

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: P2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 2302V013 Stavba energetických strojů a zařízení

DISERTAČNÍ PRÁCE

Vliv ucpávkových proudů na integrální charakteristiky turbínového stupně

Autor: **Ing. Jan Uher**

Školitel: **Dr. Ing. Jaroslav Synáč**

Akademický rok 2018/2019

PROHLÁŠENÍ O AUTORSTVÍ

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě disertační práci zpracovanou na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem předloženou práci na téma:

Vliv ucpávkových proudů na integrální charakteristiky turbínového stupně

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

V Plzni dne:.....

Podpis autora

ANOTACE

AUTOR	Příjmení (včetně titulů) Ing. Uher	Jméno Jan
STUDIJNÍ OBOR	Stavba energetických strojů a zařízení	
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Dr. Ing. Synáč	Jméno Jaroslav
PRACOVISŤE VEDOUČÍHO	ZČU-FST-KKE	
DRUH PRÁCE	Disertační	
NÁZEV PRÁCE	Vliv ucpávkových proudů na integrální charakteristiky turbínového stupně	

Fakulta: Strojní

Katedra: Stavba energetických strojů a zařízení

Rok odevzdání: 2019

Počet stránek (A4 a ekvivalentů A4)

Celkem	133	Textová část	116	Grafická část	0
---------------	-----	---------------------	-----	----------------------	---

STRUČNÝ POPIS ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL, POZNATKY A PŘÍNOSY	Experimentální a numerické určení ztrát způsobených mísením proudů v turbínovém stupni.
KLÍČOVÁ SLOVA	Turbínový stupeň, experiment, ztrátový model

SUMMARY

AUTHOR	Surname (including of Degrees) Ing. Uher	Name Jan
FIELD OF STUDY	Design of Power Machines and Equipment	
SUPERVISOR	Surname (including of Degrees) Dr. Ing. Synac	Name Jaroslav
INSTITUTION	ZCU-FST-KKE	
TYPE OF WORK	Thesis	
TITLE OF THE WORK	The influence of seal leakages on turbine stage performance	

Faculty: Mechanical Engineering

Department: Design of Power Machines and Equipment

Submitted in: 2019

Number of pages (A4 a eq. A4)

Totally	133		Text part	116		Graphical part	0
----------------	-----	--	------------------	-----	--	-----------------------	---

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	Experimental and numerical evaluation of losses caused by flow mixing in turbine stage.
KEY WORDS	Turbine stage, experiment, loss model

Poděkování

Největší poděkování patří mé rodině, která mě podporovala po celou dobu mých studií. Další poděkování patří kolegům z akademické i průmyslové půdy.

Děkuji svému školiteli a vedoucímu katedry Dr. Ing. Jaroslavu Synáčovi za podporu mé činnosti na experimentálním zařízení. Velké poděkování patří i mému vedoucímu Ing. Petru Milčákovi Ph.D., který mi mnohými odbornými konzultacemi a dlouhodobou podporou mé akademické činnosti pomohl k dokončení této práce.

Anotace

Disertační práce se věnuje teoretickému, experimentálnímu a výpočtovému výzkumu vlivu mísení parazitních ucpávkových proudů s hlavním proudem v axiálním turbínovém stroji. Autor zde shrnuje svou dosavadní činnost, která se zaměřovala na teoretický rozbor práce turbínových stupňů, přípravě matematických modelů používaných při jejich navrhování, jejich experimentální ověření a vyhodnocení dat získaných z experimentů i z numerických simulací.

Práce je rozdělena na čtyři hlavní části. V první teoretické části je představen základní popis práce turbíny, který je založen na základech termodynamiky. Dále jsou představeny rovnice používané při návrhu turbínového stupně. Část teoretického úvodu popisuje dnešní možnosti numerických simulací proudění v turbínových stupních. V rešerši odborné literatury je představeno několik autorů ztrátových modelů. Rešerše se dále zaměřuje především na ztráty způsobené interakcí ucpávkových proudů s hlavním proudem.

Druhá část práce popisuje experimentální zařízení, na kterém probíhalo ověřování teoretických předpokladů. Po popisu zařízení je představen i způsob vyhodnocení naměřených dat. Nutnou součástí měření bylo i provedení kalibrací měřidel a vyhodnocení nejistot měření.

Třetí část práce se zaměřuje na popis numerických výpočtů, které byly provedeny za účelem možnosti detailnějších rozborů proudových poměrů v experimentálním turbínovém stupni. Tyto výpočty byly provedeny v softwaru CFX, přičemž autor práce prováděl přípravu geometrie, okrajových podmínek a následně vyhodnocoval výsledky. Samotné řešení bylo provedeno externí společností.

Čtvrtá a poslední část práce se věnuje srovnání experimentálně měřených a numericky simulovaných dat. Z výsledků je pomocí nového detailního rozpadu celkové ztráty turbínového stupně na jednotlivé složky určen dodatečný vliv ztrát přisuzovaných mísení hlavního proudu s proudem z ucpávky.

Annotation

The thesis is devoted to the theoretical, experimental and computational research of the effect of the mixing of parasitic and main flows in an axial turbine. The author summarizes his previous work, which focused on the theoretical analysis of turbine stages, preparation of mathematical models used in their design, their experimental verification and evaluation of data obtained from experiments and numerical simulations.

The thesis is divided into four main parts. The first theoretical part gives a basic description of the work of a turbine, which is based on the fundamentals of thermodynamics. Further, the equations used in the design of a turbine stage are presented. Part of the introduction to the theory describes the current possibilities for the numerical simulation of flows in turbine stages. Several authors of loss models are introduced in the literature review. The research further focuses mainly on losses caused by the interaction of parasitic and main flows.

The second part of the thesis describes the experimental equipment used for verifying the theoretical assumptions. The method for evaluating the measured data is presented after the description of the equipment. A vital part of the measurement was also calibration and the evaluation of measurement uncertainties.

The third part of the thesis focuses on the description of the numerical calculations. The numerical calculations were performed to analyse the fluid conditions in the experimental turbine stage in more detail. These calculations were performed in CFX software. The author of the work prepared the geometry, boundary conditions and subsequently evaluated the results. The solution itself was carried out externally.

The fourth and last part of the thesis is devoted to a comparison of the experimentally measured and numerically simulated data. From the results, the additional effect of the losses attributed to the mixing of the main flow with the seal flow is determined using a new detailed breakdown of the total loss in individual components.

Obsah

Poděkování.....	5
Anotace	6
Annotation	7
Seznam obrázků	10
Seznam tabulek	13
Seznam symbolů.....	14
1 Úvod.....	16
1.1 Motivace.....	16
1.2 Rankin – Clausiův oběh	20
1.3 Turbínový stupeň.....	22
2 Výchozí vztahy pro návrh turbínového stupně	23
2.1 Základní rovnice pohybu tekutin.....	23
2.1.1 Rovnice kontinuity	23
2.1.2 Rovnice pohybová.....	23
2.1.3 Rovnice energetická.....	24
2.1.4 Rovnice stavu	24
2.2 Metoda návrhu turbínového stupně.....	25
2.3 Expanzní křivka a rychlostní trojúhelníky.....	26
2.4 Radiální rovnováha.....	31
2.5 Průtok těsnícími elementy	33
3 Numerické simulace	35
3.1 Modelování turbulence.....	35
3.2 Mezní vrstva	36
3.3 Metody simulace rotující domény	36
4 Ztráty v turbínovém stupni.....	38
4.1 Původ ztrát	38
4.2 Rozdělení ztrát.....	39
4.2.1 Profilové ztráty.....	40
4.2.2 Sekundární ztráty	43
4.2.3 Ztráty únikem.....	44
4.3 Ztrátové modely	45
4.4 Ztrátový model Doosan Škoda Power	46
5 Ztráty způsobené mísením dvou proudů	47
5.1 Denton.....	47
5.2 Lampart	48
5.3 Rosic	50
5.4 Dahlqvist.....	54
5.5 Zlatinov	55
5.6 Schrewe	57
5.7 Reid.....	58
5.8 Yoon.....	58
5.9 Rubechini.....	59

5.10	Závěry z rešerše	61
6	Cíl práce	63
7	Experimentální měření	65
7.1	Popis experimentu	65
7.2	Testované geometrie lopatek	68
7.3	Srovnání experimentálního a reálného stupně.....	69
7.4	Použité měřicí přístroje	70
7.5	Určení průtoku vzduchu	70
7.6	Ztrátový výkon ložisek	71
7.7	Ventilační výkon disku	72
7.8	Kalibrace průtoku nadbandážovou ucpávkou.....	72
7.9	Vyhodnocení integrálních charakteristik	73
7.10	Nejistoty měření.....	80
7.10.1	Určení nejistoty vyhodnocené účinnosti od měřených veličin.....	80
7.10.2	Určení nejistoty měření průtoku vzduchu	84
7.11	Úprava pro měření vlivu mísení	85
7.12	Volba rozsahu měřených průtoků axiální mezerou	88
7.13	Způsob vyhodnocení vlivu průtoků axiální mezerou	88
7.14	Výsledky vyhodnocení vlivu průtoků axiální mezerou	89
8	Numerická simulace	98
8.1	Příprava geometrie.....	98
8.2	Výpočetní síť.....	98
8.3	Okrajové podmínky	101
8.4	Nastavení řešiče	102
8.5	Způsoby vyhodnocení CFD	102
8.6	Výsledky CFD vyhodnocené dle experimentu.....	104
8.7	Ověření ventilačního výkonu disku	109
9	Analyticko-empirický výpočet ztráty mísením	111
9.1	Validace proudového výpočtu	111
9.2	Výsledky validace proudového výpočtu.....	113
9.3	Vyhodnocení základních ztrát	116
9.4	Validace dodatečného ztrátového výkonu	123
9.5	Aplikace nového popisu dodatečné ztráty.....	126
10	Závěr.....	130
	Literatura.....	132

Seznam obrázků

Obr. 1 Vývoj spotřeby energie dle regionů [Mtoe]	17
Obr. 2 Vývoj spotřeby energie dle druhu zdroje [Mtoe].....	18
Obr. 3 Vývoj spotřeby energie Evropské unie dle druhu zdroje [Mtoe]	19
Obr. 4 Schéma cyklu a Ts diagram	21
Obr. 5 Parní turbína [2]	21
Obr. 6 Disková (vlevo) a bubnová (vpravo) konstrukce turbínového stupně	22
Obr. 7 Expanze v diagramu entalpie - entropie	27
Obr. 8 Rychlostní trojúhelníky turbínového stupně.....	30
Obr. 9 Schéma průtoku ucpávkou.....	33
Obr. 10 Rozdělení ztrát dle výskytu	39
Obr. 11 Rychlostní mezní vrstva s odtržením na podtlakové straně profilu.....	40
Obr. 12 Vizualizace proudění pomocí olejového filmu [7].....	41
Obr. 13 Rozložení Machova čísla po profilu	42
Obr. 14 Expanze přímou mříží v diagramu entalpie-entropie	43
Obr. 15 Sekundární proudové struktury v lopatkové mříži (Langston, 1980)	44
Obr. 16 Rozložení ztrát pro stupeň s reakcí 50% (ztrátový model DŠPW).....	46
Obr. 17 Rozložení ztrát pro stupeň s reakcí 20% (ztrátový model DŠPW).....	46
Obr. 18 Proudění nadbandážovou ucpávkou.....	47
Obr. 19 Rozdělení okrajové ztráty na špičce volných lopatek	48
Obr. 20 Závislost ztrátového součinitele na vstupním a výstupním úhlu mříže	49
Obr. 21 Rozložení výstupního úhlu z rotorové mříže.....	49
Obr. 22 Geometrie s maximálně utěsněnou nadbandážovou ucpávkou	50
Obr. 23 Geometrie s reálným průtokem nadbandážovou ucpávkou	51
Obr. 24 Závislost účinnosti na poměru ucpávkového průtoku - Rosic.....	52
Obr. 25 Tvarovaný profil na výstupní části kavity	53
Obr. 26 Axiálně orientovaný těsnící břit	53
Obr. 27 Šikmý radiální břit.....	53
Obr. 28 Schema Dahlquistova experimentálního zařízení	54
Obr. 29 Závislost účinnosti na poměru ucpávkového průtoku - Dahlquist.....	54
Obr. 30 Mísení dvou proudů s rozdílnými vektory rychlosti.....	55
Obr. 31 Akumulace vazkých ztrát pro turbínový stupeň bez ucpávkových průtoků	56
Obr. 32 Schéma dvoustupňové pokusné turbíny.....	57
Obr. 33 Schéma leteckého turbínového motoru	58
Obr. 34 Závislost účinnosti na poměru ucpávkového průtoku - Yoon.....	59
Obr. 35 Obvodové tvarování statorových lopatek - 3D zobrazení.....	60
Obr. 36 Vliv obvodového náklonu na radiální rozložení statického tlaku	60
Obr. 37 Změny reakce a hrdel všech turbínových stupňů pro 3 varianty.....	61
Obr. 38 Schéma experimentálního zařízení	65

Obr. 39 Pokusná turbína	66
Obr. 40 Schéma uspořádání stupně	66
Obr. 41 Zapojení odběru tlaků na patním poloměru	67
Obr. 42 Zapojení odběru tlaků na špičkovém poloměru	67
Obr. 43 Profily rozváděcích lopatek	68
Obr. 44 Profily oběžných lopatek (zleva: vysoká, střední a nízká reakce)	69
Obr. 45 Závislost ztrátového výkonu na otáčkách a axiální síle	72
Obr. 46 Průtok nadbandážovou ucpávkou	73
Obr. 47 Integrální charakteristiky stupně s nízkou reakcí	76
Obr. 48 Integrální charakteristiky stupně se střední reakcí	77
Obr. 49 Integrální charakteristiky stupně s vysokou reakcí	78
Obr. 50 Srovnání účinností a reakcí testovaných stupňů s návrhovými stavy	79
Obr. 51 Příspěvky k nejistotě měření pro stupeň s nízkou reakcí	83
Obr. 52 Příspěvky k nejistotě měření pro stupeň se střední reakcí	83
Obr. 53 Příspěvky k nejistotě měření pro stupeň s vysokou reakcí	84
Obr. 54 Schéma pokusného stupně upraveného pro potřeby měření vlivu mísení	85
Obr. 55 Fotografie upraveného pokusného stupně	86
Obr. 56 Fotografie upraveného pokusného stupně (1980)	86
Obr. 57 Schéma pokusného stupně s vyznačením uvažovaných průtoků	87
Obr. 58 Vliv poměrného průtoku na stupeň s nízkou reakcí ($M > 0$)	90
Obr. 59 Vliv poměrného průtoku na stupeň s nízkou reakcí ($M < 0$)	91
Obr. 60 Vliv poměrného průtoku na stupeň se střední reakcí ($M > 0$)	92
Obr. 61 Vliv poměrného průtoku na stupeň se střední reakcí ($M < 0$)	93
Obr. 62 Vliv poměrného průtoku na stupeň s vysokou reakcí ($M > 0$)	94
Obr. 63 Vliv poměrného průtoku na stupeň s vysokou reakcí ($M < 0$)	95
Obr. 64 Závislost účinnosti na poměru ucpávkového průtoku - Uher	97
Obr. 65 Rotačně symetrický část výpočetní domény	98
Obr. 66 Výpočetní síť rotorové lopatky stupně s nízkou reakcí	99
Obr. 67 Výpočetní síť rotorové lopatky stupně se střední reakcí	99
Obr. 68 Výpočetní síť rotorové lopatky stupně s vysokou reakcí	99
Obr. 69 Pohled na síť výseče statorových a rotorových lopatek	100
Obr. 70 Hodnoty γ rotorových lopatek (zleva nízká, střední a vysoká reakce)	101
Obr. 71 Domény okrajových podmínek pro CFD	101
Obr. 72 Vyznačení pozic pro vyhodnocení dle experimentálních podmínek	103
Obr. 73 Roviny používané pro konvenční CFD vyhodnocení	104
Obr. 74 Vliv poměrného průtoku na stupeň s nízkou reakcí ($M > 0$) z CFD	105
Obr. 75 Vliv poměrného průtoku na stupeň se střední reakcí ($M > 0$) z CFD	106
Obr. 76 Vliv poměrného průtoku na stupeň s vysokou reakcí ($M > 0$) z CFD	107
Obr. 77 Závislost účinnosti na poměru ucpávkového průtoku – CFD vs. experiment....	108
Obr. 78 Výstupní úhel z testovaného stupně se střední reakcí dle CFD	109
Obr. 79 Ztrátový výkon na ucpávkových doménách	110

Obr. 80 Vývojový diagram pro vyhodnocení.....	112
Obr. 81 Výsledky validace proudového výpočtu (Střední reakce, M=0%).....	114
Obr. 82 Výsledky validace proudového výpočtu (Střední reakce, M=10%).....	115
Obr. 83 Srovnání ztráty stupně dle CFD s predikovanou ztrátou (nízká reakce)	120
Obr. 84 Srovnání ztráty stupně dle CFD s predikovanou ztrátou (střední reakce)	121
Obr. 85 Srovnání ztráty stupně dle CFD s predikovanou ztrátou (vysoká reakce)	122
Obr. 86 Srovnání vlivů rostoucího průtoku hřídlovou ucpávkou (tři reakce stupně) ...	124
Obr. 87 Regrese koeficientu pro vliv akcelerace na dodatečný vliv vefukování.....	125
Obr. 88 Srovnání ztráty dle CFD s upraveným popisem ztrát (nízká reakce).....	127
Obr. 89 Srovnání ztráty dle CFD s upraveným popisem ztrát (střední reakce).....	128
Obr. 90 Srovnání ztráty dle CFD s upraveným popisem ztrát (vysoká reakce).....	129

Seznam tabulek

Tab. 1 Základní informace o měřených stupních	73
Tab. 2 Značení měřených veličin	74
Tab. 3 Přehled integrálně vyhodnocených parametrů při nominálních provozech	74
Tab. 4 Standardní nejistoty použitých měřidel	81
Tab. 5 Nejistoty určení naměřené účinnosti od měřených veličin	82
Tab. 6 Nejistoty naměřené účinnosti od měřených veličin a hmotnostního průtoku	84
Tab. 7 Změna reakce stupňů ovlivněných průtokem hřídelovou ucpávkou	97
Tab. 8 Okrajové podmínky pro výpočty	102
Tab. 9 Vliv akcelerace na dodatečný vliv hřídelové ucpávky	125

