze v zavedené orientaci úhlů. V tomto případě byly úhly kótovány vzhledem k axiálnímu směru, zatímco v předcházejícím odvození byla jako referenční zvolena obvodová (tangenciální) rovina.

Následující graf (Obrázek 2-5) ukazuje závislost výstupního úhlu proudu na výstupním Machovo čísle. Jedná se o závislost popsanou vztahem 2-19 pro konkrétní hodnoty hrdla a rozteče lopatkové mříže. Graf je doplněn také o závislost, kterou popisuje vztah 2-10. Výchozí referenční rovinou pro značení úhlů je v tomto případě tangenciální rovina.



Obrázek 2-5 – Závislost výstupního úhlu proudu z oběžné lopatkové mříže na výstupním Machovo čísle

Jak je z uvedené závislosti (Obrázek 2-5) vidět, zvětšováním výstupního Machovo čísla v podzvukové oblasti proudění dochází k poklesu výstupního úhlu proudu až do stavu transsonického proudění, po kterém, při dalším zvyšování výstupního Machovo čísla v nadzvukové oblasti proudění, následuje nárůst výstupního úhlu proudu (nastává tzv. supersonická deviace).



Obrázek 2-6 – Závislost výstupního úhlu proudu na vstupním úhlu proudu do lopatkové mříže pro různé hodnoty ztrát

Dříve odvozený vztah pro výstupní úhel proudu z lopatkové mříže (rovnice 2-15) v sobě nezahrnuje geometrické parametry mříže (hrdlo a rozteč), ale zohledňuje velikost vstupního úhlu proudu do lopatkové mříže a také vliv tlakových ztrát popsaných vztahem 2-16. Pro konkrétní vstupní a výstupní Machovo číslo lze provést zjednodušenou analýzu vlivu vstupního úhlu proudu a ztrát lopatkové mříže na výstupní úhel proudu (viz Obrázek 2-6). Jak je z grafu patrné, zvyšováním ztrát lopatkové mříže dochází ke zvětšování výstupního úhlu proudu.

2.2 Parametry ovlivňující výstupní úhel proudu

Dle předcházejících analýz jsou významnými parametry ovlivňujícími směr výstupního proudu z lopatkové mříže: velikost hrdla, rozteč, vstupní úhel proudu do lopatkové mříže a vstupní, resp. výstupní Machovo čísla lopatkové mříže. Kromě těchto parametrů byly v různých odborných publikacích zkoumány i další, jako např. vstupní a výstupní úhly lopatek, úhel nastavení, maximální tloušťka lopatky, apod.

Z doposud získaných poznatků potvrzených experimentálním měřením dle [20] lze tvrdit, že vliv vazkosti na deviaci výstupního proudu je pouze minimální. Autoři měřili velikost ztrát a deviaci výstupního proudu z lopatkové mříže, přičemž na povrch lopatek byly nanášeny povlaky s různou velikostí a drsností. Vlivem drsnosti povrchu lopatek se měnila tloušťka mezní vrstvy na odtokové hraně, přičemž bylo zjištěno, že tyto změny nemají zásadní vliv na měřenou deviaci výstupního proudu z lopatkové mříže. Lze samozřejmě očekávat, že pokud by zatížení lopatek bylo tak výrazné, že by došlo k odtržení mezní vrstvy v blízkosti odtokových hran podtlakové strany lopatky, deviace proudu by byla jistě ovlivněna. Uvedený výzkum se ale zabýval pouze podmínkami, při kterých k odtržení mezní vrstvy od povrchu lopatek nedošlo.

Lze očekávat, že velikost deviace výstupního proudu by měla korelovat s geometrickými parametry lopatkové mříže, které určují zatížení lopatek směrem k odtokovým hranám. Zatížení lopatek směrem k odtokovým hranám se bude měnit v závislosti na celkovém zatížení lopatek (celkovém generovaném vztlaku), a na tom, jak je toto zatížení rozloženo.

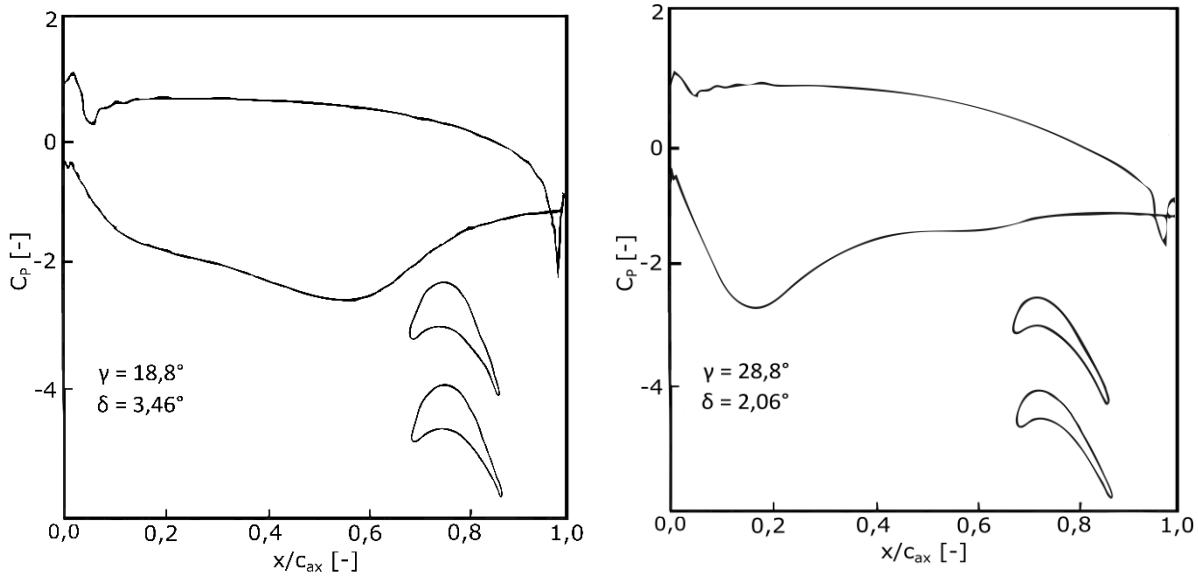
Celkové zatížení lopatek určují dva významné parametry. Prvním je otočení proudu a druhým poměr rozteče k tětivě (s/c). Čím menší je rozteč, tím menší bude zatížení, protože celková tangenciální síla je přenášena větším počtem lopatek.

Otočení proudu v lopatkovém (profilovém) kanálu je dáno součtem vstupního a výstupního úhlu proudu, přičemž jsou tyto úhly měřeny vzhledem k axiální rovině. Korelační model deviace proudu dle autorů *Carter&Hughes* [3] využívá pro definici otočení proudu ohnutí profilu, který vychází ze vstupního a výstupního úhlu profilu. Tím se zanedbává vliv incidence a deviace na otočení proudu. Pokud je ale vstupní úhel proudu předem znám, není důvod pro určení otočení proudu používat vstupní úhel profilu místo vstupního úhlu proudu. Použití vstupního úhlu proudu navíc umožní predikovat deviaci výstupního úhlu proudu při nenávrhových režimech (změnách incidence). Výstupní úhel proudu je funkcí samotné deviace výstupního proudu. Určení skutečného otočení proudu by vyžadovalo iterativní proces. Proto se pro zjednodušení, např. dle literatury [14], otočení proudu definuje jako součet vstupního úhlu proudu a výstupního úhlu profilu. Protože je velikost deviace výstupního proudu ve srovnání s celkovým otočením proudu v turbínové mříži obecně malá, tato aproximace vede k poměrně malé chybě. Významnější chyba by se projevila v případě proudění kompresorem.

Rozložení zatížení lopatkové (profilové) mříže od náběžné po odtokovou hranu je určeno dalšími geometrickými parametry. *Korakianitis&Papagiannidis* [21] představili ve své práci vliv úhlu nastavení a vliv zakřivení podtlakové strany profilu na rozložení zatížení.

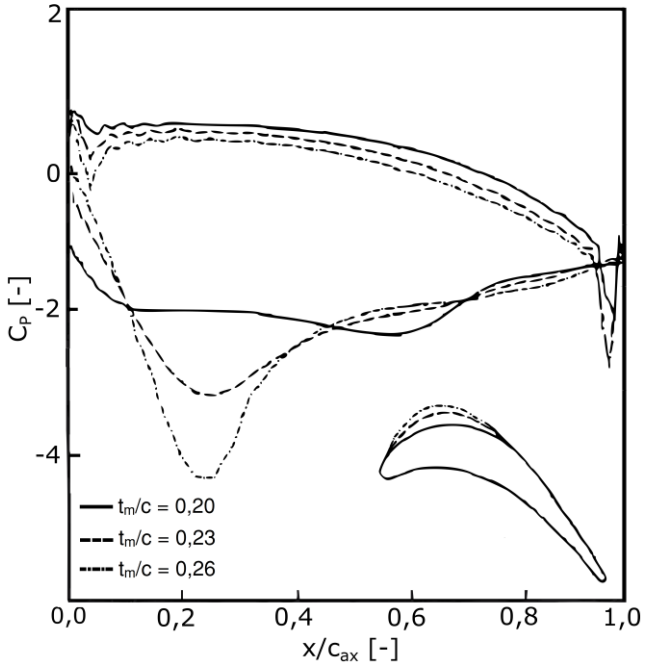
Obrázek 2-7 naznačuje rozložení tlaku po profilu (koeficient statického tlaku C_P určen dle vztahu 2-20) pro dvě profilové mříže s úhly nastavení 18,8° a 28,8° se shodnými vstupními a výstupními úhly profilu. Rozložení tlaku bylo spočteno pomocí výpočetního kódu dle Dawese [7]. Aby zůstala zachována velikost hrdla obou profilových mříží, musí se zvětšením úhlu nastavení zmenšit tloušťka profilu. Pro dosažení stejných vstupních a výstupních úhlů profilu musí profil s větším úhlem nastavení dosáhnout výraznějšího otočení proudu již v přední části kanálu. Snížený rozdíl tlaku mezi přetlakovou a podtlakovou stranou profilu v blízkosti odtokové hrany u varianty s větším úhlem nastavení snižuje deviaci výstupního proudu.

$$C_P = \frac{p - p_{ref}}{\frac{1}{2}\rho w_{ref}^2} \qquad 2\text{-}20$$



Obrázek 2-7 – Rozložení tlaku po profilu pro profilovou mříž s úhlem nastavení 18,8° (vlevo) a 28,8° (vpravo) [14]

Vliv zakřivení podtlakové strany profilu je znázorněn na grafu (Obrázek 2-8). V počátečních fázích návrhu lopatkových profilů však tento parametr není znám. Změna velikosti zakřivení podtlakové strany profilu se ale dosahuje úpravou jeho maximální tloušťky. Proto se v praxi více objevuje právě parametr maximální tloušťky profilu, nebo přesněji poměr maximální tloušťky profilu k tětivě (t_m/c), který nepřímo představuje měřítko zakřivení podtlakové strany profilu. Jak je z grafu (Obrázek 2-8) vidět, zvětšení zakřivení podtlakové strany profilu má za následek výraznější zatížení přední části profilu. Tlaková diference mezi přetlakovou a podtlakovou stranou profilu směrem k odtokové hraně je také výraznější při vyšších hodnotách zakřivení podtlakové strany profilu, což vede ke zvětšení deviace výstupního proudu.



Obrázek 2-8 – Rozložení tlaku po profilu pro profilovou mříž s různými hodnotami t_m/c [14]

Dalším parametrem ovlivňujícím deviaci výstupního proudu je $AVDR$ (Axial Velocity Density Ratio), který je popsán vztahem 2-21.

$$AVDR = \frac{\rho_2 \cdot w_{2,ax}}{\rho_1 \cdot w_{1,ax}} \qquad 2\text{-}21$$

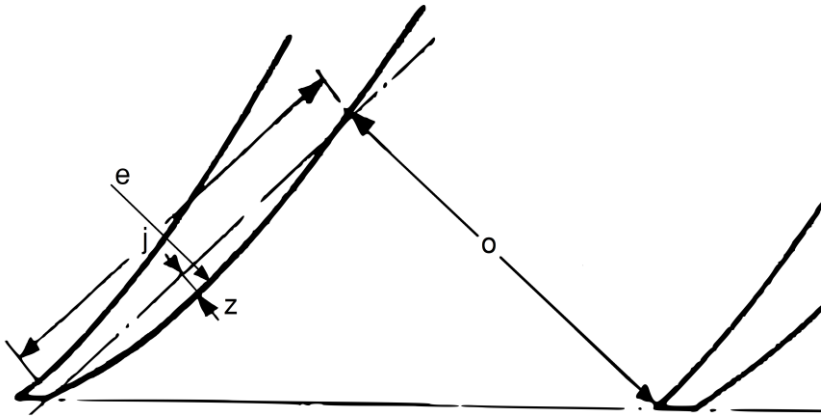
V experimentální studii, kterou v roce 1992 provedl Rodger [26] bylo zjištěno, že zvýšení hodnoty $AVDR$ zvětšuje rozdíl tlaků mezi přetlakovou a podtlakovou stranou profilu v blízkosti odtokové hrany, což vede k větší deviaci výstupního proudu. Jedná se o lineární trend, který lze nahradit kubickou funkcí (viz 2-22). δ_0 v tomto vztahu (2-22) odpovídá hodnotě deviaci výstupního proudu při $AVDR = 1$.

$$\delta = (AVDR)^3 \cdot \delta_0 \qquad 2\text{-}22$$

V literatuře zabývající se odhadem výstupní deviace proudu figuruje také parametr zakřivení podtlakové strany profilu za hrdlem, často značený písmenem e. Dřívější turbínové lopatky byly obvykle konstruovány za hrdlem bez zakřivení, a to hlavně z důvodu omezených výrobních možností. Díky dnešním pokročilým výrobním technologiím již lze za hrdlem provést detailnější geometrické úpravy.

V mezilopatkovém kanálu dochází k urychlování proudu od náběžné hrany po odtokovou hranu, přičemž přibližně v oblasti hrdla dosáhne proudění na podtlakové straně svého maxima, po kterém následuje snižování rychlosti proudu směrem k odtokové hraně. Oblast mezi hrdlem a odtokovou hranou se nazývá oblast neřízené difuze. U podzvukových lopatek zakřivení podtlakové strany za hrdlem plynule pokračuje až k odtokové hraně. U lopatek s vyšším výstupním Machovo číslem je zakřivení za hrdlem méně výrazné, povrch se stává přímější. Některé nadzvukové lopatky můžou mít dokonce zakřivení za hrdlem v obráceném smyslu. Tento trend se uplatňuje spíše u kompresorových lopatek.

Poloměr zakřivení podtlakové strany profilu za hrdlem lze dle [1] odhadnout pomocí následujícího obrázku (Obrázek 2-9) a vztahu 2-23.



Obrázek 2-9 –Poloměr zakřivení podtlakové strany profilu za hrdlem [1]

$$e \approx \frac{j^2}{8z} \qquad 2\text{-}23$$

2.3 Vybrané modely pro odhad deviace výstupního proudu

Kromě dříve uvedených predikčních ztrátových modelů, uvedených v rámci kapitoly 1.3, se v procesu návrhu lopatkových mříží uplatňují i modely, pomocí kterých lze odhadnout odklon výstupního proudu z lopatkové mříže. V korelacích dle jednotlivých autorů jsou využity proudové a geometrické parametry popsané v předcházející kapitole 2.2.

Některé predikční modely dle jednotlivých vybraných autorů jsou v literatuře popsané jak pro podmínky subsonického proudění, tak pro proudění v oblasti transsonického a supersonického proudění. Tato disertační práce se zaměřuje pouze na oblast podzvukového proudění, a to z důvodu technických možností experimentálního zařízení, na kterém měření proběhlo.

2.3.1 Ainley & Mathieson (1951)

Korelace dle autorů *Ainley&Mathieson* umožňuje odhadnout výstupní úhel proudu pomocí grafických závislostí uvedených v [1] pro lopatky s přímým hřbetem za hrdlem. Pro lopatky se zakřivením za hrdlem byl do korelace zaveden opravný člen $4(s/e)$. Autoři *Wilson&Korakianitis* převedli tuto grafickou závislost do matematické podoby [viz [32] str. 292]. Pro výstupní úhel proudu z lopatkové mříže a pro podmínky podzvukového proudění $(Ma < 0{,}5)$ platí následující vztah 2-24.

$$\beta_{2f}^{AM} = \frac{7}{6} \cdot \left[\left|\cos^{-1}\left(\frac{o}{s}\right)\right| - 10°\right] + 4° \cdot \frac{s}{e} \qquad 2\text{-}24$$

2.3.2 Traupel (1977)

Odhad výstupního úhlu proudu dle *Traupela* [28] vychází z odvození uvedeného v rámci kapitoly 2.1. Předpokladem pro určení výstupního úhlu proudu je znalost úhlu β_o v místě hrdla (viz Obrázek 2-2). Pokud je tento úhel znám, výstupní úhel proudu lze určit z rovnice 2-25.

$$\beta_{2f}^{T} = \tan^{-1}\left(\frac{o}{s} \cdot \frac{1}{\cos\beta_o}\right) \qquad 2\text{-}25$$

2.3.3 Islam & Sjolander (1999)

Korelace byla autory vytvořena na základě experimentálně získaných dat z 16 měření lopatkových mříží a dat získaných výpočtem z dalších 29 variant. Výpočty byly provedeny pomocí numerických modelů založených na řešení Navier-Stokesovych rovnic pro prostorové proudění.

Optimalizace získané korelace byla provedena pomocí genetického algoritmu upraveného z originálu vytvořeného *Goldbergem* [11]. Výchozím vztahem pro popis deviace výstupního úhlu proudu je rovnost 2-26, ve které vystupují členy $A, B, \dots E$, odpovídající geometrickým parametrům lopatkové mříže, a exponenty $x, y, \dots w$ jsou v tomto případě neznámé koeficienty korelace. Cílem je pak určit optimální množinu korelačních parametrů, které vedou k nejlepší shodě mezi predikcí a experimentálně, resp. výpočetně zjištěnými daty.

$$\delta = A^x \cdot B^y \cdot C^z \cdot D^v \cdot E^w \qquad 2\text{-}26$$

Finální tvar korelace je popsán vztahem 2-27.

$$\delta^{IS} = \frac{(AVDR)^3 \cdot \left(\frac{S}{C}\right)^{1,1} \cdot \left(\beta_{1f} + \beta_{2m}\right)^{2,25}}{\gamma^{1,45} \cdot \left(\frac{t_m}{C}\right)^{0,3} \cdot \left(22 + \beta_{1m}^{1,64}\right)} \qquad 2\text{-}27$$

Na rozdíl od předcházejících korelací, ve kterých byl výsledkem výstupní úhel proudu, je v tomto případě přímo predikována deviace výstupního proudu. Vstupní a výstupní úhly v rovnici 2-27 jsou zde měřeny vzhledem k axiální rovině.

Platnost uvedené korelace závisí na rozsahu testovaných parametrů, které jsou shrnuty v následující tabulce (Tabulka 2-1). U úhlů jsou v závorce uvedeny hodnoty vztažené k tangenciální rovině.

Tabulka 2-1 Rozsah parametrů určujících platnost korelace 2-27 [14]

Parametr	Maximální hodnota	Minimální hodnota
Úhel nastavení (γ)	62,1	18,8
Poměr t_m/c	0,375	0,09
Poměr s/c	0,842	0,564
Vstupní úhel lopatky(β_{1m})	56° (34°)	0° (90°)
Vstupní úhel proudu (β_{1f})	56 (34°)	0 (90°)
Výstupní úhel lopatky (β_{2m})	76 (14°)	49 (41°)
AVDR	1,08	0,91
Deviace proudu (δ)	5,5	1,6

2.3.4 Zhu & Sjolander (2005)

V roce 2005 došlo k revizi modelu pro odhad deviace výstupního proudu odvozeného autory *Islam & Sjolander* [33]. Pro vytvoření revidované korelace deviace byla sestavena nová databáze dat, která zahrnovala jak data z původních 45 konfigurací lopatkových mříží, tak i rozšířená data o dalších 36 variant získaná buď z vlastních měření, nebo z dostupných literárních zdrojů. Analýzou těchto dat bylo zjištěno několik nedostatků původní korelace 2-27.

První nesrovnalost se týká vlivu poměru $AVDR$. Zdrojové informace o vlivu $AVDR$ na velikost deviace výstupního proudu byly velmi omezené a odpovídaly hodnotám $AVDR \sim 1$.

Optimalizační algoritmus sice vedl ke třetí mocnině parametru $AVDR$, ale nově získaná analýza ukazuje, že byl tento vliv nadhodnocen. Autoři se proto rozhodli, že dokud nebudou k dispozici rozsáhlejší studie podávající relevantní data o vlivu poměru $AVDR$ na deviaci výstupního proudu, nebudou tento parametr do nové korelace zahrnovat.

Druhým nedostatkem původní korelace (2-27) byla absence vlivu Reynoldsova čísla. Z dostupných dat bylo zjištěno, že s klesající hodnotou Reynoldsova čísla dochází ke zvětšení odklonu výstupního proudu z lopatkové mříže.

Nově získaná korelace pro odhad deviace výstupního proudu z lopatkové mříže je popsaná následujícím vztahem (2-28). Rozsah parametrů určujících platnost korelace jsou součástí tabulky (Tabulka 2-2).

$$\delta^{ZS} = 17{,}3 \cdot \frac{\left(\frac{s}{c}\right)^{0{,}05} \cdot \left(\beta_{1f} + \beta_{2m}\right)^{0{,}63} \cdot \cos^2(\gamma) \cdot \left(\frac{t_m}{c}\right)^{0{,}29}}{\left(30 + 0{,}01\beta_{1m}^{2{,}07}\right) \cdot \tanh^{0{,}2} \frac{Re_c}{200000}} \qquad 2\text{-}28$$

Tabulka 2-2 Rozsah parametrů určujících platnost korelace 2-282-27 [33]

Parametr	Maximální hodnota	Minimální hodnota
Úhel nastavení (γ)	62,1	18,8
Poměr t_m/c	0,375	0,09
Poměr s/c	1,05	0,564
Vstupní úhel lopatky (β_{1m})	63° (27°)	0° (90°)
Výstupní úhel lopatky (β_{2m})	76 (14°)	49 (41°)
Reynoldsovo číslo pro char. rozměr tětivy (Re_c)	850000	41953
Deviace proudu (δ)	5,2	1

2.3.5 Aungier (2006)

Aungier [2] v roce 2006 představil vlastní model predikce deviace výstupního proudu (viz 2-29). Podobně jako u předcházejících modelů je deviace pro hlubší podzvukovou oblast $(Ma_2 < 0{,}5)$ nezávislá na výstupním Machovo čísle. V tomto případě je pro definici úhlů autorem zvolena tangenciální referenční rovina.

$$\delta^A = \sin^{-1}\left\{\frac{o}{s} \cdot \left[1 + \left(1 - \frac{o}{s}\right) \cdot \left(\frac{\sin^{-1}\left(\frac{o}{s}\right)}{90}\right)^2\right]\right\} - \sin^{-1}\left(\frac{o}{s}\right) \qquad 2\text{-}29$$

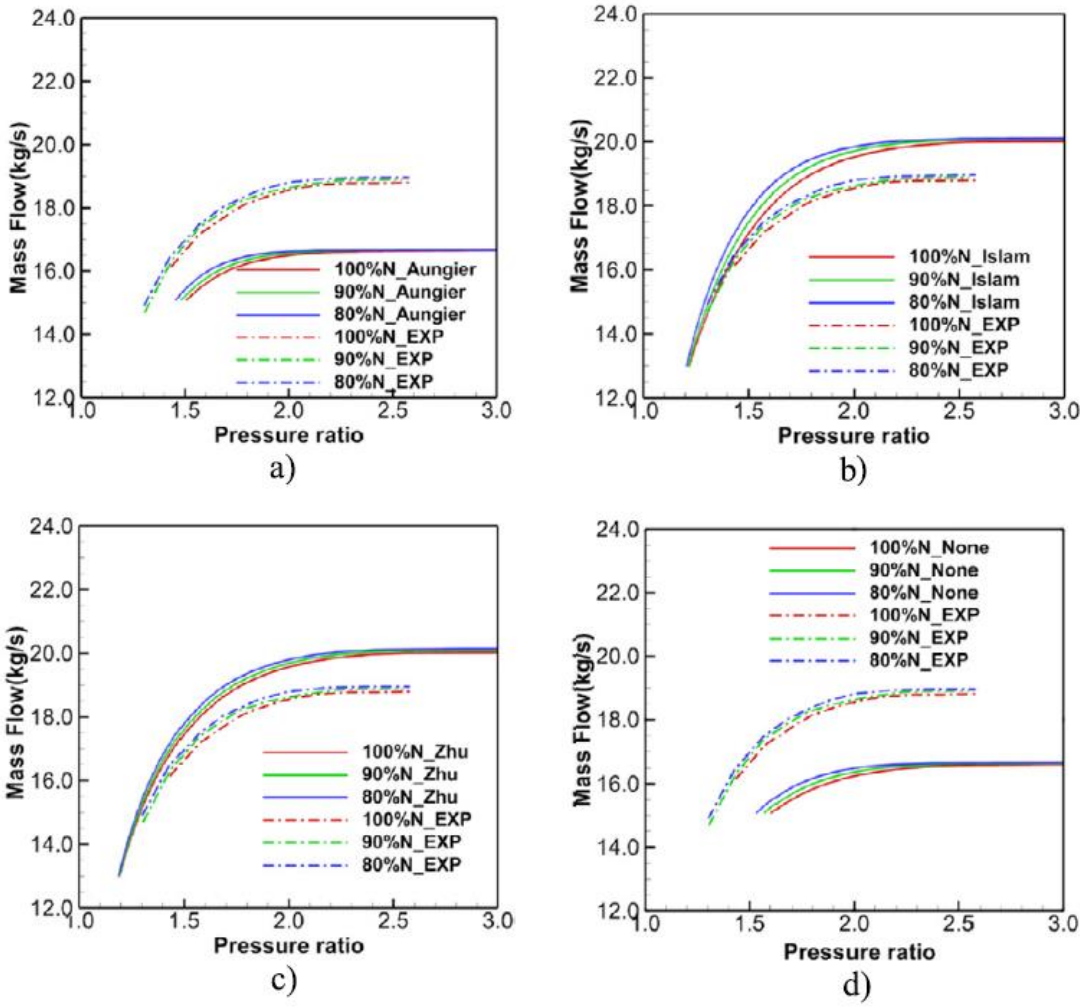
2.3.6 Wang a kol. (2022)

Zajímavou studii předložila v roce 2022 vědecká skupina kolem *Wanga*, která byla publikována v prestižním žurnálu *Aerospace Science and Technology* pod vydavatelstvím *Elsevier* (viz [30]).

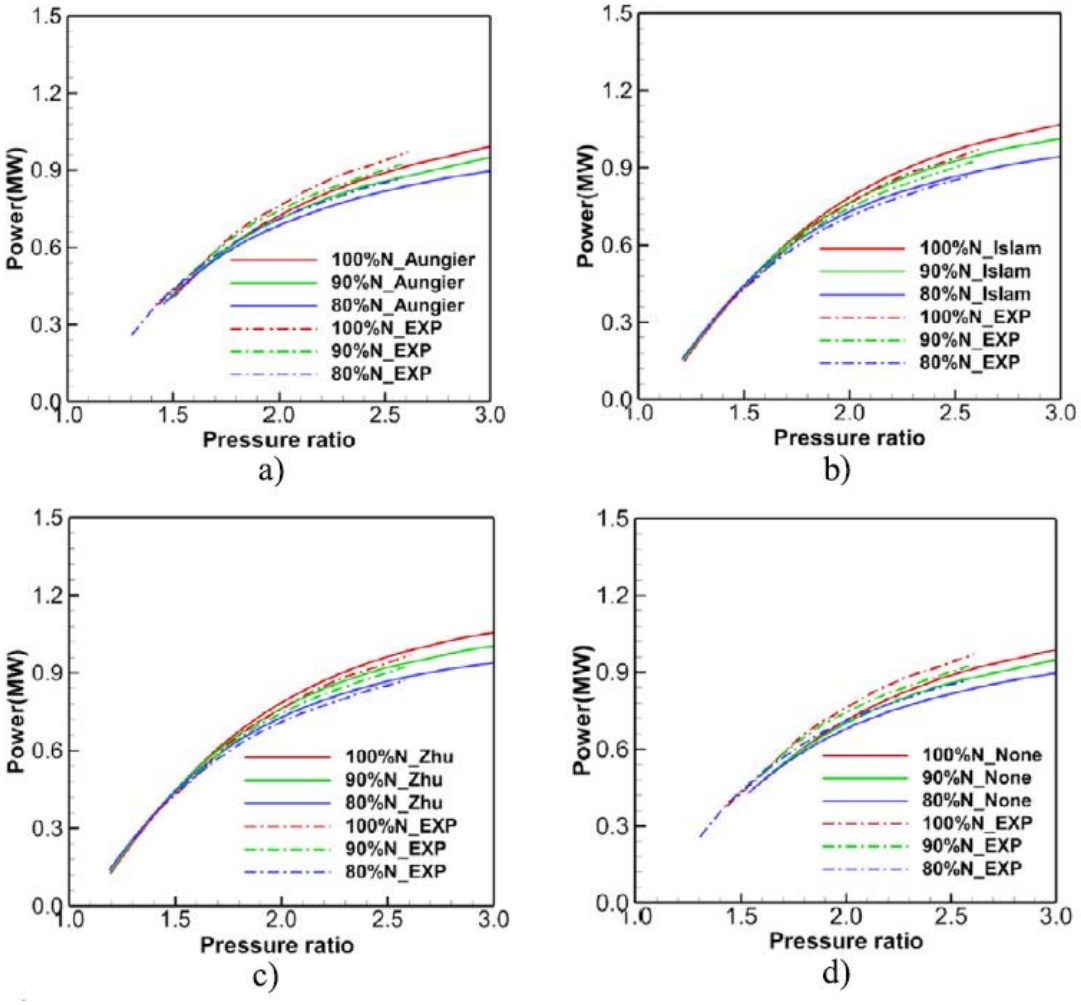
Publikace se kromě jiného zabývá také rozborem dostupných modelů predikujících deviaci výstupního proudu z lopatkových mříží. Byl zkoumán vliv jednotlivých deviačních modelů na charakteristiku turbíny. Z deviačních modelů, které jsou součástí rešerše této disertační práce, bylo v článku provedeno srovnání pro modely dle autorů *Aungier*, Islam & Sjolander a *Zhu &*

Sjolander. Pro srovnání byly použity reálné parametry dvou konstrukcí turbín získané z měření ve výzkumném středisku *NASA Lewis Research Center* [31].

Následující grafy (Obrázek 2-10 a Obrázek 2-11) srovnávají provozní charakteristiky turbín získané pomocí predikčního modelu (*Kacker & Okapuu*), ve kterém byly uplatněny také modely pro odhad deviace výstupního proudu, s naměřenými parametry turbíny *NASA*. Charakteristiky v tomto případě představují závislost tlakového poměru („*Pressure ratio*“ - poměr tlaků před turbínou a za turbínou) na hmotnostním průtoku („*Mass flow*“), resp. výkonu turbíny („*Power*“). Grafy jsou doplněny o závislosti, ve kterých není vliv deviace výstupního proudu zohledněn.



Obrázek 2-10 – Srovnání charakteristik (tlakový poměr vs. hmotnostní průtok) predikčních modelů s charakteristikami reálné turbíny: a) Aungier; b) Islam & Sjolander; c) Zhu & Sjolander; d) bez deviačního modelu [30]



Obrázek 2-11 – Srovnání charakteristik (tlakový poměr vs. výkon) predikčních modelů s charakteristikami reálné turbíny: a) Aungier; b) Islam & Sjolander; c) Zhu & Sjolander; d) bez deviačního modelu [30]

Z uvedených charakteristik (Obrázek 2-10 a Obrázek 2-11) je na grafech *d)* vidět poměrně výrazný rozdíl mezi naměřenými daty a závislostmi nezohledňujícími vliv deviace výstupního proudu. U těchto výsledků je hmotnostní průtok, resp. výkon turbíny oproti naměřeným parametrům podhodnocen. Zavedením deviačních modelů se naopak hmotnostní průtok a výstupní výkon turbíny zvýší nad úroveň naměřených dat. Výjimkou je pouze model dle *Aungiera*, kterého použití nemá téměř žádný vliv na průběh hmotnostního průtoku, resp. výkonu turbíny. Modely *Islam & Sjolander*, resp. *Zhu & Sjolander* vykazují přibližně shodné výsledky pouze s velmi malými odchylkami.

Vzhledem k uvedeným odchylkám mezi predikovanými a naměřenými parametry, se autoři rozhodli vybrat jeden z deviačních modelů a provést jeho optimalizaci empirických koeficientů. Kromě toho, autoři provedli také optimalizaci původního predikčního modelu autorů *Kacker & Okapuu*.

Aby bylo možné kvantitativně vyhodnotit nesoulad mezi predikcí a výsledky experimentů, byla autory zavedena tzv. *Hausdorffova vzdálenost*, která představuje míru podobnosti mezi dvěma množinami bodů. Pro optimalizaci deviace výstupního proudu byl zvolen model *Zhu & Sjolander* z důvodu jeho komplexnosti, a navíc, z analyzovaných modelů vykazuje nejlepší shodu s experimentálně získanými daty.

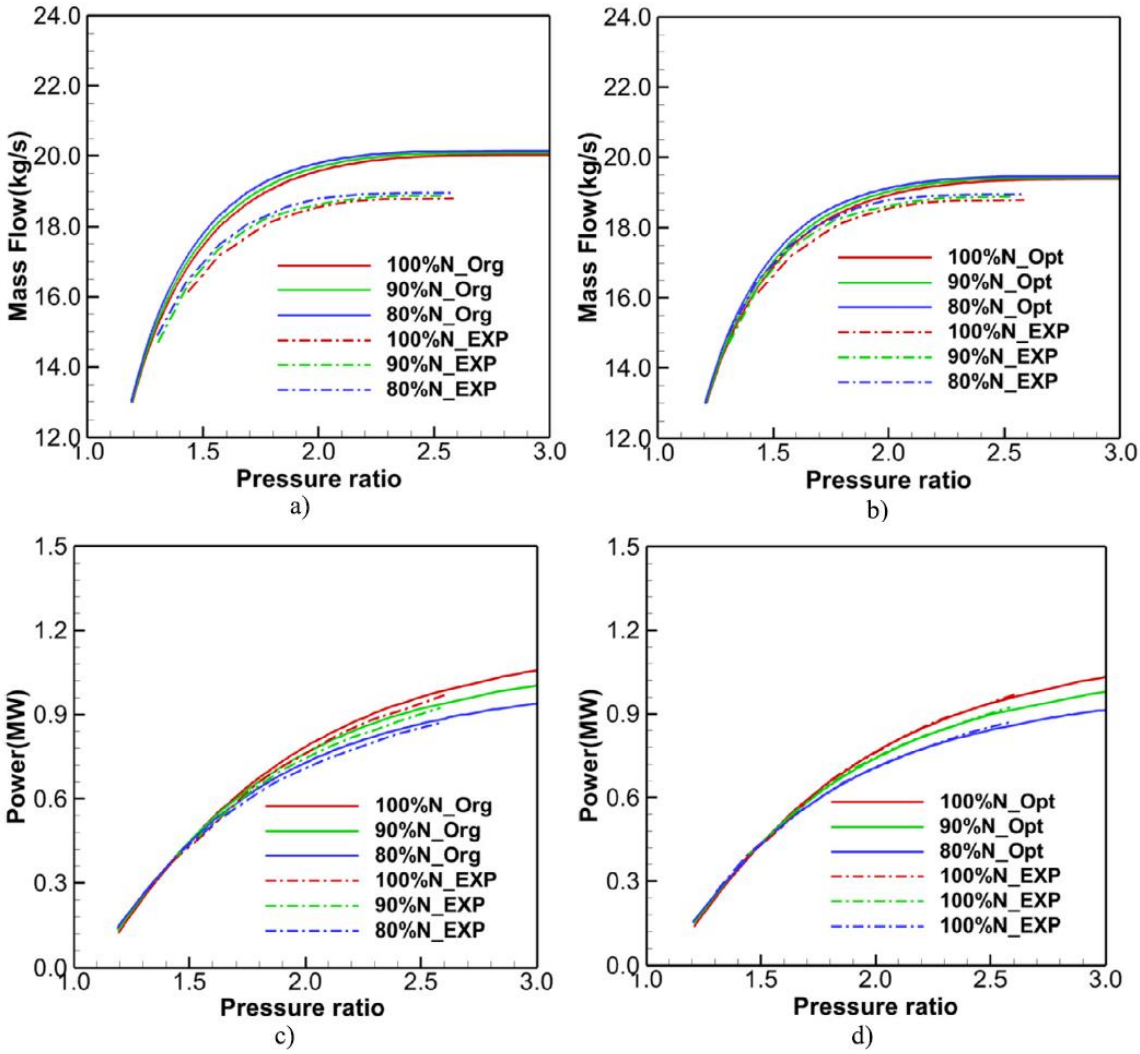
Za optimalizační proměnné byly z rovnice 2-28 vybrány následující čtyři empirické koeficienty $V_1, \dots V_4$ (viz 2-30).

$$\delta^{ZS_{opt}} = \boldsymbol{V_1} \cdot \frac{\left(\frac{s}{c}\right)^{\boldsymbol{V_2}} \cdot \left(\beta_{1f} + \beta_{2m}\right)^{\boldsymbol{V_3}} \cdot \cos^2(\gamma) \cdot \left(\frac{t_m}{c}\right)^{0,29}}{\left(\boldsymbol{V_4} + 0{,}01\beta_{1m}^{2,07}\right) \cdot \tanh^{0,2} \frac{Re_c}{200000}} \qquad 2\text{-}30$$

Využitím genetického algoritmu byly nalezeny optimální hodnoty všech empirických koeficientů (viz vztah 2-31).

$$\delta^{ZS_{opt}} = \boldsymbol{12,5} \cdot \frac{\left(\frac{s}{c}\right)^{\boldsymbol{0,05}} \cdot \left(\beta_{1f} + \beta_{2m}\right)^{\boldsymbol{0,63}} \cdot \cos^2(\gamma) \cdot \left(\frac{t_m}{c}\right)^{0,29}}{\left(\boldsymbol{32,3} + 0{,}01\beta_{1m}^{2,07}\right) \cdot \tanh^{0,2} \frac{Re_c}{200000}} \qquad 2\text{-}31$$

Výraznou změnou oproti původní korelaci (2-28) je pokles hodnoty empirické konstanty V_1 z původních 17,3 na 12,5. K drobné úpravě došlo také u konstanty V_4, která oproti hodnotě 30 nově nabývá hodnoty 32,3. Zbylé empirické konstanty zůstaly beze změny.

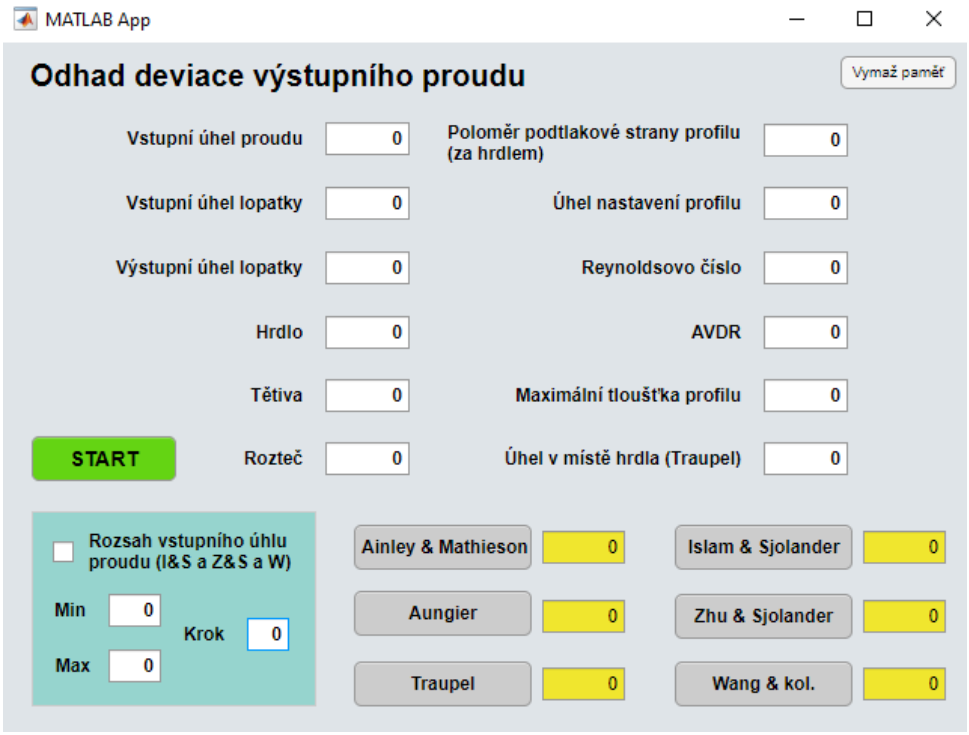


Obrázek 2-12 – Srovnání charakteristik (tlakový poměr vs. hmotnostní průtok – nahoře a tlakový poměr vs. výkon - dole): a) původní model; b) po optimalizaci; c) původní model; d) po optimalizaci [30]

Optimalizací predikčního modelu autorů *Kacker & Okapuu* a deviačního modelu *Zhu & Sjolander* došlo k výraznému zlepšení predikce charakteristik turbíny (viz Obrázek 2-12).

2.4 Programové zpracování vybraných deviačních modelů

Všechny uvedené deviační modely byly v rámci disertační práce zpracovány do formy uživatelské aplikace, která pro předem zadané vstupní geometrické a proudové parametry provede odhad deviace výstupního úhlu z profilové mříže. Hlavní okno aplikace je znázorněno na následujícím obrázku (Obrázek 2-13).



Obrázek 2-13 – Hlavní okno aplikace

Hlavní okno aplikace se skládá z několika základních částí. V prvním kroku uživatel zadá vstupní parametry testované lopatkové mříže. Pole pro vstupní data jsou podbarveny bílou barvou. Pokud uživatel následně klepne na aktivní tlačítko s konkrétním názvem deviačního modelu, ve žlutém poli se objeví odpovídající úhel deviace proudu pro zadané vstupní podmínky. Potvrzením tlačítka *„START“* program provede výpočet všech deviačních modelů a do příslušných polí vypíše hodnoty deviačního úhlu.

Druhou možností aplikace je vykreslení závislosti vstupního úhlu proudu do profilové mříže na velikost deviace výstupního proudu. Vstupní úhel proudu z uvedených deviačních modelů zohledňují modely autorů *Islam & Sjolander (I&S)*, *Zhu & Sjolander (Z&S)* a optimalizovaná verze modelu *Z&S* od autorů *Wang & kol*. Pro tuto možnost je potřebné ke vstupním informacím zadat ještě požadovaný rozsah vstupního úhlu proudu a krok. Aby byla tato možnost v aplikaci aktivní, uživatel musí zaškrtnout políčko *„Rozsah vstupního úhlu proudu“* a následně akci potvrdit tlačítkem *„START“*.

Je také důležité zmínit, že aplikace počítá s úhly měřenými k tangenciální (obvodové) referenční rovině.

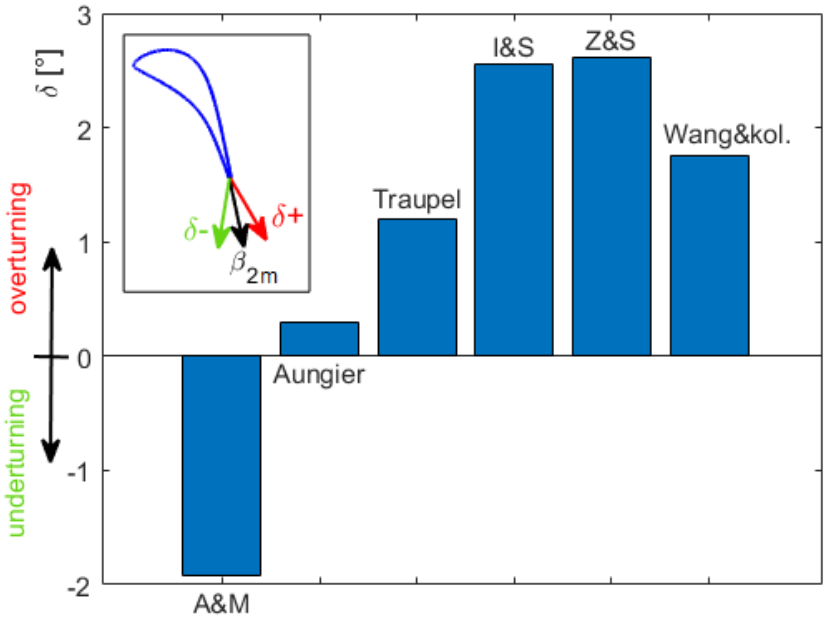
2.4.1 Srovnání deviačních modelů

Výchozí geometrii pro srovnání vybraných deviačních modelů představuje varianta plně reakčního lopatkování, která je na KKE fyzicky k dispozici, a na které proběhla experimentální část disertační práce. Shrnutí základních geometrických parametrů testované lopatkové mříže na středním poloměru je uvedeno v následující tabulce (Tabulka 2-3).

Tabulka 2-3 Vstupní geometrické a proudové parametry testované profilové mříže

Poměr s/c	0,78
Poměr o/s	0,25
Úhel nastavení (γ)	48,56 °
Poloměr podtlakové strany za hrdlem (e)	100 mm
Maximální tloušťka profilu (t_m)	7,75 mm
Vstupní úhel profilu (β_{1m})	95°
Výstupní úhel profilu (β_{2m})	14,5°
Vstupní úhel proudu (β_{1f})	95° $(i = 0°)$
Reynoldsovo číslo (Re)	150 000
AVDR	1

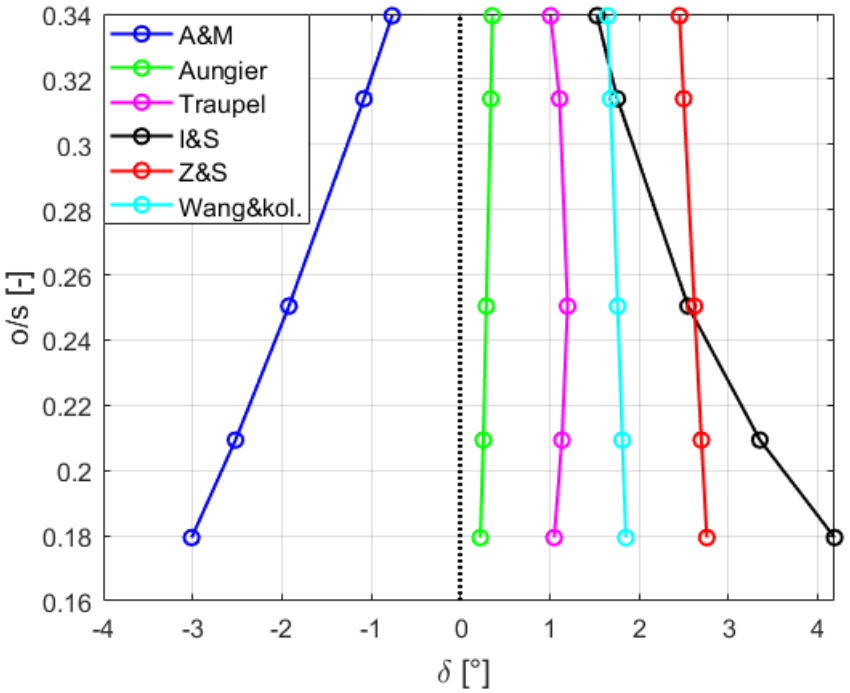
Na základě uvedených vstupních geometrických a proudových podmínek byla provedena predikce deviace výstupního proudu z profilové mříže dle jednotlivých deviačních modelů. Výsledky jsou uvedeny v grafu níže (Obrázek 2-14).



Obrázek 2-14 – Odhad deviace výstupního úhlu dle analyzovaných deviačních modelů

Z uvedeného srovnání (Obrázek 2-14) je vidět poměrně velký rozdíl hodnot deviace mezi jednotlivými deviačními modely. Rozdíl je také i v orientaci směru výstupního úhlu proudu. Zatímco model *A&M* predikuje zápornou hodnotu deviačního úhlu (tzv. *underturning*, $\beta_{2f} < \beta_{2m}$), zbylé modely odhadují deviaci kladnou (tzv. *overturning*, $\beta_{2f} > \beta_{2m}$).

Jediným společným parametrem, který se vyskytuje ve všech analyzovaných deviačních modelech je velikost rozteče s. Průběh deviace výstupního úhlu z profilové mříže na rozteči (resp. na poměru o/s) znázorňuje Obrázek 2-15. Ze vstupních parametrů byla v aplikaci měněna pouze velikost rozteče. Její volba přibližně odpovídá rozsahu výstupního úhlu: $\beta_{2m} = \sin^{-1}(o/s) \approx 10° \div 20°$, resp. rozsahu poměru $o/s \approx 0{,}18 \div 0{,}34$.



Obrázek 2-15 – Srovnání deviačních modelů pro různé hodnoty poměru o/s

Kromě modelu *A&M* vykazují všechny zbylé modely pro daný rozsah poměru o/s kladnou hodnotu deviace výstupního proudu. Modely *Aungier*, *Traupel*, *Z&S* a *Wang&kol.* se v závislosti na poměru o/s významně nemění. Oproti tomu model *I&S* odhaduje pro nejnižší hodnoty poměru o/s výrazně kladnou deviaci proudu. Lze očekávat, že pro vyšší hodnoty poměru o/s dojde u modelu *A&M* k překlopení do kladných hodnot deviace.

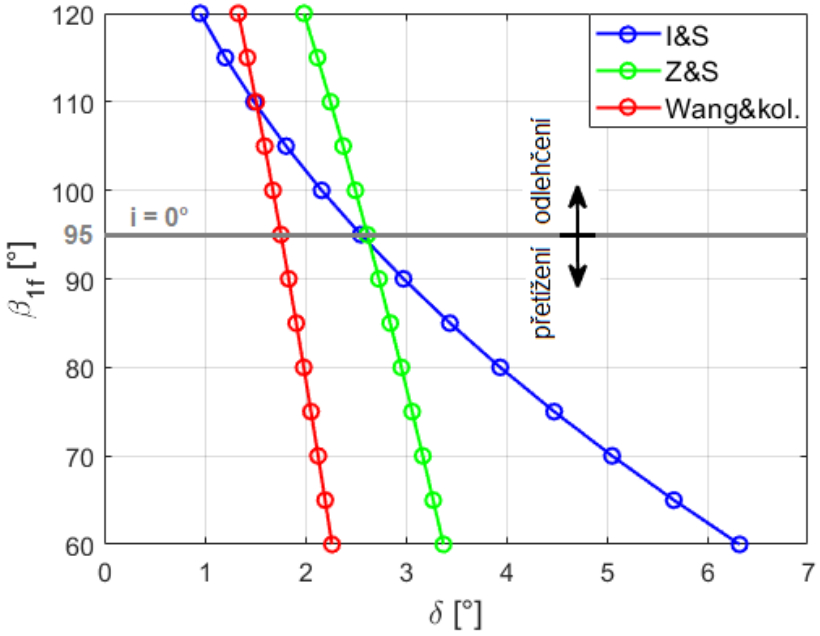
2.4.2 Vliv vybraných parametrů na deviační modely *I&S*, *Z&S* a *Wang&kol.*

Jelikož deviační modely *A&M*, *Aungier* a *Traupel* zohledňují ve svém odhadu deviace výstupního proudu pouze poměr o/s (model dle *Traupela* zahrnuje ještě navíc úhel hrdla β_o), není již možnost pro jejich detailnější rozbor. Dle dosavadních poznatků získaných z dostupných pramenů je zcela zřejmé, že na velikost deviace výstupního proudu má zásadní vliv celá řada dalších geometrických, resp. aerodynamických parametrů lopatkové/profilové mříže. Novější predikce podávají mnohem komplexnější pohled na problematiku odhadu výstupního proudu, a proto budou v další části disertační práce předmětem další analýzy.

Deviační modely *I&S*, *Z&S* a *Wang&kol.* predikují přímo deviační úhel, na rozdíl od modelů *A&M*, *Aungier* a *Traupel*, které vyhodnocují pouze velikost výstupního úhlu proudu. Pro určení výsledné deviace proudu je u těchto modelů nutné od získaných hodnot výstupních proudových úhlů odečíst výstupní úhel lopatky (profilu). Modely *I&S*, *Z&S* a *Wang&kol.* již tento parametr v sobě zahrnují. Výstupní úhel lopatky (profilu) je dán geometrií lopatkové (profilové) mříže. V případě detailnějšího rozboru vlivu geometrických parametrů na deviaci výstupního proudu, dle zmíněných autorů (*I&S*, *Z&S* a *Wang&kol.*), by bylo potřebné pro

každou změnu provést adekvátní odhad výstupního úhlu lopatky (profilu). Proto se další rozbor omezí pouze na analýzu vlivu aerodynamických parametrů, které neovlivňují výstupní úhel lopatky (profilu). Jedná se např. o vstupní úhel proudu do lopatkové (profilové) mříže a Reynoldsovo číslo.

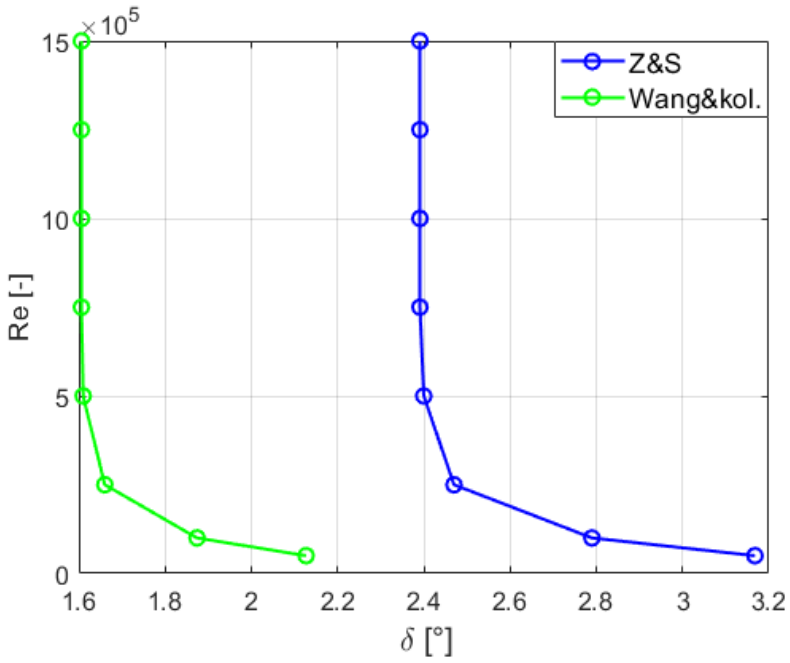
Vstupní úhel proudu obecně charakterizuje zatížení lopatky. Pokud proud nabíhá více na přetlakovou stranu, jedná se o tzv. přetížení. V případě proudění na podtlakovou stranu se naopak jedná o odlehčení (viz rychlostní trojúhelníky na vstupu do oběžné lopatky - Obrázek 2-1). Následující obrázek (Obrázek 2-16) naznačuje závislost deviace proudu na vstupním úhlu proudu do testované oběžné profilové mříže.



Obrázek 2-16 – Závislost deviace proudu na vstupním úhlu proudu pro střední profil testované lopatkové mříže

Pro nulovou incidenci $(\beta_{1f} = \beta_{1m})$ se modely *I&S* a *Z&S* v predikci velikosti deviačního úhlu téměř shodují. U všech modelů dochází zvětšováním vstupního úhlu β_{1f} do profilové mříže ke snižování deviace výstupního proudu. Průběh modelu *I&S* je oproti zbylým o něco výraznější, zejména v oblasti nižších vstupních úhlů proudu vykazuje vyšší hodnoty deviačního úhlu. Obecně lze z uvedených závislostí konstatovat, že v případě přetížení profilu (proudění na přetlakovou stranu profilu – kladná incidence) je deviace výstupního proudu vyšší, než u profilů pracujících v odlehčeném režimu.

Vliv Reynoldsova čísla na deviaci výstupního proudu lze sledovat na grafu (Obrázek 2-17). Jelikož vliv Reynoldsova číslo zohledňuje model *Z&S*, resp. jeho optimalizovaná verze *Wang&kol.*, jsou v grafu uvedeny pouze tyto dva modely. Z grafu (Obrázek 2-17) je zřejmé, že vliv Reynoldsova čísla na deviaci se uplatňuje spíše pro jeho nižší hodnoty. Pro Reynoldsovo číslo $Re > 50\,000$ se již velikost deviace výstupního proudu nemění. Snižováním hodnoty Reynoldsova čísla $(Re < 50\,000)$ se deviace výstupního proudu zvětšuje.



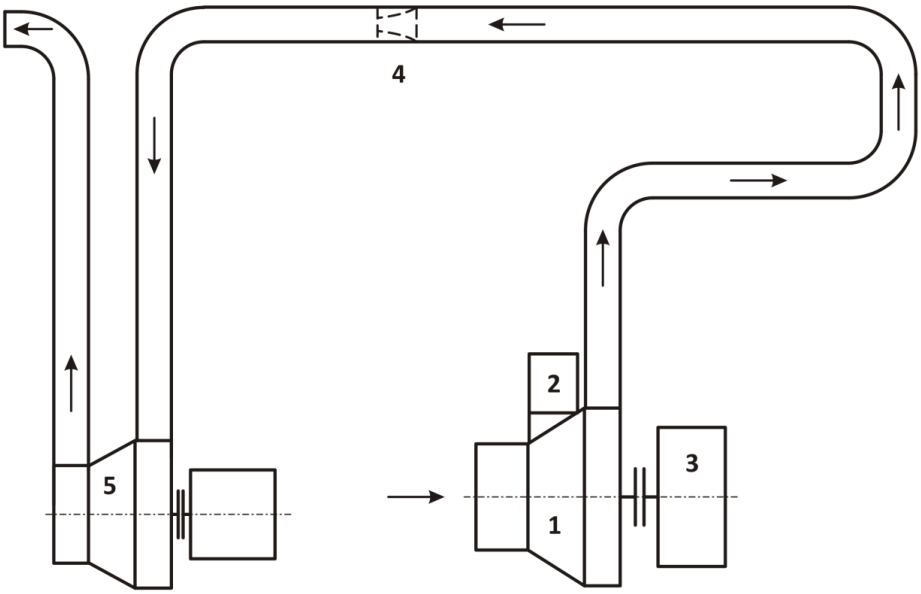
Obrázek 2-17 – Závislost deviace proudu na vstupním úhlu proudu pro střední profil testované lopatkové mříže

3 Experimentální zařízení – vzduchová turbína VT-400

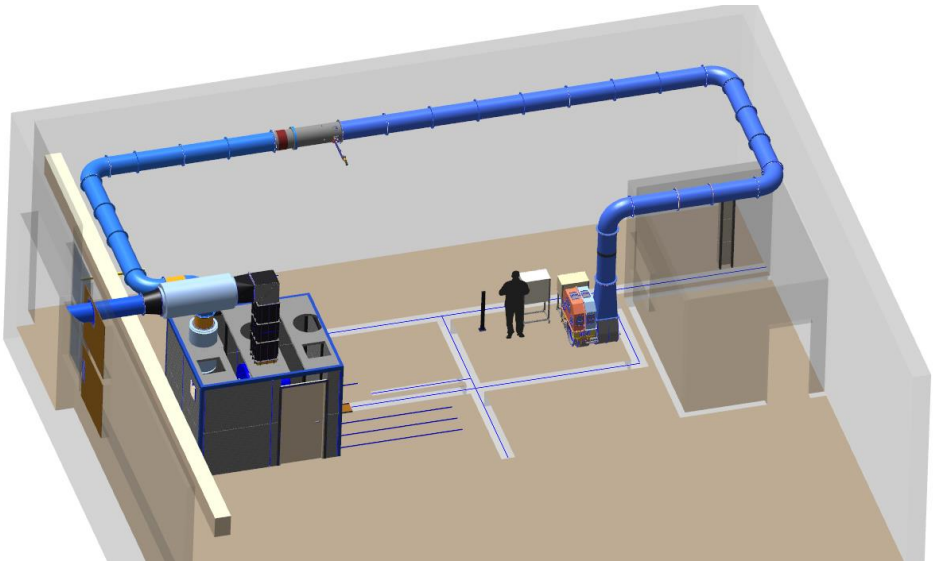
Pro účely disertační práce byla provedena série měření na experimentálním vzduchovém standu – jednostupňové vzduchové axiální turbíně, která je součástí výzkumného vybavení Katedry energetických strojů a zařízení ZČU v Plzni.

3.1 Popis experimentální smyčky

Jedná se o jednostupňovou axiální vzduchovou turbínu VT-400 umístěnou v sání kompresoru. Turbína je modelem stupně vysokotlakého dílu parní turbíny. Toto uspořádání zajišťuje kromě téměř konstantních vstupních parametrů vzduchu také snadný přístup k turbíně a k měřícím místům. Schéma experimentální smyčky je znázorněna níže (Obrázek 3-1), na obrázku pod schématem (Obrázek 3-2) je vidět její 3D model.

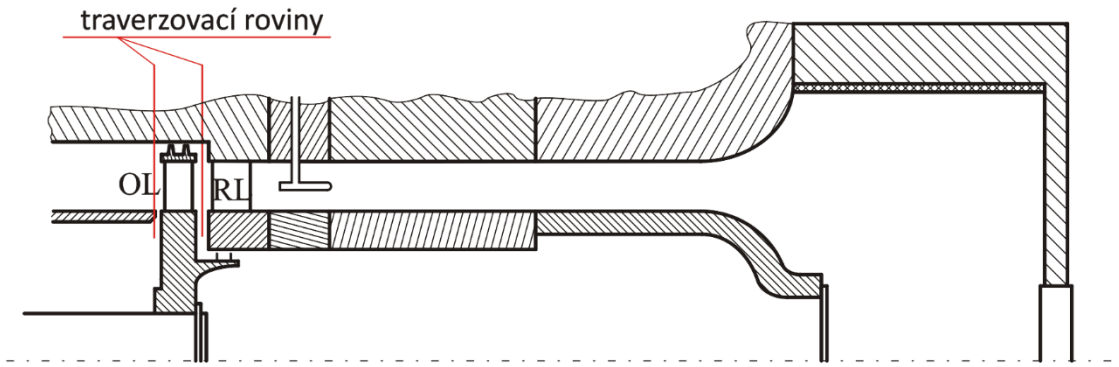


Obrázek 3-1 – Experimentální smyčka

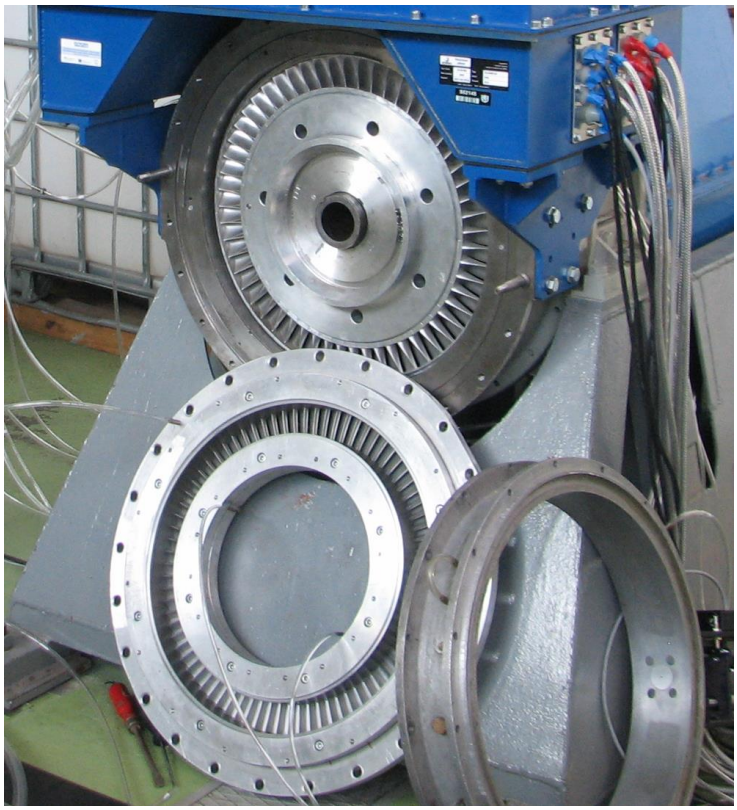


Obrázek 3-2 – 3D model experimentální smyčky

Jak je vidět ze schématu, trať se skládá z celkem 5 hlavních částí. Základem je samotná turbína VT-400 diskové konstrukce stupně s hřídelovou ucpávkou. Na vzduchové turbíně je možné řešit různé problémy týkající se konstrukčního řešení turbínových stupňů. Patní průměr je $400\,mm$, největší délka lopatky $47\,mm$. Maximální otáčky $4500\ ot/min$. Řez turbínou je možné vidět na obrázku níže (Obrázek 3-3), na dalším obrázku (Obrázek 3-4) je vidět průtočná část turbíny.



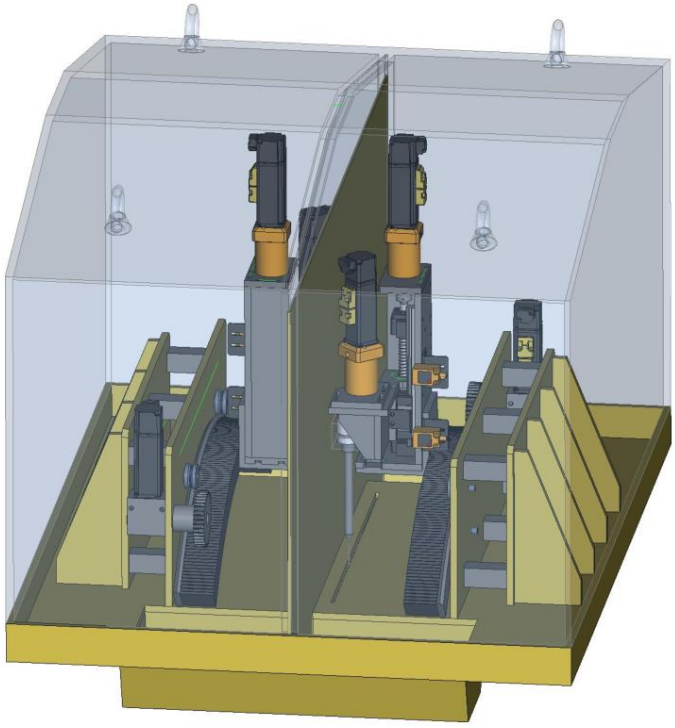
Obrázek 3-3 – Řez průtočnou částí



Obrázek 3-4 – Průtočná část turbíny

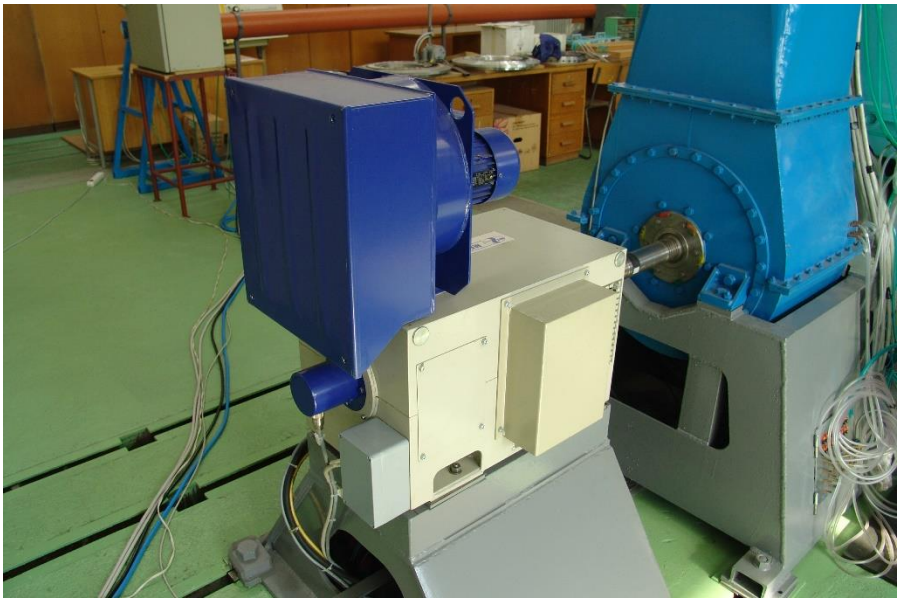
Druhým zařízením experimentální tratě je traverzovací zařízení (Obrázek 3-5). Traverzer umožňuje pohyb pneumatické sondy radiálně, obvodově (minimálně přes dvě rozteče rozváděcích lopatek dle geometrie rozváděcího kola) a natáčení sondy kolem její osy. To umožňuje důkladné proměření proudového pole za rozváděcími i oběžnými lopatkami. Pro tyto měření jsou na vzduchové turbíně používány pětiotvorové pneumatické sondy

vyrobené speciálně pro tento účel. Zakončení sondy je upraveno tak, aby co nejméně ovlivňovalo proudové pole.



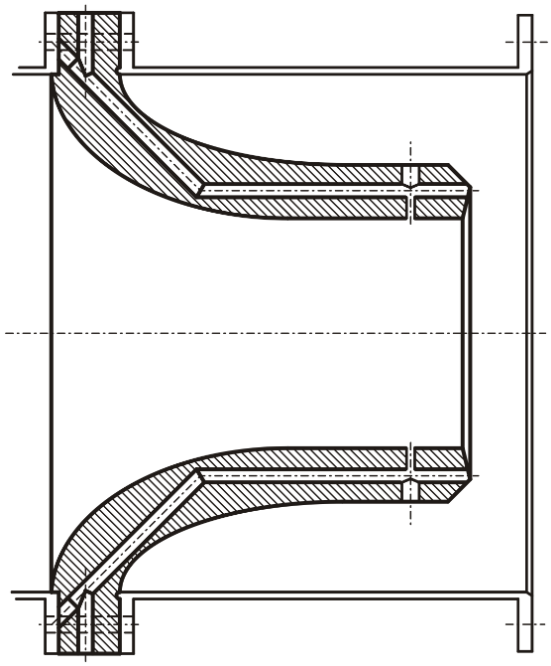
Obrázek 3-5 – Traverzer

Číslem tři je na schématu označen dynamometr (Obrázek 3-6), který podává informace o otáčkách a krouticím momentu a zároveň jednu z těchto hodnot udržuje konstantní. Jedná se o výrobek MEZ Vsetín, jehož maximální otáčky jsou $5000\ ot/min$ a nejvyšší přípustný krouticí moment $150\ Nm$.