Seznam symbolů

0	[–]	index roviny před rozváděcí mříží
1	[–]	index roviny za rozváděcí mříží
2	[–]	index roviny za rotorovou mříží
3	[–]	index roviny náběžné hrany rotorové mříže
DSPW		Doosan Škoda Power
HUB	[–]	index patního poloměru lopatek
MID	[–]	index středního poloměru lopatek
Ma	[–]	Machovo číslo
Re	[–]	Reynoldsovo číslo
a	$\left[\frac{J}{kg}\right]$	měrná práce
a	$\left[\frac{m}{s}\right]$	rychlost zvuku
a	[–]	axiální složka
c	[–]	index celkového stavu
c	[m]	tětiva lopatky
c	$\left[\frac{m}{s}\right]$	celková rychlost
C	[–]	součinitel kontrakce
c_p	$\left[\frac{J}{kgK}\right]$	měrná tepelná kapacita při konstantním tlaku
d	[m]	průměr hrdla dýzy pro měření hmotnostního průtoku
E	[–]	poměrná účinnost
h	$\left[\frac{J}{kg}\right]$	měrný entalpický spád
i	$\left[\frac{J}{kg}\right]$	měrná entalpie
iz	[–]	index stavu po izentropické expanzi
L	[m]	délka lopatky
\dot{m}	$\left[\frac{kg}{s}\right]$	hmotnostní průtok
M	[–]	poměrný průtok
n	$\left[\frac{ot.}{min.}\right]$	otáčky
p	[Pa]	tlak
P	[W]	výkon

r	$[-]$	radiální složka
R	$\left[\frac{J}{kgK}\right]$	individuální plynová konstanta
R	$[-]$	reakce turbínového stupně
R	$[m]$	poloměr
s	$[-]$	index statického stavu
s	$\left[\frac{J}{kgK}\right]$	měrná entropie
S	$[m^2]$	plocha
T	$[K]$	teplota
T	$[-]$	index celkového stavu
U	$[V]$	elektrické napětí
u	$\left[\frac{m}{s}\right]$	obvodová rychlost
v	$\left[\frac{m}{s}\right]$	rychlost
w	$\left[\frac{m}{s}\right]$	relativní rychlost
x	$[m]$	koordináta po délce lopatky (od paty ke špičce)
x,y,z	$[-]$	indexy směrů kartézského souřadného systému
Y	$[-]$	tlaková ztráta
α	$[^\circ]$	úhel mezi obvodovým směrem a vektorem celkové rychlosti
β	$[^\circ]$	úhel mezi obvodovým směrem a vektorem relativní rychlosti
ε	$[-]$	součinitel stlačitelnosti
ζ	$[-]$	energetická ztráta
η	$[-]$	součinitel účinnosti
θ	$[-]$	obvodová složka
λ	$\left[\frac{W}{mK}\right]$	součinitel tepelné vodivosti
ν	$\left[\frac{m^2}{s}\right]$	kinematická vazkost
μ	$\left[\frac{Ns}{m^2}\right]$	dynamická vazkost
ρ	$\left[\frac{kg}{m^3}\right]$	hustota
ρ	$[-]$	reakce turbínového stupně
τ	$[Pa]$	smykové napětí

1 Úvod

1.1 Motivace

Energetický komfort je charakteristickým rysem dnešní vyspělé společnosti. Pod energetickým komfortem se skrývá dostatek energie nejen pro zajištění fyziologických lidských potřeb, ale i potřeb sociálních. Jde tedy o energii pro domácí spotřebiče, vytápění či chlazení budov, dopravu, průmysl, zemědělství. Tento komfort je ve vyspělých státech zajištěn celou škálou energetických strojů schopných přeměny dostupných forem energie na požadované formy. Rozvojové státy dnes stále takový komfort nemají, a proto se snaží jej pro sebe zajistit. Hlavní hnací silou pro výstavbu nových energetických zdrojů v rozvojových státech je tamní růst střední třídy obyvatel. Ti již mají oproti minulosti finanční prostředky, které jsou ochotni vložit do zajištění již zmíněných lidských potřeb. To stále způsobuje dlouhodobý růst spotřeby energií na celém světě.

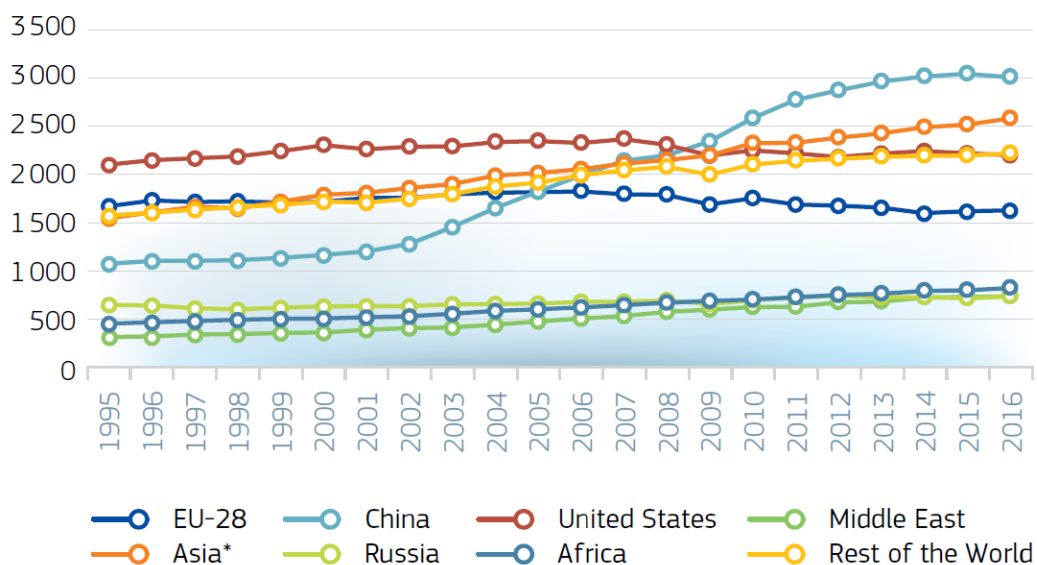
Nejrozšířenější formou energie je energie tepelná. Získat ji lze spalováním tuhých, kapalných či plyných paliv, dále štěpnou reakcí, čerpáním energie z hlubších zemských vrstev nebo ze sluneční radiace dopadající na zemský povrch. Tento výčet představuje největší podíl na energii, se kterou lidstvo hospodaří. Existují ale i jiné zdroje, které získáváme již ve formě pohybové energie. Jde o energie zajištěné přirozeným pohybem vody a vzduchu na zemském povrchu. Jejich původ je v tepelné energii zemského jádra a radiačního záření Slunce. Všechny tyto zdroje energie se dnes často rozdělují na obnovitelné a neobnovitelné. Za neobnovitelné jsou považovány zdroje fosilního původu, u kterých se očekává jejich absolutní vyčerpání v horizontu desítek let. Nevýhodou fosilních zdrojů jsou emise vznikající při jejich spalování. Lidská společnost se snaží chovat zodpovědně a šetřit životní prostředí. Vyvíjí tedy tlak na výstavbu zdrojů obnovitelných, případně zdrojů s minimálními emisemi škodlivých spalin do ovzduší.

Energetických strojů schopných přeměny forem energie je celá řada a obecně můžeme mluvit o generátorech, motorech nebo tepelných výměnících. Funkce generátorů spočívá ve výrobě více ušlechtilé energie, tedy mechanické točivé, případně i elektrické energie z méně ušlechtilé tepelné či pohybové energie primárních médií. Motory zajišťují výrobu mechanické energie jak z ušlechtilé elektrické energie, tak z tepelné či pohybové energie. Tepelné výměníky umožňují velmi důležitý převod energie mezi různými médii. Médium, které na jedné straně výměníku převezme tepelnou energii, získá i vyšší potenciál ke konání práce.

Evropská unie vydala v roce 2018 statistický souhrn [1], který porovnává množství energie využívané po celém světě v období uplynulých více než dvaceti let. V dokumentu je poskytnuto srovnání oblastí nebo států, ve kterých dochází ke spotřebě energie. Dále je poskytnuto srovnání spotřebované energie dle jejího zdroje. Následující grafy používají

jednotku Mtoe. Jde o zkratku anglického výrazu „Million tonnes of oil equivalent“, jde tedy o množství tepla vzniklého spálením jednoho milionu tun ropy. Toto množství lze vyjádřit v základních jednotkách jako přibližně $41,87 \cdot 10^{15}$ [J]. Pro srovnání lze uvést, že jeden blok české jaderné elektrárny Temelín by při uvažování celoročního provozu na maximální výkon bez odstávky vyrobil přibližně $10,02 \cdot 10^{16}$ [J] tepelné energie. Jeden blok Temelína tedy za teoretický rok vyrobí 2,39 [Mtoe].

Na následujícím grafu (Obr. 1) vidíme záznam spotřeby energie světových regionů v období od roku 1995 do roku 2016. Součet energií spotřebovaných v jednotlivých regionech představuje celkovou roční spotřebu ve výši 13764 [Mtoe]. Z celkové spotřeby připadá na Českou republiku 41,8 [Mtoe], tedy přibližně 0,3% světové spotřeby energie. Vzhledem k očekávanému zvyšování spotřeby energie v rozvojových zemích bude náš podíl v budoucnu klesat. Záznam potvrzuje již zmiňovaný fakt, že vyspělé oblasti, jako jsou státy Evropské unie, nebo Spojené státy americké vykazují stabilizovanou až snižující se spotřebu energie. Snižující se spotřeba je umožněna díky nástupu úsporných spotřebičů a ekologickému smýšlení místních obyvatel. Vysoký poměr spotřeby energie na jednoho obyvatele ve vyspělých zemích je dán také hustotou průmyslové výroby. Naproti tomu rozvojový region jako je Čína vykazuje dramatický nárůst spotřeby energie.

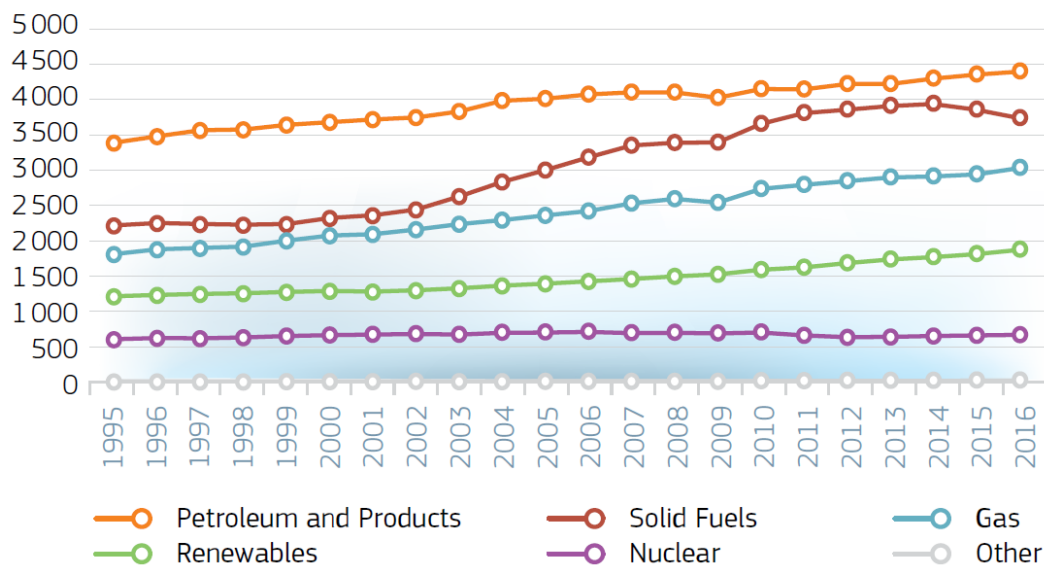


Obr. 1 Vývoj spotřeby energie dle regionů [Mtoe]

Vývoj spotřeby energie dle zdrojů je na dalším grafu (Obr. 2). V celosvětovém měřítku tedy vidíme neustálý růst spotřeby tekutých a plyných fosilních paliv, pokles tuhých paliv, stagnaci jaderných zdrojů a stabilní rozvoj obnovitelných zdrojů. Pokles využití tuhých paliv je způsoben tlakem na ekologii provozu a představuje výrazný úbytek tepelných elektráren, které zajišťují stabilní dodávky elektrické energie do distribuční sítě. Využití tekutých paliv neustále narůstá i díky jejich největšímu využití v taktéž rostoucím segmentu dopravy.

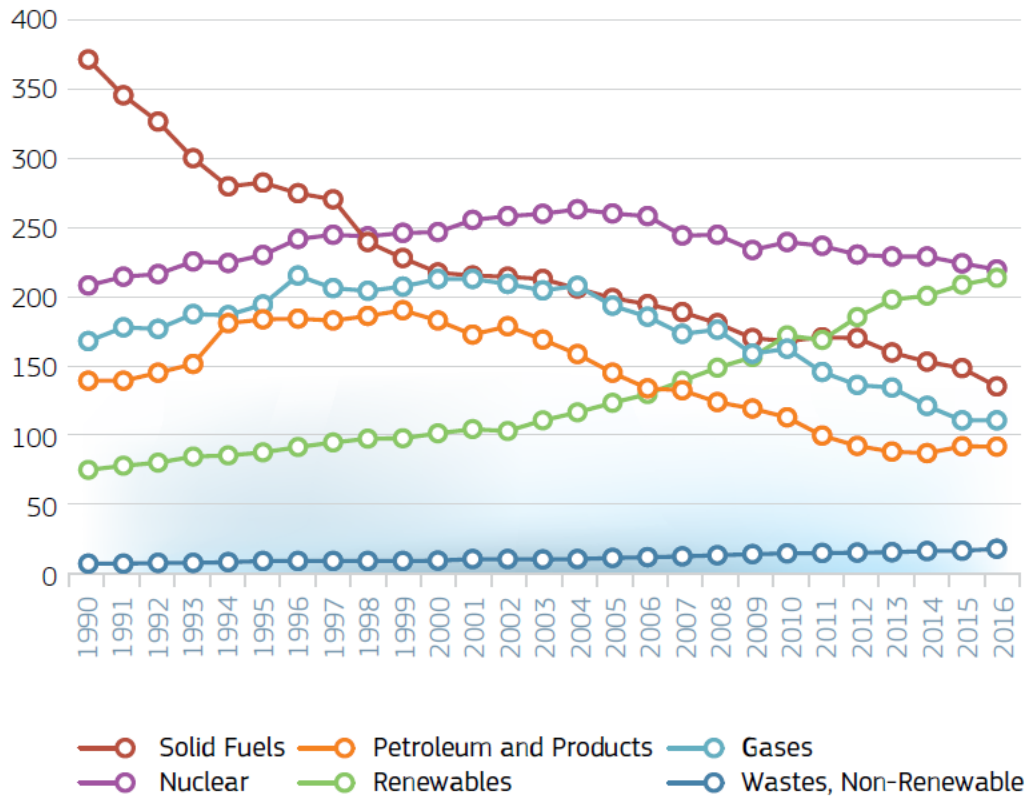
Plynná paliva jsou stále častěji využívána jako náhrada za tuhá paliva v elektrárnách. Jejich výhodou jsou nízké emise škodlivin do ovzduší v porovnání s tuhými palivy.

Je vidět, že obnovitelné zdroje měly významný podíl již v roce 1995. V té době šlo především o výrobu energie z velkých vodních děl, která využila většinu vhodných míst na vodních tocích. Mezi lety 1995 až 2016 došlo k zvýšení produkce obnovitelné energie především díky rozvoji větrných a solárních elektráren. Tyto zdroje jsou ekologické, ale jejich velká nevýhoda je naprostá závislost provozu jak na denní době, tak na aktuálních atmosférických podmínkách. Vzhledem k dnešním výkonově omezeným možnostem akumulace vyrobené energie je tento nedostatek nově budovaných konvenčních zdrojů klíčový při budování struktury elektrických distribučních sítí.



Obr. 2 Vývoj spotřeby energie dle druhu zdroje [Mtoe]

Poslední údaje ze statistického souhrnu Evropské unie jsou na následujícím grafu (Obr. 3). Graf představuje vývoj spotřeby energie ve státech Evropské unie. Oproti grafu se světovým vývojem se v tomto vyspělém regionu výrazněji projevuje nárůst obnovitelných zdrojů, který vyrovnává výrazný úbytek energie vyráběný z fosilních paliv a jádra. Do obnovitelných zdrojů energie bylo v posledních letech investováno mnoho prostředků, což se projevilo v poklesu ceny za instalovanou jednotku výkonu.



Obr. 3 Vývoj spotřeby energie Evropské unie dle druhu zdroje [Mtoe]

Z nárůstu obnovitelných zdrojů vyplývají dvě významná fakta pro neobnovitelné zdroje. Zaprvé to, že jsou kladeny velmi vysoké nároky na řízení aktuálního výkonu neobnovitelných zdrojů energie. Je tedy vyžadována vysoká flexibilita neobnovitelných zdrojů, které musí být schopny rychlého zvýšení či snížení výkonu podle aktuálních atmosférických podmínek. Druhý vliv na neobnovitelné zdroje působí především na strukturu dodavatelů těchto zdrojů.

Výroba energie z neobnovitelných zdrojů by měla dle současných odhadů nadále klesat. Vzhledem k nutnosti udržení dostupného výkonu pro průmyslovou výrobu lze očekávat, že bude v následujících desítkách let zachována potřeba výroby z neobnovitelných zdrojů, které jsou schopny dodávat energii neustále.

Dodavatelé strojů pro přeměnu tepelné energie z tuhých paliv jsou pod velkým tlakem. To proto, že úměrně s poklesem výroby klesla i poptávka po jejich produktech. Ale také proto, že tito výrobci v minulosti dimenzovali své výrobní haly a stroje na výrobu velkých energetických celků. Dnešní situace způsobuje směřování energetiky spíše ke strojům s menším instalovaným výkonem umístěným blízko ke spotřebitelům. Tato situace reálně způsobila ústup několika tradičních výrobců.

Tradičním zástupcem energetických strojů využívajících neobnovitelné zdroje energie pro výrobu elektrické energie jsou parní turbíny. Parní turbíny vysokých výkonů jsou použity u jaderných nebo velkých spalovacích elektráren. Jde vždy o stroje, jejichž expanze pracovní vodní páry končí v kondenzátoru. Toto uspořádání umožňuje vysoký dostupný tepelný spád

média, a tedy i vysoký výkon, ale celková účinnost stroje je snížena nutným předáním velkého množství energie do chladících věží či jiného tepelného výměníku, kde je mařena.

Ekonomicky a ekologicky výhodnější je dnes budování menších zdrojů s kombinovanou výrobou elektřiny a tepla pro místní vytápění nebo průmyslovou potřebu. Tyto zdroje dovedou výrazně efektivněji využít primární tepelnou energii. Při výstavbě takovýchto zdrojů je ale často nutné navrhnout protitlakovou parní turbínu přímo na míru dané aplikaci. Pro dodavatele parních turbín to představuje požadavek na rychlejší návrh stroje.

Dřívější praxí byl dlouholetý vývoj jednoho stroje, který byl po instalaci provozován dlouhodobě na svém nominálním výkonu. Dnešní stroje musí garantovat vysokou účinnost pro širokou škálu výkonů.

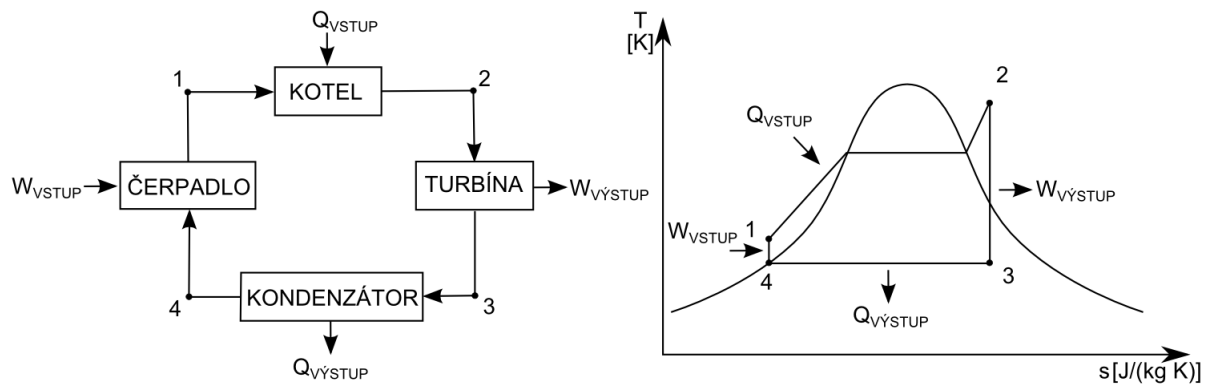
Na tyto podmínky reagují vývojové práce konstrukce turbín. U velkých strojů byl větší prostor pro sérii numerických simulací či experimentů prováděným na vyvíjených geometriích. U malých strojů nejsou dostupné prostředky na přímý numerický a experimentální výzkum, a je nutné využití návrhových postupů založených na podobnostních analýzách strojů.

Dnešní návrh strojů musí být rychlý, a je tedy nutné použití návrhového softwaru, který využívá analytický popis a empirické opravné součinitele. Tento analyticko-empirický popis je potřeba neustále aktualizovat, protože nově dostupné materiály a výrobní postupy mění konstrukci stroje.

1.2 Rankin – Clausiův oběh

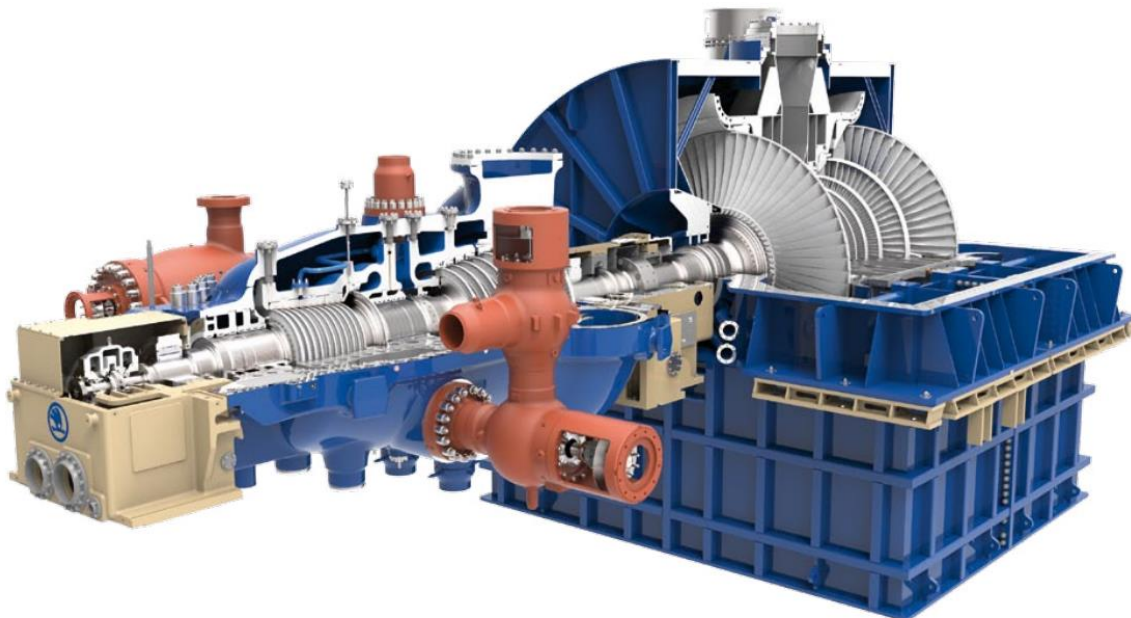
Parní turbína jak již bylo zmíněno, představuje typického zástupce energetických strojů využívajících neobnovitelné zdroje energie. Nemusí tomu tak ale být vždy. Existují již elektrárny, ve kterých parní turbíny využívají obnovitelné zdroje energie. Jde o solární nebo geotermální aplikace. Nehledě na primární zdroj tepelné energie, všechny parní turbíny pracují v Rankin-Clausiově oběhu.

Tento uzavřený oběh pracující s vodou ve dvou skupenských stavech lze rozdělit do čtyř základních částí naznačených na obrázku (Obr. 4). Oběhové médium prochází naznačenými změny stavu mezi body 1 až 4. Změna stavu 1 na stav 2 představuje výměnu tepelné energie mezi primárním médiem a oběhovým médiem, během kterého dochází ke změně fáze. Následující změna oběhového média na stav 3 probíhá v parní turbíně, ve které pára expanduje do nízkého tlaku v kondenzátoru. V té je předána hybnost proudící páry do hybnosti rotoru. Vzniklá pohybová energie rotoru je buď přímo využita, nebo je pomocí elektrického generátoru transformována na elektrickou energii. Oběhové pracovní médium – vodní pára mění fázi na kapalnou v kondenzátoru, čímž dosáhne stavu 4. Mezi stavy 4 a 1 je kapalně vodě zvýšen tlak pomocí napájecího čerpadla.



Obr. 4 Schéma cyklu a Ts diagram

Na obrázku (Obr. 5) je parní turbína. Jsou vidět ložiskové stojany, vysokotlaké těleso, středotlaké těleso, nízkotlaké těleso, ventily a nástavba kondenzátoru. Je zřejmé, že při výrobě takovéhoho stroje je vyžadována vysoká technologická vyspělost. Pro výrobu kvalitního a funkčního stroje, jako je parní turbína, je zapotřebí zvládnout disciplíny jako je materiálůvé inženýrství, pevnostní výpočty, termodynamické výpočty, strojní obrábění a také schopnost splňovat práce dle velkého množství norem. Tato disertační práce nemá ambice detailně seznamovat čtenáře s vyjmenovanými disciplínami vyjma termodynamického návrhu, na který se bude nadále soustředit.

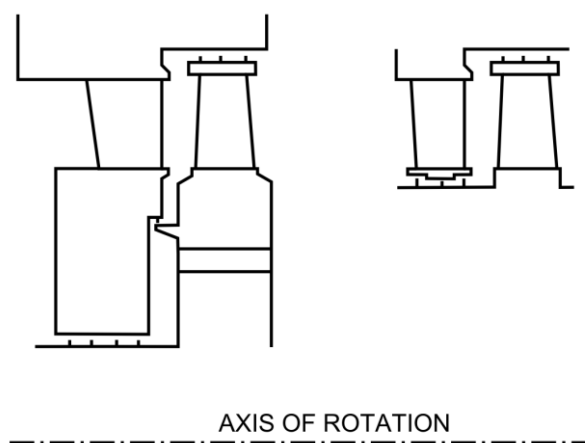


Obr. 5 Parní turbína [2]

1.3 Turbínový stupeň

Základním funkčním prvkem turbíny je jeden turbínový stupeň. Ten se skládá z lopatkového statorového a rotorového kola a dále z těsnění, které zamezuje průtoku pracovního média skrz technologické mezery mezi státorem a rotorem. V obou lopatkových kolech dochází k částečné expanzi páry, tedy k využití tepelného spádu pro urychlení média v lopatkových kanálech. Statorové kolo má za úkol nejen urychlit pracovní médium, ale také mu dodat vhodný směr. V rotorovém kole také dochází k urychlení média, ale především je zde přeměněna kinetická energie média na pohybovou rotační energii rotoru. Podíl expanze mezi jednotlivými koly je určen reakcí stupně. Reakce turbínového stupně představuje podíl expanze na rotorovém kole k expanzi dostupné pro celý stupeň. S rostoucí reakcí klesá podíl expanze ve statorovém kole. Podle velikosti reakce lze stupeň dělit na rovnotlakové a přetlakové. Toto rozdělení není striktní, reakci lze při návrhu volit tak, aby byl stupeň optimálně aerodynamicky i mechanicky zatížený. Obecně lze tvrdit, že při daných otáčkách dokážou stupně s nižší reakcí zpracovat větší tepelný spád v porovnání se stupni s vyšší reakcí. To znamená, že pro realizaci konkrétního stroje můžeme volit menší počet stupňů s nízkou reakcí, nebo větší počet stupňů s vyšší reakcí.

Při volbě reakce je nutno brát ohled na celkové konstrukční řešení stroje. Rozlišují se dvě možné konstrukční řešení turbínového stupně, diskové nebo bubnové uspořádání. Obě varianty jsou schematicky zobrazeny na obrázku (Obr. 6). Kolová konstrukce je umožněna jen při volbě nízké reakce stupně. Při použití vysoké reakce by velký spád na rotorové kolo představoval velké zatížení axiální silou, která musí být kompenzována opačně orientovaným tělesem nebo velkým axiálním ložiskem. Proto jsou stupně s vysokou reakcí spojeny s bubnovou konstrukcí.



Obr. 6 Disková (vlevo) a bubnová (vpravo) konstrukce turbínového stupně

Aerodynamický návrh turbínového stupně bude podrobněji popsán v následujících kapitolách. Návrh musí být vždy v souladu se základními fyzikálními zákony. Tyto zákony jsou sice velmi obecné, ale také příliš složité pro přímou aplikaci, a proto je v následující kapitole představeno jejich zjednodušení do tvarů použitelných při návrhu.

2 Výchozí vztahy pro návrh turbínového stupně

2.1 Základní rovnice pohybu tekutin

Při řešení proudící tekutiny je nutno určit čtyři základní parametry. Jde o tlak, teplotu, hustotu a rychlost proudícího média. Pro vyřešení těchto neznámých parametrů je potřeba definovat stejný počet vzájemně provázaných rovnic. Tyto rovnice musí dodržovat základní fyzikální principy. Jedná se o rovnici kontinuity, rovnici pohybovou a rovnici energetickou. Čtvrtá rovnice doplňující první tři rovnice popisuje stav tekutiny. V následujících kapitolách jsou uvedeny úplné i zjednodušené tvary těchto rovnic. Zjednodušené tvary lze používat při analytických popisech, zatímco úplné tvary rovnic nacházejí využití při časově náročných numerických simulacích proudění.

2.1.1 Rovnice kontinuity

Rovnice kontinuity je také označována jako rovnice zachování hmotnosti (Rov. 1).

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho w_k)}{\partial k} = 0 \quad \text{Rov. 1}$$

Tuto rovnici lze přepsat do jednoduššího tvaru při uvažování časově stálého děje, uvažování jediného směru proudu a následném vynásobení rovnice průtočnou plochou. Výsledná rovnice lze využít k výpočtu hmotnostního průtoku vytyčenou průtočnou plochou (Rov. 2).

$$\dot{m} = \rho w S \quad \text{Rov. 2}$$

2.1.2 Rovnice pohybová

Rovnice pohybová je také označována jako Navier-Stokesova rovnice (Rov. 3). Jedná se o parciální diferenciální rovnici popisující pohyb třírozměrného vazkého proudění. Všechny členy této rovnice mají rozměr zrychlení. První člen na levé straně rovnice určuje zrychlení místní, tedy takové, které lze při ustáleném ději zanedbat. Druhý člen levé strany určuje vnitřní setrvačné zrychlení. První člen pravé strany představuje vnější setrvačné zrychlení, například gravitační zrychlení. Druhý člen pravé strany představuje zrychlení od tlakových sil. Poslední dva členy pravé strany představují zrychlení od vazkých sil.

$$\frac{\partial w_i}{\partial t} + w_k \frac{\partial w_i}{\partial k} = R_i - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial i} + \nu \frac{\partial^2 w_i}{\partial k^2} + \frac{1}{3} \nu \frac{\partial}{\partial i} \left(\frac{\partial w_k}{\partial k} \right) \quad \text{Rov. 3}$$

Při uvažování časově ustáleného proudění, zanedbání vnějšího zrychlení a vazkých složek v rovnici zachování hybnosti získáme hojně využívanou Eulerovu rovnici (Rov. 4).

$$\frac{dw_i}{dt} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial i} \quad \text{Rov. 4}$$

Další zjednodušení získáme uvažováním jediného směru proudění a vynásobení rovnice elementem délky δi . Získáme tak tvar rovnice (Rov. 5).

$$w dw = \frac{dp}{\rho} \quad \text{Rov. 5}$$

2.1.3 Rovnice energetická

Rovnice energetická (Rov. 6) říká, k jaké změně energie dochází v systému. Levá strana rovnice představuje změnu energie látky za jednotku času. Pravá strana rozděluje tuto změnu na tři členy dle původu. První člen na pravé straně rovnice představuje disipaci, při které je kinetická energie měněna na tepelnou. Druhý člen na pravé straně rovnice představuje difuzi tepla povrchem do okolí. Poslední člen na pravé straně rovnice představuje produkci tepla, ke které může docházet v objemu tekutiny.

$$\frac{dh}{dt} - \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dt} = \frac{\tau_{kl}}{\rho} \frac{\partial w_k}{\partial l} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial q_k}{\partial k} + \frac{q_v}{\rho} \quad \text{Rov. 6}$$

Při zjednodušování budeme uvažovat celou pravou stranu rovnice za jeden člen představující změnu energie proudícího média a dále rovnici vynásobíme elementem času. Získáme tak tvar rovnice (Rov. 7).

$$dh - \frac{dp}{\rho} = dq \quad \text{Rov. 7}$$

Při expanzi média ve vhodně navržených lopatkových kanálech dochází k velmi nízkým energetickým ztrátám. Proto lze při dalším zjednodušení zanedbat v rovnici (Rov. 7) člen dq . Společným řešením takto upravené rovnice (Rov. 7) s rovnicí (Rov. 5) získáme vztah (Rov. 8) definující přímou vazbu mezi změnou rychlosti média a entalpickým spádem.

$$dh = w dw \quad \text{Rov. 8}$$

2.1.4 Rovnice stavu

Rovnice stavu udává vazbu mezi tlakem, teplotou a hustotou dané látky. Při volbě vhodné rovnice pro popis stavu rozhoduje druh řešené tekutiny. Pro suchý vzduch lze použít rovnici stavu ideálního plynu. V tomto případě je dostatečná znalost jedné plynové konstanty a jednoho expanzního koeficientu. Komplikovanější je situace při práci s plyny, jejichž stavy se výrazně odlišují od hodnot určených jednoduchou stavovou rovnicí ideálního plynu. V takových případech se využívají rovnice stavu reálného plynu. Samostatnou kategorií je práce se směsí reálných plynů. Vhodný popis reálných plynů a jejich směsí je nutno zakládat na experimentálně naměřených hodnotách termodynamických parametrů. Při popisu chování reálných plynů je nutný i kvalitní popis termodynamických parametrů v oblastech, kde dochází ke změně skupenství.

Při návrhu průtočné části parních turbín je zvykem využívat tabulkové hodnoty termodynamických parametrů. Součástí těchto tabulek jsou i hodnoty entalpie, entropie, vazkosti, rychlosti zvuku a suchosti páry. Vodní pára je reálná tekutina, jejíž chování bylo dlouhodobě experimentálně ověřováno.

2.2 Metoda návrhu turbínového stupně

Parní turbíny se využívají již více než sto let. Je zřejmé, že za tu dobu prošla značným vývojem i metoda jejich návrhu. První stroje byly navrženy na základě jednoduchých analytických odvození popisující chování tekutiny i namáhání mechanických prvků. Dlouholeté provozní zkušenosti dodaly výrobcům turbín jistotu při volbě dovoleného mechanického namáhání jednotlivých dílů, technologických vůlí, nebo mezi-ložiskové vzdálenosti. Spolu s jistotou v pevnostním návrhu postupně rostly nejen dosažitelné výkony, ale i účinnost turbín.

Při návrhu turbíny je zdrojem tepla a koncovým stavem expanze dána průtočnost a celkový tepelný spád média. Tento spád je potřeba rozdělit do dílčích spádů zpracovaných jednotlivými turbínovými stupni. Volba části spádu zpracovaného jedním stupněm závisí na rychlosti otáčení rotoru, geometrickém průměru lopatek daného stupně a zvolené reakci stupně. Rostoucí otáčky a průměr stroje zvyšují zpracovatelný spád. Rostoucí reakce stupně snižuje zpracovaný spád.