Obrázek 3-6 – Dynamometr

Další součástí tratě je dýza pro měření průtoku vzduchu (Obrázek 3-7). Dýza byla vyrobena dle normy ASME. Poslední částí experimentální smyčky je radiální jednostupňový kompresor (Obrázek 3-8). Maximální tlakový spád, který lze díky kompresoru na turbíně dosáhnout, je $12\ kPa$, nejvyšší trvalý hmotnostní průtok je $2\ kg/s$.



Obrázek 3-7 – Dýza

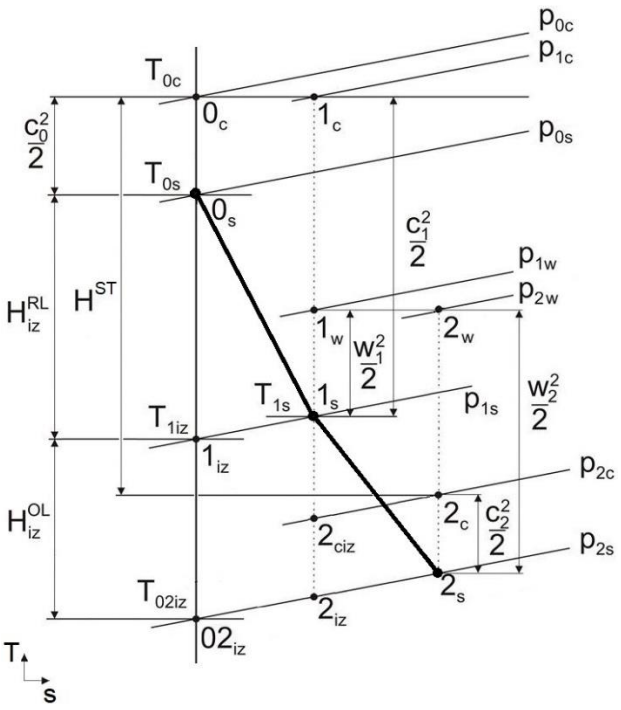
Obrázek 3-8 – Kompresor

3.2 Měření na vzduchové turbíně VT-400

V současnosti se testování stupňů pokusné turbíny VT400 skládá ze dvou částí - měření integrálních charakteristik a stacionární měření proudových polí za rozváděcími i oběžnými lopatkami.

Účelem měření integrálních charakteristik je získání závislosti termodynamické účinnosti stupně na poměru u/c_f (poměr obvodové rychlosti na středním poloměru k fiktivní izentropické rychlosti c_f – viz vztah 3-1 a Obrázek 3-9). Při tomto měření dochází při konstantních otáčkách turbíny ke změně tlakového spádu na stupni. Vzhledem k uspořádání experimentálního zařízení je vstupní tlak před turbínou určen atmosférickým tlakem a je tedy možné měnit pouze výstupní tlak a tím tlakový spád na stupeň. Tlakový spád je měněn výkonem kompresoru resp. motoru, který jej pohání. Je možné též měnit rychlostní poměr u/c_f změnou otáček turbíny při konstantním tlakovém spádu.

$$c_f = \sqrt{2 \cdot \left(H_{iz}^{ST} + \frac{c_0^2}{2} \right)};\ H_{iz}^{ST} = H_{iz}^{RL} + H_{iz}^{OL} \qquad 3\text{-}1$$

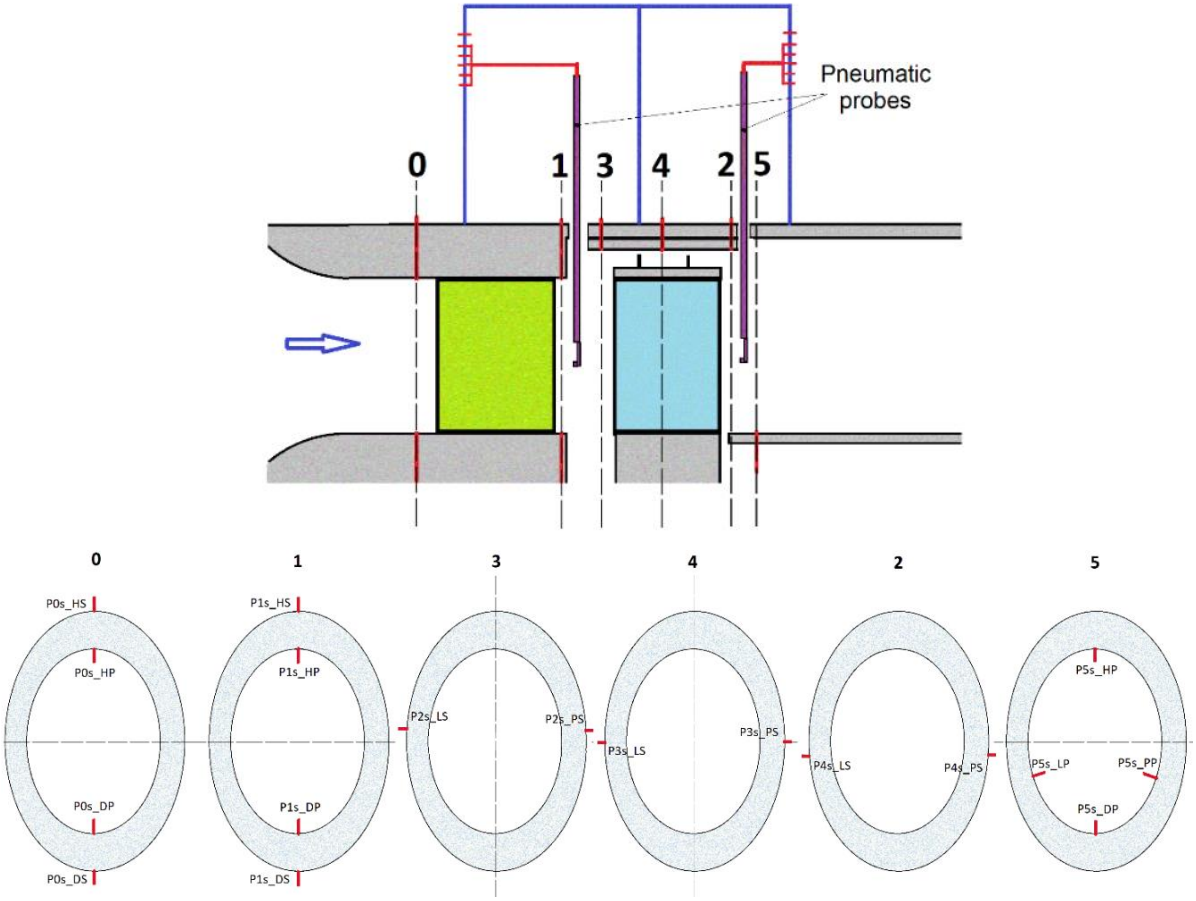


Obrázek 3-9 – Expanze plynu ve stupni turbíny – „T-s“ diagram [18]

Stacionární měření proudových polí za rozváděcími i oběžnými lopatkami podává velmi důležité informace o proudění ve stupni. Je získán stacionární tlakový resp. rychlostní obraz proudového pole a po vhodném obvodovém průměrování dat také pro návrháře velmi ceněné průběhy veličin podél výšky lopatky. Jde nejen o hodnoty ztrát, ale také rychlostí, resp. úhlů pro výpočet deviací a incidencí proudu, dále např. průběh reakce či hmotnostního toku apod. Tato data poskytují při porovnání s teoretickým návrhem zásadní informace o chování a fungování tvarových modifikací lopatek či vlivu nenávrhových provozů.

3.2.1 Měření integrálních charakteristik

Jak již bylo výše zmíněno, pod pojmem integrální charakteristika turbínového stupně se rozumí závislost obvodové účinnosti na bezrozměrném rychlostním poměru u/c_f. Pro vyhodnocení takové charakteristiky je potřebné znát několik parametrů, které se získávají během vlastního měření. Kromě odběrů statických tlaků v jednotlivých rovinách průtočné části turbínového stupně (viz Obrázek 3-10) se také sbírají data z dynamometru. Konkrétně se měří otáčky rotoru a krouticí moment.



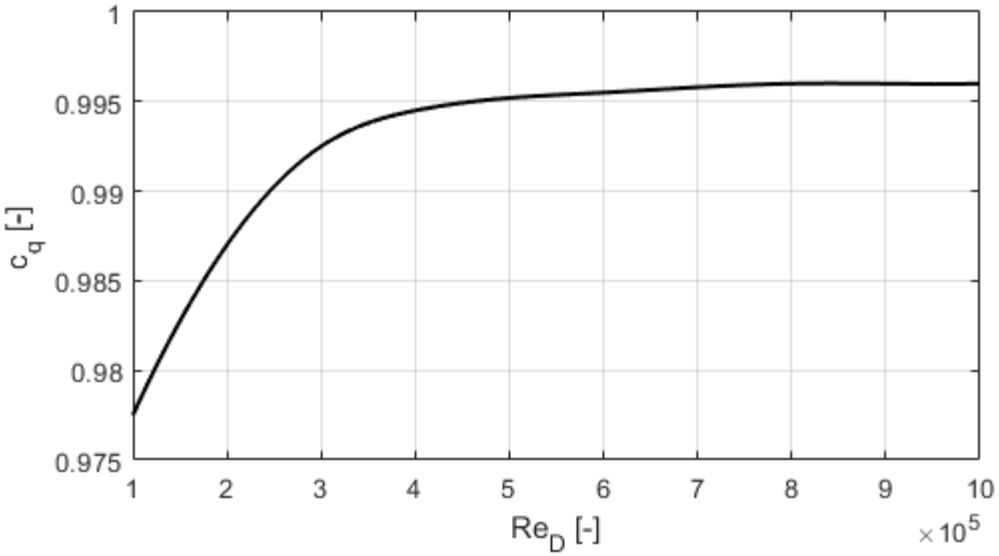
Obrázek 3-10 – Měřicí roviny průtočné části turbínového stupně s vyznačenými místy odběrů statických tlaků [19]

Dalším nezbytným parametrem pro vyhodnocení turbínové charakteristiky je hmotnostní průtok pracovní látky, která se podílí na generování užitečné práce stupně. Určení hmotnostního průtoku vychází z normy ČSN 5167-3. Výchozí vztah pro vyhodnocení hmotnostního průtoku popisuje rovnice 3-2. Vztah zahrnuje rozdíl statického tlaku na vstupu a výstupu z měřicí dýzy, její geometrické parametry, průtokový součinitel c_q a součinitel expanze ε.

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

$$\beta = \frac{d}{D}$$

Průtokový koeficient je funkcí Reynoldsova čísla (viz Obrázek 3-11). Součinitel expanze souvisí se stlačitelností pracovní látky a určí se ze vztahu (3-3).



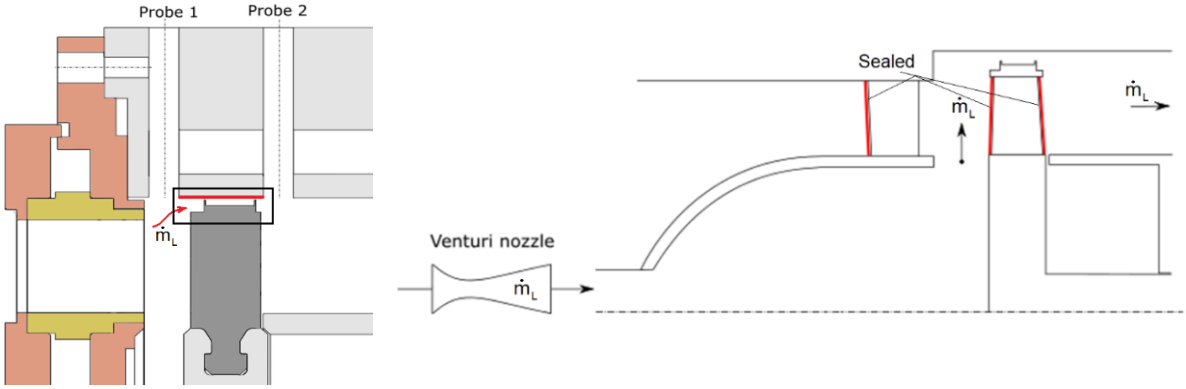
Obrázek 3-11 – Závislost průtokového koeficientu c_q na Reynoldsově čísle

$$\varepsilon = \sqrt{\left(\frac{\kappa\tau^{\frac{2}{\kappa}}}{\kappa-1}\right)\left(\frac{1-\beta^4}{1-\beta^4\tau^{\frac{2}{\kappa}}}\right)\left(\frac{1-\tau^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}{1-\tau}\right)} \qquad 3\text{-}3$$

$$\tau = \frac{p_{cl2}}{p_{cl1}}$$

Vyhodnocený hmotnostní průtok představuje průtok, který protéká rozváděcí lopatkovou mříží. Oběžnou lopatkovou mříží protéká hmotnostní průtok pracovní látky snížený o únik nadbandážovou ucpávkou. Vzduch protékající nadbandážovou ucpávkou nepřispívá k přenosu energie na lopatky oběžného kola, tudíž je potřebné pro správný odhad účinnosti stupně toto množství určit.

Průtok nadbandážovou ucpávkou byl určen speciálním měřením na upraveném měřicím standu. Došlo k ucpání lopatkování rozváděcího i oběžného kola a k připojení dodatečného zařízení pro citlivější měření hmotnostního průtoku (viz Obrázek 3-12).



Obrázek 3-12 – Určení průtoku nadbandážovou ucpávkou [29]

Finální účinnost turbínového stupně lze definovat jako poměr užitečného entalpického spádu stupně k energii přivedené do stupně. Užitečný entalpický spád může být určen buď z celkových, nebo statických stavů. Energie přivedená do stupně může v případě posledního stupně, nebo u turbín jednostupňové konstrukce, zohledňovat ztrátu výstupní rychlosti. Podle toho se rozlišují různé definice účinnosti stupně (viz následující vztahy 3-4, 3-5 a 3-6).

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

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

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

Vzhledem k jednostupňovému uspořádání vzduchové turbíny VT-400 je v tomto případě nejvhodnější definicí účinnost η_{st}^{T-S}.

Užitečný entalpický spád stupně se ze získaných naměřených dat určí jakou poměr užitečného výkonu a hmotnostního průtoku pracovní látky korigovaného o únik nadbandážovou ucpávkou. Užitečný výkon je v tomto případě součtem výkonu měřeného dynamometrem (P_d) a výkonu, který je potřebný pro pokrytí ložiskových ztrát (P_z).

$$h_{0c} - h_{2c} = H^{ST} = \frac{P_d + P_z}{\dot{m}}$$
$$P_d = M_K \cdot \omega = M_K \cdot \frac{\pi n}{30} \quad 3\text{-}7$$

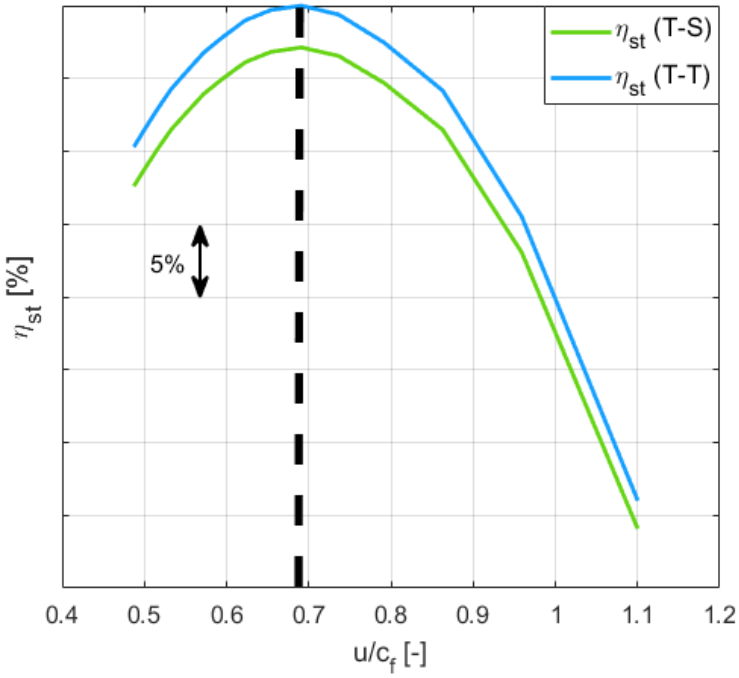
Odhad ložiskových ztrát byl realizován na základě experimentálně naměřených dat s podporou analytických výpočtů získaných dodavatelem konkrétních typů používaných ložisek. Na základě těchto analýz byla vytvořena závislost ložiskových ztrát na axiální síle a otáčkách turbíny.

V grafu (Obrázek 3-13) je znázorněn příklad průběhů účinností stupně vycházejících z definic *„total-to-total“* a *„total-to-static“* pro konkrétní otáčky turbíny. Jak je ze závislostí vidět, vzhledem k optimální hodnotě rychlostního poměru $u/c_f \approx 0{,}69$ se jedná o turbínový stupeň s reakcí kolem 50%.

Rozborem nejistot měření účinnosti stupně byl odhalen vliv chyby měření krouticího momentu. Příspěvek nejistoty měření krouticího momentu k celkové nejistotě měření turbínového stupně představoval až 60%.

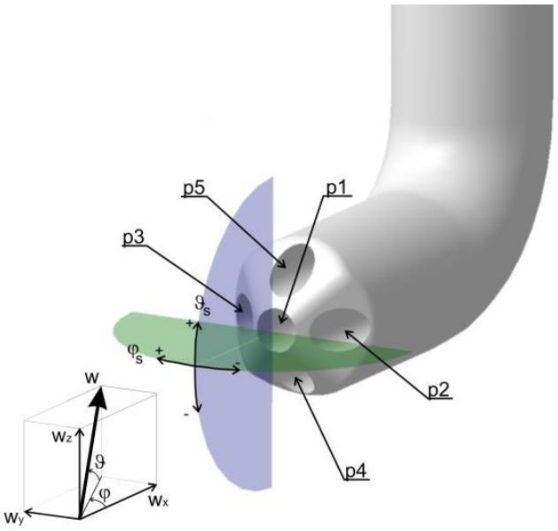
3.2.2 Traverzování pneumatickými sondami

Měření integrálních charakteristik podává základní informaci o testovaném turbínovém stupni. Tímto způsobem měření ale nelze vyhodnotit detailnější jevy v proudovém poli průtočné části turbíny. Pro tento účel se kromě měření integrálních charakteristik na zařízení VT-400 provádí také detailní traverzování proudových polí za rozváděcí a oběžnou mříží, které umožňuje vyhodnotit radiální rozložení proudových parametrů podél lopatek. Jelikož se traverzování provádí jak za rozváděcí, tak oběžnou mříží, lze tím získat hodnotné informace o rozváděcí i oběžné mříži zvlášť. Navíc v tomto případě odpadá nutnost měření krouticího momentu, který do vyhodnocovacího procesu již nevstupuje.



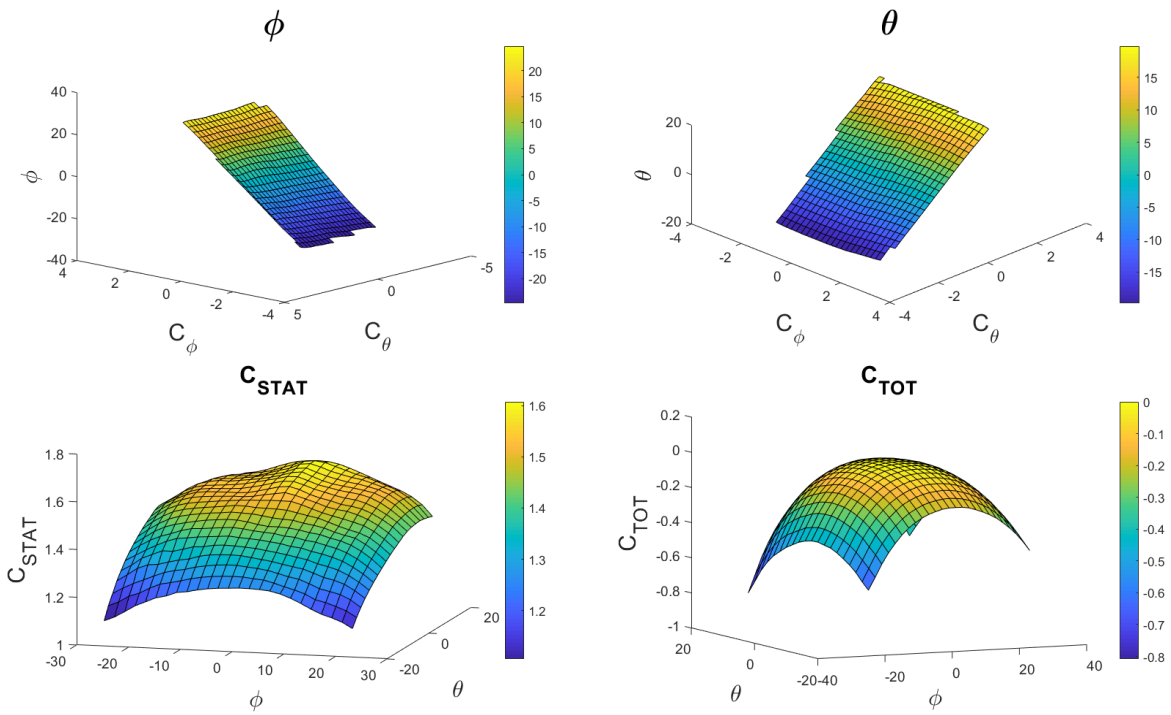
Obrázek 3-13 – Příklad charakteristiky turbínového stupně

Vlastnímu traverzování proudových polí předcházela kalibrace pneumatických sond. Kalibrace proběhla na interním kalibračním zařízení, výsledkem které jsou kalibrační koeficienty. Tyto kalibrační koeficienty tvoří plošné závislosti (viz Obrázek 3-15), jejichž matematická interpretace v podobě kořenů regresních rovnic je implementovaná do softwaru určeného pro vyhodnocování dat z traverzování.



Obrázek 3-14 – Pěti-otvorová pneumatická sonda [24]

$$C_{STAT} = \frac{p_1 - p_s}{p_1 - p_m} \; ; \; C_{TOT} = \frac{p_1 - p_t}{p_1 - p_m}$$
$$C_{\varphi} = \frac{p_2 - p_3}{p_1 - p_m} \; ; \; C_{\vartheta} = \frac{p_4 - p_5}{p_1 - p_m} \qquad 3\text{-}8$$
$$p_m = \frac{1}{4}(p_2 + p_3 + p_4 + p_5)$$



Obrázek 3-15 – Plošné závislosti kalibračních koeficientů a úhlů natočení sondy [19]

3.3 Výsledky traverzování proudových polí

Měření pneumatickými sondami probíhá podle předem nastaveného programu, který zahrnuje kompletní mapu pohybů obou pěti-otvorových sond. Součástí ovládacího softwaru pro pohyb pneumatických sond je algoritmus umožňující v každém měřeném bodě automaticky nastavit sondy přesně do proudu.

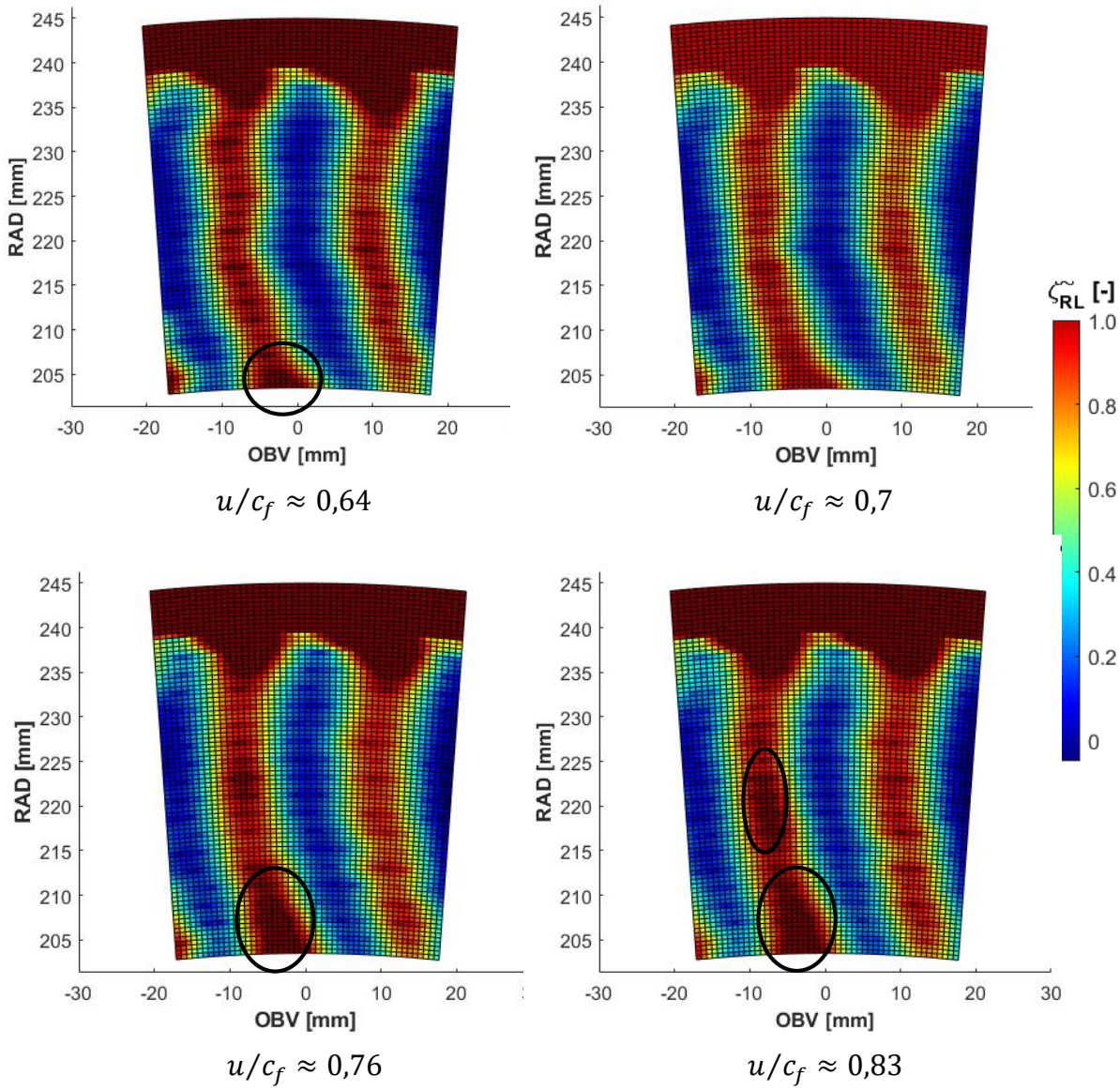
Výsledkem traverzování jsou rozložení vyhodnocených parametrů, jako např. proudové úhly, rychlosti, účinnost jednotlivých mříží, celková účinnost stupně, a další.

Na následujících grafech (Obrázek 3-16 až Obrázek 3-22) jsou uvedena srovnání vybraných nezprůměrovaných parametrů pro různé provozní režimy vzduchové turbíny. Optimální provozní režim představuje rychlostní poměr $u/c_f \approx 0{,}7$.

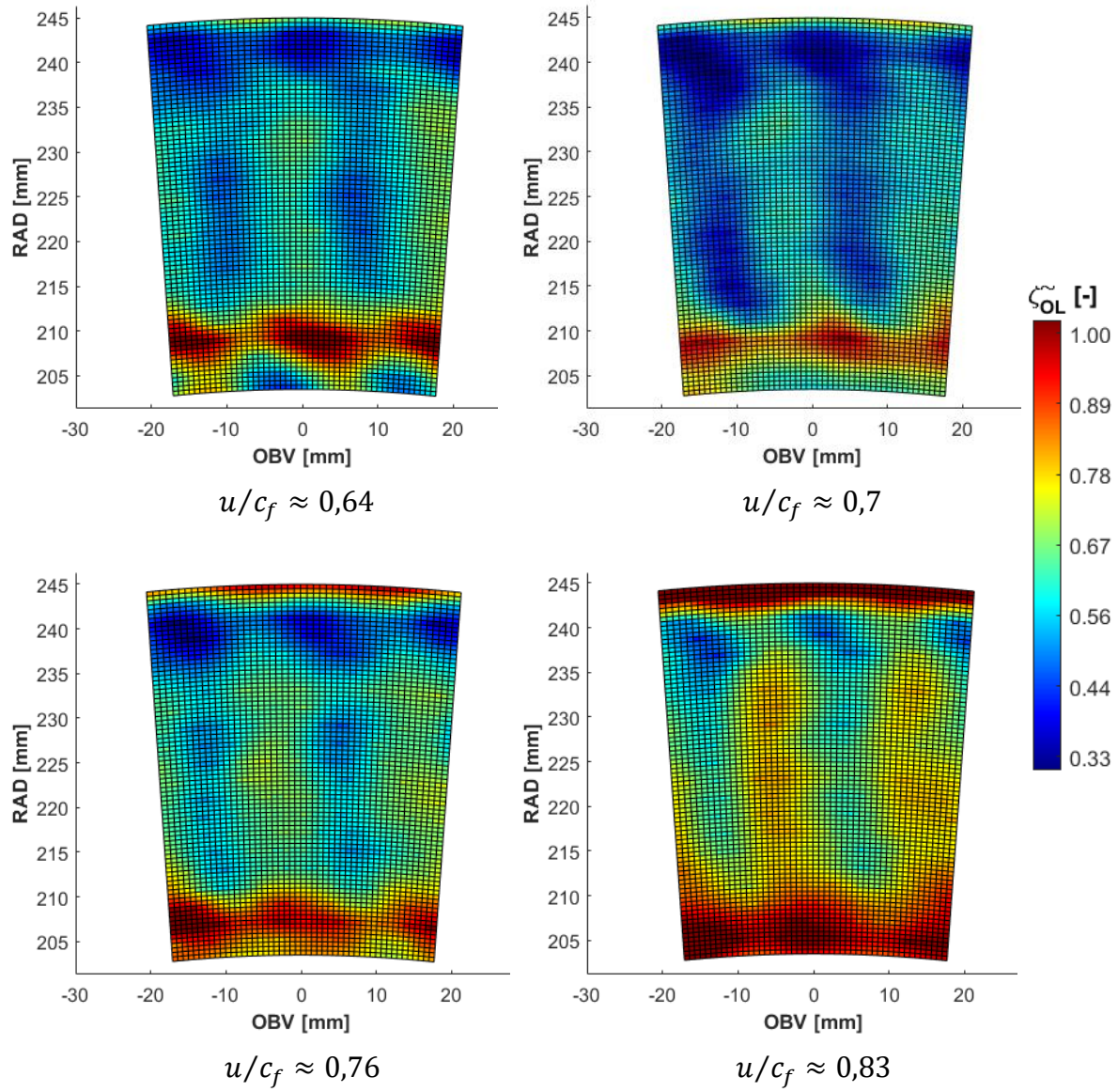
Obrázek 3-16 popisuje rozložení poměrných ztrát rozváděcích lopatek pro měřené provozní režimy turbíny. Jak je ze srovnání vidět, velikost ztrát rozváděcích lopatek se změnou režimu turbíny výrazně nemění. K mírnému nárůstu zrát dochází očekávaně v nenávrhových režimech (viz vyznačené oblasti v grafech - Obrázek 3-16).

Srovnání poměrných ztrát oběžné mříže je znázorněno v rámci obrázku (Obrázek 3-17). Nejvýraznější nárůst ztrát lze pozorovat především v oblasti paty oběžných lopatek, které vznikají vlivem omezujících stěn. U odlehčených režimů se výrazněji projevuje vliv parazitního proudu z nadbandážové ucpávky.

Na zbylých grafech jsou vidět rozložení vybraných absolutních, resp. relativních rychlostí a odpovídajících proudových úhlů. Výstupní úhel relativní rychlosti ze stupně β_{2f} (viz Obrázek 3-22) se změnou provozního režimu turbíny výrazněji mění hlavně v oblasti paty oběžných lopatek. Přetěžováním stupně dochází v této oblasti ke zvětšování β_{2f}. Naopak v odlehčeném režimu velikost úhlu β_{2f} mírně klesá.