Dřívější způsob návrhu byl založen na používání několika prověřených geometrií stupňů, které se měřítkovaly na velikosti potřebné pro daný tepelný spád a průtok. Experimentálně určené termodynamické účinnosti těchto typových stupňů byly určující při finálním výpočtu výkonu stroje. Při tomto způsobu návrhu bylo nutné respektovat několik bezrozměrných parametrů, které zaručovaly správné pracovní podmínky pro vybraný stupeň. Hlavním bezrozměrným parametrem byl rychlostní poměr u/c_{1Z} , tedy podíl obvodové rychlosti rotoru k izentropickému entalpickému spádu stupně. Pro každý stupeň byla vynesena závislost termodynamické účinnosti na rychlostním poměru u/c_{1Z} . Cílem návrhu bylo zvolit vhodný počet stupňů, který zaručí práci všech stupňů při optimálním rychlostním poměru u/c_{1Z} . Výhodou tohoto způsobu byla nízká výpočetní náročnost návrhu. Nevýhodou tohoto způsobu návrhu byla nutnost komplikované dodatečné korekce účinnosti podle hodnot Reynoldsova čísla, Machova čísla a velikosti technologických vůlí. Tato dodatečná korekce již nebyla založena na dostatečném množství experimentálních dat. Tento způsob návrhu se označuje jako „stage by stage“, protože rozlišovací jednotkou je jeden stupeň.

Modernější způsob návrhu turbínového stupně je označován „row by row“. Termodynamická účinnost je pro tuto variantu definována pro jedno lopátkové kolo. Při tomto způsobu je celková termodynamická účinnost jednoho stupně dopočtena na základě popisu proudění přes jednotlivé lopátkové mříže a těsnící elementy. Způsob návrhu stupně po jednotlivých mřížích vyžaduje použití pravidel pro pevnostní dimenzování a také je spojen s nutností použití široké databáze lopátkových profilů. Nevýhodou je tedy vyšší výpočtová a paměťová náročnost při návrhu. Výhodou je ale možnost plynulé změny reakce

stupně, a tedy i zpracovaného entalpického spádu. Možnost plynulé změny reakce je dána možností vzájemné kombinace lopatkových profilů s rozdílnými výstupními úhly. Další velkou výhodou je možnost přesnějšího přiřazení termodynamických ztrát, které je možno vázat na obecnější popisy chování tekutiny. Postup výpočtu termodynamické účinnosti stupně aplikací metody „row by row“ je naznačen v následující kapitole.

2.3 Expanzní křivka a rychlostní trojúhelníky

V turbínovém stupni dochází k expanzi pracovního média přes statorové a rotorové lopatky. Účinnost je získána jako podíl získané a dostupné energie. Skutečná získaná práce odpovídá výkonu předanému na rotor turbíny, zatímco jako dostupnou uvažujeme energii získanou izentropickou expanzí. Expanze v entalpico-entropickém diagramu je znázorněna na obrázku (Obr. 7). Účinnost turbíny je tedy definována pomocí následujících vztahů (Rov. 9 a Rov. 10). V obou vztazích je účinnost definována jako podíl skutečně vykonané měrné práce k dostupnému měrnému entalpickému spádu. První vztah uvažuje ideální expanzi mezi celkovými stavy na vstupu a výstupu, zatímco druhý vztah uvažuje pouze expanzi mezi celkovým stavem na vstupu a statickým stavem na výstupu. Základní rozdíl mezi těmito vztahy je v uvažování nebo neuvažování výstupní kinetické energie jako zmařené. Typická aplikace vyhodnocení účinnosti mezi celkovými stavy je v případě vícestupňových turbín, kdy výstupní energii proudu ze stupně využíváme v následujícím stupni. V případě koncových stupňů, nebo stupňů před procesními nebo regeneračními odběry dochází ke ztrátě výstupní kinetické energie a uplatňuje se definice účinnosti mezi celkovým a statickým stavem.

$$\eta_{TT} = \frac{a}{h_{TT}} \quad \text{Rov. 9}$$

$$\eta_{TS} = \frac{a}{h_{TS}} \quad \text{Rov. 10}$$

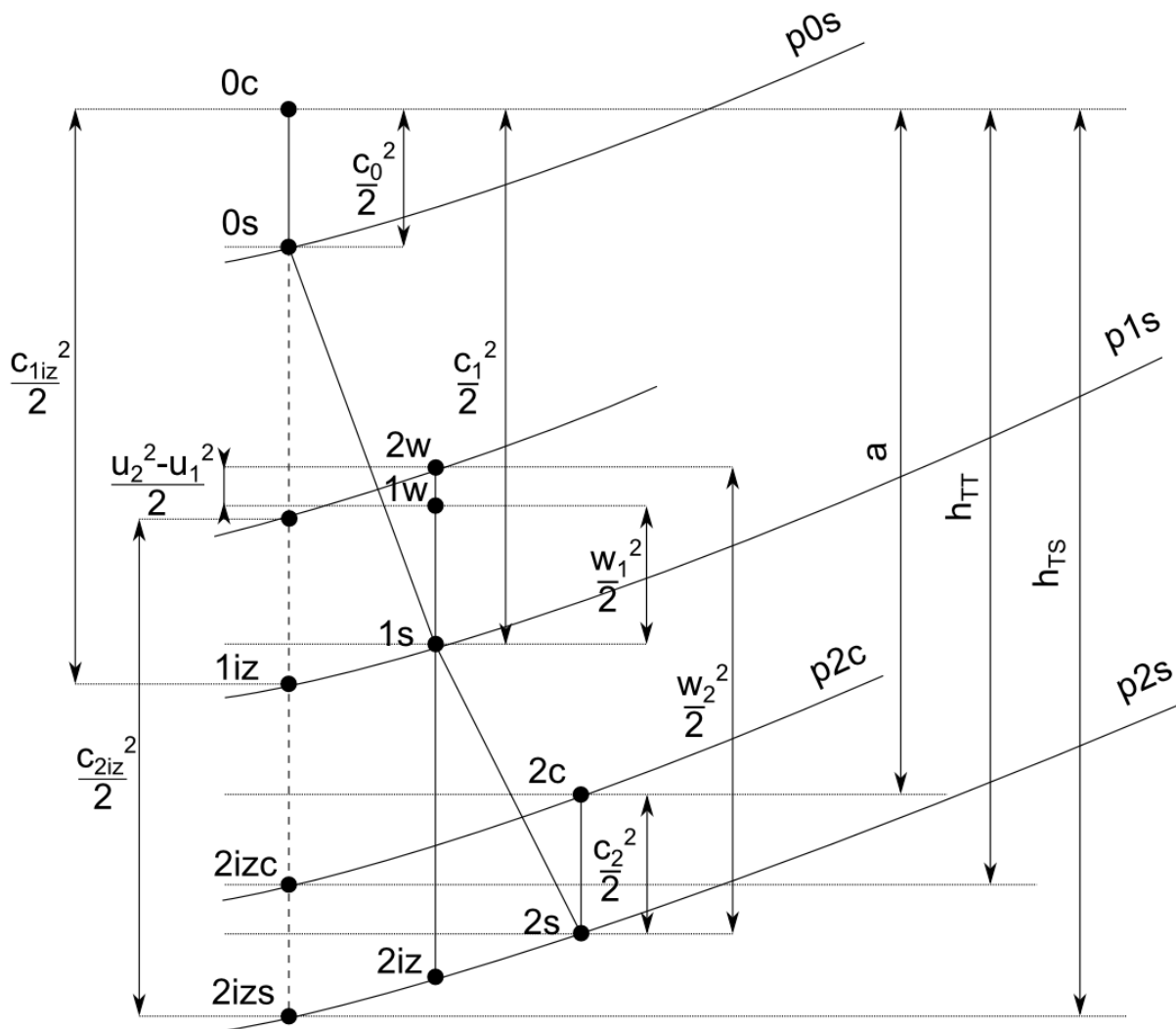
Následující vztahy (Rov. 11 a Rov. 12) definují teoreticky dostupnou energii získanou při izentropické expanzi. Skutečná práce lze vyjádřit z předaného výkonu (Rov. 13).

$$h_{TT} = (i_{0s} - i_{2izs}) + \frac{c_{0ax}^2}{2} - \frac{c_{2ax}^2}{2} \quad \text{Rov. 11}$$

$$h_{TS} = (i_{0s} - i_{2izs}) + \frac{c_{0ax}^2}{2} \quad \text{Rov. 12}$$

$$a = \frac{P}{\dot{m}} \quad \text{Rov. 13}$$

Izentropické entalpické spády statorových a rotorových lopatkových mříží jsou určeny pomocí tabulek páry a znalosti vstupního stavu za předpokladu konstantní entropie. Skutečné entalpické spády jsou určeny pomocí termodynamických účinností samostatných lopatkových kol.



Obr. 7 Expanze v diagramu entalpie - entropie

Rychlostní trojúhelníky jsou nastíněny na následujícím obrázku (Obr. 8). Zde již nejsou zobrazeny dostupné tepelné energetické spády, ale pouze rychlosti získané pomocí expanze. Jejich řešení je nutné kvůli vyhodnocení Machových a Reynoldsových podobnostních čísel, ve kterých vystupují rychlosti. Velikosti a směry vektorů rychlosti lze vyhodnotit pomocí následujících izentropických vztahů. Předpokládáme, že výstupní úhly odpovídají směru hrdla lopatkového kanálu.

V této kapitole jsou rychlosti a podobnostní čísla pro názornost vyhodnocovány jako izentropické. Při skutečném návrhu je vhodné aplikovat součinitele účinnosti a vyhodnocovat tak rychlosti a podobnostní číslo bližší reálným podmínkám.

V následujících rovnicích jsou řešeny vektory odpovídající střednímu poloměru uvažovaného stupně. Rychlostní trojúhelníky na jiných poloměrech lze vyhodnotit stejným postupem, ale je potřeba uvažovat upravený entalpický spád. Úprava entalpického spádu pro jiný poloměr než střední je popsána v následující kapitole, která se zabývá radiální rovnováhou expandujícího média.

Nejdříve je vyhodnocena izentropická rychlost na výstupu ze statorového lopatkování (Rov. 14).

$$c_{1iz} = \sqrt{2(i_{0s} - i_{1iz}) + \frac{c_0^2}{2}} \quad \text{Rov. 14}$$

Následně je využita tangenciální složka rychlosti (Rov. 15), ze které se po odečtení obvodové složky rychlosti získá relativní rychlost v tangenciálním směru (Rov. 16).

$$c_{1tiz} = c_{1iz} \cos \alpha_1 \quad \text{Rov. 15}$$

$$w_{1tiz} = c_{1tiz} - u_{MID} \quad \text{Rov. 16}$$

Složením tangenciální složky relativní rychlosti a axiální složky rychlosti v mezeře získáme velikost vektoru relativní rychlosti v mezeře (Rov. 17).

$$w_{1iz} = \sqrt{w_{1tiz}^2 - c_{1ax}^2} \quad \text{Rov. 17}$$

Směr vektoru relativní rychlosti je zjištěn pomocí složky relativní rychlosti v tangenciálním směru a celkové relativní rychlosti (Rov. 18).

$$\beta_1 = \cos^{-1} \left(\frac{w_{1tiz}}{w_{1iz}} \right) \quad \text{Rov. 18}$$

Nyní můžeme určit velikost izentropické relativní rychlosti na výstupu z rotorových lopatek. Tato rychlost odpovídá součtu entalpického spádu na rotoru a vstupní relativní rychlosti do rotorových lopatek (Rov. 19).

$$w_{2iz} = \sqrt{2(i_{1iz} - i_{2iz}) + \frac{w_{1iz}^2}{2}} \quad \text{Rov. 19}$$

Díky předpokládanému výstupnímu úhlu z rotorových lopatek můžeme určit tangenciální složku relativní rychlosti na výstupu ze stupně (Rov. 20).

$$w_{2tiz} = w_{2iz} \cos \beta_2 \quad \text{Rov. 20}$$

Podobně jako při řešení složek rychlostí v mezeře stupně postupujeme i v rovině za stupněm a vyjádříme tangenciální složku celkové rychlosti odečtením obvodové rychlosti (Rov. 21).

$$c_{2tiz} = w_{2tiz} - u_{MID} \quad \text{Rov. 21}$$

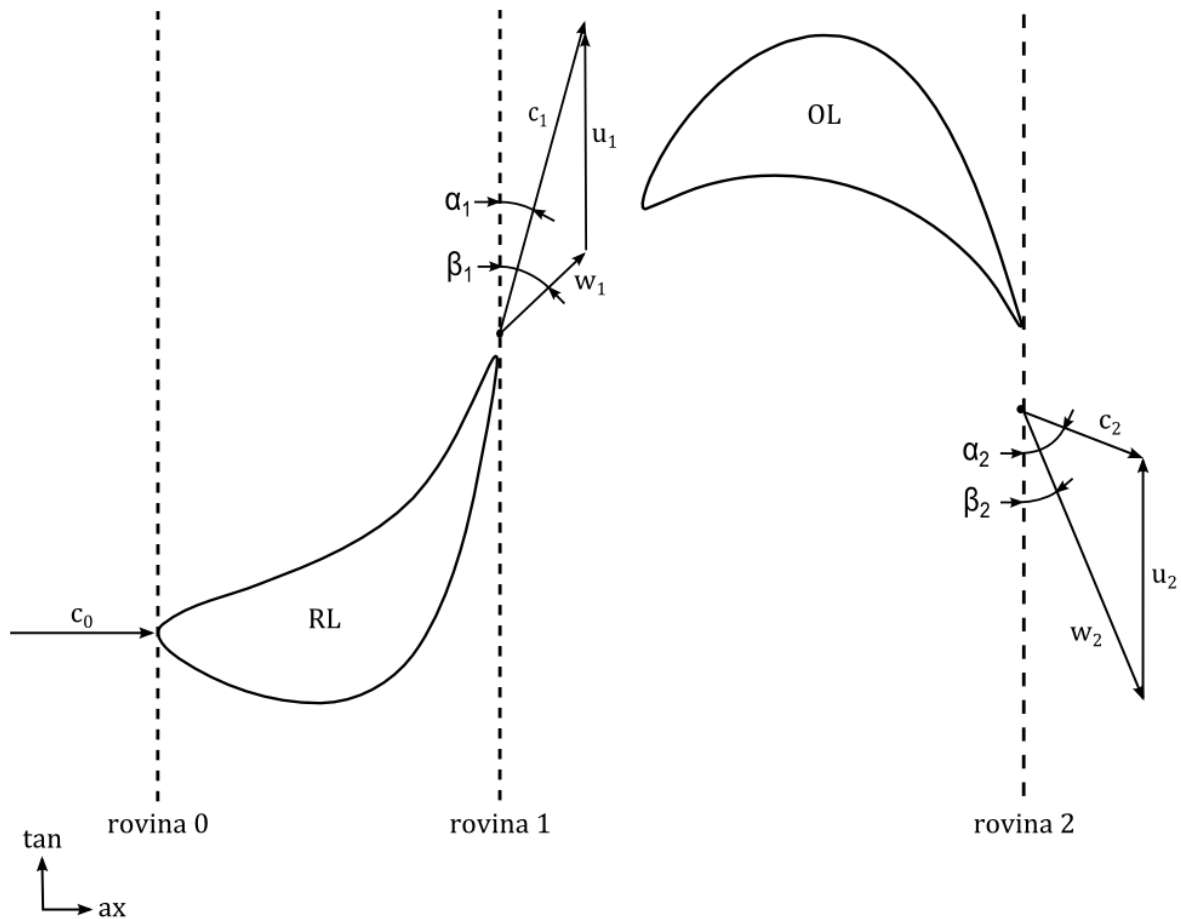
Nyní můžeme určit velikost vektoru celkové rychlosti za stupněm pomocí složení axiální rychlosti za stupněm a tangenciální složky celkové rychlosti (Rov. 22).

$$c_{2iz} = \sqrt{c_{2ax}^2 - c_{2tiz}^2} \quad \text{Rov. 22}$$

Úplné řešení rychlostních trojúhelníků získáme dopočtením výstupního úhlu ze stupně pomocí axiální složky rychlosti za stupněm a izentropické expanzní rychlosti (Rov. 23).

$$\alpha_2 = \sin^{-1} \left(\frac{c_{2ax}}{c_{2iz}} \right) \quad \text{Rov. 23}$$

Takto získané hodnoty jsou pouze orientační. Při řešení nejsou uvažovány vlivy, jako jsou profilové ztráty, odklon proudu vystupujícího z lopatkové mříže od směru definovaného geometrií lopatkového kanálu, vliv hmotnostního průtoku vstupujícího z ucpávkové kavity a mnoho dalších. Po základním výpočtu vektorů rychlosti je možné navrhnout vhodné profily lopatek pro daný stupeň. Profily musí být navrženy tak, aby docházelo k jejich návrhovému obtékání. Také je vhodné volit podle několika bezrozměrných podobnostních čísel. Jde o Machovo a Reynoldsovo číslo. Jejich znalost umožní návrh výhodnějšího tvaru profilů.