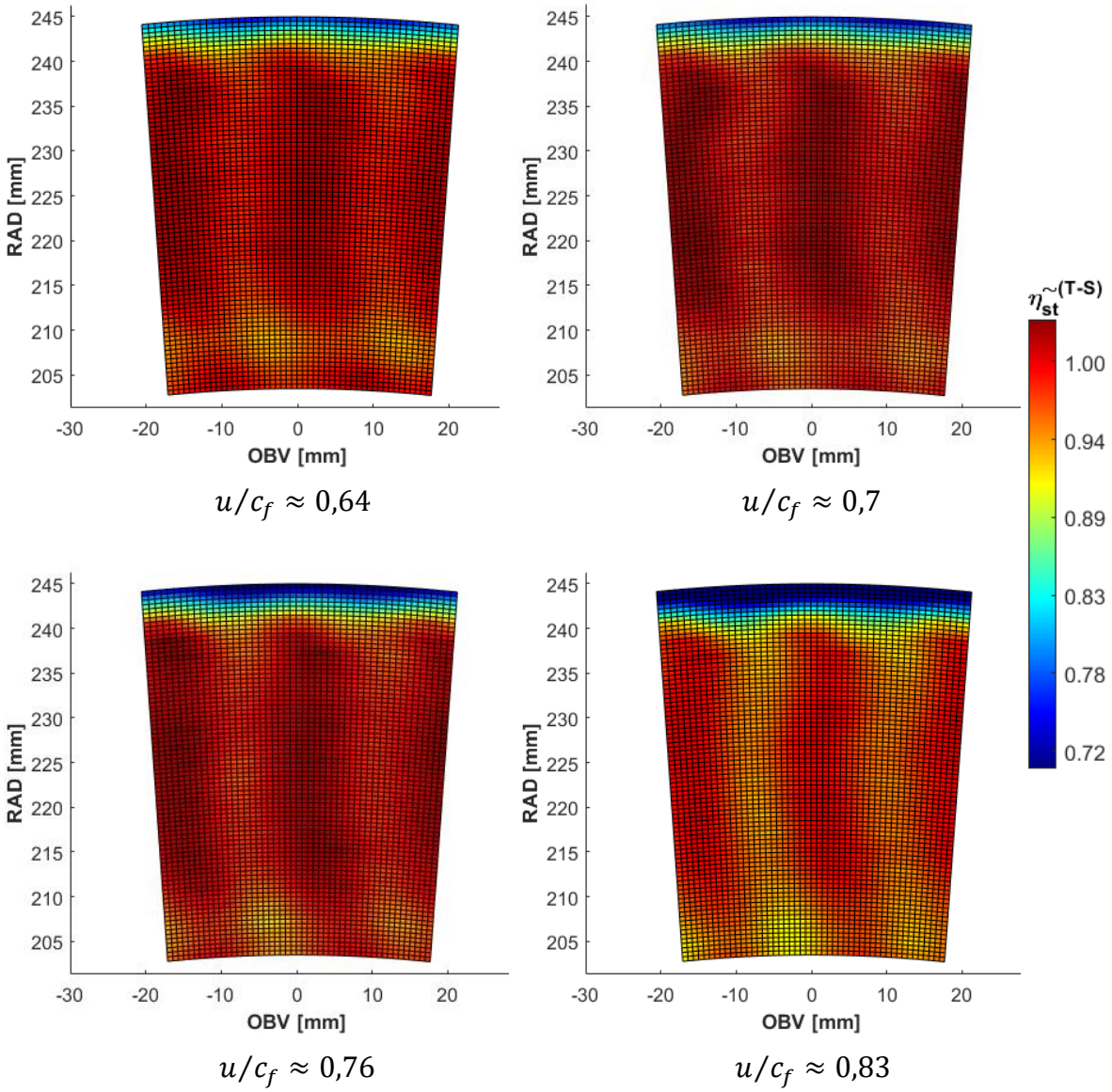
Obrázek 3-16 – Rozložení poměrných ztrát za rozváděcím kolem



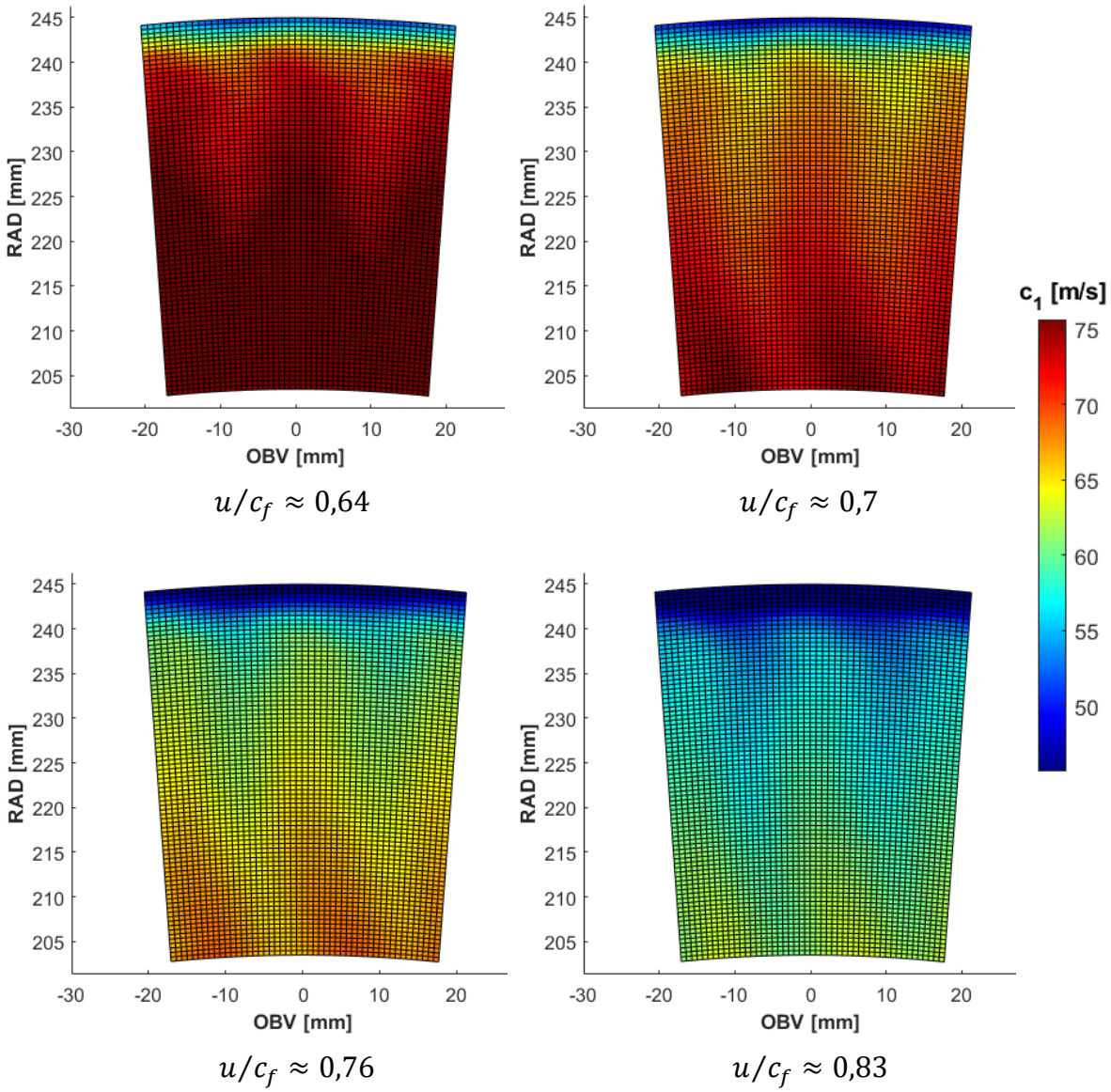
$u/c_f \approx 0{,}64$ $u/c_f \approx 0{,}7$

$u/c_f \approx 0{,}76$ $u/c_f \approx 0{,}83$

Obrázek 3-17 – Rozložení poměrných ztrát za oběžným kolem



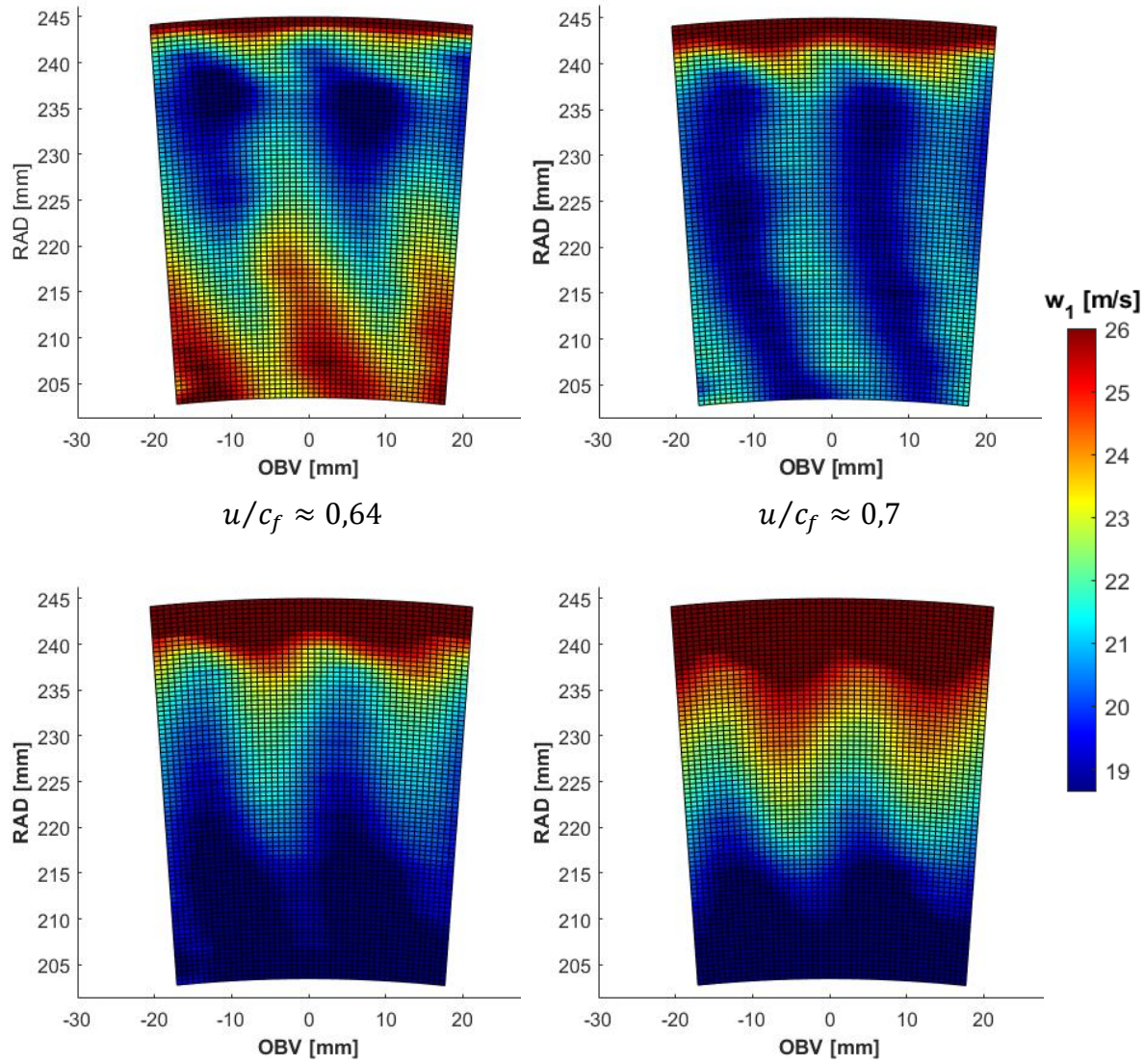
Obrázek 3-18 – Rozložení poměrné účinnosti stupně (T-S)



$u/c_f \approx 0{,}64$ $u/c_f \approx 0{,}7$

$u/c_f \approx 0{,}76$ $u/c_f \approx 0{,}83$

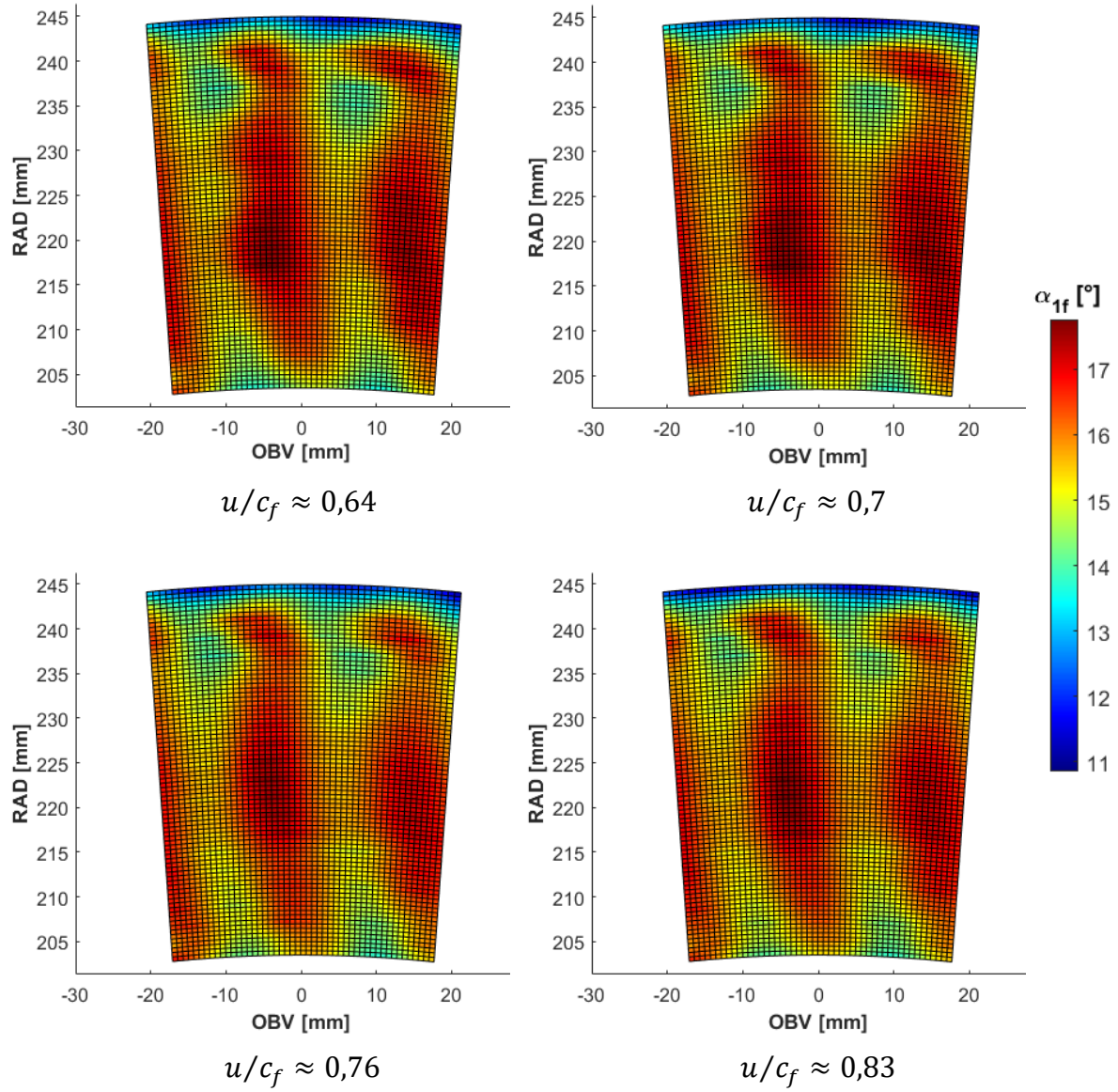
Obrázek 3-19 – Rozložení výstupní absolutní rychlosti z rozváděcích lopatek



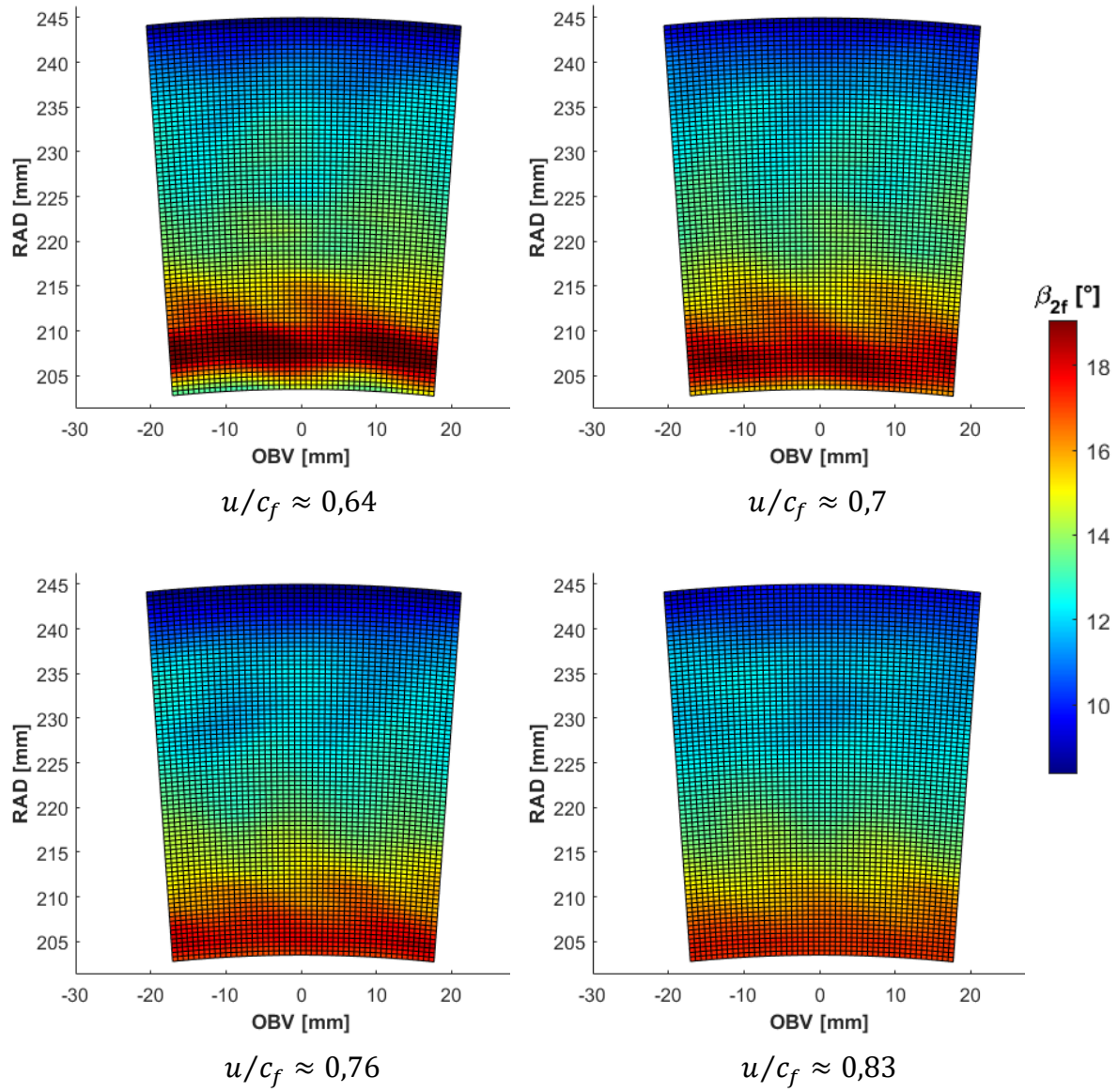
$u/c_f \approx 0{,}64$ $u/c_f \approx 0{,}7$

$u/c_f \approx 0{,}76$ $u/c_f \approx 0{,}83$

Obrázek 3-20 – Rozložení vstupní relativní rychlosti do oběžných lopatek



Obrázek 3-21 – Rozložení výstupního úhlu absolutní rychlosti z rozváděcích lopatek



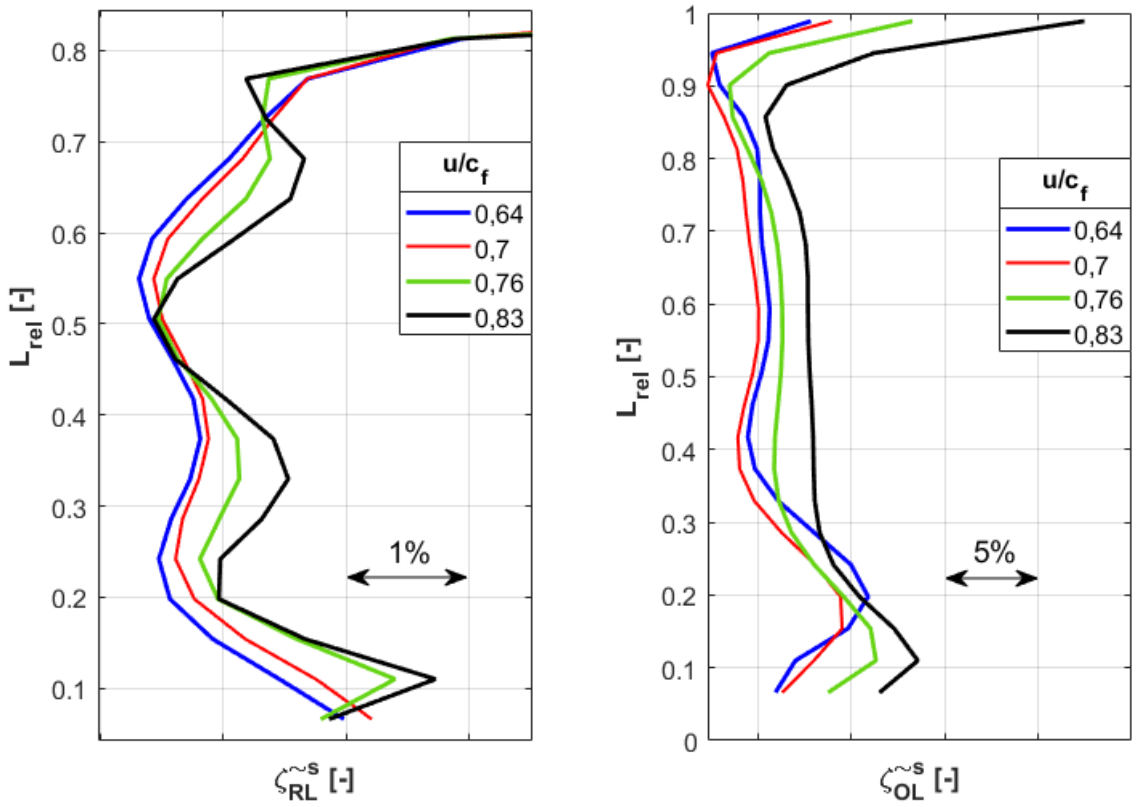
Obrázek 3-22 – Rozložení výstupního úhlu relativní rychlosti ze stupně

Uvedené průběhy sice odráží proudové poměry pro jednotlivé provozní režimy stroje, ale pro praktické účely se často na tyto data aplikují různé metody redukce dat s cílem nalezení jediné reprezentativní hodnoty vyhodnocovaného parametru na jedné konkrétní měřené radiále. Použitím vhodné metodiky průměrování dat se získají radiální rozložení vyhodnocovaných parametrů.

V turbinářské praxi se nejčastěji uplatňuje plošné průměrování a průměrování vážené hmotnostním průtokem (resp. axiální rychlostí pro případ proudění bez uvážení stlačitelnosti). Průběhy radiálních rozložení uvedené v disertační práci jsou získané hmotnostním průměrováním (viz vztah 3-9).

$$\bar{\theta} = \frac{\int \theta \cdot \rho \cdot \left|\vec{w} d\vec{S}\right|}{\int \rho \cdot \left|\vec{w} d\vec{S}\right|} \quad \rightarrow \quad \frac{\sum_{i=1}^{n} \theta_i \cdot \rho_i \cdot \left|\vec{w}_i \cdot \vec{S}_i\right|}{\sum_{i=1}^{n} \rho_i \cdot \left|\vec{w}_i \cdot \vec{S}_i\right|} \qquad 3\text{-}9$$

Následující grafy představují srovnání radiálních rozložení vybraných parametrů pro zvolené měřené režimy turbíny.

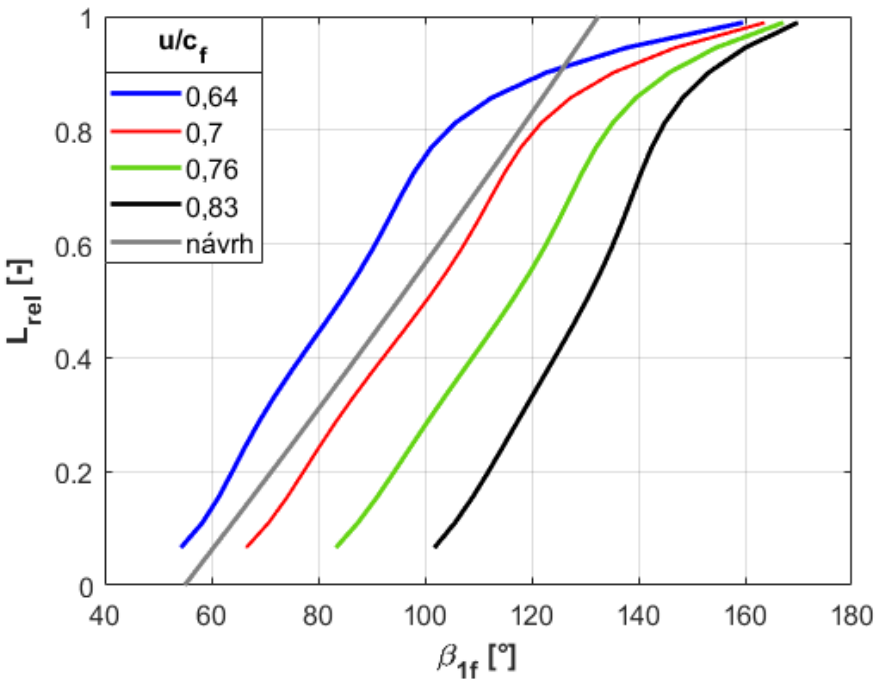


Obrázek 3-23 – Radiální rozložení průměrovaných ztrát rozváděcích (vlevo) a oběžných lopatek (vpravo)

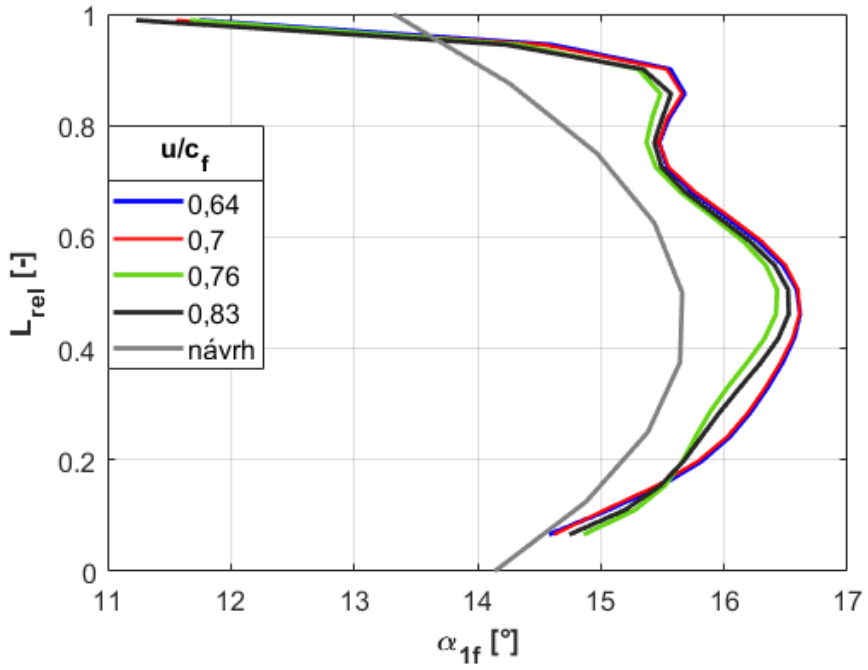
Radiální rozložení ztrát rozváděcí a oběžné mříže je znázorněno na grafech (Obrázek 3-23). Ztráty rozváděcí mříže se při různých provozních režimech výrazně neliší. V oblasti středního profilu je hodnota ztrát téměř totožná. V oblasti špičky rozváděcí lopatky dochází vlivem konstrukčních otvorů pro pohyb pneumatické sondy k neúměrnému nárůstu ztrát. Tento nárůst ztrát lze také připsat vlivu nadbandážové ucpávky oběžného kola. Průběh ztrát podél oběžných lopatek se již při nenávrhových podmínkách proudění od návrhového proudění odlišuje ve významnější míře. Dochází k tomu z důvodu změny směru nabíhajícího proudu na oběžné lopatky (vznik kladné, příp. záporné incidence). Výrazný nárůst ztrát lze opět pozorovat v oblasti špičky oběžných lopatek, kde dochází k promíchání parazitního (ucpávkového) proudu z nadbándážové ucpávky s hlavním proudem.

Průběh úhlů relativní rychlosti vstupující do oběžných lopatek pro měřená zatížení stupně je znázorněn na grafu (Obrázek 3-24). Na obrázku je také vyznačen radiální průběh návrhového úhlu vstupní relativní rychlosti do oběžné mříže. Tomuto průběhu má očekávaně nejblíže návrhový měřený režim $(u/c_f \approx 0{,}7)$. Zvětšováním úhlu β_{1f} od návrhové hodnoty dochází ke vzniku záporné incidence (odlehčení). Naopak pro úhly $\beta_{1f} < \beta_{1m}$ vzniká kladná incidence (přetížení).

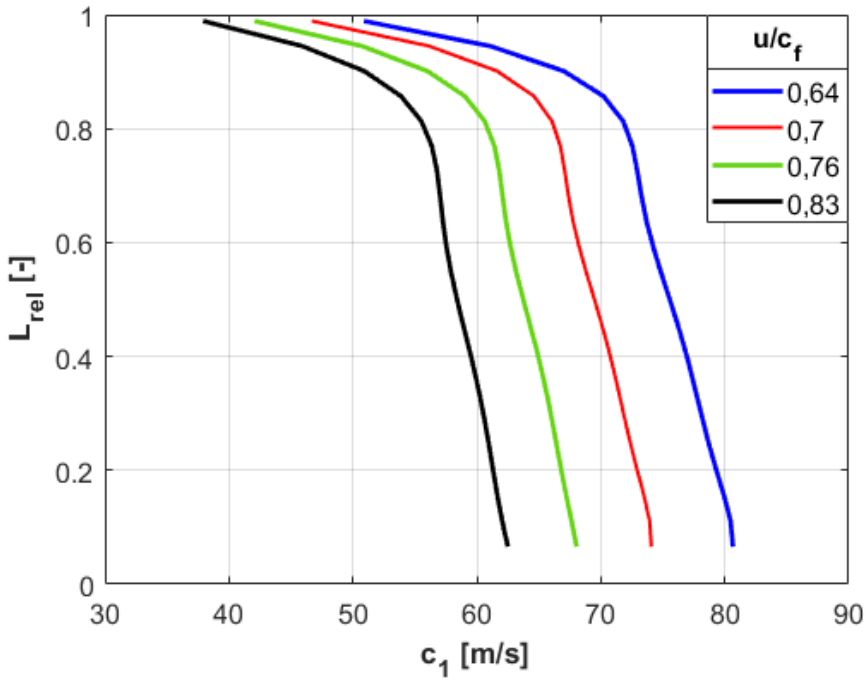
Výstupní úhel absolutní rychlosti z rozváděcího kola není změnou provozu turbíny výrazně ovlivněn (viz Obrázek 3-25). Směr vektoru absolutní rychlosti z rozváděcí mříže se tedy nemění, mění se pouze jeho velikost (viz Obrázek 3-26).



Obrázek 3-24 – Radiální rozložení vstupního úhlu relativní rychlosti do oběžné mříže



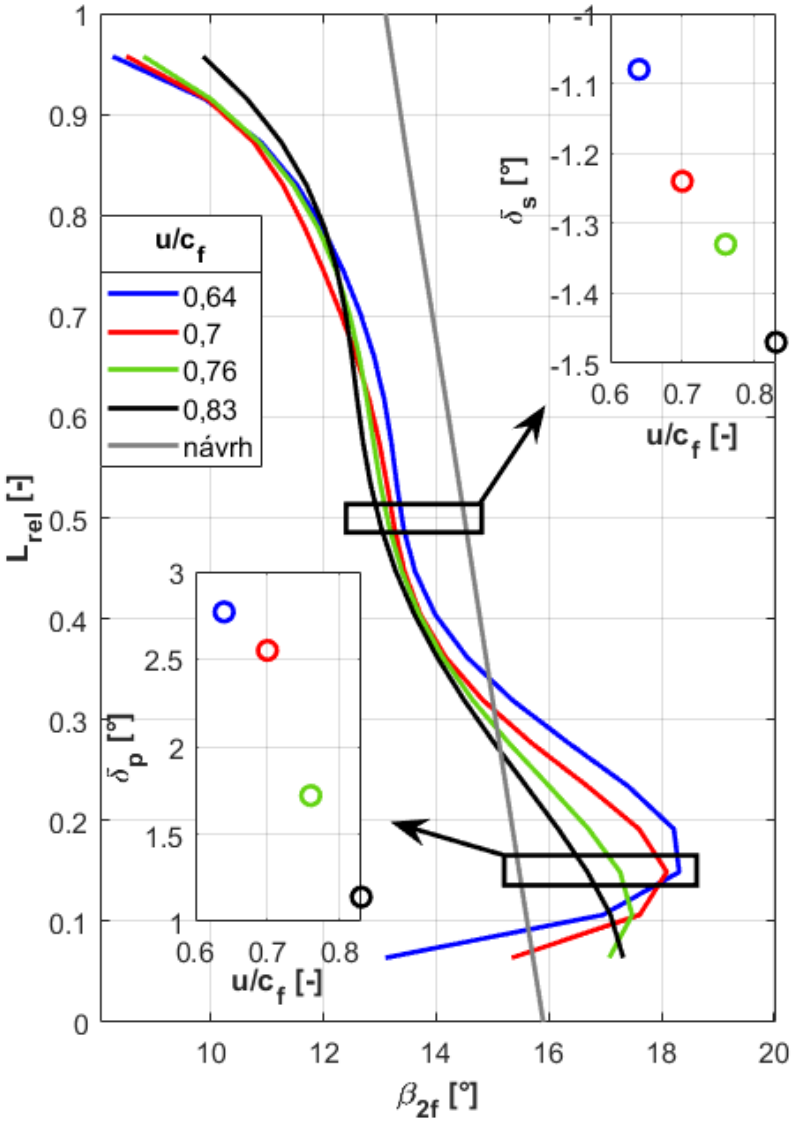
Obrázek 3-25 – Radiální rozložení výstupního úhlu absolutní rychlosti z rozváděcí mříže



Obrázek 3-26 – Radiální rozložení absolutní rychlosti z rozváděcí mříže

Následující graf (Obrázek 3-27) představuje rozložení výstupního úhlu relativní rychlosti ze stupně. Do grafu byly také doplněny detaily průběhu deviace výstupního proudu pro střední profil ($\sim 50\%\ L_{rel}$) a oblast v blízkosti patního profilu ($\sim 15\%\ L_{rel}$) oběžné lopatky. Oblast špičky je hodně ovlivněna prouděním z nadbandážové ucpávky ve spojení s vlivem konstrukčního otvoru pro pneumatickou sondu. Hodnoty výstupního úhlu relativní rychlosti budou v této části lopatky poměrně hodně zkreslené. Z toho důvodu nebyla tato oblast z pohledu deviace výstupního proudu v grafu vyhodnocena.

Výstupní úhel relativní rychlosti ze stupně β_{2f} se snižováním u/c_f (přetěžováním) v oblasti paty a na středu oběžné lopatky zmenšuje. Z pohledu deviace dochází u paty k odklonu proudu v kladném směru, zatímco střed lopatky vykazuje záporné hodnoty deviace.



Obrázek 3-27 – Radiální rozložení výstupního úhlu relativní rychlosti ze stupně

4 Numerická analýza

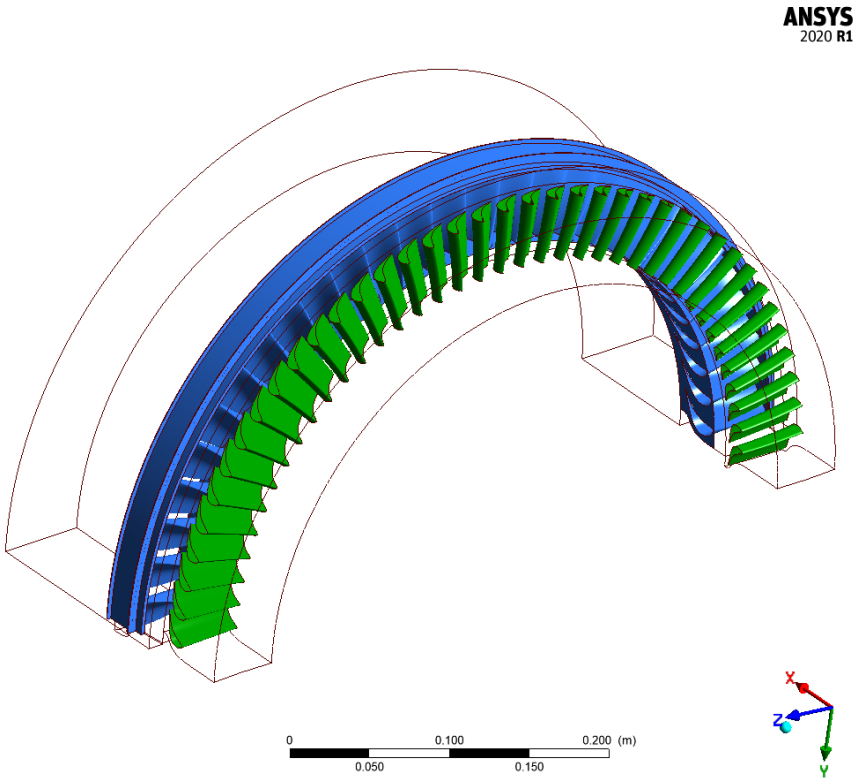
Měření pneumatickými sondami na experimentálním standu VT-400 je hodně omezené. Omezení spočívá hlavně v možnosti měření pouze v jedné konkrétní axiální rovině jak za rozváděcí, tak za oběžnou mříží. Konstrukce traverzovacího zařízení pro pohyb pneumatických sond neumožňuje jejich axiální posun. Tímto způsobem nelze získat informace o vývoji proudových parametrů v axiálním směru v mezeře mezi rozváděcím a oběžným kolem, resp. za stupněm. Měření bylo proto doplněno o numerickou simulaci proudění v testovaném turbínovém stupni pomocí komerční verze programu *ANSYS CFX*.