Obr. 8 Rychlostní trojúhelníky turbínového stupně

I při aplikaci mřížového přístupu k návrhu lze určit rychlostní poměr u/c_{IZ} , který byl zmiňován v předchozí kapitole. Jde o poměr obvodové rychlosti (Rov. 24) k izentropické expanzní rychlosti z entalpie před stupněm do entalpie za stupněm (Rov. 25). Podle hodnoty rychlostního poměru můžeme definovat tři stavy. První stav nastává při provozu stupně při optimálním rychlostním poměru, kdy dosahuje teoreticky nejvyšší účinnosti. Druhý stav nastává při poklesu rychlostního poměru pod optimální hodnotu. Tento stav je označován jako přetížení stupně. Při přetížení stupně protéká stupněm příliš vysoké průtočné množství páry, což deformuje návrhové rychlostní trojúhelníky a vede k neoptimálnímu obtékání lopatek a snížení účinnosti. Naopak při vyšším rychlostním poměru dochází ke třetímu stavu nazývanému odlehčení stroje. Vlivem malého hmotnostního průtoku při daných otáčkách opět dojde ke změnám rychlostních trojúhelníků a účinnost klesá.

$$u_{MID} = \frac{n \pi (D + L_{OL})}{60} \quad \text{Rov. 24}$$

$$c_{IZ} = \sqrt{2 (i_{0s} - i_{2iz})} \quad \text{Rov. 25}$$

Reakce stupně vyjádřená jako podíl izentropické expanze na oběžných lopatkách k expanzi na celém stupni je určena rovnicí (Rov. 26). S rostoucí reakcí stupně roste také entalpický spád dostupný pro rotorovou lopatkovou mříž.

$$\rho_{SS} = \frac{i_{1iz} - i_{2iz}}{i_{0s} - i_{2iz}} \quad \text{Rov. 26}$$

Následují vztahy pro izentropická Machova čísla (Rov. 27) a Reynoldsova čísla (Rov. 28) jednotlivých mříží. Všechny rychlosti v následujících rovnicích jsou vyhodnoceny z izentropické expanze. Velikost hodnoty Machova čísla je důležitá pro posouzení vlivu stlačitelnosti protékajícího média, kdy při vysokých rychlostech může dojít k tvorbě rázových vln především v hrdlech lopatkových kanálů. Proto při stanovení Machova čísla proudu pracovní látky používáme absolutní rychlosti pro statorové lopatky a relativní rychlosti pro rotorové lopatky.

$$Ma_{RLiz} = \frac{c_{1iz}}{a_{1iz}} \quad Ma_{OLiz} = \frac{w_{2iz}}{a_{2iz}} \quad \text{Rov. 27}$$

V případě turbínových stupňů je zvykem používat globální definici Reynoldsových čísel (Rov. 28). Tato definice cílí na popis chování proudu především v blízkosti povrchu lopatek, tedy oblasti, která je rozhodující pro ztráty způsobené třením v mezní vrstvě profilů a v následujícím úplavu. U parních turbín se hodnoty Reynoldsových čísel proudu pracovní látky pohybují v intervalu řádů od 10^5 do 10^7 . Takto vysoká Reynoldsova čísla jsou charakteristická pro proudění s plně turbulentním charakterem proudu, kdy je odpor kladený obtékaným povrchem již závislý jen na drsnosti povrchu.

$$Re_{RLiz} = \frac{c_{1iz} c_{RL}}{\nu_{1iz}} \quad Re_{OLiz} = \frac{w_{2iz} c_{OL}}{\nu_{2iz}} \quad \text{Rov. 28}$$

2.4 Radiální rovnováha

Vztahy v předchozí kapitole řešily proudění pouze na jedné imaginární proudnici vedené po středním poloměru lopatek. Toto řešení je příliš zjednodušené pro finální návrh a je potřeba jej zpřesnit. Přesnější popis proudění získáme aplikací rovnice radiální rovnováhy (Rov. 29). Lze jí odvodit kombinací rovnice zachování hmotnosti a rovnice zachování hybnosti [3]. Tyto rovnice se aplikují na válcový systém a uvažuje se rotačně symetrické proudové pole. Tato rovnice udává rozložení rychlosti a tlaku po radiální koordinátě řešených rovin.

$$-\frac{c_u^2}{r} + c_a \frac{\partial c_r}{\partial a} + c_r \frac{\partial c_r}{\partial r} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} \quad \text{Rov. 29}$$

Tato rovnice je využívána v takzvaných proudových výpočtech turbínových stupňů. Tyto výpočty jsou dnes používány při návrhu strojů.

Při zanedbání radiální složky rychlosti, která je zvláště u lopatkových mříží s nízkým poměrem délky k průměru velmi nízká můžeme rovnici dále zjednodušit na tvar Rov. 30. Tato zjednodušená rovnice radiální rovnováhy popisuje vztah mezi rychlostí a tlakem při pohybu elementu tekutiny po zakřivené proudnici.

$$\frac{c_u^2}{r} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} \quad \text{Rov. 30}$$

Rovnice tak popisuje hlavní rozdíl mezi mechanikou tuhých těles a mechanikou tekutin. Tedy to, že při pohybu tekutiny zakřiveným kanálem má rychlost kladný gradient směrem do středu křivosti a tlak má kladný gradient směrem od středu křivosti.

Platnost tohoto vztahu lze názorně spojit s chováním turbínového stupně. Zjednodušenou rovnici radiální rovnováhy lze aplikovat na proudění zakřiveným lopatkovým kanálem v rovině „blade to blade“. Tekutina se v tomto řezu pohybuje zakřiveným kanálem a vytváří se tak nižší tlak a vyšší rychlost na podtlakové straně lopatek. Naopak je tomu na přetlakové straně, kde je vyšší tlak a nižší rychlost. Rozdíl tlaků působící na plochu listu poté vytváří sílu působící na list. Tato síla poté vytváří krouticí moment působící na rotor a tedy i generovaný mechanický výkon.

Další podstatné uplatnění nachází Eulerova n- rovnice u proudu protékajícího v mezeře mezi statorovými a rotorovými lopatkami. V této oblasti je dominantní obvodová rychlostní složka. Zkřivení proudu je zde dáno průměrem turbínového stupně. Vytváří se zde opět nižší tlak v místě menšího poloměru. Vyšší tlak je v místě vyššího poloměru. To znamená, že reakce stupně není konstantní po výšce, ale mění se s poloměrem. Platnost této změny lze opět odvodit ze základních rovnic [4] a získat tak obecný předpis pro rozložení reakce po radiále (Rov. 38).

$$R = 1 - (1 - R_c) \frac{r_c^2}{r} \quad \text{Rov. 31}$$

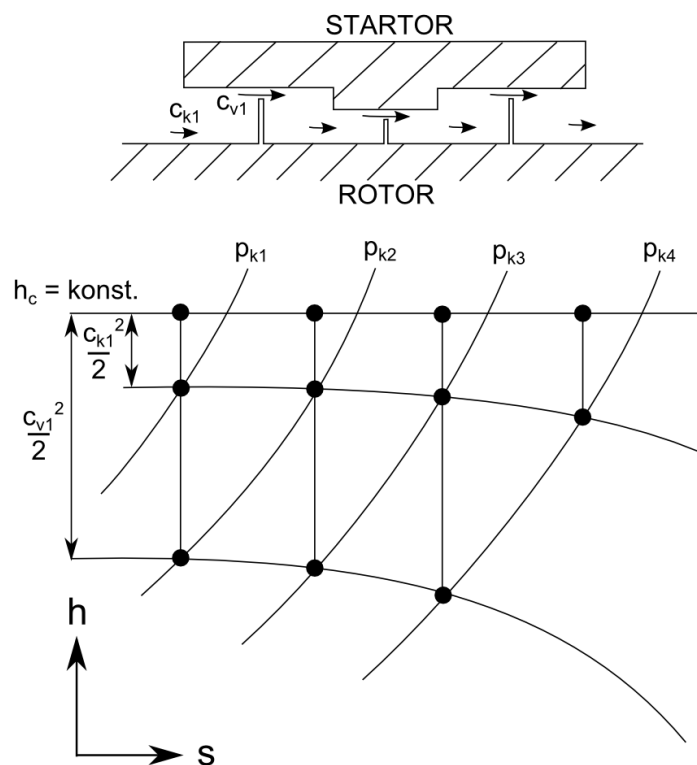
Růst reakce po radiále turbínového stupně způsobuje změnu rychlostních trojúhelníků a tedy i potřebu volby odlišných profilů po délce lopatek. Pokud tyto změny aplikujeme, mluvíme o zkroucených lopatkách. Uvedený vztah vede k snížení reakce na patním poloměru stupně a ke zvýšení reakce na špičkovém poloměru stupně. Tato změna zásadně ovlivní i tlakový spád dostupný pro těsnění technologických vůlí. Těsnění hřídelové ucpávky, které se nachází pod patou statorové lopatky, má nižší dostupný tlakový spád. Těsnění nadbandážové ucpávky, které se nachází nad listem rotorové lopatky, má naopak vyšší dostupný tlakový spád. Jsou tím zásadně ovlivněny hodnoty průtoku těmito technologickými vůlemi.

Sekundární proudové struktury nejsou ze svého principu touto rovnicí popsány. Vliv vírů přítomných v lopatkových kanálech tak během návrhu zohledňujeme dodatečným navýšením ztrátového součinitele.

2.5 Průtok těsníci elementy

V turbínovém stupni dochází kromě průtoku statorovými a rotorovými lopatkami také k průtokům technologickými vůlemi. Průtok těmito vůlemi má několik negativních vlivů na práci stupně. Pára protékající vůlemi mohla teoreticky protékat listy lopatek a vykonávat tak užitečnou práci. Pára protékající technologickou vůlí získává axiální složku rychlosti vlivem dostupného tlakového spádu a obvodovou složku třením o rotující stěnu. Hybnost dodaná médiu třením je nutně odebrána od hybnosti rotoru. Je tedy generován ztrátový výkon, který snižuje množství vyrobené mechanické energie. Médium, které proteklo těsněním, se vrací do lopatkového prostoru, kde narušuje hlavní proud a způsobuje ztráty vlivem mísení dvou proudů s odlišnými vektory rychlosti.

Aby se zamezilo těmto negativním vlivům, je cílem návrhu co nejlépe utěsnit technologické vůle. Běžné provedení tohoto těsnění je provedeno v podobě labyrintové ucpávky (Obr. 9 nahoře). Chování termodynamických veličin při průtoku labyrintovou ucpávkou bývá popisován pomocí Fanno křivky (Obr. 9 dole). Díky tomuto mechanismu dochází k výraznému snížení průtoku těsníci elementy.



Obr. 9 Schéma průtoku ucpávkou

Při snaze snižovat průtok těsněním se nabízí dvě základní možnosti. První možností je snižovat vůli mezi břity a stěnou. Snižování vůle je ale limitováno kvůli riziku mechanického kontaktu rotoru a statoru. Druhá možnost je navyšování počtu těsnících břitů. To je ale také omezeno, vlastním konečným rozměrem lopatek. Labyrintová ucpávka má axiální rozměr omezený axiální šířkou dané mříže.

3 Numerické simulace

3.1 Modelování turbulence

Pro přesnou numerickou simulaci jakéhokoliv případu proudící tekutiny se využívá řešení Reynoldsových rovnic (Rov. 32) v prostorově, případně i časově diskretizovaném prostoru [5]. Při uvažování prostorového proudění můžeme získat tři rovnice pro tři směry. Dále spolu s rovnicí kontinuity pracujeme se čtyřmi rovnicemi. Problémem je množství neznámých. Jde o tři složky rychlosti, střední tlak a o šest Reynoldsových napětí $\overline{\rho w_i' w_k'}$.

$$\frac{\partial w_i}{\partial t} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial k} \left(-\bar{p} \delta_{ik} + \left(\frac{\partial \bar{w}_l}{\partial k} + \frac{\partial \bar{w}_k}{\partial i} \right) - \overline{\rho w_i' w_k'} \right) \quad \text{Rov. 32}$$

Dnes se nabízejí tři způsoby řešení. Prvním z nich je přímá numerická simulace (DNS), která řeší hodnoty Reynoldsových napětí. Její nevýhodou je velmi vysoká výpočetní náročnost. Ta je dána nutností diskretizace řešeného prostoru až do úrovně Kolmogorova měřítko. Náročnost simulace je dána Reynoldsovým číslem a v případě turbínových stupňů je při dnešních výpočetních výkonech tato metoda nepoužitelná. Další možností je použití přímé simulace velkých vírových struktur (LES). Tato metoda umožňuje přímou simulaci těch struktur, které jsou zachyceny výpočetní sítí. Vliv menších vírů je simulován pomocí modelování středovaných Reynoldsových napětí. Náročnost metody LES je dána jemností výpočetní sítě. Poslední způsob je využití modelů Reynoldsových středovaných napětí v celém řešeném objemu (RANS). Tyto metody jsou široce rozšířeny pro průmyslové aplikace.

Metody RANS lze dále dělit. První skupinou jsou modely využívající pouze izotropní turbulentní vazkost, která byla zavedena Boussinesqovo hypotézou. Je zde předpokládána isotropie Reynoldsových napětí. Tato podmínka ale není splněna u žádného druhu hydrodynamických nestabilit.

Druhou skupinou RANS jsou algebraické modely, které jsou založeny na teorii Prandtlovy směřovací délky. Obdoba turbulentní vazkosti je zde dána jednoduchým algebraickým vztahem. Tyto modely nepracují dobře v případě komplexních proudů. Své uplatnění nacházejí při řešení dvourozměrného obtékání leteckých profilů.

Významnou skupinou RANS metod jsou modely pracující s transportními rovnicemi. Z Navier-Stokesových rovnic jsou odvozeny transportní rovnice pro turbulentní veličiny, jako je turbulentní kinetická energie, specifická rychlost disipace, nebo rychlost disipace. V případě použití dvourovnicových modelů je počítán tenzor Reynoldsových napětí pomocí Boussinesqovy hypotézy z gradientů rychlostí. Při proudění blízko stěn je zapotřebí dostatečně jemné výpočetní sítě. Musí zde být správně namodelovány velké gradienty rychlostí. Pro tyto účely jsou zavedena bezrozměrná čísla, která umožňují posouzení kvality

výpočetní sítě. Tyto metody patří k nejrozšířenějším, přestože je vhodné výsledky validovat pomocí dostatečně podobného experimentu.

Mezi nejsložitější metody RANS patří přímé modelování Reynoldsova napětí (RSM). V nich není využito Boussinesqovy hypotézy a je řešena transportní rovnice pro tensor Reynoldsových napětí. Tato metoda je v kategorii RANS výpočetně nejnáročnější.

3.2 Mezní vrstva

Mezní vrstvu je možné při numerické simulaci modelovat dvěma způsoby [6]. První z nich určuje rozložení rychlostního pole v mezní vrstvě pomocí empirické stěnové funkce. Tento přístup nevyžaduje vysokou jemnost výpočetní sítě u stěny. Druhou možností je „Low Reynolds Number“ model. Druhý způsob řeší numericky vazkou podvrstvu i přechodovou část mezní vrstvy. Z toho plyne i jeho vyšší výpočetní náročnost. Kvalita výpočetní sítě u takto simulované mezní vrstvy rozhoduje o přesnosti simulací využívajících RANS. Pro účely posouzení kvality simulace se zavádí bezrozměrný parametr y^+ (Rov. 33), který lze vyhodnotit až po provedení výpočtu.

$$y^+ = \frac{y U_\tau \rho}{\mu} \quad \text{Rov. 33}$$

Tato bezrozměrná délka je definována pomocí vzdálenosti od stěny, hustoty, dynamické vazkosti a třecí rychlosti U_τ (Rov. 34).

$$U_\tau = \sqrt{\frac{\tau_s}{\rho}} \quad \text{Rov. 34}$$

Při použití empirických vztahů pro mezní vrstvu je dostatečné y^+ s hodnotou kolem 30. Při využití „Low Reynolds Number“ modelu pro výpočet mezní vrstvy musí být y^+ do 2.

3.3 Metody simulace rotující domény

Při numerické simulaci turbínového stupně je potřeba vyřešit transformaci absolutních celkových stavů používaných ve statorové části domény na relativní celkové stavy, se kterými se pracuje v rotorové části domény. Způsob této transformace dovede zásadním způsobem ovlivnit výsledky simulace.

Metody přenášející více informací jsou výrazně důvěryhodnější, ale nesou si také vyšší výpočetní náročnost. Dnes používané metody lze rozdělit na metody nestacionární a stacionární.

Nestacionární metody předávají informace mezi statorovou a rotorovou doménou v každém časovém kroku výpočtu. To jim umožňuje kvalitně popsat sledované proudové pole, ale výpočtová náročnost je zde velmi vysoká. Druhé stacionární metody provádí předávání časově průměrované informace o proudovém poli v oblasti přechodu mezi statorovou a rotorovou doménou. Kvalitní výsledky lze tedy očekávat u výpočetních úloh,

ve kterých nečekáme velký vliv nestacionárních interakcí, případně u úloh, které jsou validovány pomocí experimentů nebo náročnějších simulací.

Stacionární metody lze dále dělit podle způsobu předání informací na rovině přechodu. První variantou je přímé předání informací o proudových parametrech na celé rovině. Tato varianta označovaná jako „Frozen Rotor“ je výpočetně náročnější, ale přesnější. Druhá varianta je předání proudových obvodově průměrovaných proudových parametrů. Tato varianta označovaná jako „Stage“ nebo „Mixing-plane“ je v průmyslové praxi výrazně rozšířená a to i přesto, že vlivem obvodového průměrování dochází ke zkreslení předávaných informací.

4 Ztráty v turbínovém stupni

4.1 Původ ztrát

Proudění v turbínovém stupni lze obecně popsat jako trojrozměrné, vazké, stlačitelné, turbulentní a časově nestálé. Tento velmi komplexní děj je termodynamicky nevratný. U nevratných termodynamických procesů vždy dochází ke ztrátám na celkovém stavu a nárůstu entropie média. V literatuře je členění ztrát nejednotné. Toto členění bývá založeno na fyzikálním původu nebo na oblasti výskytu.

Ztráty jsou vždy způsobeny vazkostí pracovního média. Tato vazkost se projevuje ve smykových oblastech. Smykové oblasti lze dělit na mezní vrstvy u obtékané stěny, na odtržené mezní vrstvy a na víry. K samotnému zániku kinetické energie neboli disipaci dochází formou kaskádového přenosu energie z velkých vírových struktur až k malým strukturám s Kolmogorovým měřítkem. Tyto Kolmogorovy víry disipují na tepelnou energii.

Každé proudící médium je zvykem popisovat pomocí podobnostních čísel. Kvalitní popis proudění v turbínovém stupni musí být založen na hodnotě Reynoldsova a Machova čísla. Jejich vliv byl již popsán v předchozí kapitole.

Dále je vhodné znát intenzitu turbulence proudu. Vyšší hodnoty intenzity turbulence způsobují tzv. zkrácený přechod z laminární mezní vrstvy na vrstvu turbulentní. Vyšší hodnoty intenzity turbulence vedou k zvětšení tloušťky mezních vrstev.

Podstatný vliv na energetické ztráty expandujícího proudu má drsnost obtékaného povrchu. Vyšší drsnost umožňuje přechod mezní vrstvy z laminární do turbulentní při nižších hodnotách Reynoldsových čísel. Turbulentní mezní vrstva má při vyšší drsnosti povrchu vyšší ztráty. Turbulentní oproti laminárnímu vykazuje vyšší odolnost proti odtržení proudu od obtékané stěny.