Využití CFD výpočetních kódů přináší ve srovnání s experimenty řadu benefitů. Mezi ty nejvýznamnější patří například nízké provozní náklady, nebo rychlost získání výsledků. Na druhou stranu, výstupy z numerických simulací nemusí odrážet skutečné fyzikální souvislosti. Validace těchto výpočtů experimentem by měla být nedílnou součástí každé úlohy řešené numerickým přístupem.

V tomto případě proběhla validace CFD výpočtu jednak z pohledu základních integrálních charakteristik stupně, a také pro data v rovině měření pneumatickými sondami. Byl tedy přijat předpoklad, že pokud jsou data z CFD výpočtů pro roviny traverzování v přijatelné shodě s experimentálně získanými výsledky, lze CFD výpočet považovat za relevantní i v jiných průtočných částech turbínového stupně, zejména v souvislosti s vývojem výstupního úhlu proudu mimo traverzovanou oblast.

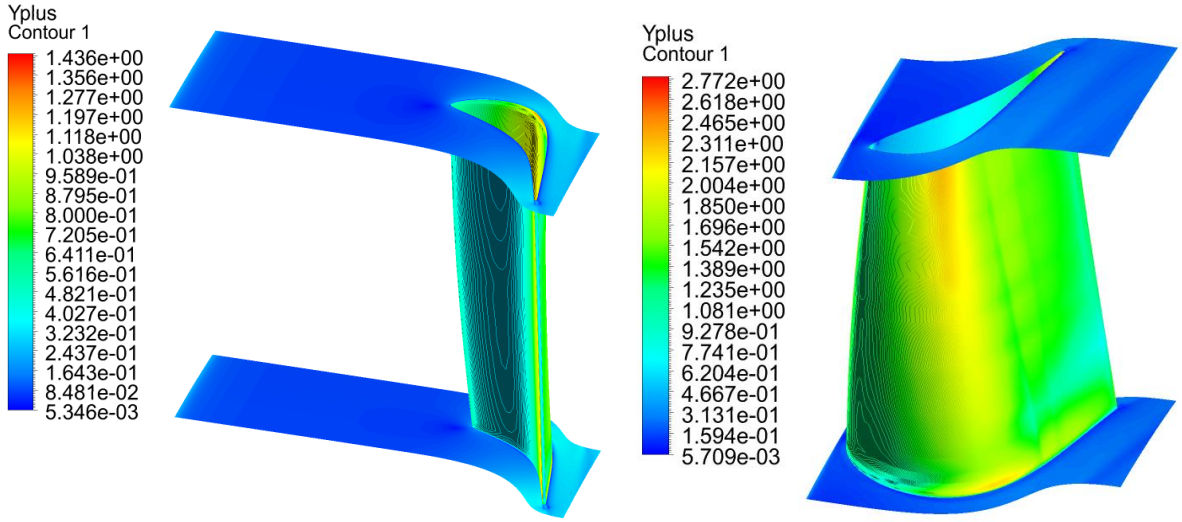
4.1 Nastavení CFD výpočtu

Geometrie testovaného stupně je znázorněna na následujícím obrázku (Obrázek 4-1). Kromě lopatkování je součástí výpočetní geometrie také nadbandážová ucpávka.



Obrázek 4-1 – Geometrie výpočetního modelu

Výpočetní síť s počtem buněk přesahující 50 milionů byla vytvořena pomocí programu *TurboGrid*. Kvalita výpočetní sítě byla ověřena pomocí tzv. y^+ parametru. Výpočetní síť by měla být zahuštěna směrem ke stěnám, přičemž v mezní vrstvě musí být dostatečné množství buněk. K tomuto účelu slouží zmíněný parametr y^+. Na následujících obrázcích (Obrázek 4-2) jsou znázorněny kontury parametrů y^+ na stěnách rozváděcí (vlevo) a oběžné lopatky (vpravo). Hodnota lokálního maxima parametru y^+ u rozváděcích lopatek se pohybuje kolem $1{,}4$ a u oběžných kolem $2{,}7$, což je v souladu s doporučenými hodnotami y^+.



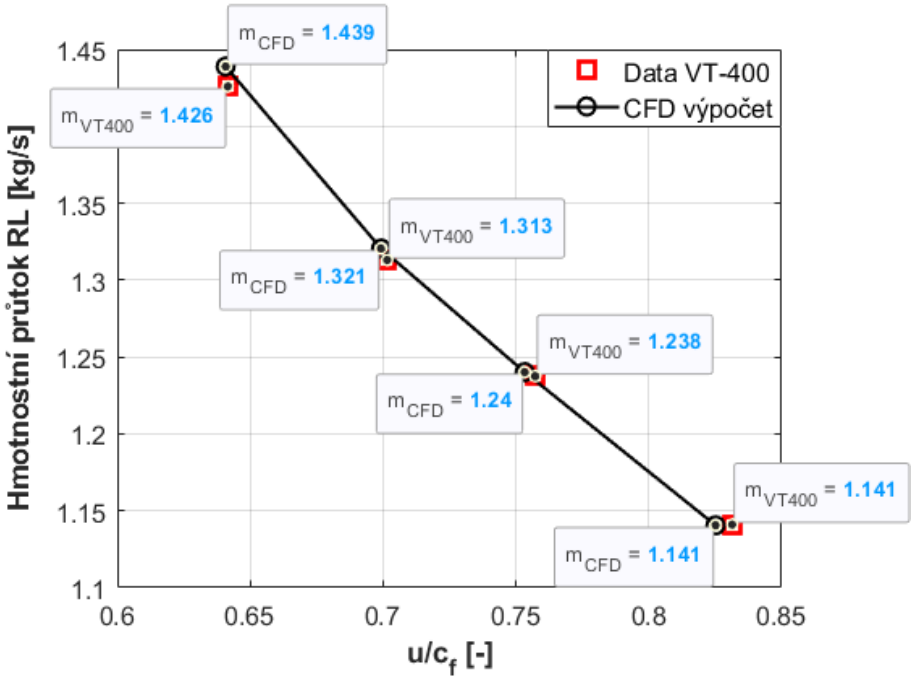
Obrázek 4-2 – Kontury parametru y^+ (RL-vlevo; OL-vpravo)

Výpočetní úloha byla řešena jako stacionární pro turbulentní proudění s modelem turbulence $k-\omega\ SST$. Pro přenos dat mezi statorovou a rotorovou doménou bylo použito rozhraní *„Frozen Rotor“*. Jako okrajové podmínky výpočty byly zvoleny celkový tlak, celková teplota, směrové vektory (axiální vstup) a intenzita turbulence 5%.

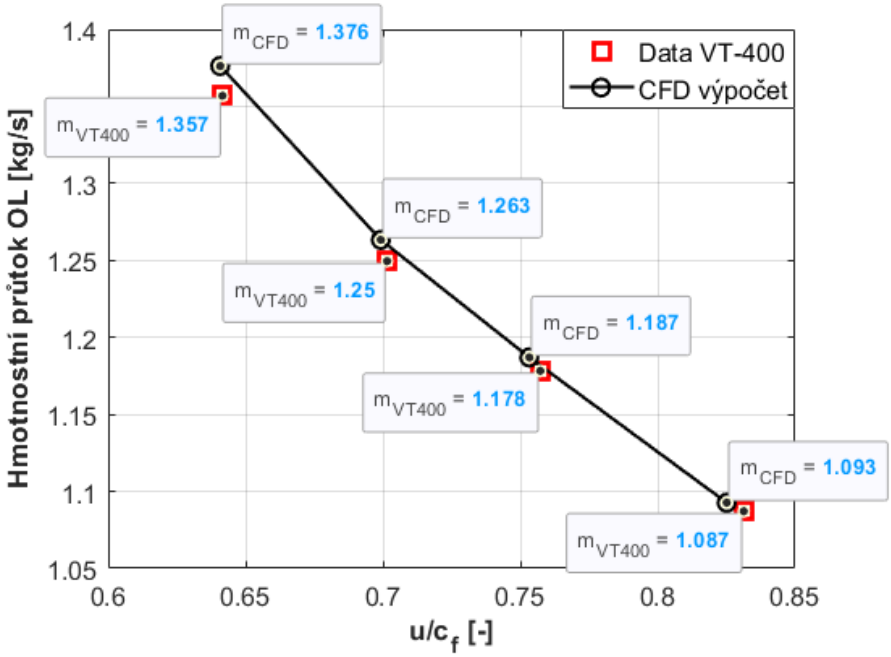
4.2 Validace CFD výpočtu

Validace numerické simulace vychází ze srovnání základních integrálních parametrů testovaného turbínového stupně. Bylo provedeno srovnání hmotnostních průtoků pracovní látky protékající jak rozváděcím, tak oběžným lopatkováním. Také byla porovnána turbínová charakteristika, tedy závislost účinnosti turbínového stupně na rychlostním poměru u/c_f.

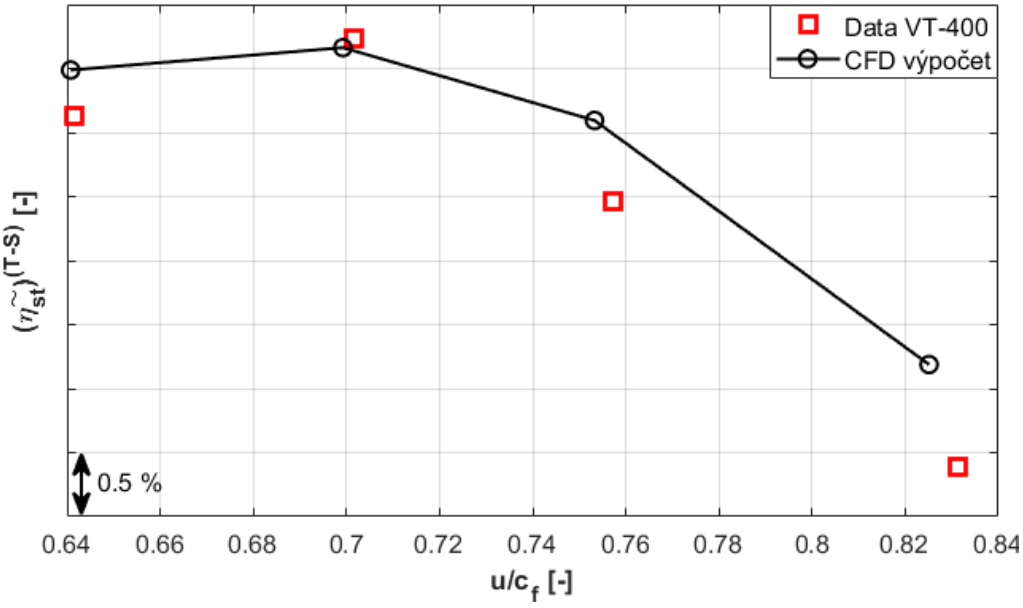
Z průběhů hmotnostních průtoků z numerické simulace lze vidět přijatelnou shodu s experimentem (viz Obrázek 4-3 a Obrázek 4-4), přičemž nejvýraznější odchylka se u průtoku rozváděcí mříží pohybuje kolem 1%, resp. u oběžné mříže zhruba $1{,}5\%$. Tyto odchylky hmotnostního průtoku se také promítnou do výsledných hodnot výkonu, resp. účinnosti stupně. Srovnání experimentálně určené a vypočtené účinnosti stupně je zobrazeno na následujícím grafu (Obrázek 4-5). Z uvedeného srovnání je možné pozorovat nejlepší shodu mezi měřením a CFD simulací pro optimální provozní bod $(u/c_f \sim 0{,}7)$. Změnou provozního režimu do oblastí mimo návrhový bod se výsledky očekávaně rozchází. U nejvíce odlehčené varianty $(u/c_f \sim 0{,}83)$ představuje rozdíl v obvodové účinnosti stupně mezi měřením a CFD simulací kolem $0{,}9\%$.



Obrázek 4-3 – Srovnání hmotnostního průtoku pracovní látky protékající rozváděcími lopatkami

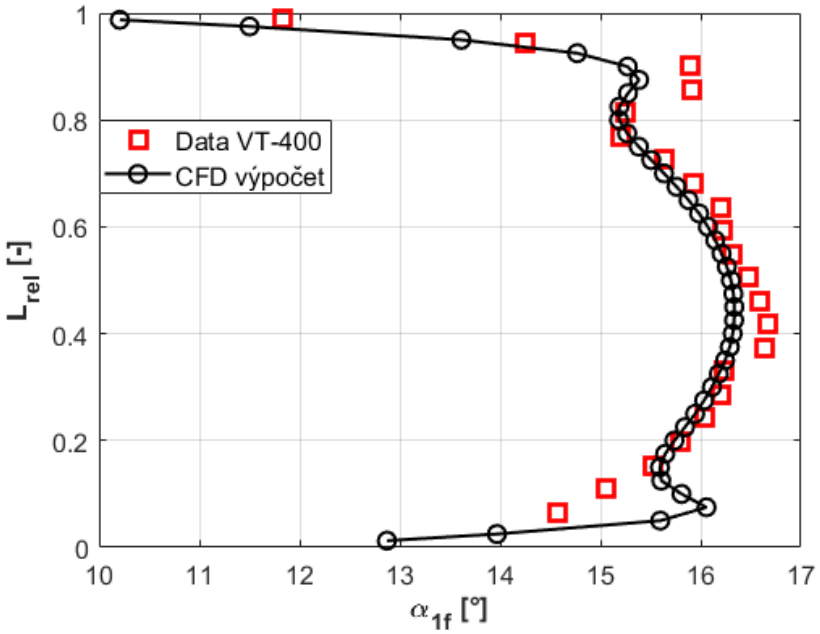


Obrázek 4-4 – Srovnání hmotnostního průtoku pracovní látky protékající oběžnými lopatkami

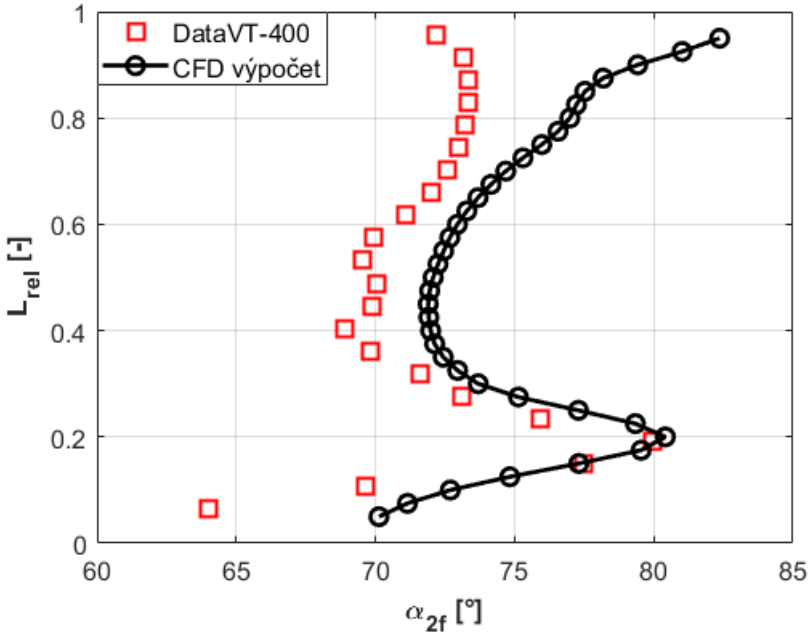


Obrázek 4-5 – Srovnání účinnosti turbínového stupně

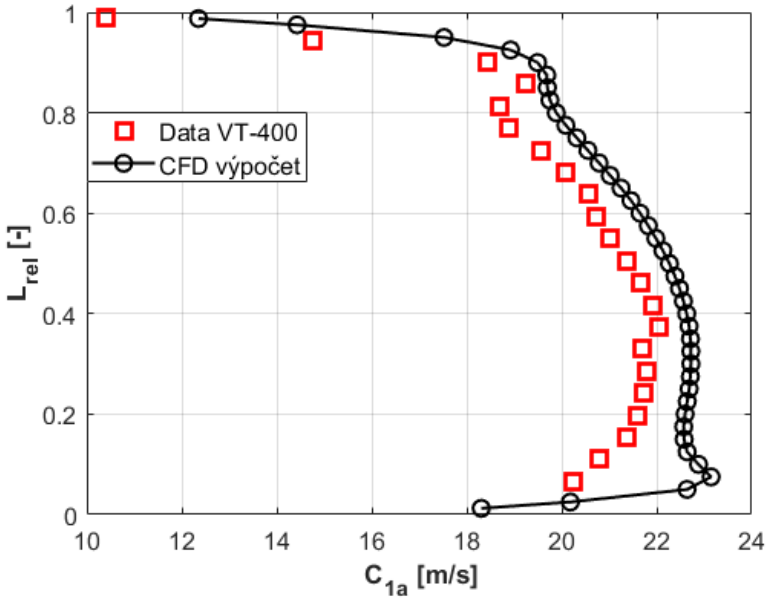
Na následujících grafech jsou vyobrazeny průběhy vybraných parametrů CFD výpočtu vyhodnocených v rovině shodné s rovinou traverzování, ve srovnání s experimentálně určenými daty pro režim práce stupně odpovídající $u/c_f \sim 0{,}64$. Jedná se konkrétně o parametry jako výstupní úhel absolutní rychlosti z rozváděcí mříže (Obrázek 4-6), výstupní úhel absolutní rychlosti ze stupně (Obrázek 4-7), axiální složku absolutní rychlosti na výstupu z rozváděcí mříže (Obrázek 4-8), obvodovou složku absolutní rychlosti na výstupu ze stupně (Obrázek 4-9), výstupní relativní rychlost ze stupně (Obrázek 4-10), nebo Machovo číslo rozváděcí mříže (Obrázek 4-11).



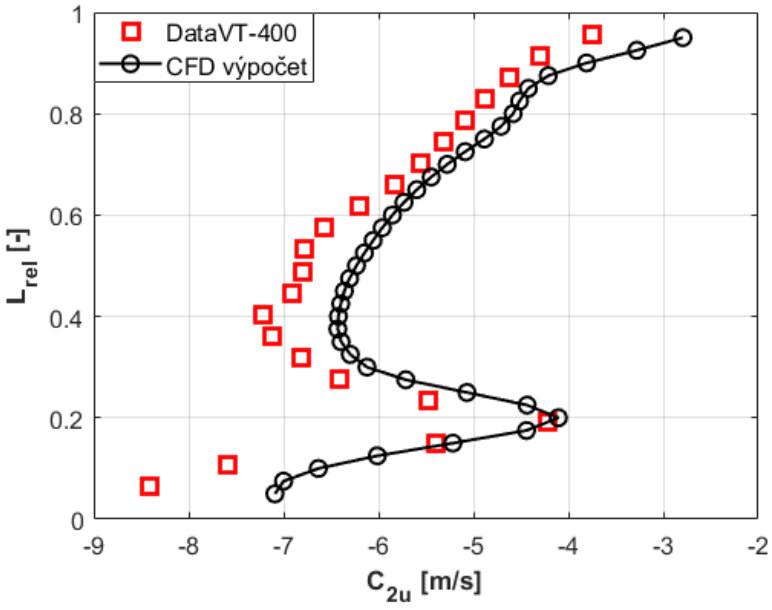
Obrázek 4-6 – Výstupní úhel absolutní rychlosti z RL



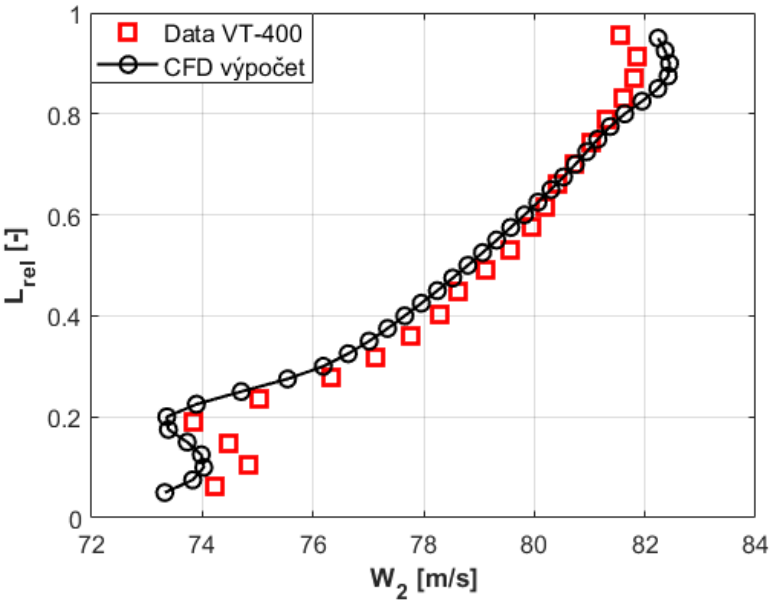
Obrázek 4-7 – Výstupní úhel absolutní rychlosti ze stupně



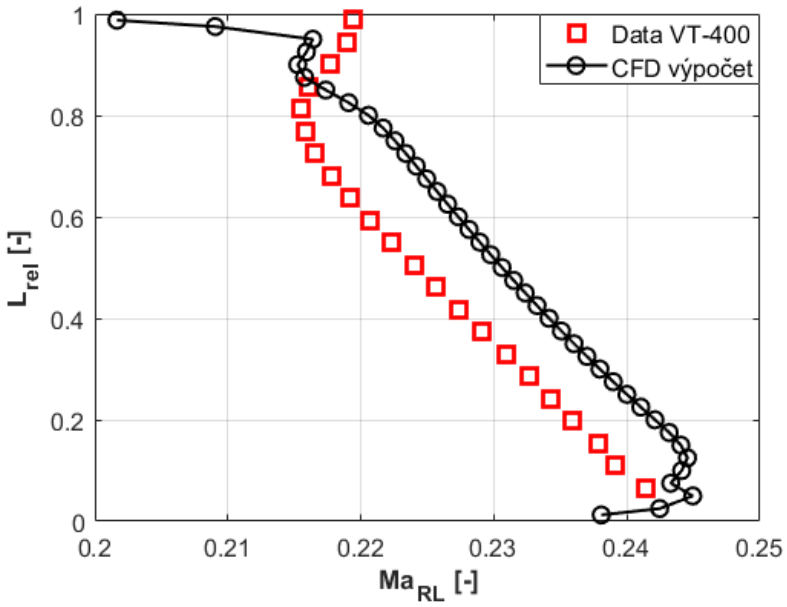
Obrázek 4-8 – Axiální složka výstupní absolutní rychlosti z RL



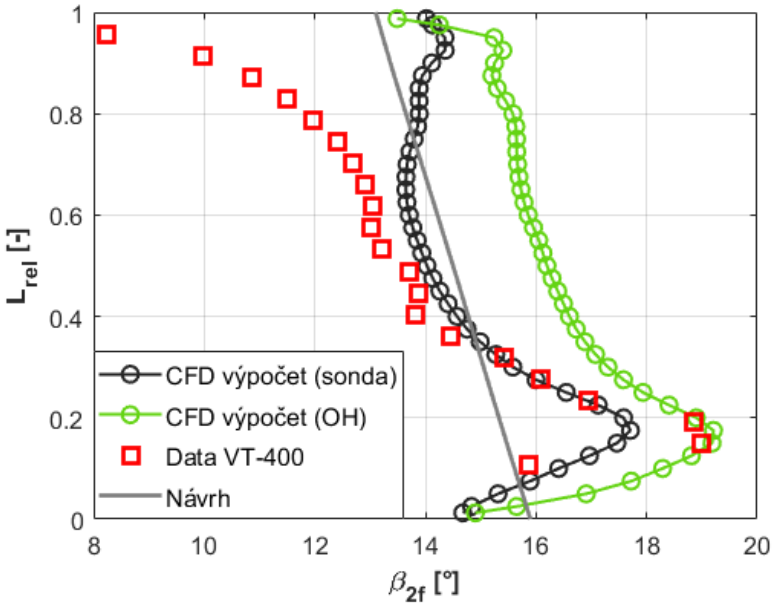
Obrázek 4-9 – Obvodová složka výstupní absolutní rychlosti ze stupně



Obrázek 4-10 – Výstupní relativní rychlost ze stupně



Obrázek 4-11 – Machovo číslo rozváděcí mříže



Obrázek 4-12 – Výstupní úhel relativní rychlosti ze stupně

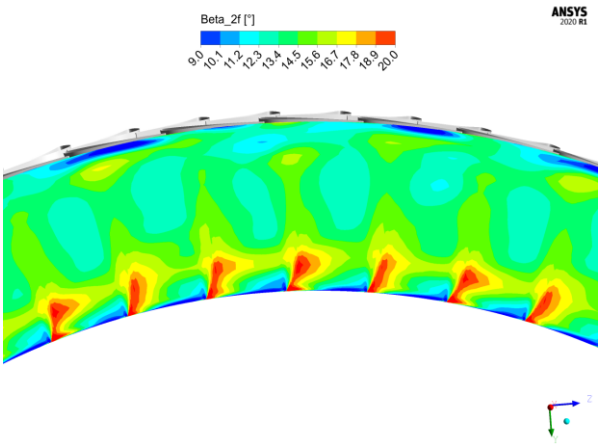
Na obrázku (Obrázek 4-12) je znázorněno srovnání výstupního úhlu relativní rychlosti ze stupně vyhodnocené v rovině traverzování pneumatickou sondou a v rovině těsně u odtokové hrany oběžných lopatek. V grafu je také naznačen průběh návrhového úhlu výstupní relativní rychlosti.

Z uvedeného srovnání CFD simulace s experimentem lze vyvodit závěr, že, vzhledem k relativně přijatelné shodě mezi oběma přístupy, jsou výsledky z CFD simulace validní. Tyto data je tedy možné dále analyzovat a vyhodnotit z nich informace, které pomocí měření na zařízení VT-400 ve stávající konfiguraci získat nelze.

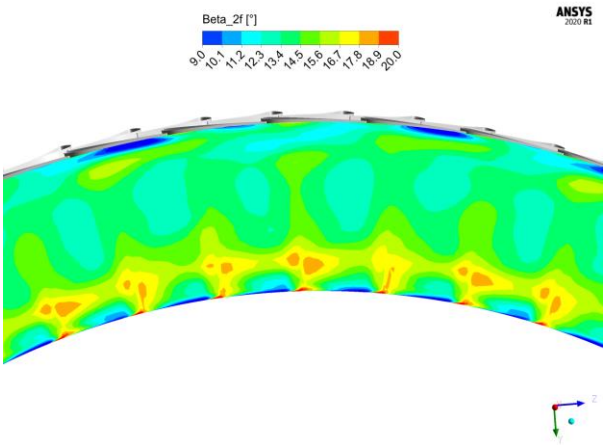
5 Vývoj výstupního úhlu proudu za turbínovým stupněm

Jak již bylo ukázáno v grafu (Obrázek 4-12), výstupní úhel proudu se za stupněm určitým způsobem dále mění. Tento efekt ovlivňuje skutečný směr vektoru nabíhajícího proudu na případnou další rozváděcí mříž následujícího stupně. Návrh průtočné části, resp. popis proudových parametrů vychází většinou ze standardních výpočtů rychlostních trojúhelníků, ve kterých se změna výstupního úhlu proudu v axiální mezeře za stupněm nezohledňuje. Vstupní úhel do následující rozváděcí mříže vychází z hodnoty výstupního úhlu proudu z oběžné mříže definovaného ve výstupní rovině oběžné mříže. Cílem této kapitoly je tento efekt kvantitativně zhodnotit.

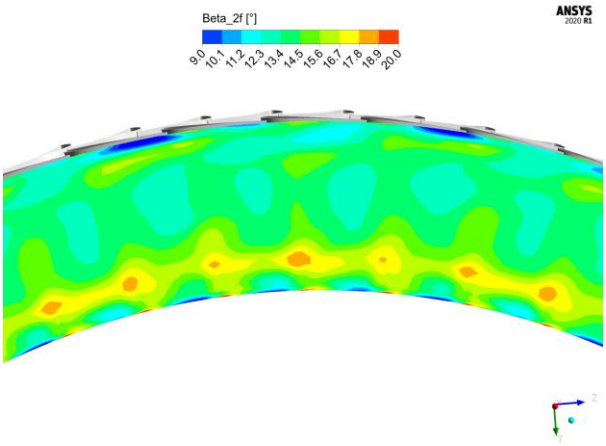
Na následujících obrázcích (Obrázek 5-1, Obrázek 5-2, Obrázek 5-3 a Obrázek 5-4) jsou znázorněny kontury výstupního úhlu proudu z oběžné mříže pro různé vzdálenosti od odtokové hrany patního profilu, a pro všechny testované provozní režimy turbínového stupně.



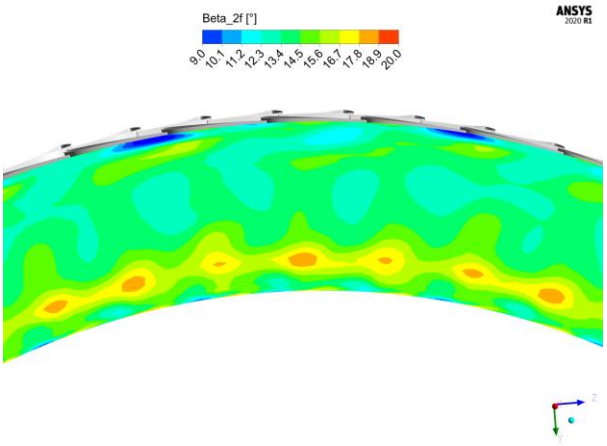
X = 0 mm



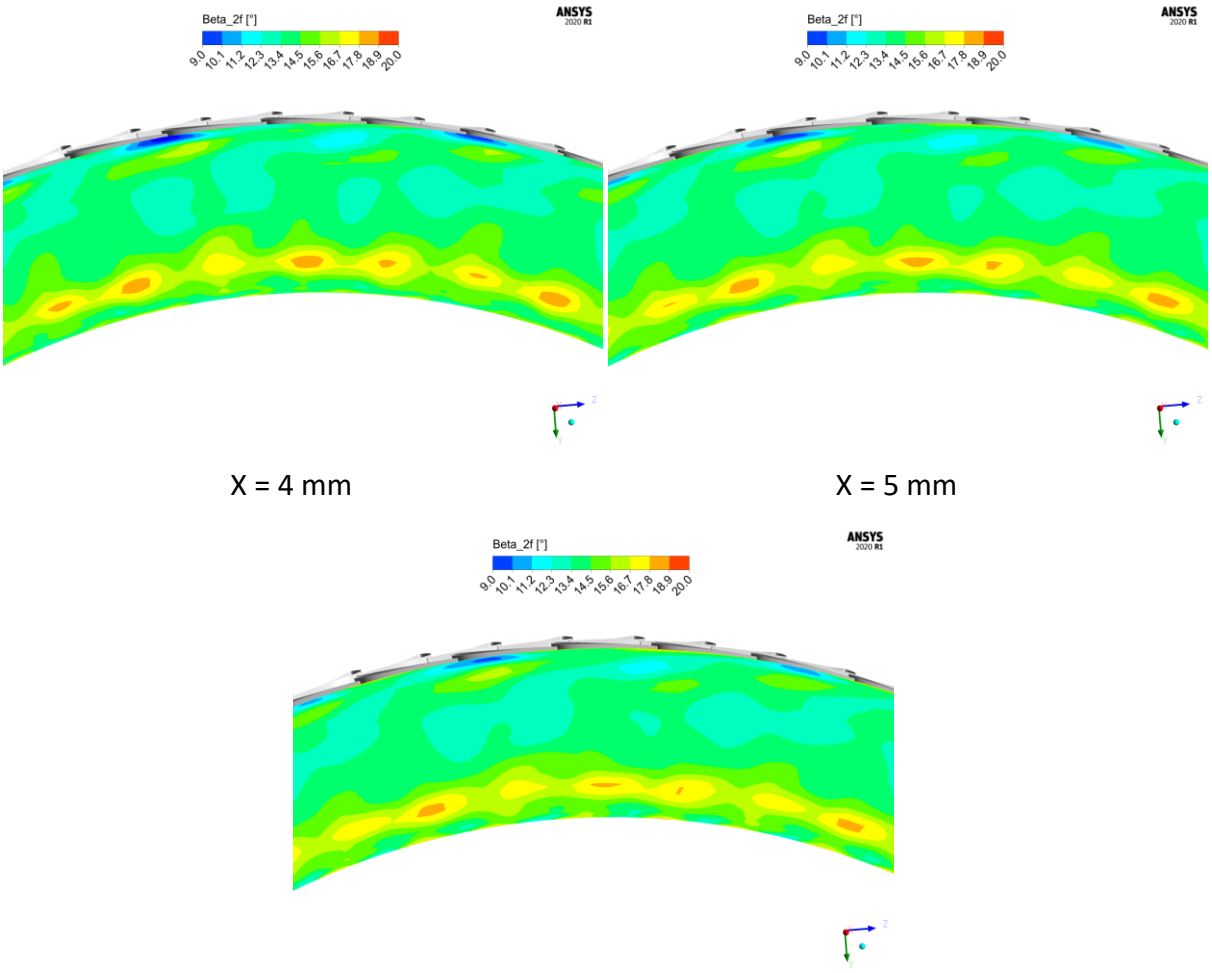
X = 1 mm



X = 2 mm



X = 3 mm

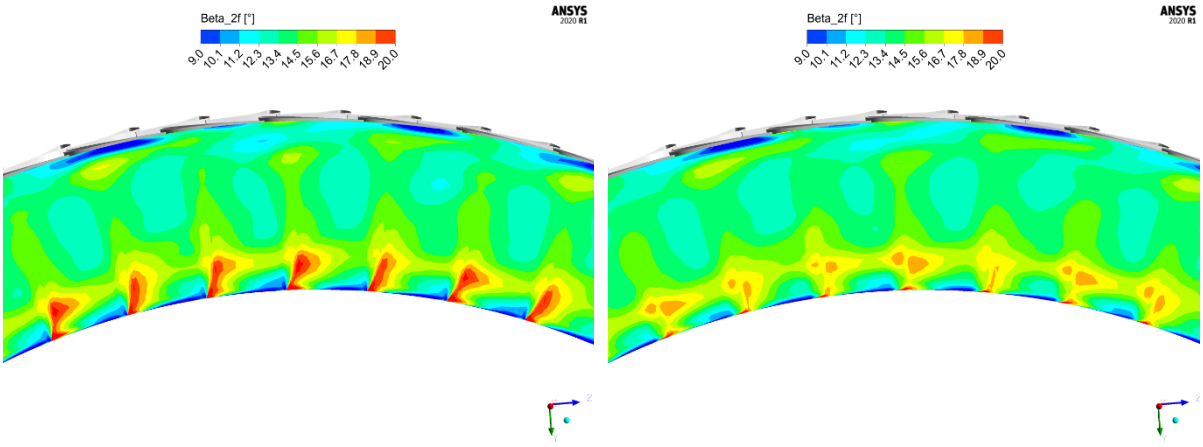


X = 4 mm

X = 5 mm

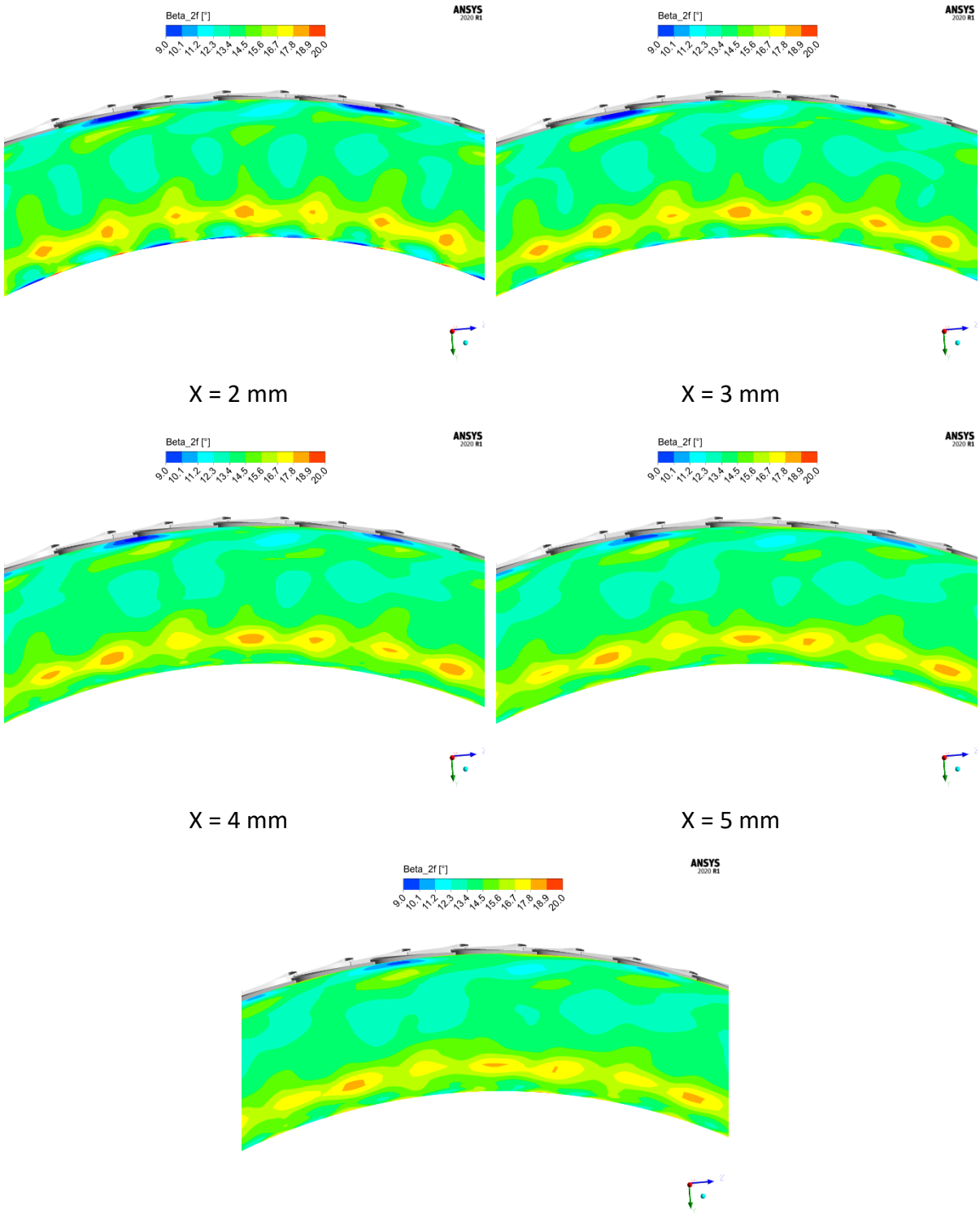
X = 6 mm

Obrázek 5-1 – Kontury výstupního úhlu proudu ze stupně pro provozní variantu u/c_f ~0,64



X = 0 mm

X = 1 mm



X = 2 mm

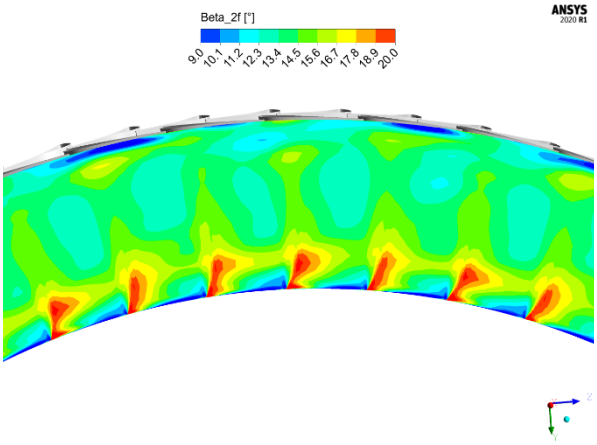
X = 3 mm

X = 4 mm

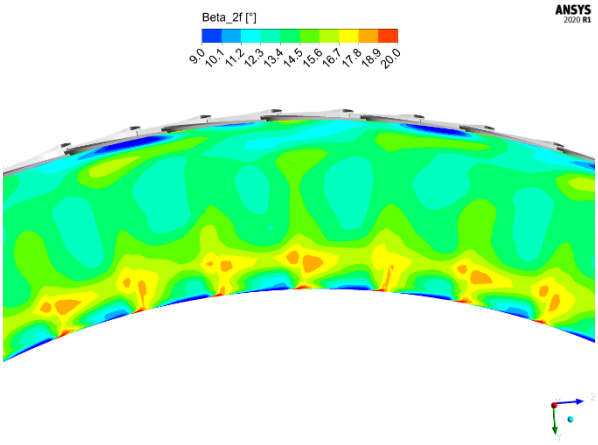
X = 5 mm

X = 6 mm

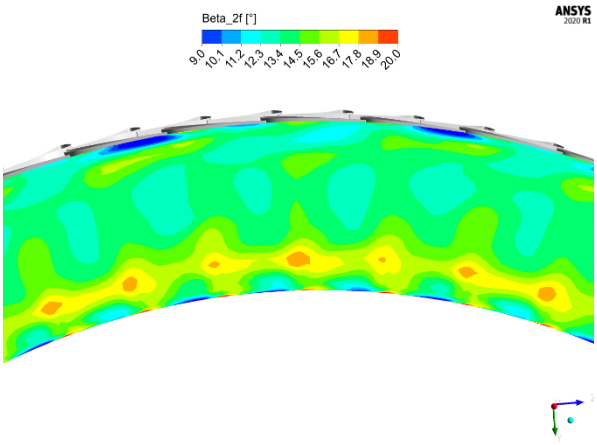
Obrázek 5-2 – Kontury výstupního úhlu proudu ze stupně pro provozní variantu u/c_f ~0,7



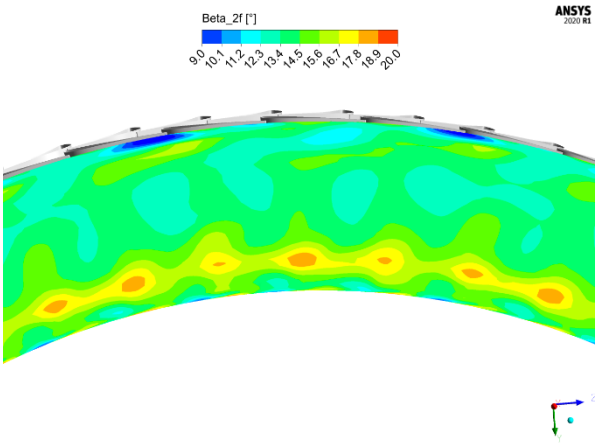
X = 0 mm



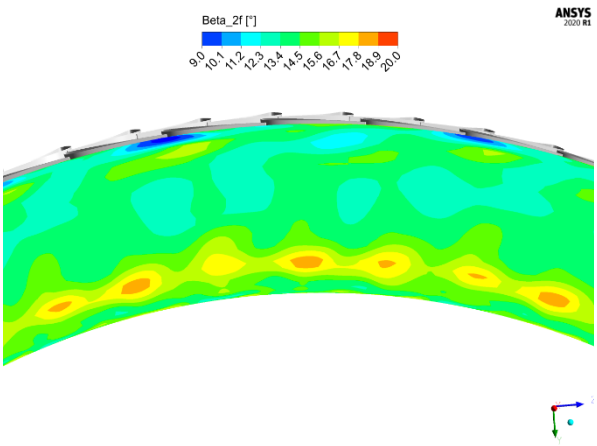
X = 1 mm



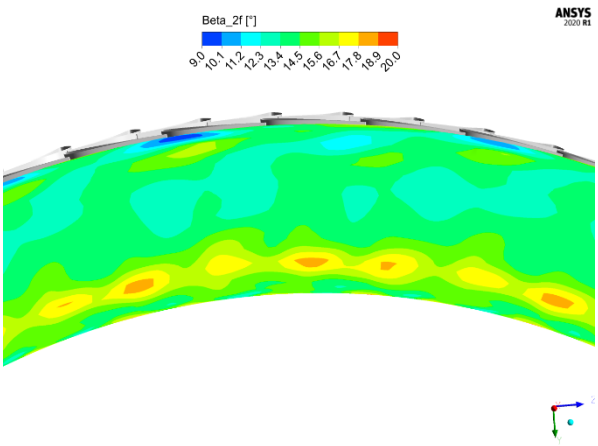
X = 2 mm



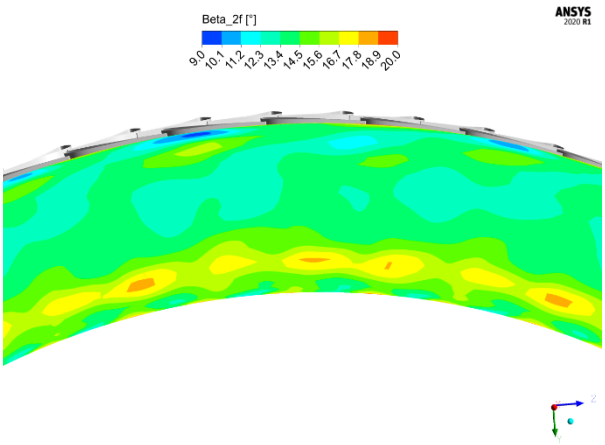
X = 3 mm



X = 4 mm

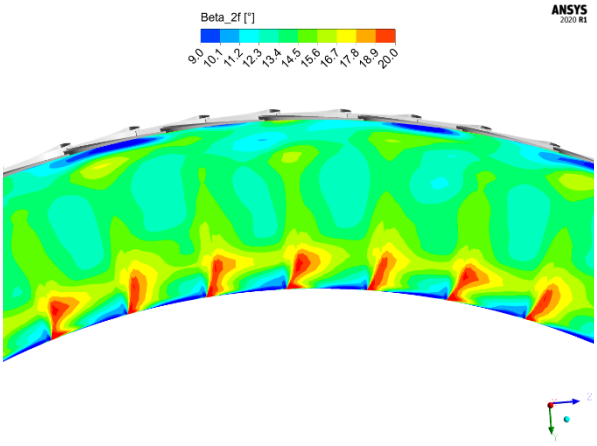


X = 5 mm

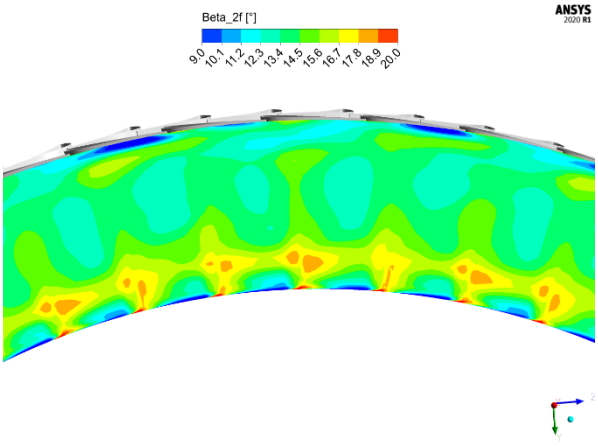


X = 6 mm

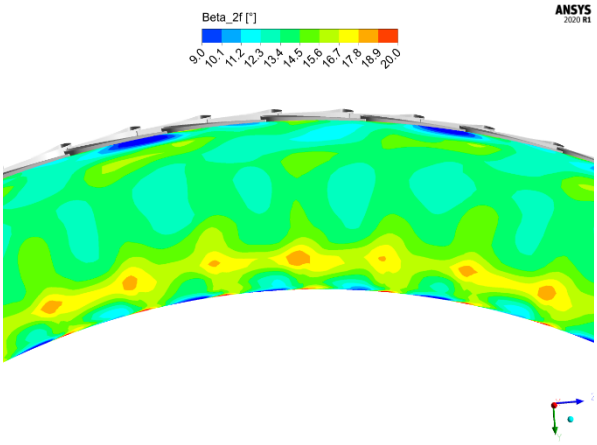
Obrázek 5-3 – Kontury výstupního úhlu proudu ze stupně pro provozní variantu u/c_f ~0,76



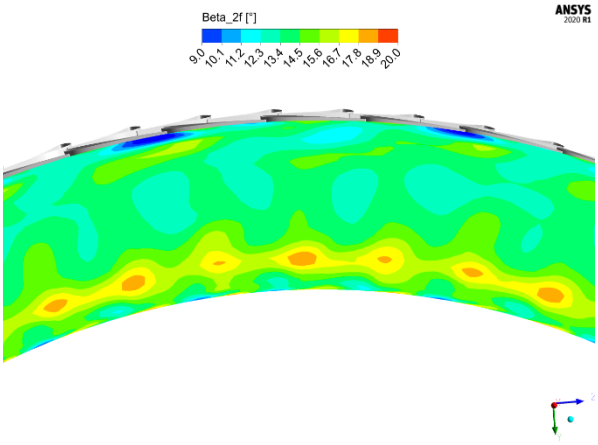
X = 0 mm



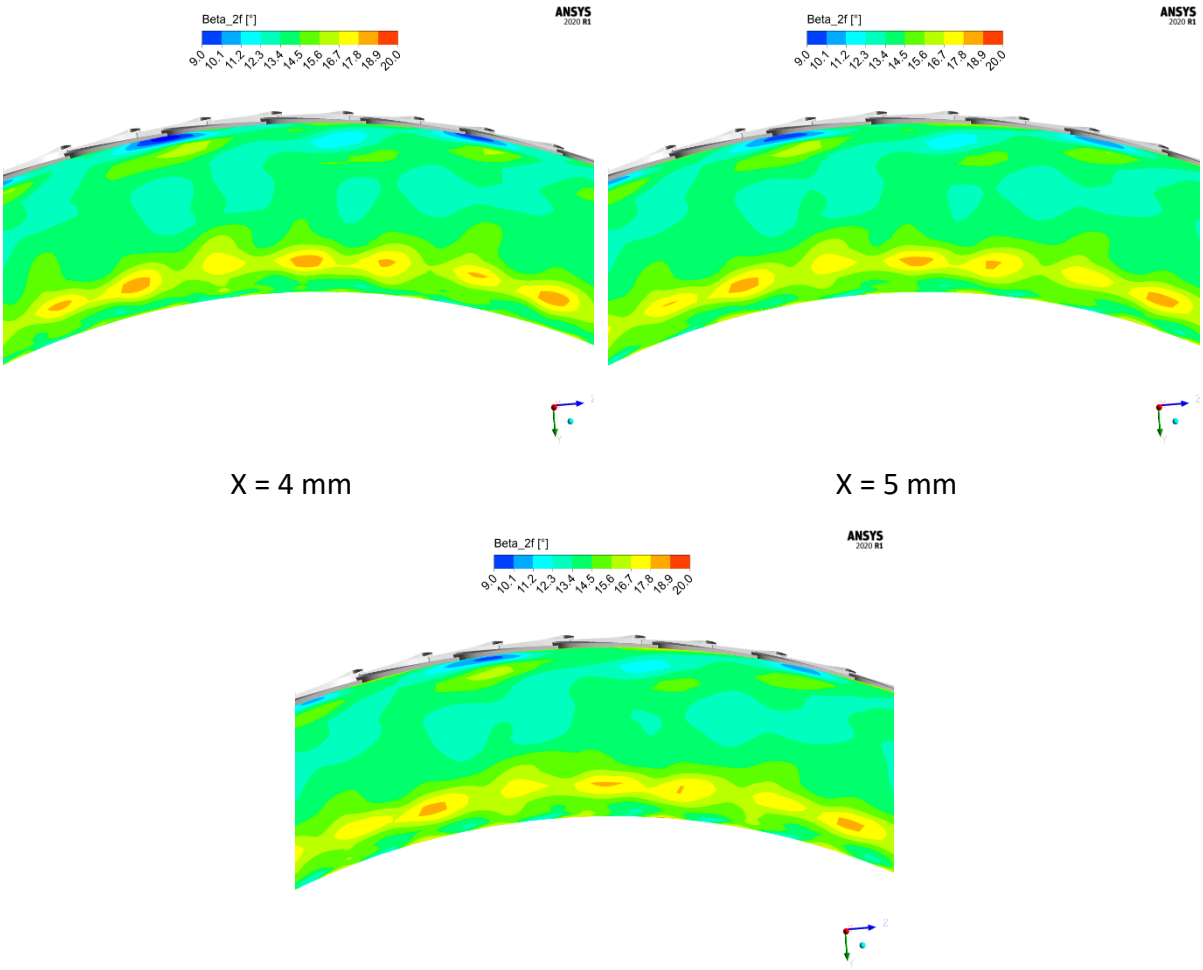
X = 1 mm



X = 2 mm

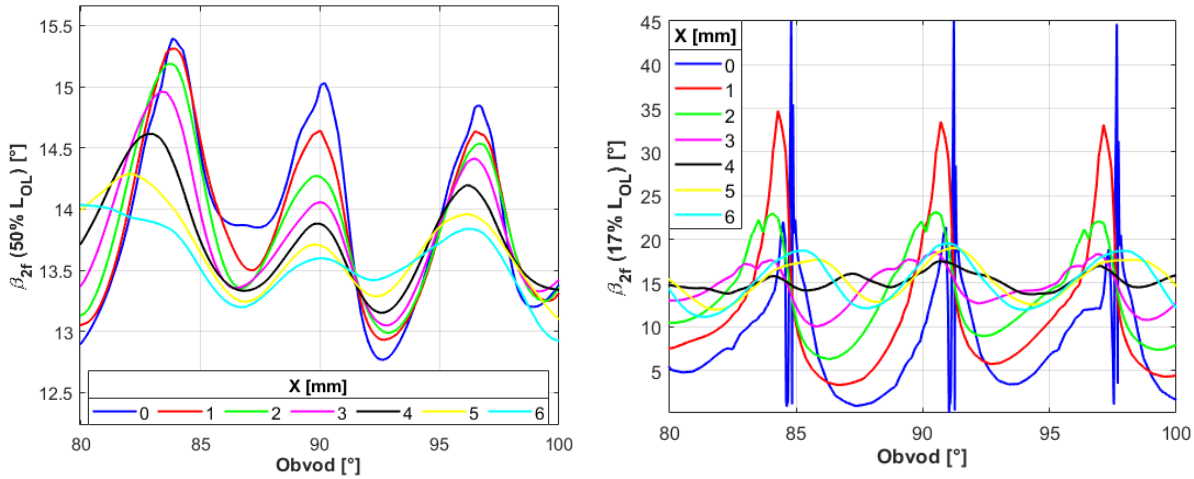


X = 3 mm

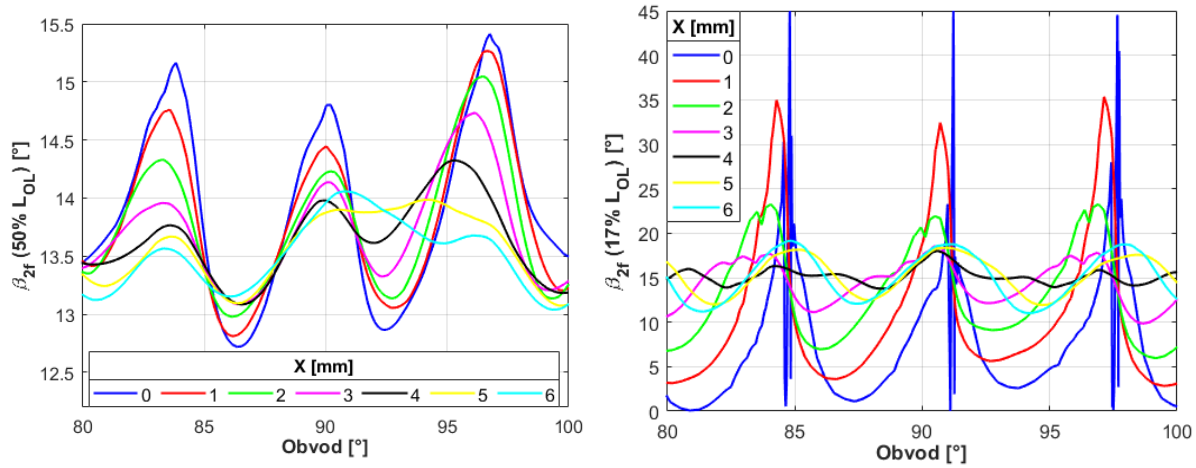


Obrázek 5-4 – Kontury výstupního úhlu proudu ze stupně pro provozní variantu u/c_f ~0,83

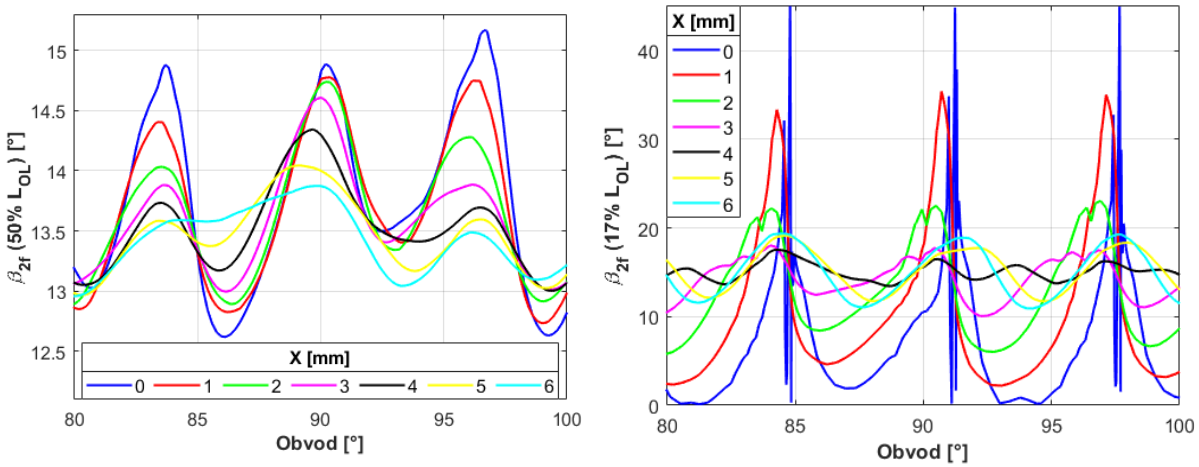
Z výše uvedených kontur úhlu β_{2f} jsou viditelné výrazné změny v jeho velikosti především v první třetině výšky oběžné lopatky. Průběhy úhlu β_{2f} po obvodové výseči lopatkování v rozsahu obvodového úhlu $\pm 10°$ pro střední profil oběžné lopatky $(50\%\ L_{OL})$ a profil odpovídající $17\%\ L_{OL}$ jsou naznačeny na následujících grafech (Obrázek 5-5 až Obrázek 5-8).



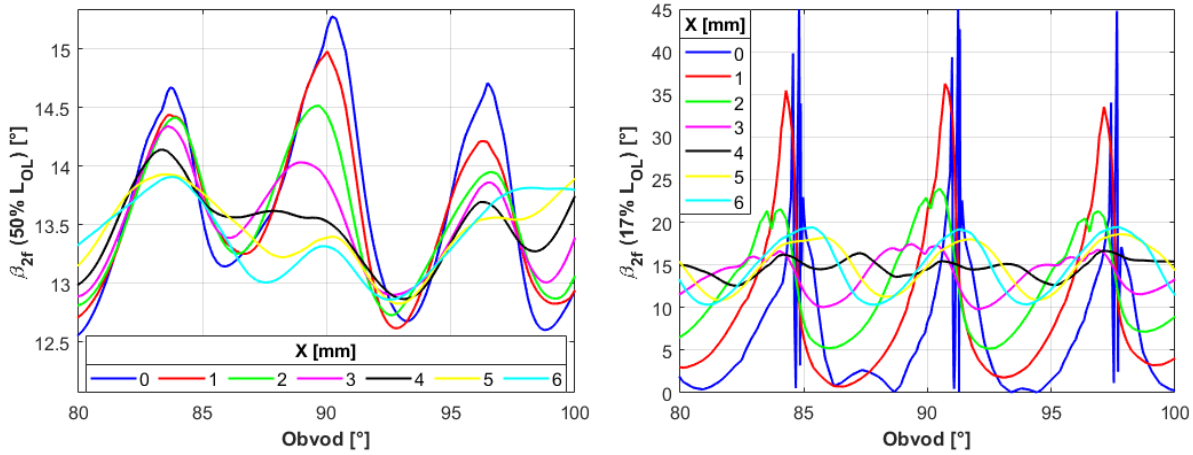
Obrázek 5-5 – Obvodový průběh úhlu β_{2f} pro profil $50\%\ L_{OL}$ (vlevo) $17\%\ L_{OL}$ (vpravo) a režim u/c_f ~0,64



Obrázek 5-6 – Obvodový průběh úhlu β_{2f} pro profil 50% L_{OL} (vlevo) 17% L_{OL} (vpravo) a režim u/c_f ~0,7

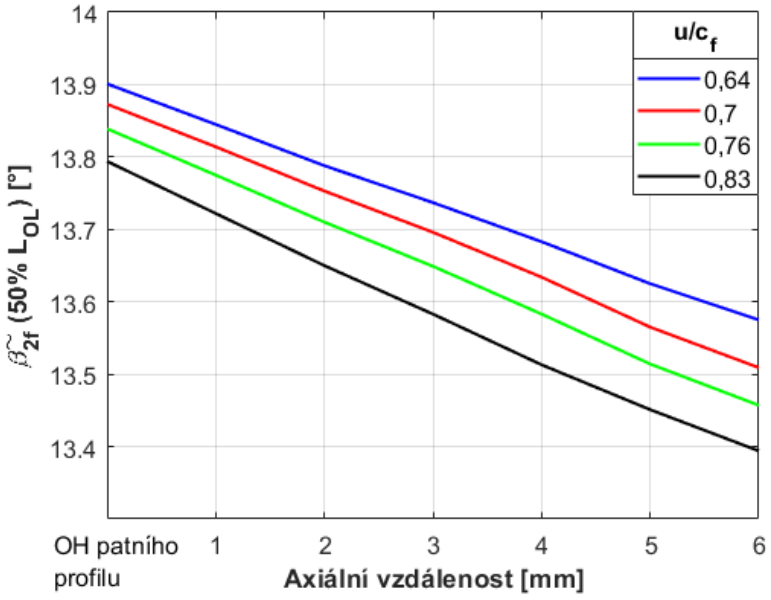


Obrázek 5-7 – Obvodový průběh úhlu β_{2f} pro profil 50% L_{OL} (vlevo) 17% L_{OL} (vpravo) a režim u/c_f ~0,76

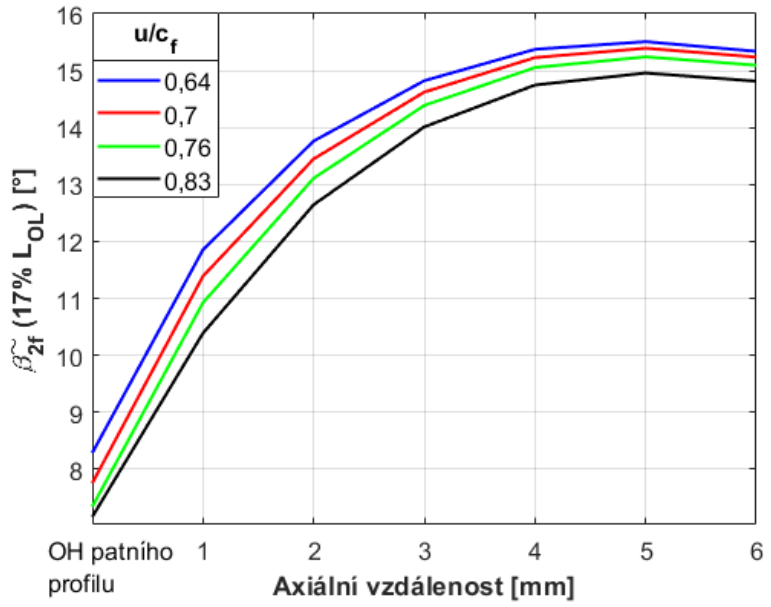


Obrázek 5-8 – Obvodový průběh úhlu β_{2f} pro profil 50% L_{OL} (vlevo) 17% L_{OL} (vpravo) a režim u/c_f ~0,83

Vývoj úhlů β_{2f} za odtokovou hranou oběžných lopatek získaných průměrováním obvodových dat hmotnostním průtokem v místě $50\%\ L_{OL}$ a $17\%\ L_{OL}$ pro testované provozní režimy turbíny jsou zachyceny na grafech (Obrázek 5-9 a Obrázek 5-10).



Obrázek 5-9 – Průběh průměrovaného úhlu β_{2f} za odtokovou hranou OL $(50\%\ L_{OL})$



Obrázek 5-10 – Průběh průměrovaného úhlu β_{2f} za odtokovou hranou OL $(17\%\ L_{OL})$

U středního profilu oběžné lopatky (Obrázek 5-9) dochází za odtokovou hranou oběžné lopatky k mírnému poklesu úhlu β_{2f}. Výstupní úhel proudu v největší vzdálenosti od odtokové hrany se v žádné z testované provozní varianty nesníží o více než $0{,}5°$. Naproti tomu v místě v blízkosti patnímu profilu, čemuž odpovídá přibližně $17\%\ L_{OL}$ (Obrázek 5-10), je průběh výstupního úhlu proudu za odtokovou hranou oběžné lopatky mnohem výraznější. Rozdíl úhlu mezi odtokovou hranou a největší axiální vzdáleností za odtokovou hranou se pohybuje kolem

7°. Z pohledu trendu jednotlivých testovaných režimu práce stupně lze konstatovat, že odlehčováním stupně se hodnoty výstupního úhlu proudu mírně snižují.

Z uvedeného rozboru vývoje výstupního úhlu proudu lze vyvodit závěr, že v případě vícestupňového uspořádání turbíny by měla být změna výstupního úhlu proudu z předcházejícího stupně zohledněna, a to zejména v oblasti první třetiny výšky lopatky. Profily rozváděcí mříže dalšího stupně by se v této radiální úrovni měly adekvátně upravit, aby byla dosažena co možno nejnižší incidence.

Závěr

Předložená disertační práce se zabývá problematikou výstupního úhlu proudu z oběžné mříže, resp. jeho odklonem (deviací) od návrhových podmínek. Po stručné úvodní kapitole, ve které je rozebraná základní teorie proudění průtočnou části axiálním stupněm turbíny, následuje přehled možných přístupů, pomocí kterých lze na základě uvedených zjednodušení odhadnout velikost odklonu výstupního proudu. Prvním výstupem disertační práce je zpracování těchto deviačních modelů formou uživatelsky přehledné aplikace, která na základě uživatelem zadaných vstupních parametrů umožňuje srovnávat jednotlivé modely.

Významnou část disertační práce tvoří představení experimentálního zařízení, na kterém proběhlo měření plně reakční varianty lopatkování pomocí pěti-otvorových tlakových sond. Pro účely disertační práce, v souvislosti s přehlednou interpretací naměřených dat, byl vytvořen kompletní vyhodnocovací software, díky kterému lze pro vybranou obvodovou oblast generovat kontury vybraných proudových parametrů v protraverzované oblasti za rozváděcí, resp. oběžnou mříží. Následně je možné tato data průměrovat hmotnostním průtokem a vykreslit radiální rozložení volených parametrů podél lopatek. Jak již v textu práce bylo zmíněno, konstrukce traverzovacího zařízení je omezena na měření pouze v jedné axiální rovině za rozváděcí mříží a jedné axiální rovině za oběžnou mříží. Data z těchto měřených rovin ale později posloužily jako validace provedeného CFD výpočtu. Detailnější výstupy z numerické simulace jsou součástí příloh disertační práce.

Díky numerické simulaci bylo možné vyhodnotit proudové parametry i v jiných axiálních rovinách s cílem popsat vývoj výstupního úhlu proudu za testovaným turbínovým stupněm. Tato analýza umožňuje odhadnout velikost úhlu, který by eventuálně nabíhal na rozváděcí mříž v případě vícestupňové konstrukce turbíny. Skutečné parní, resp. plynové turbíny jsou v drtivé většině konstruovány jako vícestupňové, proto je potřebné při návrhu průtočné části s tímto efektem předem počítat.

Z předložených výsledků lze pozorovat významnou změnu výstupního úhlu proudu ze stupně v oblasti první třetiny výšky oběžné lopatky $(17\%\ L_{OL})$. Z pohledu zatížení stupně se výstupní úhel proudu provozem v odlehčenějších režimech mírně snižuje. Tento trend se projevuje i u výsledků, které odpovídají střednímu profilu oběžné lopatky $(50\%\ L_{OL})$. Na druhou stranu, změna výstupního úhlu proudu v axiální mezeře není až tak výrazná, jako u profilu ve výšce jedné třetiny lopatky $(17\%\ L_{OL})$.

Přínos této disertační práce spočívá v doporučení pro návrháře průtočných částí axiálních turbín, kteří by ve zmíněné oblasti lopatkování měli počítat s výraznou změnou výstupního úhlu proudu v axiální mezeře a zohlednit jí při návrhu následujících stupňů. Jelikož jsou představena data získána pouze z jednoho typu lopatkování, není možné tento problém zobecnit a převést jej na univerzální nástroj pro odhad velikosti této úhlové změny. V budoucnu se ale plánuje proměřit minimálně další dvě varianty s různou úrovní reakce. Výsledky z těchto měření by mohly uvedenou problematiku rozšířit a podat další zajímavé informace.