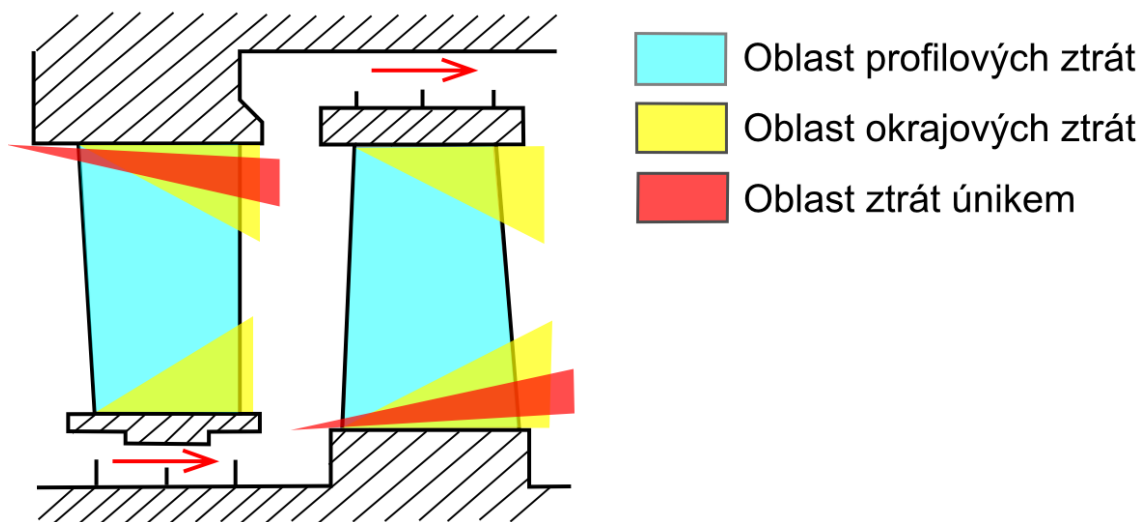
Všechny tyto jevy nelze plnohodnotně predikovat. Nejlepší možností je dnes provedení experimentů i numerických simulací a z výsledků usuzovat skutečné chování stroje. Výsledky z experimentů budou vždy ovlivněny nejistotou. Výpočetní možnosti se sice v posledních letech výrazně zlepšily, ale ani tak dnes nejsou dostatečné pro provedení výpočtu turbínových stupňů pomocí přímých numerických simulací. Běžně se proto používají středované Navier-Stokesovy rovnice – RANS. Správnost takovýchto výpočtů je ale silně závislá na volbě vhodného modelu turbulence. Proto je vhodná validace použitých turbulentních modelů pro danou úlohu.

Při návrhu turbínového stupně je nutná znalost očekávaných hodnot ztrátových součinitelů. Proto jsou zaváděny empirické ztrátové modely, ze kterých se určí očekávané ztráty navrhované geometrie.

4.2 Rozdělení ztrát

Hodnoty ztrátových součinitelů přiřazených k jednotlivým částem turbínového stupně je vhodné navázat na geometrické rozměry a na termodynamické veličiny, které lze určit již v návrhové fázi. Tento přístup umožňuje využít citlivostní analýzu jednotlivých vlivů vedoucí k optimalizaci návrhu z hlediska účinnosti. Protože výrobci parních turbín mají snahu nezveřejňovat své „know-how“, nedošlo zatím ke sjednocení popisu a rozdělení ztrát. Při analýze veřejně dostupných popisů ztrát lze vypozařovat, že je nepsaným pravidlem popisovat ztráty podle místa jejich vzniku na ztráty profilové, ztráty okrajové a ztráty způsobené únikem. Oblasti jejich výskytu jsou naznačeny na Obr. 10.

Toto rozdělení je používáno, přestože se jednotlivé ztráty vzájemně ovlivňují



Obr. 10 Rozdělení ztrát dle výskytu

Pro každý turbínový stupeň lze určit hodnotu ztráty výstupní rychlostí. Výstupní rychlost vytváří ztrátu pouze v případech koncových stupňů, nebo v případech stupňů před odběry. V případě ostatních stupňů je kinetická energie na výstupu využita v následujícím stupni.

Samostatnou kategorií jsou ztráty třením rotoru. Ty souvisí se spotřebováním pohybové energie rotoru. Jejich velikost závisí především na vazkosti média, průměru a úhlové rychlosti rotoru. Způsob jejich výpočtu se výrazně odlišuje u kolové a bubnové konstrukce turbínových stupňů.

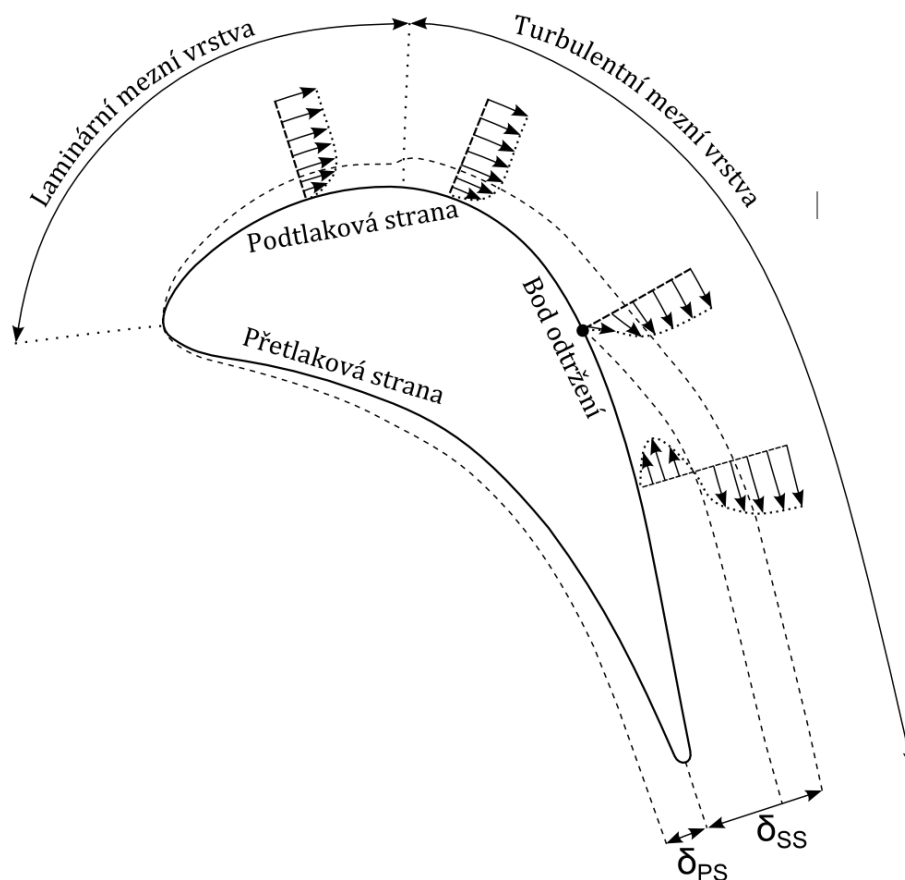
4.2.1 Profilové ztráty

Ztráty profilové jsou způsobeny třením v mezní vrstvě na povrchu obtékaných lopatek a také třením v úplavu za odtokovou hranou lopatky. Hodnota těchto ztrát závisí na intenzitě tření v mezní vrstvě a na její výšce.

Mezní vrstva se vytváří od bodu náběžné hrany lopatkového profilu. Výška mezní vrstvy narůstá ve směru proudění. Rychlost nárůstu její výšky závisí také na druhu mezní vrstvy.

Podle druhu rozdělujeme mezní vrstvy na laminární a turbulentní. Speciální případ nastává v místě přechodu z laminární do turbulentní mezní vrstvy. Každá mezní vrstva je na svém počátku laminární a ve směru toku může dojít k přechodu do turbulentní mezní vrstvy. To zda k tomuto přechodu mezní vrstvy dojde, závisí především na Reynoldsově čísle a drsnosti povrchu, ale vliv má i intenzita turbulence, stlačitelnost média či jiné vnější síly.

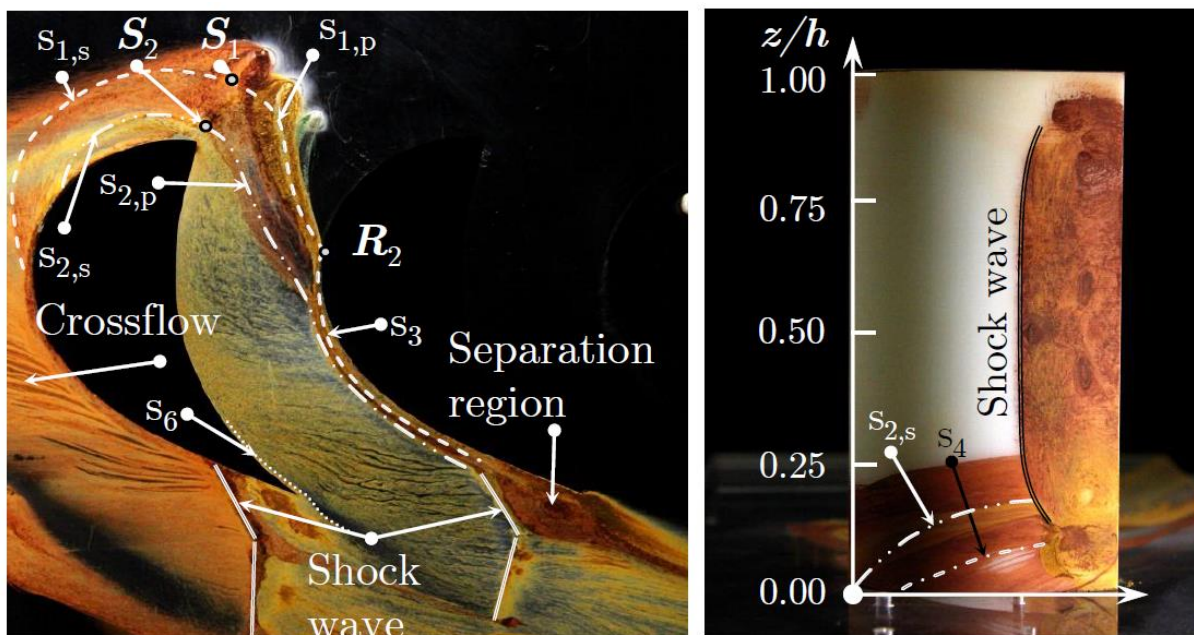
Dosud zmiňované druhy mezní vrstvy byly přilehlé k obtékanému povrchu. K velkému nárůstu výšky mezní vrstvy dochází při jejím odtržení neboli separaci mezní vrstvy od obtékaného povrchu. Tato situace je naznačena na obrázku (Obr. 11). Situace, při které se mezní vrstva na podtlakové straně profilu odtrhne, je pro provozní režim stroje zcela nepřijatelná, protože se dramaticky zvyšuje oblast zpomaleného proudu v blízkosti profilu a ztráty výrazně narůstají.



Obr. 11 Rychlostní mezní vrstva s odtržením na podtlakové straně profilu

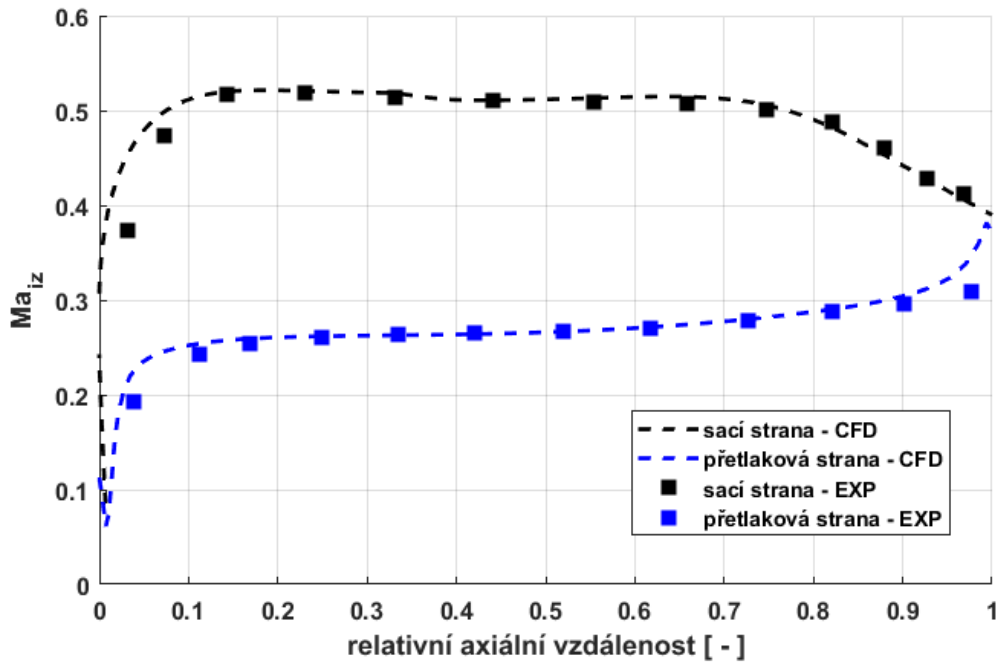
K separaci proudu dochází při přítomnosti záporného tlakového gradientu, který je typický pro difuzory. Záporný tlakový gradient se ale vyskytuje i na koncové části podtlakové strany profilů turbínových lopatek. Turbulentní mezní vrstva je oproti laminární výrazně odolnější proti odtržení. Tento fakt zvyhodňuje proudění v parních turbínách, které je vysoce turbulentní. U turbínových stupňů, kde se vyskytuje nadzvukové proudění a s ním spojené rázové vlny, je také velké riziko vzniku separace. To proto, že místo dopadu rázové vlny na obtékanou stěnu, je vystaveno zápornému tlakovému gradientu.

Experimentální zjištění profilových ztrát je možné na pokusných přímých mřížích v aerodynamických tunelech. Takovéto experimenty vyžadují dostatečně dlouhou řadu lopatek pro zachování periodicity měřených hodnot. Další ovlivnění výsledků může nastat při použití nedostatečně dlouhých lopatek v mříži, kdy dochází k ovlivnění vyhodnocovaného proudu na středu lopatky. To je způsobeno propagací sekundárních struktur proudu vznikajících při interakci mezní vrstvy na omezující stěně s mezní vrstvou na stěně profilu lopatek. Profilové ztráty jsou tedy uvažovány ve 2D proudění, které se při dostatečné hodnotě poměru délky a těživy lopatky vyskytuje na středu mříže (Obr. 12).



Obr. 12 Vizualizace proudění pomocí olejového filmu [7]

Při vyhodnocení je možné měřit rozložení statického tlaku po profilu a celkové stavy expandujícího média před a za lopatkami. Rozložení statického tlaku po profilu popisuje průběh expanze na přetlakové a podtlakové straně profilu. Z tlaků naměřených statickými odběry na povrchu profilu lze vyhodnotit rozložení izentropického Machova čísla na profilu. Ze znalosti rozložení Machova čísla po profilu můžeme usuzovat vývoj mezní vrstvy, která ovlivňuje výslednou hodnotu ztrát. Ukázka srovnání numericky vyhodnoceného a naměřeného rozložení Machova čísla je na Obr. 13.



Obr. 13 Rozložení Machova čísla po profilu

Pro návrh je praktické vyhodnotit ztrátový součinitel dané mříže. To lze z naměřených celkových stavů proudu před a za mříží. V případě vyhodnocení expanze v přímé mříži se používají jinak definované koeficienty, protože ke konání práce nedochází. Expanze je naznačena na obrázku (Obr. 14). Uvedeme si ztráty definované v literatuře [8].

První definice je založená na ztrátě celkového tlaku. Výhodné je to, že je vyhodnocena přímo z naměřených veličin (Rov. 35). Není příliš vhodná pro návrh, ve kterém se pracuje s entalpií proudu.