6 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] A. D. S. CARTER a H. P. HUGHES, „A Theoretical Investigation into the Effect of Profile Shape on the Performance of Aerofoils in Cascade," in *Aeronautical Research Council,* 1950.

[4] N. CHEN, Aerothermodynamics of Turbomachinery – Analysis and Design. Singapore: John Wiley & Sons, 2010.

[5] H. R. M. CRAIG a H. J. A. COX, „Performance Estimation of Axial Flow Turbines," v *Thermodynamics and Fluid Mechanics Group*, 1970.

[6] A. N. DAHLQUIST, Investigation of Losses Prediction Methods in 1D for Axial Gas Turbines, Division of Thermal Power Engineering, Lund, 2008.

[7] W. N. DAWES, „Development of a 3D Navier-Stokes Solver for Application to all Types of Turbomachinery," in *ASME Paper 88-GT-70,* 1988.

[8] J. D. DENTON, „Loss Mechanisms in Turbomachines," in *Journal of Turbomachinery*, 1993.

[9] S. L. DIXON a C. A. HALL, Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery, Oxford: Elsevier, 2010.

[10] J. DUNHAM a P. M. CAME, „Improvements to the Ainley-Mathieson Method of Turbine Performance," v *ASME*, 1970.

[11] D. E. GOLDBERG, „Genetic Algorithms in Search Optimization and Machine Learning, Massachusetts: Addison-Wesley publishing Company, Inc., 1989.

[12] J. GUERRETTE, *Design of a Test Loop for Performance Testing of Steam Turbine under a Variety Operating Conditions*, PhD Thesis, Rochester: Rochester Institute of Technology, 2011.

[13] J. H. HORLOCK, „Axial Flow Turbines," v *Fluid Mechanics and Thermodynamics*, London, 1966.

[14] A. M. T. ISLAM a S. A. SJOLANDER, „Deviation in Axial Turbines at Subsonic Conditions," in *Internation Gas Turbine & Aeroengine Congress,* 1999.

[15] D. JAPIKSE, „Turbomachinery Performance Modeling," in *Concepts ETI*, 2009.

[16] S. C. KACKER a U. OKAPUU, „A Mean Line Prediction Method for Axial Flow Turbine Efficiency," v *Journal of Engineering for Power*, Houston, 1982.

[17] J. KADRNOŽKA, Teplené turbíny a turbokompresory - Základy teorie a výpočtu, Brno: CERM, s.r.o., 2004.

[18] M. KLIMKO, *Vliv incidenčního úhlu na proudění v oběžné mříži turbínového stupně – disertační práce,* Plzeň: Fakulta Strojní, ZČU v Plzni, 2021.

[19] M. KLIMKO, R. LENHARD, P. ŽITEK a K. KADUCHOVÁ, „Experimental Evaluation of Axial Reaction Turbine Stage Bucket Losses," in *Processes,* 2021.

[20] R. J. KIND, P. J. SERJAK a M. W. P. ABBOTT, „Measurements and Prediction of the Effects Roughness on Profile Losses and Deviation in a Turbine Cascade," in *ASME Journal of Turbomachinery*, 1998.

[21] T. KORAKIANITIS a P. PAPAGIANNIDIS, „Surface-Curvature-Distribution Effects on Turbine-Cascade Performance," in *ASME Journal of Turbomachinery, vol. 115*, 1993.

[22] L. S. LANGSTON, „Secondary Flow in Axial Turbines," New York Academy of Sciences, New York, 2001.

[23] P. MILČÁK, *Experimentální výzkum vlivu prostorového tvarování lopatek na proudění a ztráty v turbínových stupních - disertační práce,* Plzeň: Fakulta Strojní, ZČU v Plzni, 2010.

[24] P. MILČÁK, K. SEDLÁK a D. KRIVÁNKA, *Kalibrace pětiotvorové sondy - Technická zpráva*, Plzeň: Fakulta Strojní, ZČU v Plzni, 2008.

[25] W. RENAUD, *Secondary Flow, Total Pressure Loss and Effect of Circumferential Distortions in Axial Turbine Cascades*, PhD Thesis, Zurich: ETH

[26] P. RODGER, *Establishing 2D Flow in a Large Scale Planar Turbine Cascade*, M.Eng. Thesis, Carleton University Ottawa: Departmnet of Mechanical and Aerospace Engineering, 1992.

[27] M. T. SCHOBEIRI, Turbomachinery Flow Physics and Dynamic Performance, Berlin: Springer, 2012.

[28] W. TRAUPEL, Thermische Turbomaschinen, Berlin: Springer, 1977.

[29] J. UHER, P. MILČÁK, R. ŠKACH, D. FENDERL, P. ŽITEK a M. KLIMKO, „Experimental and Numerical Evaluation of Losses from Turbine Hub Clearance Flow," in *ASME TurboExpo*, Phoenix, 2019.

[30] B. WANG, Z. SONG, W. ZOU, H. YANG, M. WEN, K. ZHOU, X. FENG a X. ZHENG, „Rapid Performance Prediction model of Axial Turbine with Coupling 1D Inverse Design and Direct Analysis," in *Elsevier: Aerospace Science and Technology,* 2022.

[31] W. J. WHITNEY, H. J. SCHUM a F. P. BEBNING, Cold-air Investigation of a Turbine for High-temperature-engine Application V-Two Stage Performance, NASA Technical Note, 1968.

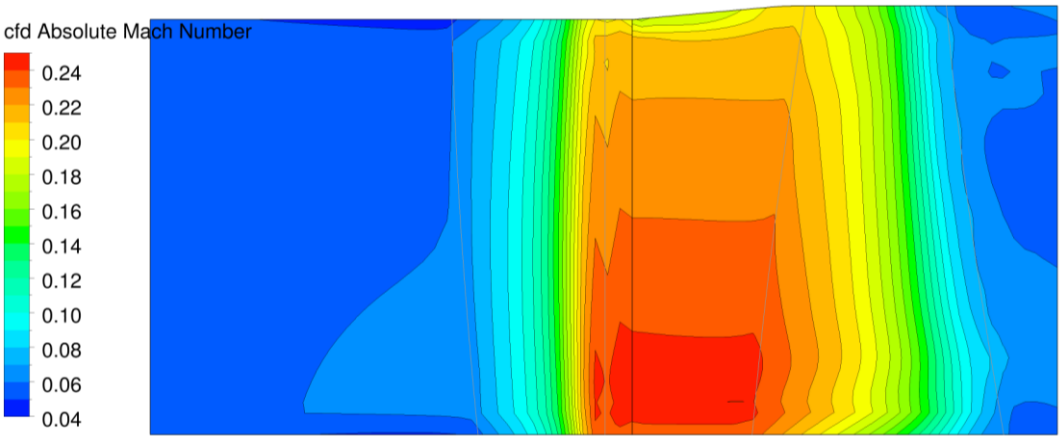
[32] D. G. WILSON a T. KORAKIANITIS, The Design of High-efficiency Turbomachinery and Gas Turbines, London: MIT Press, 2014.

[33] J. ZHU a S. A. SJOLANDER, „Improved Profile Loss and Deviation Correlations for Axial-Turbine Blade Rows," in *ASME TurboExpo*, 2005.

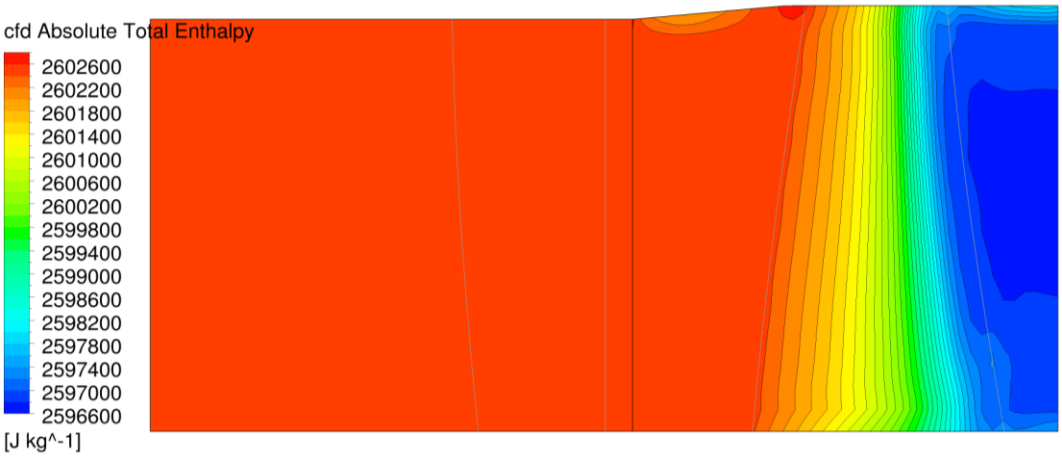
PŘÍLOHA č. 1

Vybrané výsledky z numerické simulace

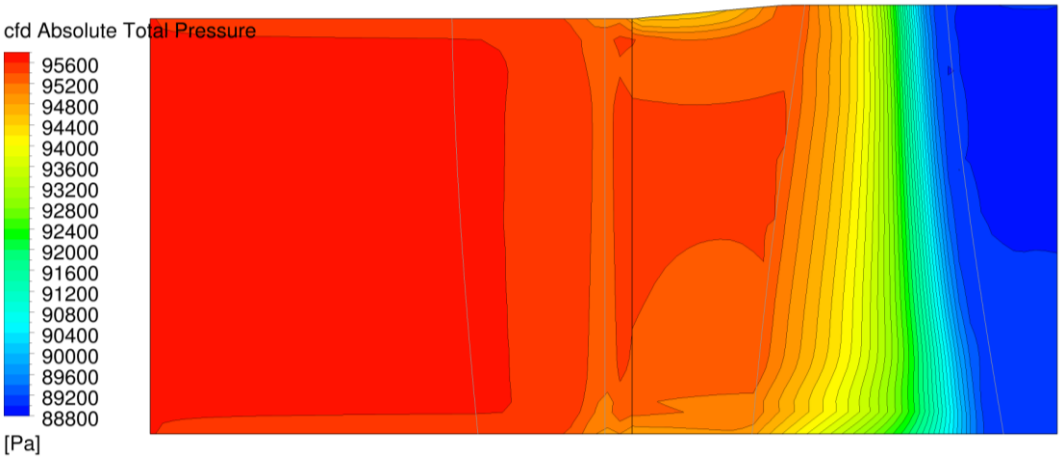
$$u/c_f \sim 0,64$$



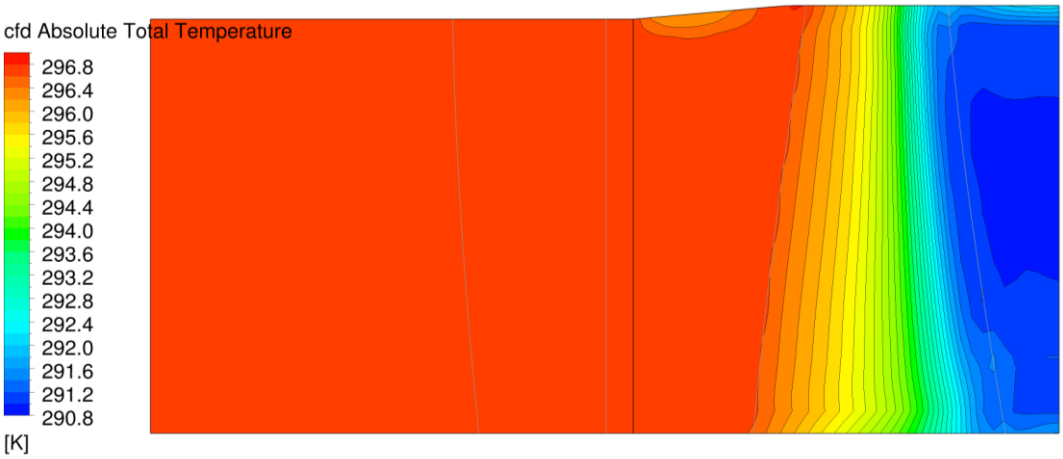
Obrázek 0-1 – Kontury celkového Machova čísla



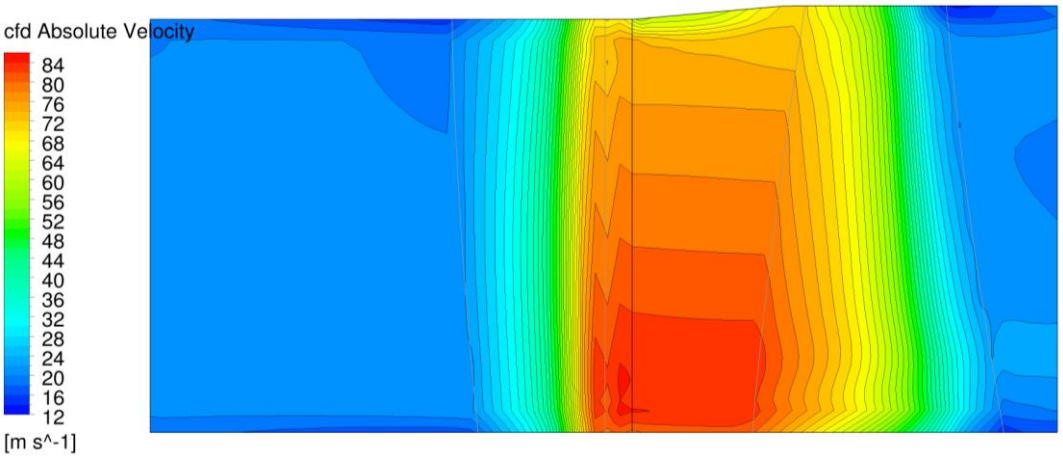
Obrázek 0-2 – Kontury celkové entalpie



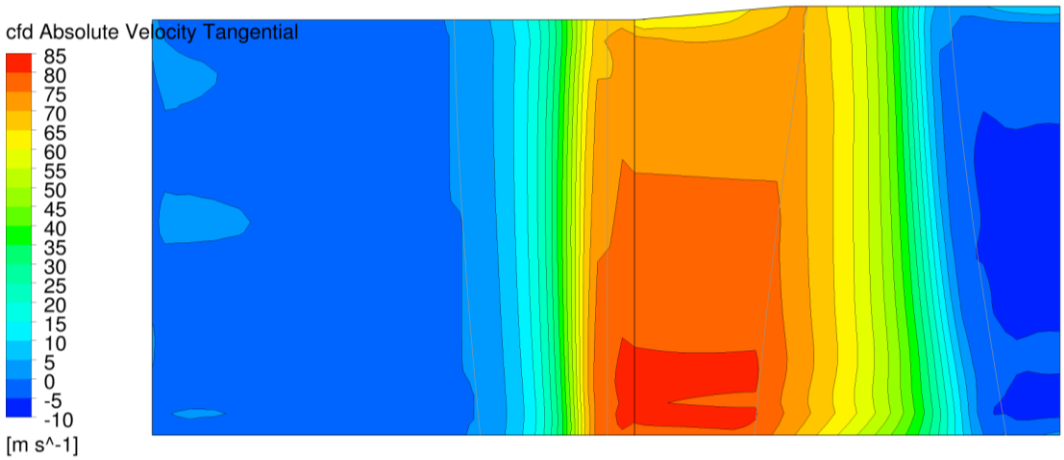
Obrázek 0-3 – Kontury celkového tlaku



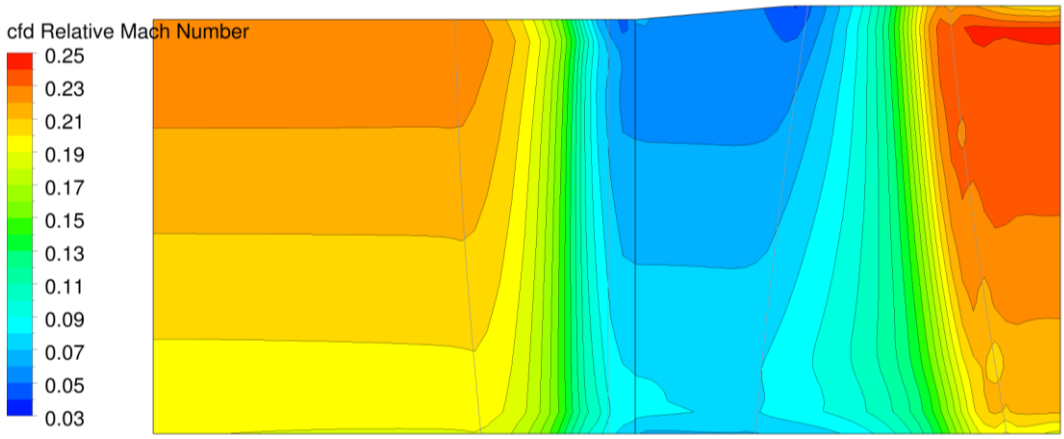
Obrázek 0-4 – Kontury celkové teploty



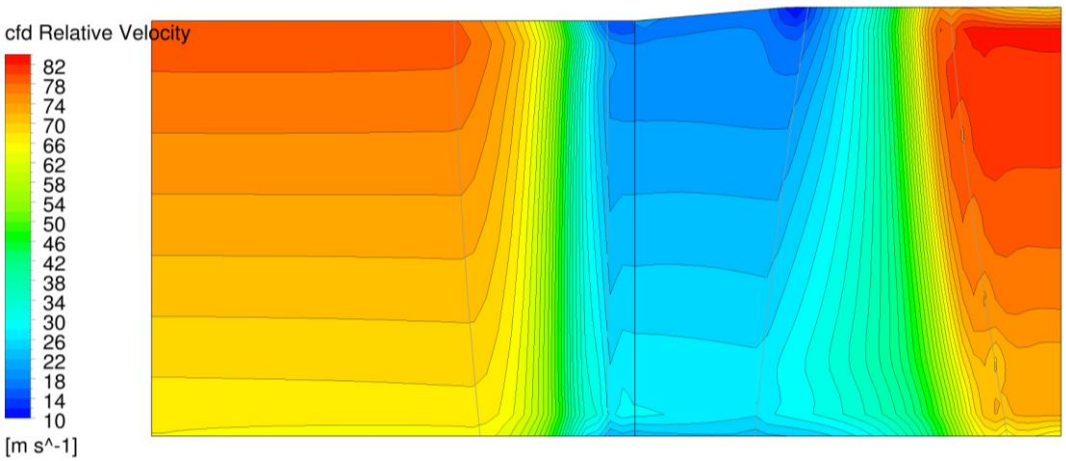
Obrázek 0-5 – Kontury celkové rychlosti



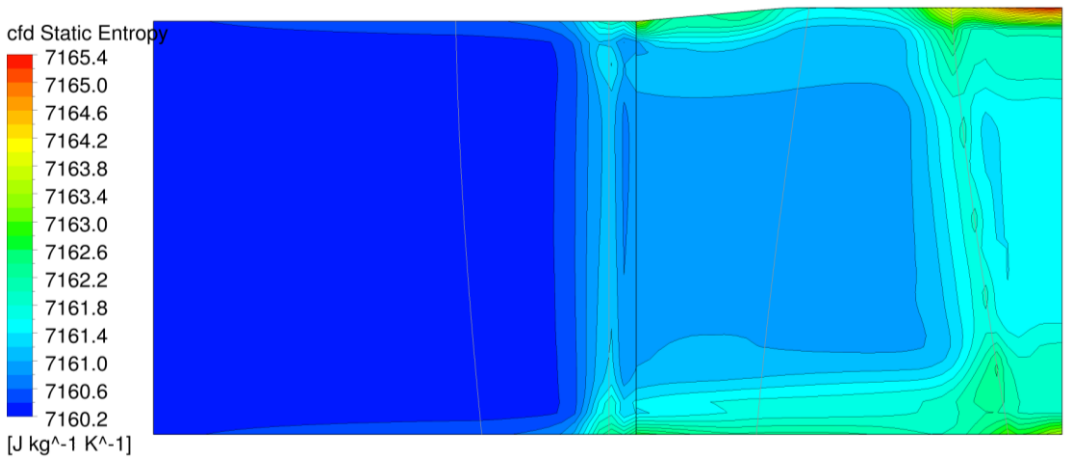
Obrázek 0-6 – Kontury obvodové složky celkové rychlosti



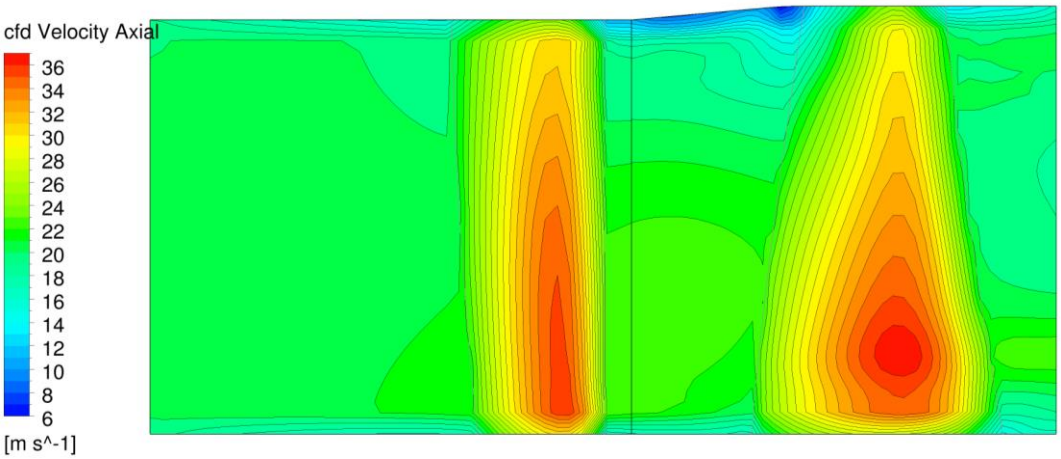
Obrázek 0-7 – Kontury relativního Machova čísla



Obrázek 0-8 – Kontury relativní rychlosti

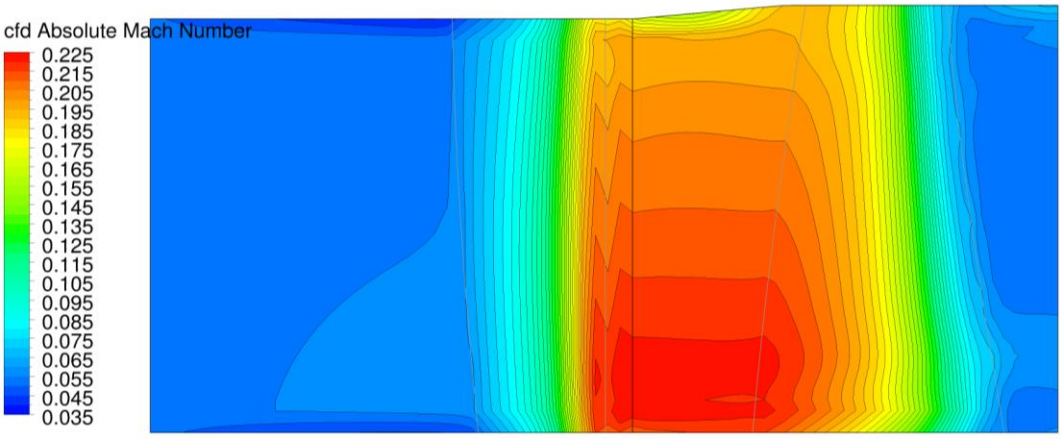


Obrázek 0-9 – Kontury entropie

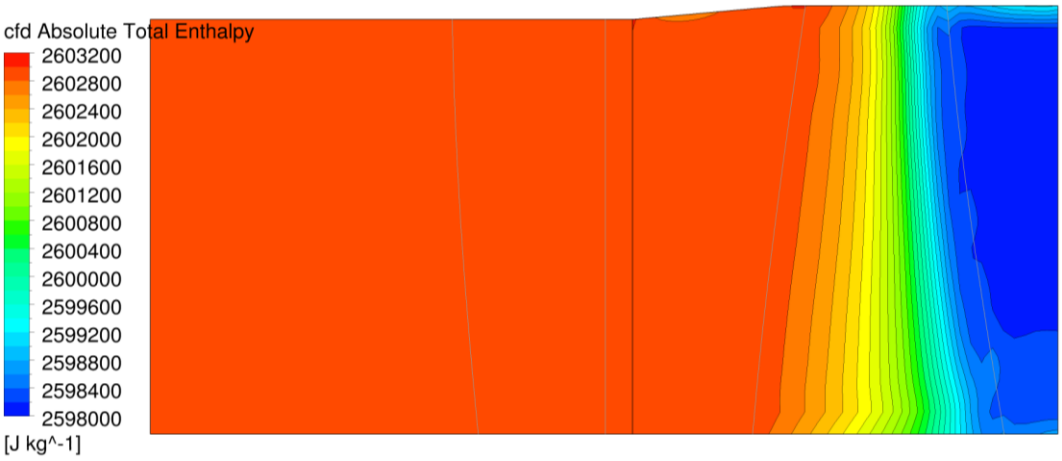


Obrázek 0-10 – Kontury axiální rychlosti

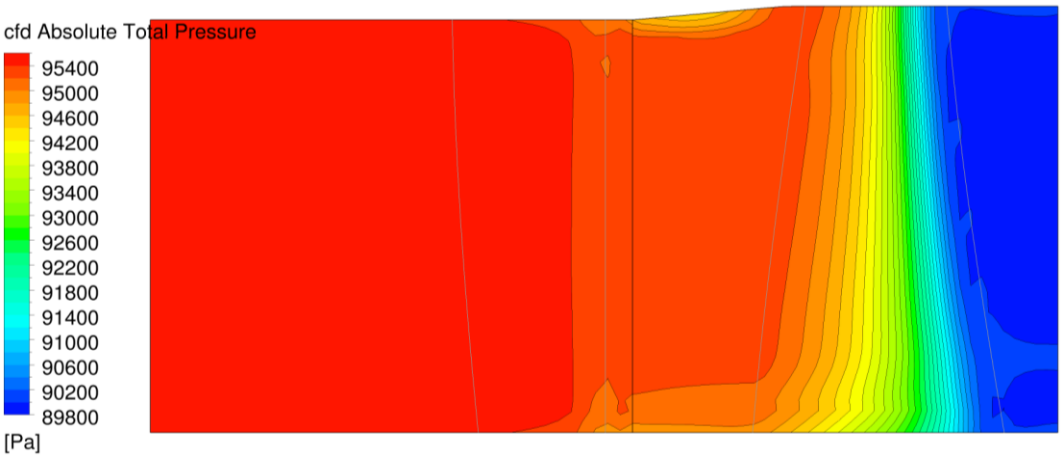
$$u/c_f \sim 0,7$$



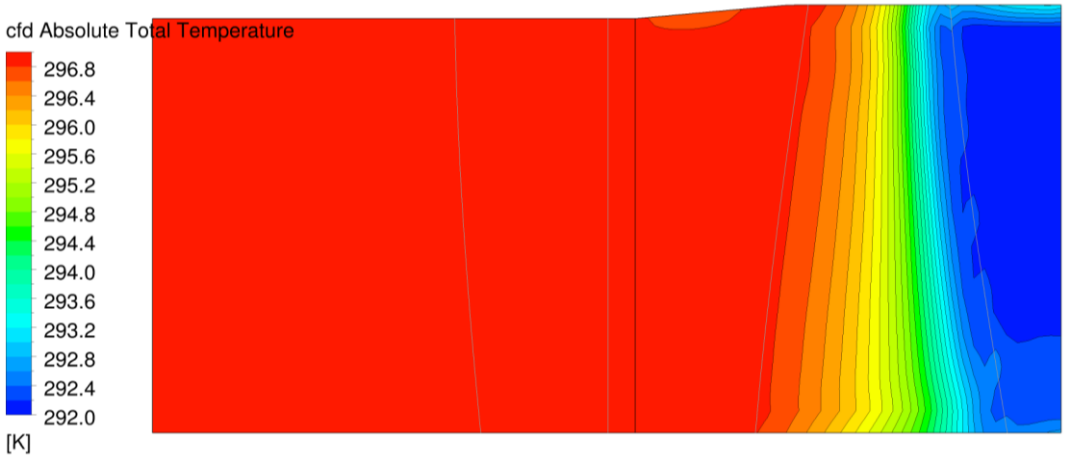
Obrázek 0-11 – Kontury celkového Machova čísla



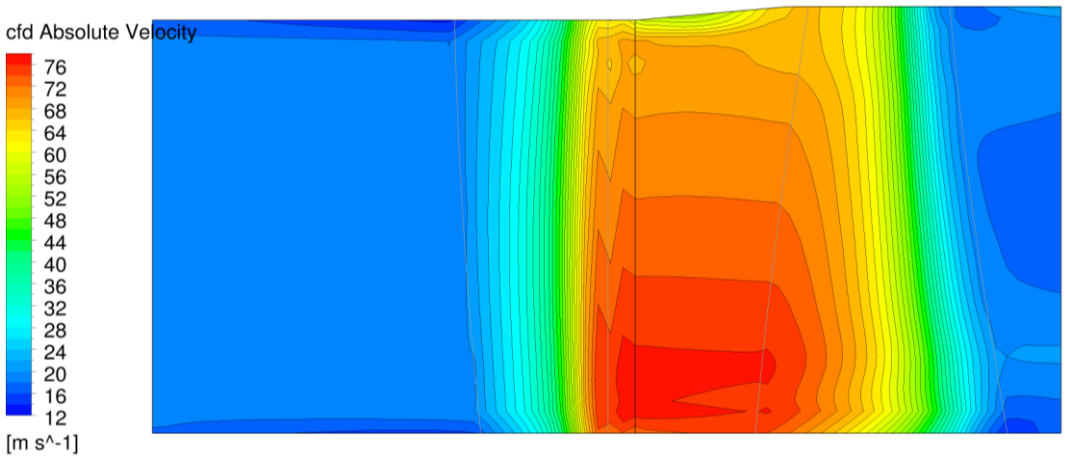
Obrázek 0-12 – Kontury celkové entalpie



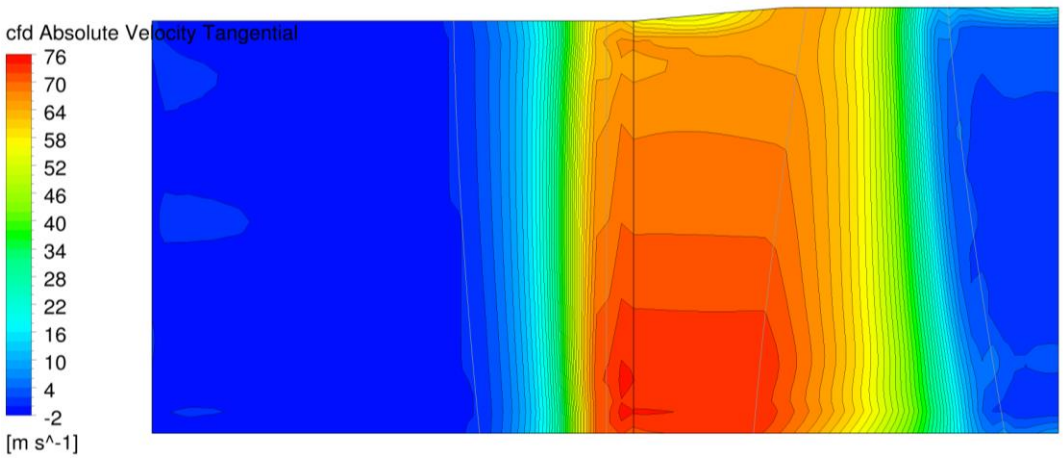
Obrázek 0-13 – Kontury celkového tlaku



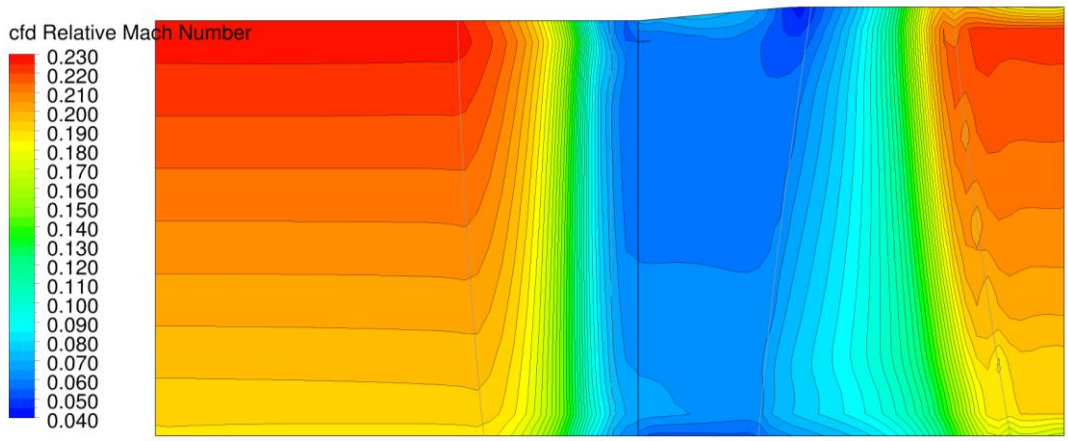
Obrázek 0-14 – Kontury celkové teploty



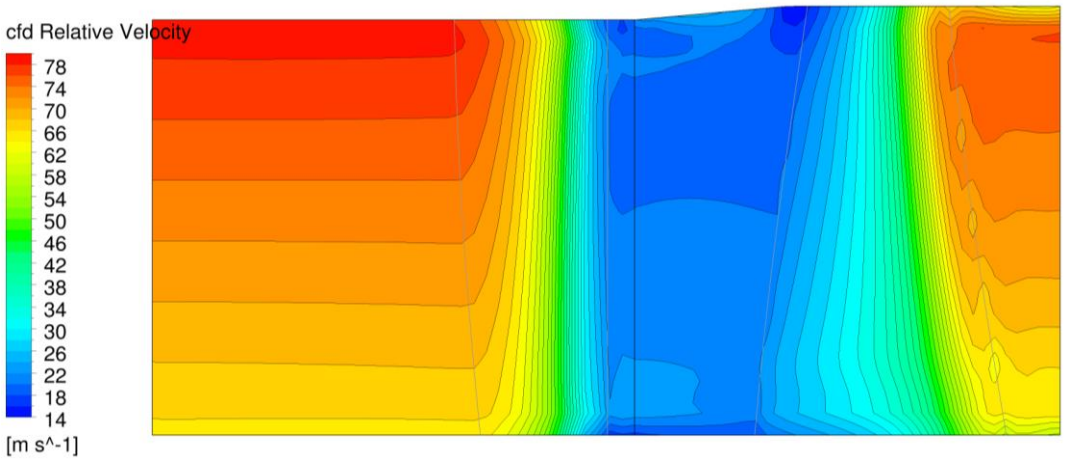
Obrázek 0-15 – Kontury celkové rychlosti



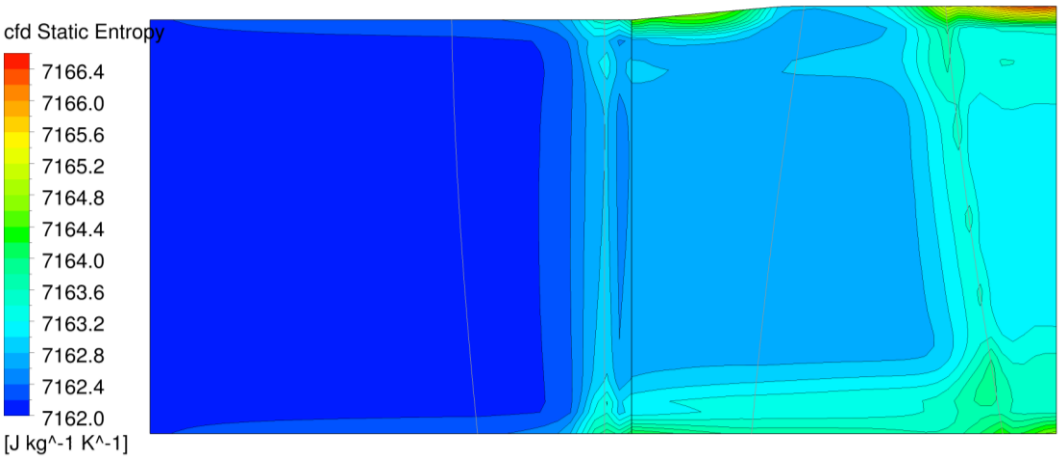
Obrázek 0-16 – Kontury obvodové složky celkové rychlosti



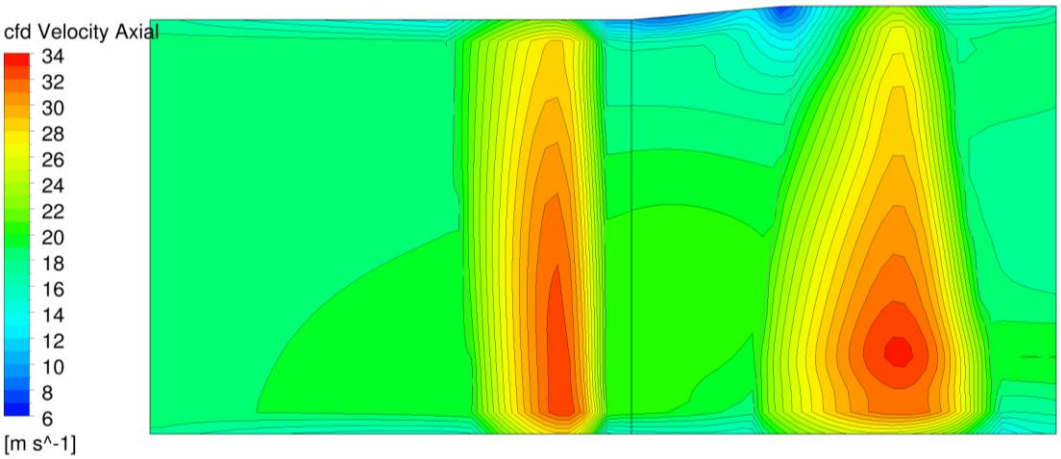
Obrázek 0-17 – Kontury relativního Machova čísla



Obrázek 0-18 – Kontury relativní rychlosti

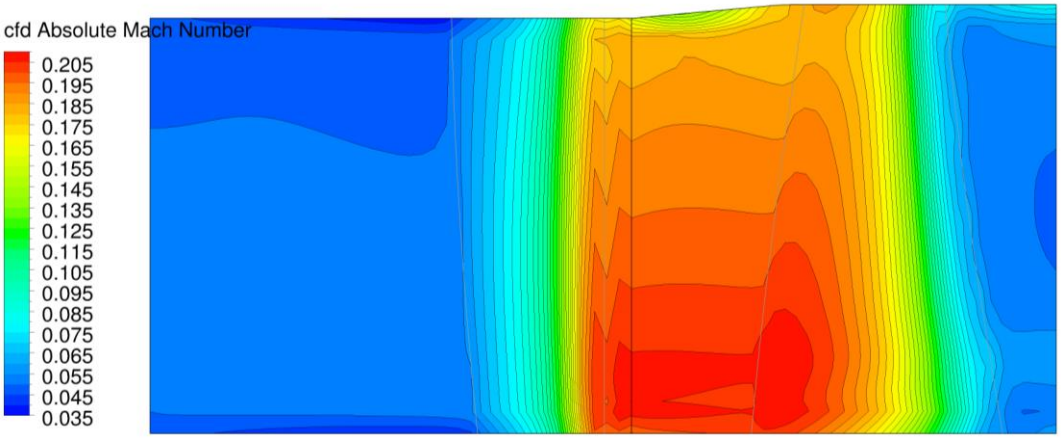


Obrázek 0-19 – Kontury entropie

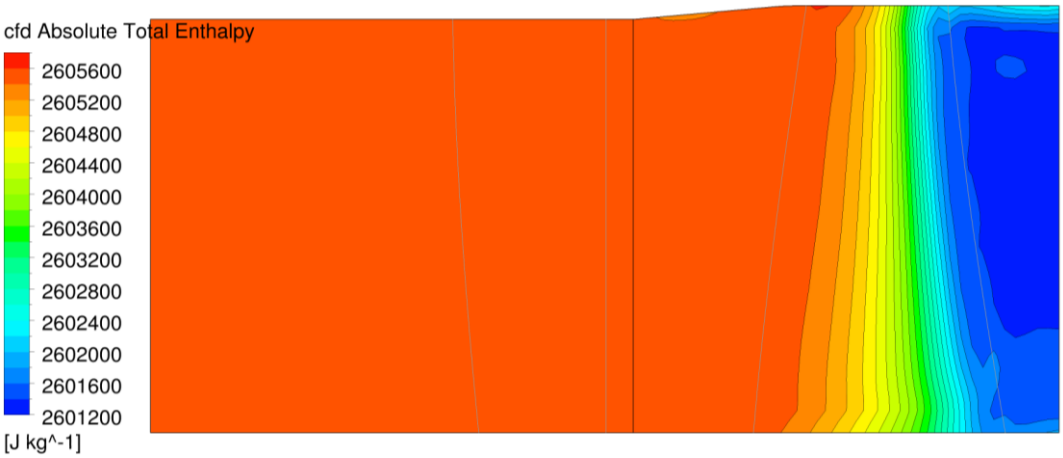


Obrázek 0-20 – Kontury axiální rychlosti

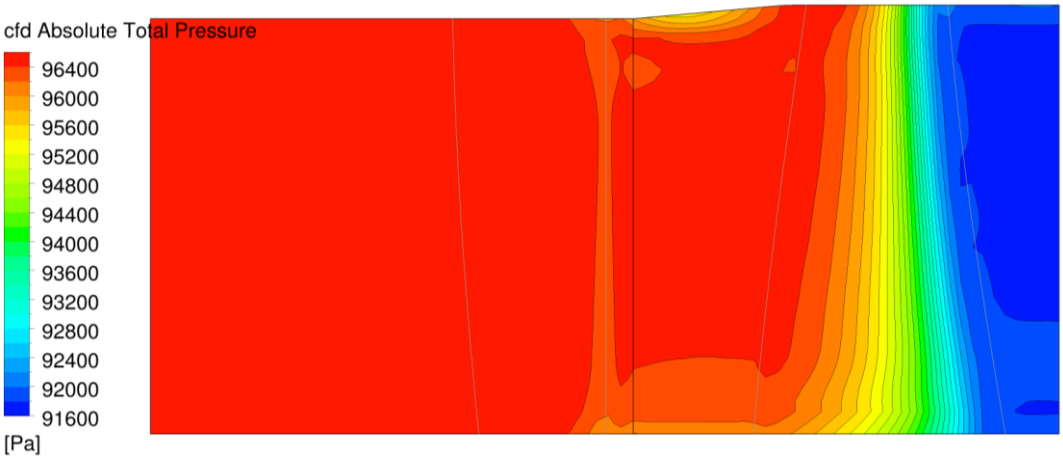
$$u/c_f \sim 0,76$$



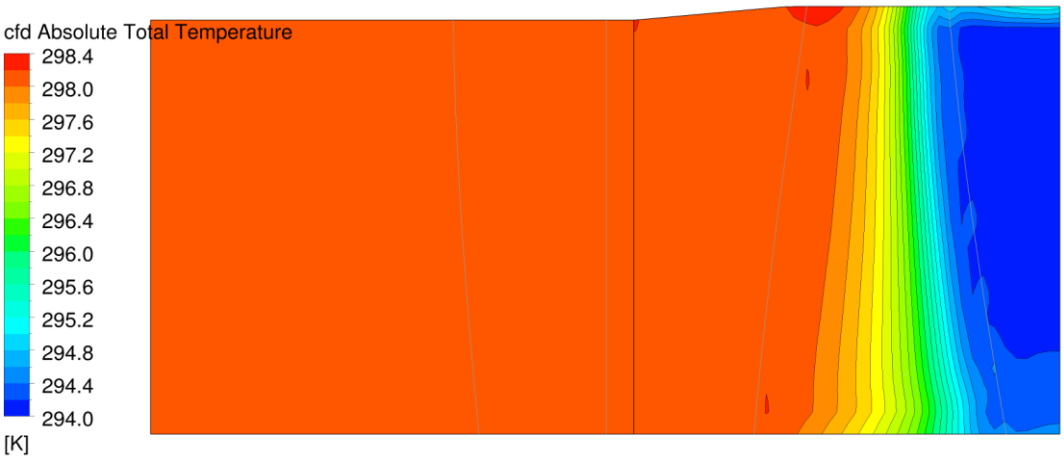
Obrázek 0-21 – Kontury celkového Machova čísla



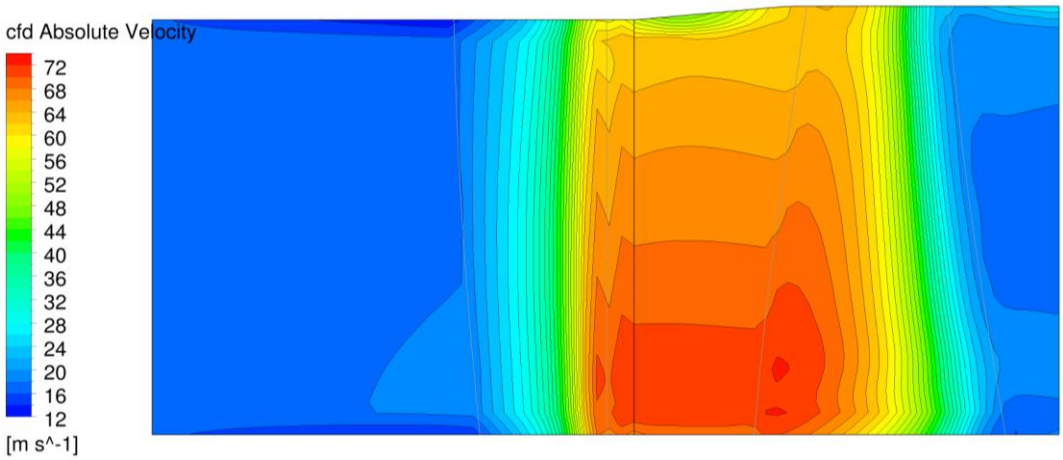
Obrázek 0-22 – Kontury celkové entalpie



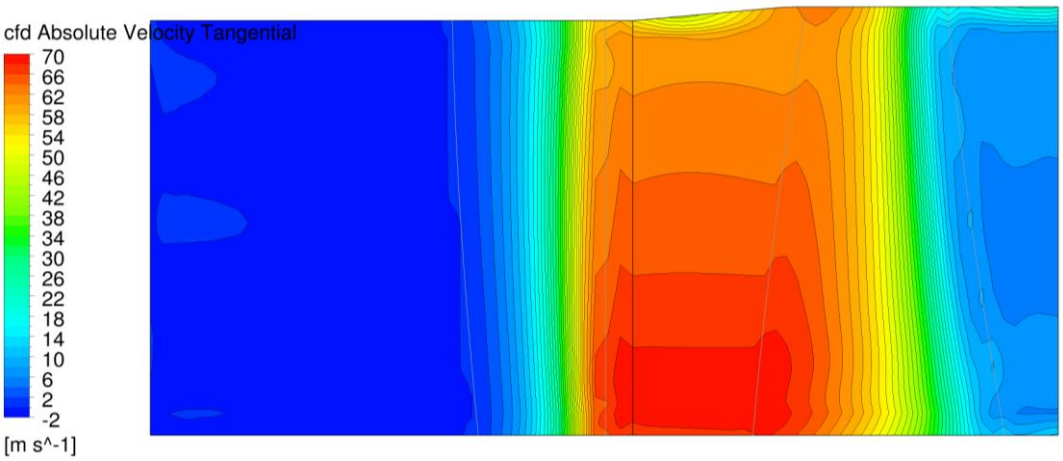
Obrázek 0-23 – Kontury celkového tlaku



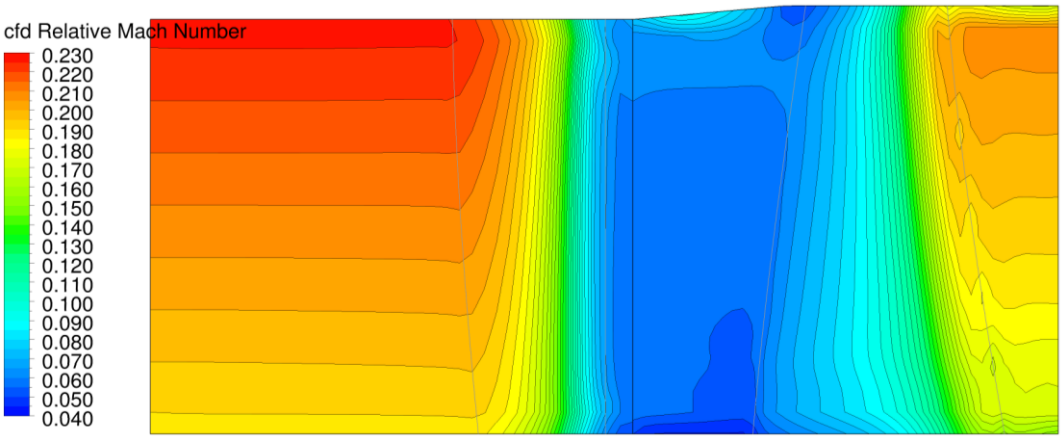
Obrázek 0-24 – Kontury celkové teploty



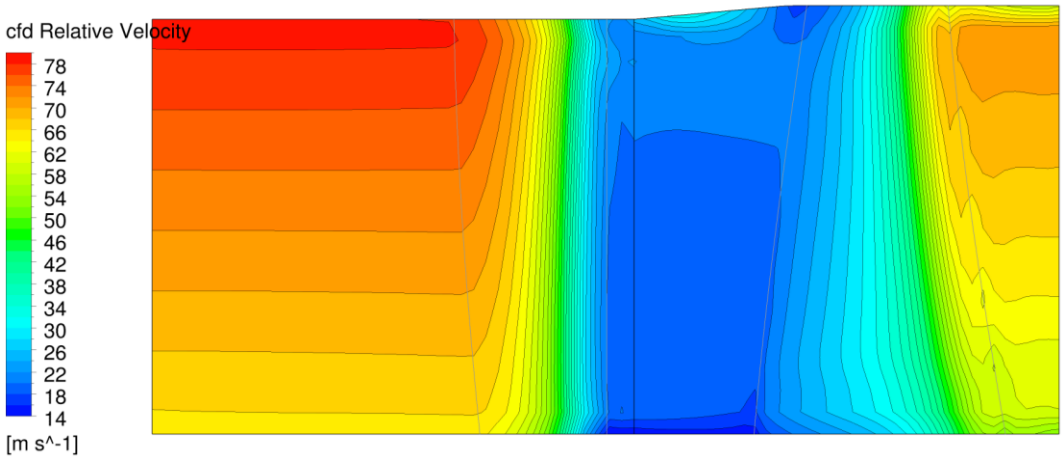
Obrázek 0-25 – Kontury celkové rychlosti



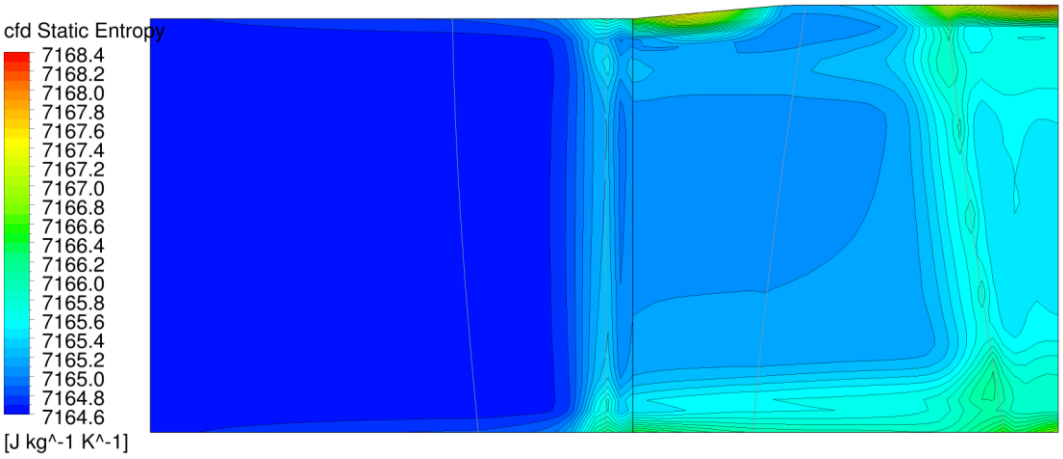
Obrázek 0-26 – Kontury obvodové složky celkové rychlosti



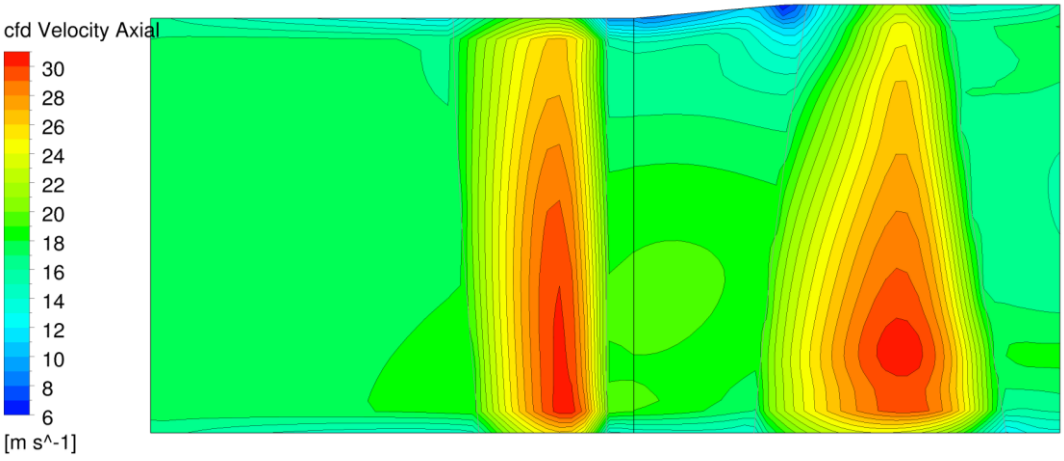
Obrázek 0-27 – Kontury relativního Machova čísla



Obrázek 0-28 – Kontury relativní rychlosti

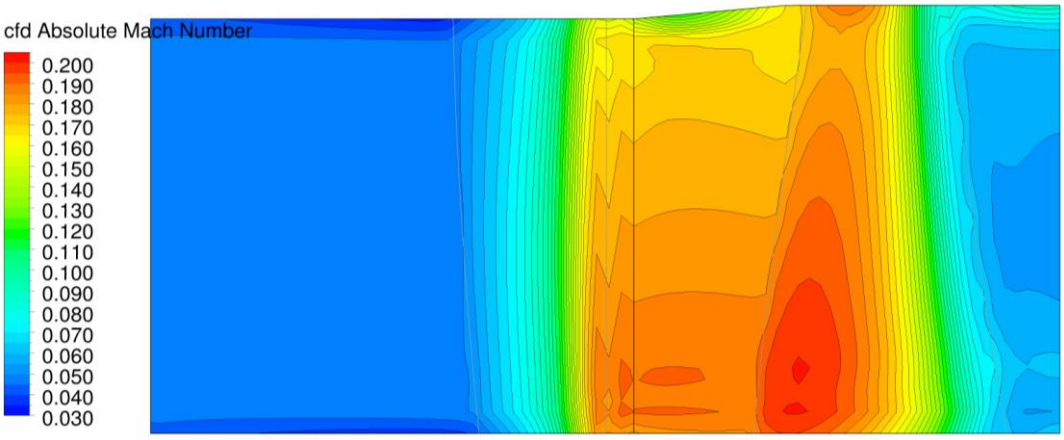


Obrázek 0-29 – Kontury entropie

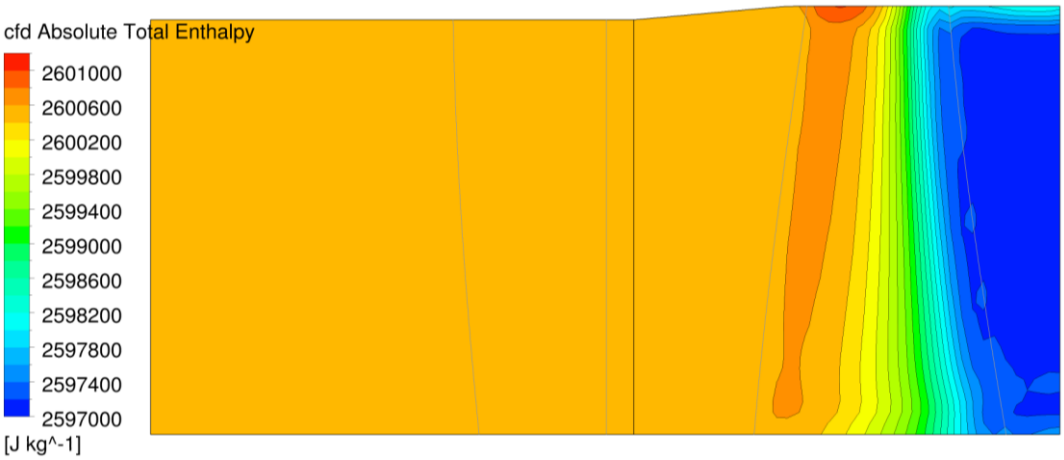


Obrázek 0-30 – Kontury axiální rychlosti

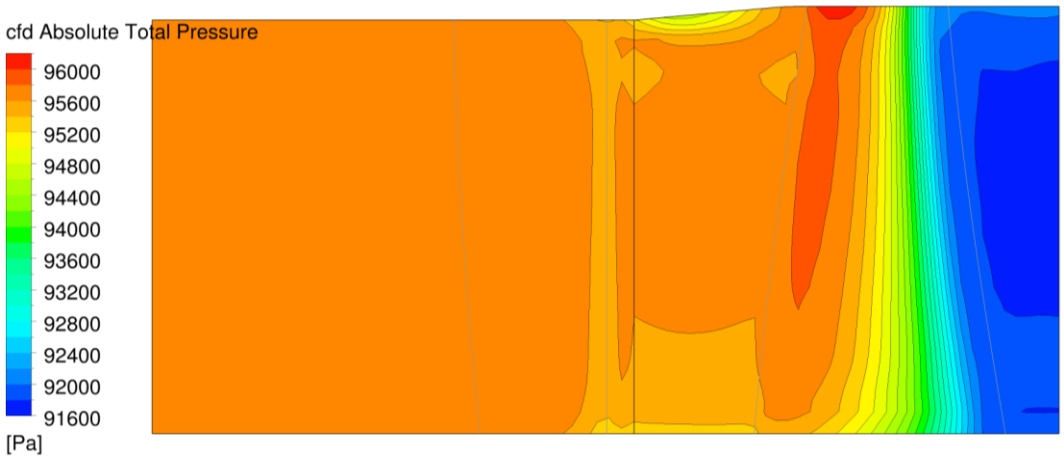
$$u/c_f \sim 0,83$$



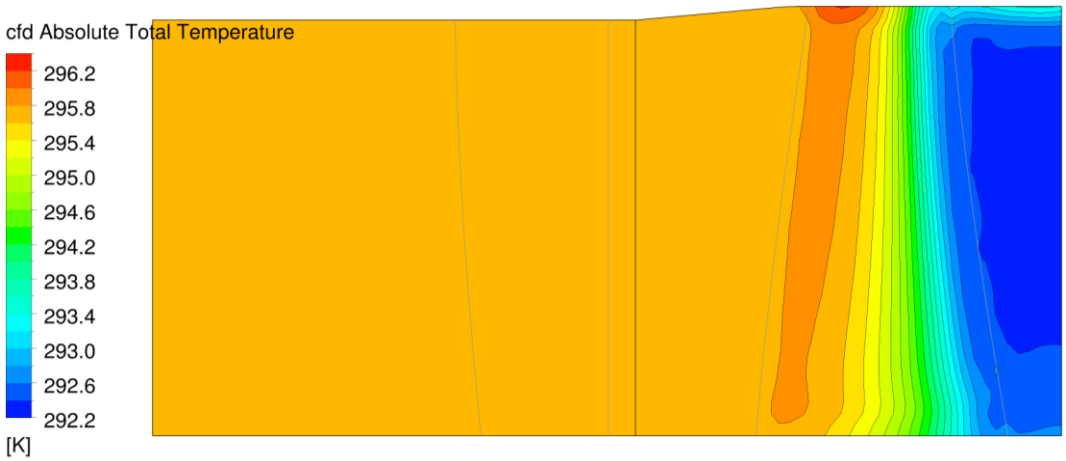
Obrázek 0-31 – Kontury celkového Machova čísla



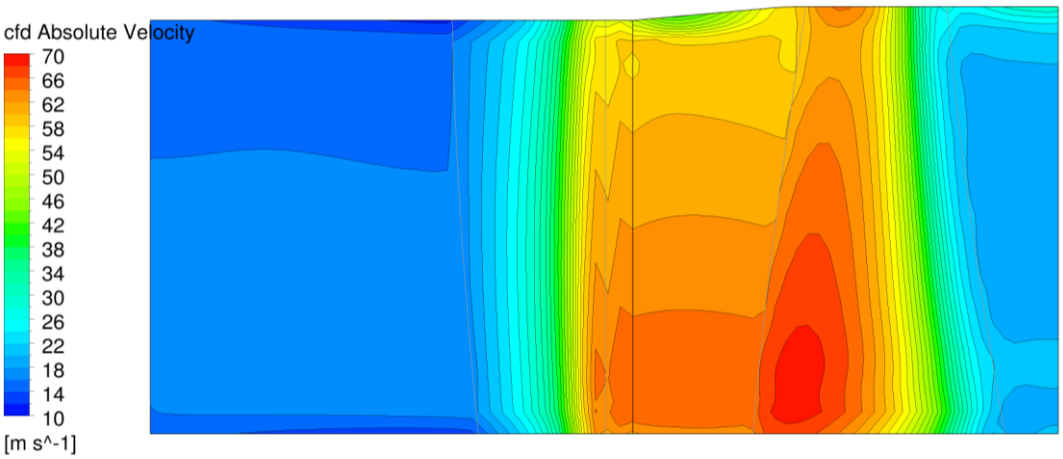
Obrázek 0-32 – Kontury celkové entalpie



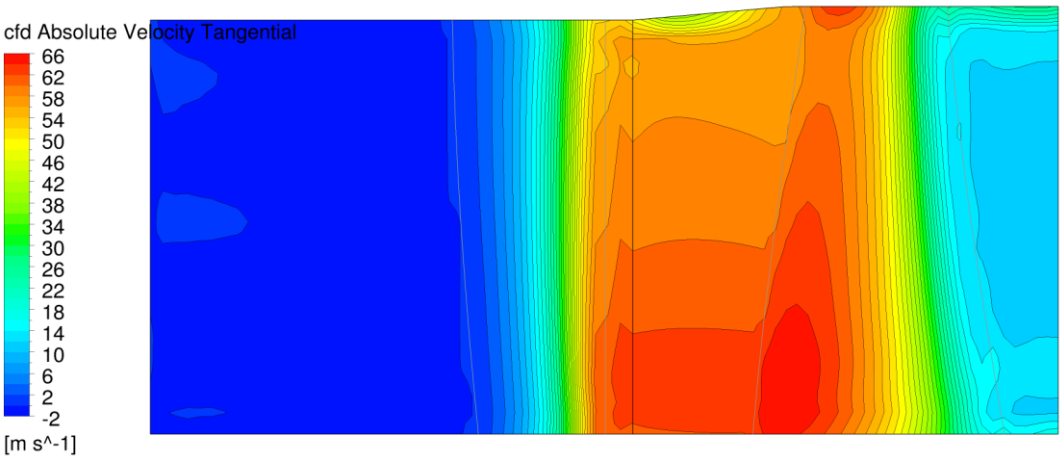
Obrázek 0-33 – Kontury celkového tlaku



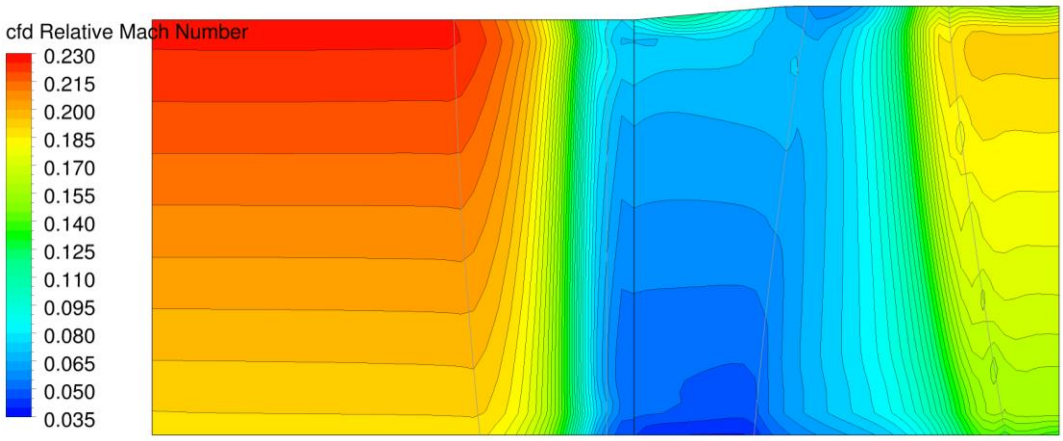
Obrázek 0-34 – Kontury celkové teploty



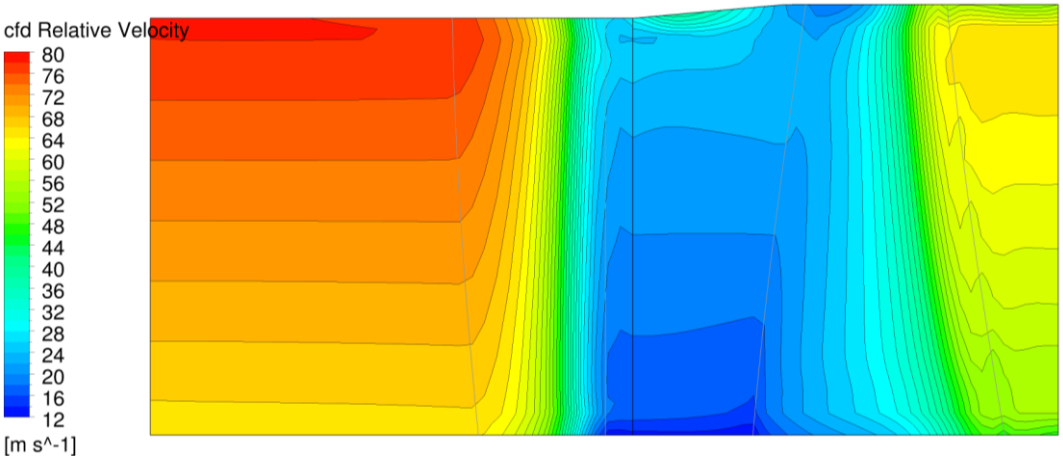
Obrázek 0-35 – Kontury celkové rychlosti



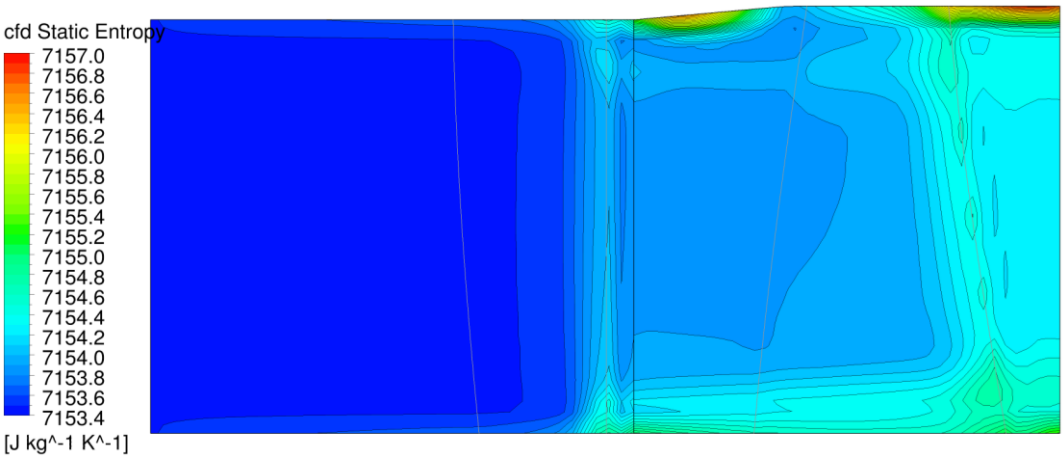
Obrázek 0-36 – Kontury obvodové složky celkové rychlosti



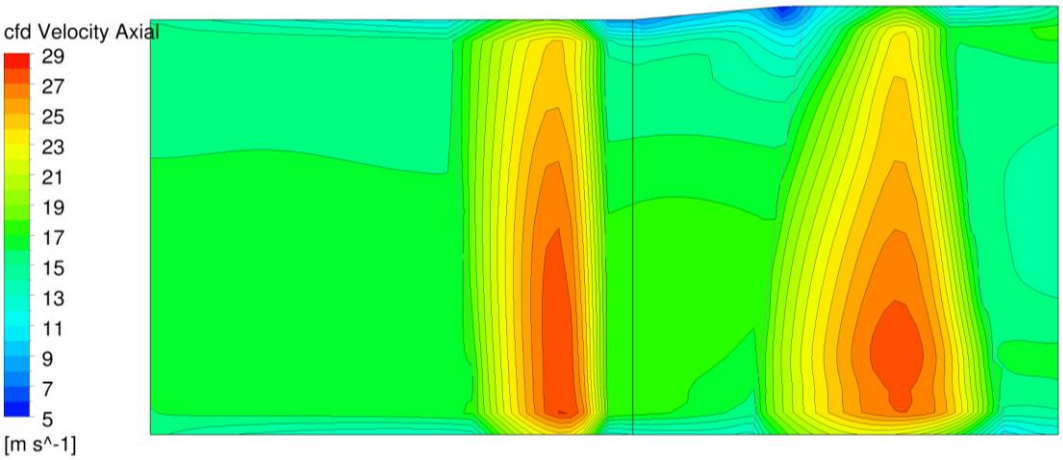
Obrázek 0-37 – Kontury relativního Machova čísla



Obrázek 0-38 – Kontury relativní rychlosti



Obrázek 0-39 – Kontury entropie



Obrázek 0-40 – Kontury axiální rychlosti