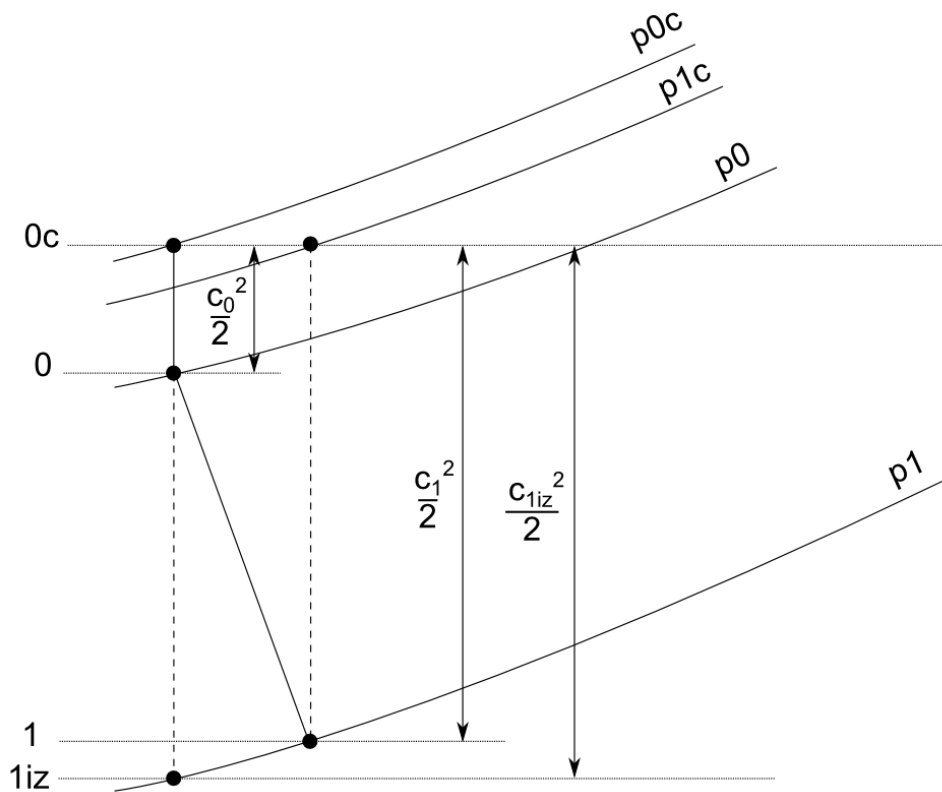
$$Y = \frac{p_{0c} - p_{1c}}{p_{0c} - p_1} \quad \text{Rov. 35}$$

Definice využívající entalpie proudu má výhodu ve snadné aplikaci při návrhu skutečných strojů, ale je třeba provést přepočítání z naměřených parametrů, protože přímo entalpii nelze měřit. Ztrátový koeficient (Rov. 36) představuje ztrátu energie.

$$\zeta = \frac{i_1 - i_{1iz}}{i_{0c} - i_1} \quad \text{Rov. 36}$$

Poslední uvedená definice je náročnější na vyhodnocení, ale je nejvíce obecná, neboť vychází z entropie, která popisuje nevratnost děje (Rov. 37).

$$\zeta_s = \frac{T_1(s_1 - s_0)}{i_{c0} - i_1} \quad \text{Rov. 37}$$

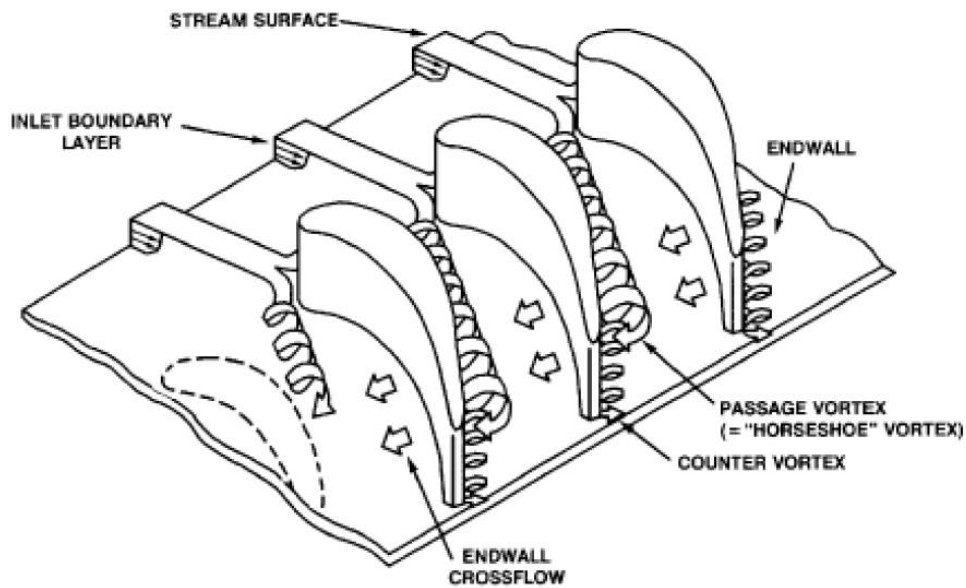


Obr. 14 Expanze přímo mříží v diagramu entalpie-entropie

Profilové ztráty jsou značně ovlivněny již zmiňovanými Machovými a Reynoldsovými čísly, a drsností povrchu profilů. Dále závisí na rozteči a velikosti tětiny profilů, vstupním a výstupním úhlu lopatek a na velikosti případného nenávrhového vstupního úhlu.

4.2.2 Sekundární ztráty

Sekundární ztráty vznikají kvůli disipaci energie při tření v mezní vrstvě proudu u omezující stěny, ale i při disipaci, ke které dojde ve vírech vzniklých interakcí mezních vrstev na omezující stěně a na stěně lopatek. Známá vizualizace těchto víru je na obrázku (Obr. 15). Vyčíslení tohoto druhu ztrát je velmi obtížné z důvodu přítomnosti profilových ztrát samotných. Častý, ale ne zcela správný přístup je provedení rozdílu mezi celkovou ztrátou a ztrátou naměřenou na středu přímé mříže. To navíc lze provést jen v případě přímých mříží. Zatímco varianta lopatek na disku nelze takto snadno vyhodnotit, protože se liší geometrie kanálu na patě a špičce lopatek, a navíc dochází k interakci s ucpávkovým proudem.



Obr. 15 Sekundární proudové struktury v lopatkové mříži (Langstom, 1980)

4.2.3 Ztráty únikem

Ztráty únikem části pracovního média z hlavního proudu a jeho zpětným přivedením do hlavního proudu jsou nejobtížněji vyčíslitelné. K této ztrátě dochází vlivem hřídelové ucpávky pod patou statorových lopatek i vlivem nadbandážové ucpávky nad špičkami rotorových lopatek. Ztráta na výkonu stroje je způsobena jednak únikem pracovního média, které nekoná práci na listech rotorových lopatek. Dále snížením účinnosti vlivem interakce ucpávkového proudu s proudem hlavním a také mísením hlavního proudu s proudem z ucpávky. Další komplikaci představují různá konstrukční řešení hřídelových a nadbandážových ucpávek. V případě použití rotorových lopatek bez bandáže má ztráta únikem jiný charakter. V tomto případě dochází u nebandážovaných lopatek k toku pracovní páry mezi přetlakovou a podtlakovou stranou na špičce rotorových lopatek.

Tématu ztráty únikem je věnována zbylá část této práce. V následujících kapitolách se nachází rešerše ztrátových modelů a několika prací věnujících se ztrátě únikem. Dále bude představen experiment a numerický výpočet použitý pro popis tohoto druhu ztráty.

4.3 Ztrátové modely

V předchozích odstavcích byla popsána teorie proudění v turbínovém stupni a také byly představeny některé možnosti experimentálních zařízení a CFD výpočtů. V následujících odstavcích je uveden přehled přístupů k posuzování ztrátovosti proudění, které jsou využívány při návrhu turbín.

Jednou z často citovaných popisů ztrát pro axiální turbíny jsou práce Ainley a Mathieson [9] z roku 1951. Autoři uvažovali několik zjednodušení, například zanedbání vlivu Machova čísla. Výpočet ztrát byl navíc zatížen značnou nejistotou pro stanovení účinnosti (asi 2%) a pro hmotnostní průtok pracovního média (kolem 3%). Tento model byl dále zpřesněn autory Dunhamem a Camem [10] v roce 1970. Především byla přidána korekce na Reynoldsovo číslo a na Machovo číslo při nadzvukových rychlostech. Takto zpřesněná metodika vykazovala opět nejistotu stanovení účinnosti kolem 2% pro určení účinnosti. Tato metodika byla již aplikovatelná na výrazně širší výkonovou škálu stupňů. Kacker & Okapuu [11] v roce 1982 přidali další vylepšení původního modelu. Rozšířili popis vlivu stlačitelnosti i do podzvukových rychlostí, což vedlo ke snížení nejistoty pro vyhodnocení účinnosti na 1,5%. Dalšímu vylepšování tohoto ztrátového modelu se věnoval také Aungier [4], který v roce 2006 zvětšil rozsah platnosti ztrátového modelu za použití CFD výpočtů.

Další dobře známý popis ztrát pro parní a plynové turbíny představili v roce 1970 Craig a Cox [12]. Popis byl založen na analýze experimentů na přímých mřížích pro určení profilových ztrát a na testech na pomocných turbínách pro vyhodnocení sekundárních ztrát a ztrát ucpávkou. Nejistota na určení účinnosti je udávána na 1,25%. Tento model revidoval Chen [13] v roce 1987, kdy zavedl modifikaci incidenční ztráty jako funkci návrhového vstupního úhlu. Ztrátové modely založené na původních modelech Craig & Cox jsou dnes velmi rozšířené, ale většina výrobců má své vlastní modifikace těchto volně publikovaných modelů.

Velmi rozšířený je také ztrátový model zavedený Traupelem [14] v roce 1958. Tento model vznikl díky testům na přímých mřížích i na pokusných turbínách pod záštitou ETH Zurich.

Významnou osobností mezi autory zabývajícími se určením ztrát je Denton [8], který v roce 1993 vydal komplexní přístup k vyhodnocení ztrát, kdy velikost ztráty spojuje s růstem entropie proudu pracovní látky. Na tento přístup navazuje velké množství dnešních autorů a setkáme se s ní i na následujících stranách této práce.

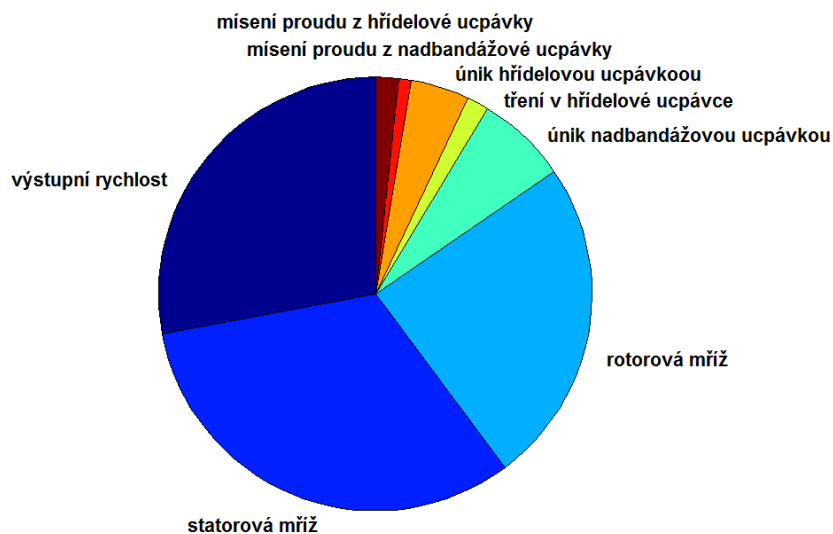
Modely se liší nejen definicemi ztrát, ale také výslednými hodnotami ztrát. To je způsobeno vývojem ztrátových modelů na různém konstrukčním uspořádání turbínových stupňů podle výrobců parních turbín. Během let bylo vyvinuto pokročilé tvarové lopatkování, které dále zvýšilo účinnost turbín. Proto v současnosti nelze aplikovat původní ztrátové modely na lopatkování současných turbín. Je nezbytné provést úpravu modelů pro každé nově vyvinuté geometrie parních turbín.

4.4 Ztrátový model Doosan Škoda Power

Výrobce parních turbín Doosan Škoda Power používá a soustavně zpřesňuje vlastní ztrátový model, který aplikuje při návrhu turbínových stupňů. Rozložení druhu ztrát je uvedeno na následujících obrázcích pro dva stupně. První stupeň má reakci na středním poloměru 50% (Obr. 16), druhý stupeň má zmenšenou reakci na středním poloměru 20 % (Obr. 17). Jsou zobrazeny poměrné velikosti ztrát. Při konstrukčním návrhu je výhodné pracovat se znalostí vlivu dílčích ztrát na celkovou ztrátu stupně. Například dílčí ztráta třením v nadbandážové ucpávce turbínového stupně s nižší reakcí může být nulová. K takovému jevu dojde, pokud je na výstupu ze statorového stupně obvodová složka rychlosti vyšší, než je unášivá složka rotoru.



Obr. 16 Rozložení ztrát pro stupeň s reakcí 50% (ztrátový model DŠPW)



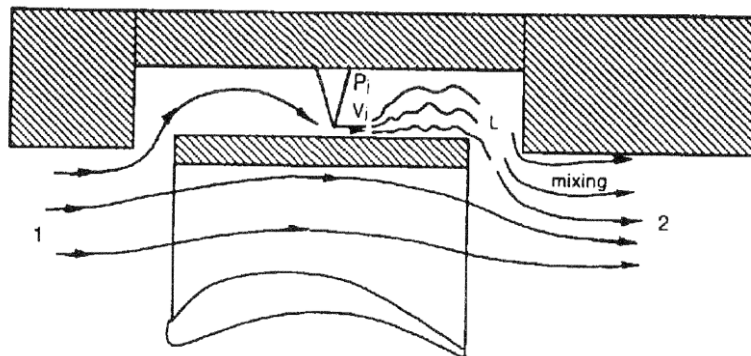
Obr. 17 Rozložení ztrát pro stupeň s reakcí 20% (ztrátový model DŠPW)

5 Ztráty způsobené mísením dvou proudů

V této kapitole jsou představeny způsoby validace ztráty způsobené únikem média v těsnících elementech turbínového stupně podle jejich autorů.

5.1 Denton

Velmi přehledný a komplexní popis všech ztrát vyskytujících se v axiálních turbostrojích nabídl Denton [8]. V této práci odvodil vztah (Rov. 38) pro určení nárůstu entropie proudu protékajícího nadbandážovou ucpávkou, který se následně mísí s hlavním proudem pracovní páry (Obr. 18). Značení jednotlivých veličin v tomto vztahu je sjednoceno se značením použitým v této práci. Uvedený vztah vychází z rovnic zachování hmotnosti, hybnosti, energie a ze zahrnutí několika zjednodušujících předpokladů. Uvažuje se zachování celkového stavu proudu napříč ucpávkou. Velikost obvodové složky rychlosti proudu vystupující z ucpávky je uvažována jako poloviční v porovnání s obvodovou rychlostí rotoru.



Obr. 18 Proudění nadbandážovou ucpávkou

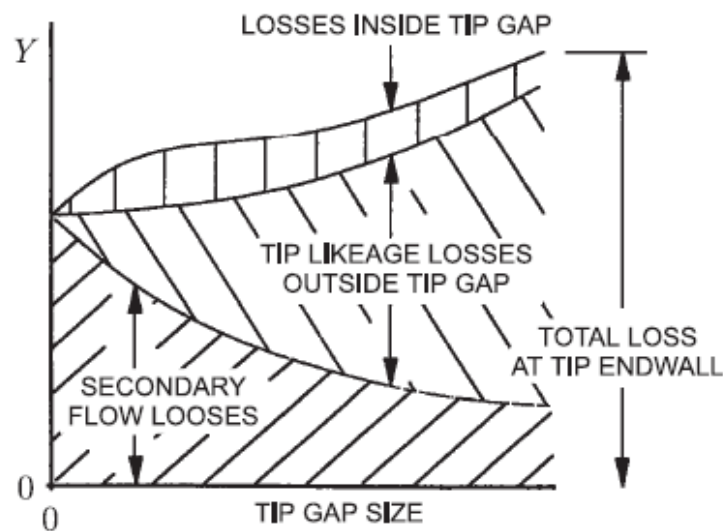
Výsledný vztah lze použít pro určení teoretického nárůstu entropie po smísení ucpávkového a hlavního proudu. K nárůstu entropie dle tohoto vztahu dojde, pokud jsou obvodové složky rychlosti mísených proudů rozdílné. Hodnota nárůstu entropie je úměrná zaniklé kinetické energii ucpávkového proudu.

$$\Delta S = \frac{\dot{m}_L}{\dot{m}_M} \frac{w_2^2 \left(1 - \frac{\tan(90 - \beta_1)}{\tan(90 - \beta_2)} \cos^2 \beta_2 \right)}{T_2}$$

Rov. 38

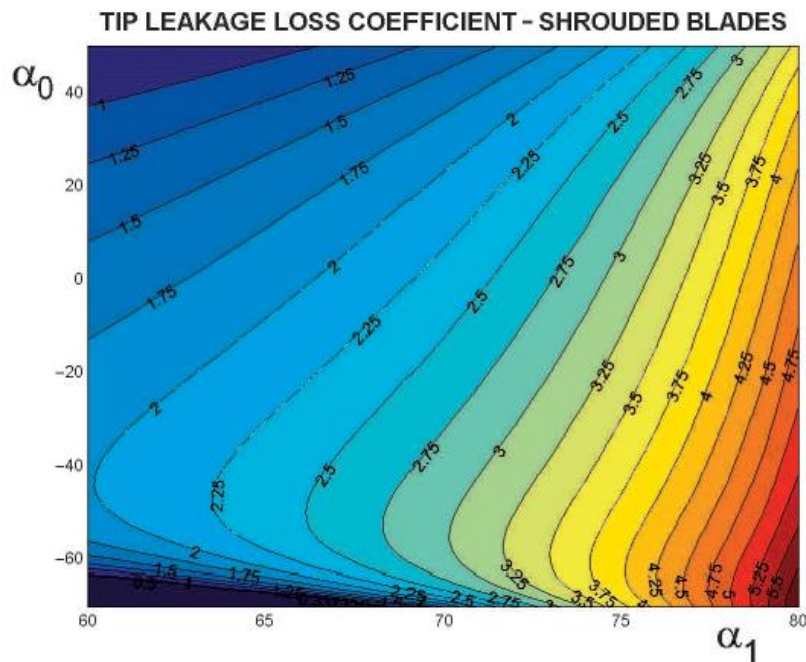
5.2 Lampart

Lampart [15] se ve své práci věnuje ztrátám v turbínovém stupni, ke kterým dochází u špičky oběžných lopatek. Zabývá se variantou volných lopatek bez bandáže i variantou bandážovaných lopatek s labyrintovým těsněním. Pro volné lopatky uvedl rozdělení celkové ztráty podle obrázku (Obr. 19). Celkovou okrajovou ztrátu rozdělil na ztrátu v sekundárních proudových strukturách, ztrátu únikem – tedy nepracujícím průtokem, a ztrátu vlivem tření na volné špičce omezujícího listu. Je vidět, že při rostoucí radiální vůli nad špičkou oběžné lopatky se stává zcela dominantní složka ztráty způsobená únikem pracovního média radiální mezerou stupně.



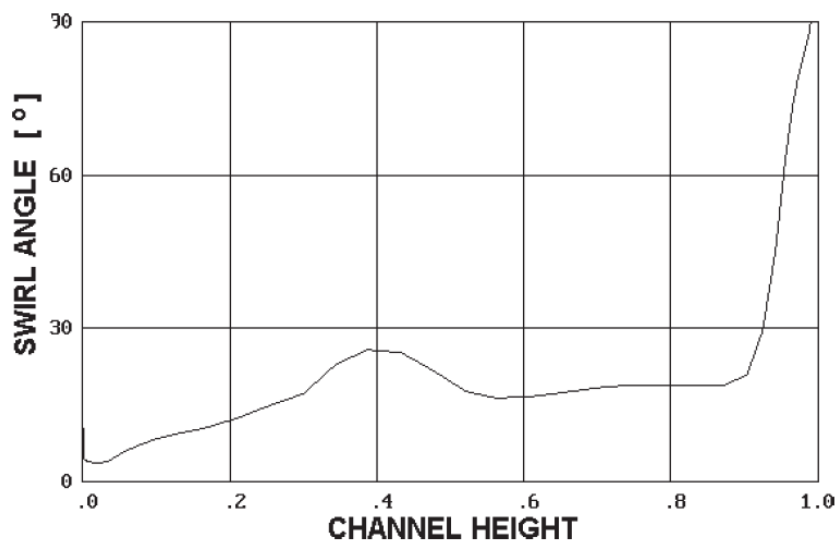
Obr. 19 Rozdělení okrajové ztráty na špičce volných lopatek

Pro ztrátu nadbandážové ucpávky Lampart nabízí odvození teoretického vztahu podobnému v publikaci Denton [8]. Jde opět o určení ztráty kinetické energie ucpávkového průtoku. Lampart navíc na základě již známého vztahu (Rov. 38) vynesl hodnotu výpočtově určeného ztrátového součinitele v závislosti na vstupním a výstupním úhlu mříže při uvažování konstantního průtoku ucpávkou (Obr. 20). Z diagramu je patrný nárůst ztráty především při nízkých výstupních úhlech mříže.



Obr. 20 Závislost ztrátového součinitele na vstupním a výstupním úhlu mříže

Po této teoretické analýze Lampart provádí numerickou studii s použitím trojrozměrného RANS řešiče s turbulentním modelem $k-\omega$ SST. Při simulaci se zaměřuje na vliv průtoku nadbandážovou ucpávkou, přičemž zanedbává vliv hřídelové ucpávky. Při rozboru výsledků sleduje vliv incidence postihující špičkovou oblast následujícího statoru (Obr. 21). Tato incidence je důsledkem mísení hybnosti proudů pracovního média protékajících ucpávkou a lopatkou. Výsledkem tohoto mísení je změna směru proudu.



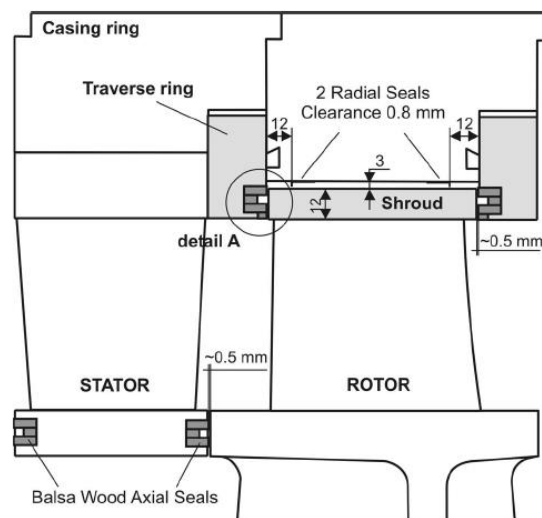
Obr. 21 Rozložení výstupního úhlu z rotorové mříže

5.3 Rosic

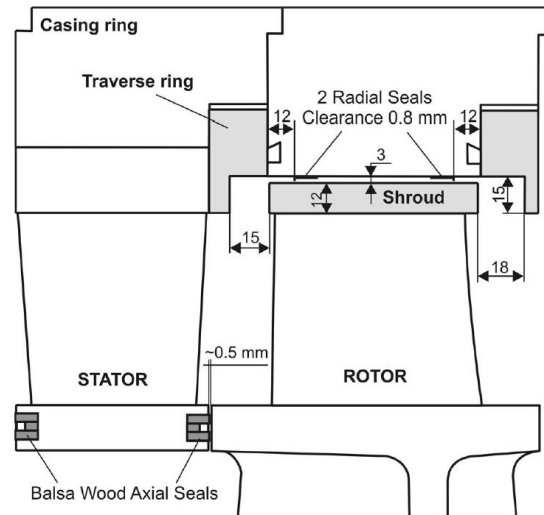
Rosic prezentoval několik prací věnujících se průtoku nadbandážovou ucpávkou a následné interakce ucpávkového proudu s proudem hlavním.

V první citované práci [16] se věnuje porovnání experimentu na třístupňové pokusné turbíně a numerických výpočtů. Experimentální výsledky porovnává s numerickými výsledky z řešiče Multitip, který vyvinul Denton a který pracuje s Reynoldsovými rovnicemi a turbulenci modeluje pomocí směšovací délky. Jsou srovnány geometrie s minimálními vůlemi v osové směru (Obr. 22) s geometriemi s reálně těsněnou nadbandážovou ucpávkou (Obr. 23).

Velký vliv průtoku nadbandážovou ucpávkou na nešťihlé stupně. Proud vytékající z nadbandážové ucpávky výrazně zvyšuje sekundární ztráty v následujícím statoru a má tendenci distribuovat médium s nízkou hybností směrem do středu hlavního proudu. Rosic ukázal, že pro velmi malé průtoky ucpávkou je možné správně predikovat proudové pole ve stupni pomocí 1D výpočtů uvažujících ucpávky metodou „zřídlo a propad“. V případě přesnějšího stanovení úniku ucpávkou je nutné provést 3D výpočet proudového pole několika navazujících stupňů.



Obr. 22 Geometrie s maximálně utěsněnou nadbandážovou ucpávkou



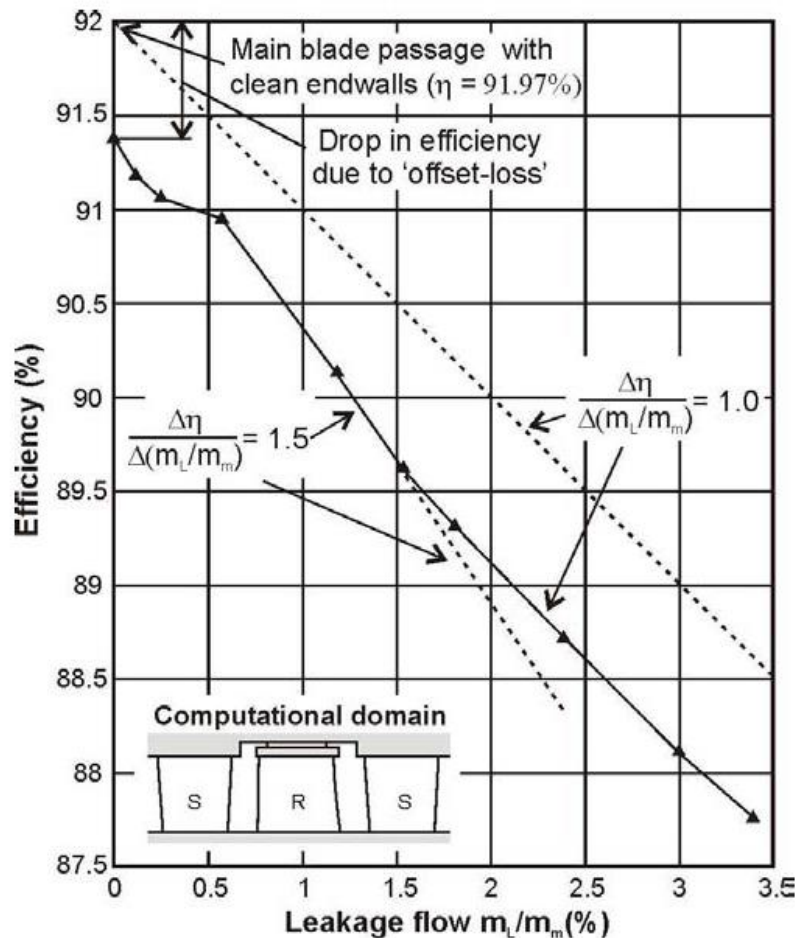
Obr. 23 Geometrie s reálným průtokem nadbandážovou ucpávkou

V práci poukazuje na velký vliv průtoku nadbandážovou ucpávkou na relativně krátké stupně. Proud vytékající z nadbandážové ucpávky oběžného kola výrazně zvyšuje sekundární ztráty v následujícím statoru. Má tendenci distribuovat médium s nízkou hybností směrem do středu hlavního proudu.

Druhá citovaná práce Rosic [17] se zabývá vlivem volby tvaru nadbandážových ucpávek na ztrátu způsobenou únikem pracujícího média do nadbandážové ucpávky. Experimentálně naměřená data jsou porovnávána s výsledky z řešiče TBLOCK, který vyvinul Denton.

V tomto příspěvku je popsáno několik variant axiálního a radiálního posunu stěn nadbandážové ucpávky. Je zjištěno, že axiální zmenšování nadbandážové ucpávky má pozitivní vliv na účinnost stupně. Tento přístup ale není možno nasadit do praxe kvůli riziku mechanického kontaktu při osovém posunu rotoru vůči statoru při najíždění turbíny.

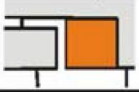


Je uveden vliv zmenšování radiální vůle těsnících břitů na snížení průtoku nadbandážovou ucpávkou zvýšení účinnosti stroje. Na diagramu (Obr. 24) je závislost účinnosti stupně na poměru ucpávkového průtoku k průtoku rozváděcím lopatkováním. Je zřejmé, že skutečné účinnosti stupně se nacházejí pod křivkou reprezentující ztrátu uvažovanou ve velikosti „procento za procento“, tedy takovou, kdy jedno procento uniklého průtoku ucpávkou sníží účinnost stupně o jedno procento. Rozdíl mezi zmíněnými křivkami tedy představuje nárůst ztrát vlivem dodatečného mísení proudů.



Obr. 24 Závislost účinnosti na poměru ucpávkového průtoku - Rosic

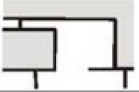

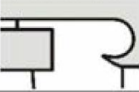
Poslední citovaná práce Rosic [18] již zkoumá několik způsobů nekonvenčního tvarování ucpávek. Opět je použita pokusná třístupňová turbína, na které jsou porovnány tři přístupy pro řízení výstupního proudu z ucpávky. Výsledky těchto modifikací jsou porovnány s referenční geometrií nadbandážové ucpávky.

První variantou je použití tvarovaného profilu na výstupní části kavity, tedy místa, kudy se pracovní médium procházející nadbandážovou ucpávkou vrací zpět do hlavního proudu. Tato geometrie snižuje radiální výstupní složku rychlosti z kavity, což snižuje následujících ztráty mísením. Rizikem takového geometrického uspořádání je mechanický kontakt při axiálním posuvu rotoru. Výsledky první varianty a tvary kavit jsou uvedeny na následujícím obrázku (Obr. 25)

		Minimised cavity	Chamfered cavity	Contoured cavity
				
$\Delta\eta$ [%]	EXP	+ 0.36	- 0.08	+ 0.19
	CFD	+ 0.45	+ 0.03	+ 0.16
Leakage fraction [%] (CFD)		1.66	1.82	1.80



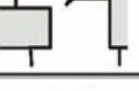
Obr. 25 Tvarovaný profil na výstupní části kavity

Druhou variantou je použití axiálně orientovaného těsnícího břitu. Oblast vtoku ucpávkového média je posunuta proti směru hlavního proudu. Proud je odkloněn od omezující stěny následujícího statoru. Tato úprava vede ke snížení ztráty únikem ucpávkou. Tato varianta je vhodná pro použití v turbínové praxi. Velikost axiálního posunu rotoru je sice relativně malá, ale při mechanickém kontaktu budou poškozeny pouze tenké břity. Stroj může být nadále provozován a těsnění případně opraveno. Výsledky a tvary kavit jsou uvedeny na následujícím obrázku (Obr. 26)

		Straight deflector	Inclined deflector	Circular deflector
				
$\Delta\eta$ [%]	EXP	+ 0.11	+ 0.36	-
	CFD	+ 0.27	+ 0.43	+ 0.25
Leakage fraction [%] (CFD)		1.79	1.79	1.80

Obr. 26 Axiálně orientovaný těsnící břit

Poslední prezentovaná úprava spočívá v použití šikmého radiálního břitu. Tato úprava opět snižuje dodatečné ztráty mísením. Ukazují se velmi stabilní výsledky pro několik axiálních pozic břitu. Navíc je zde velká provozní výhoda oproti předchozím variantám. Axiální pohyb rotoru není nijak omezen, protože nejsou použity axiálně orientované břity. Výsledky a tvary kavit jsou uvedeny na následujícím obrázku (Obr. 27)

		Deflector A	Deflector B	Deflector C
				
$\Delta\eta$ [%] (CFD)		+ 0.35	+ 0.29	+ 0.24
Leakage fraction [%] (CFD)		1.61	1.44	1.63

Obr. 27 Šikmý radiální břit

5.4 Dahlqvist

Dahlqvist [19] ve své práci prezentuje výsledky z jednostupňové pokusné vzduchové turbíny, jejíž stupeň pracuje s relativně nízkou reakcí (Obr. 28). Vyšetřuje vliv velikosti průtoku hřídelovou ucpávkou a rychlosti otáčení rotoru na účinnost stupně. Naměřené výsledky porovnává s jednoduchou korekční křivkou pro vliv ucpávkového toku od Mamayeva a také s Dentonovo teorií zvýšení entropie vlivem mísení proudů. Naměřená závislost ztráty vykazuje lineární závislost na velikosti ucpávkového průtoku.

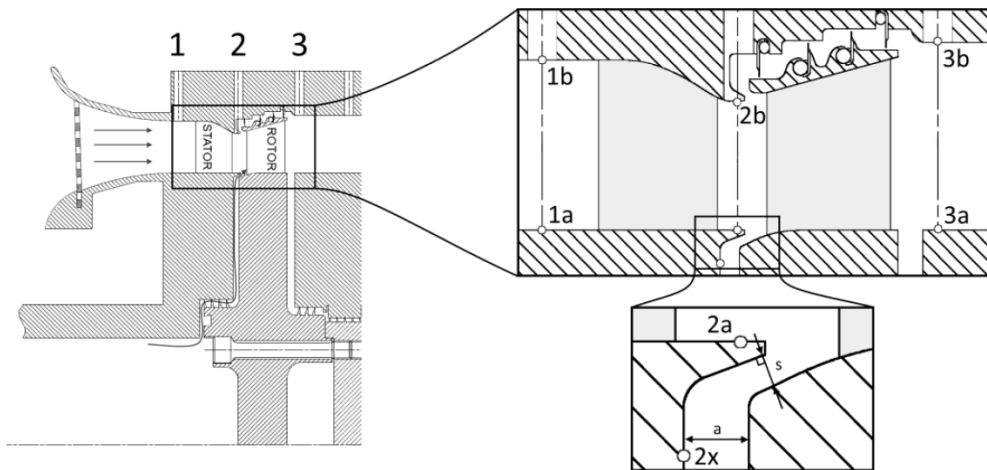
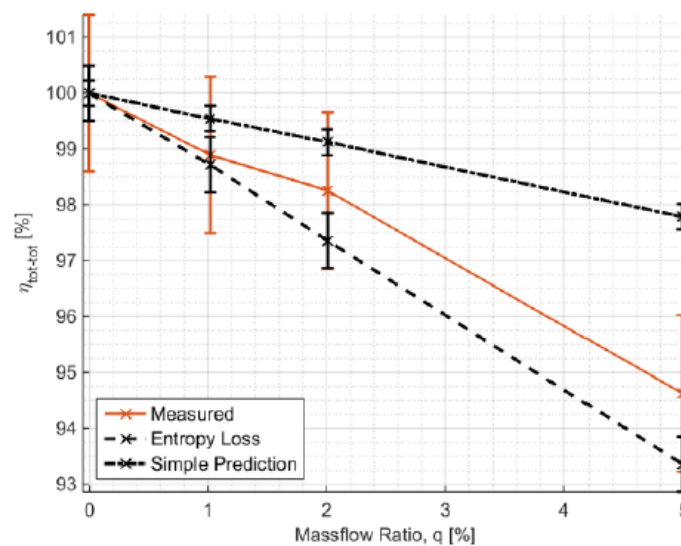


FIGURE 1: Cross-section of the investigated stage with indicated measurement points and detail of the seal

Obr. 28 Schema Dahlqvistova experimentálního zařízení

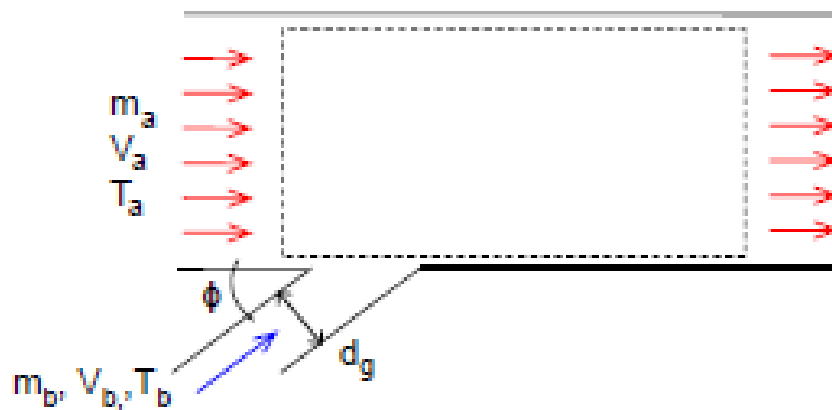
Pro výpočet obvodové složky výstupní rychlosti neuvažuje 50% výstupní rychlosti jako Denton. Místo toho používá vztah závislý na průměru disku, na kterém jsou upevněny rotorové lopatky, a na Reynoldsově čísle. Výsledky jeho výzkumu jsou zobrazeny na následujícím diagramu (Obr. 29).



Obr. 29 Závislost účinnosti na poměru ucpávkového průtoku - Dahlqvist

5.5 Zlatinov

Zlatinov se ve své práci [20] zabývá vlivu interakce ucpávkového a hlavního proudu na účinnost stupně. Nabízí podobné analytické úvahy jako Denton. Nevázal se na vztah platný pouze pro nadbandážovou ucpávku a dříve zmiňované předpoklady. Jeho vztah uvažuje všechny složky rychlosti, situace je znázorněna na Obr. 30. Odvození v rovnici (Rov. 39) je platné pouze, pokud je ucpávkový průtok výrazně nižší než průtok hlavní.



(a) axisymmetric model

Obr. 30 Mísení dvou proudů s rozdílnými vektory rychlosti

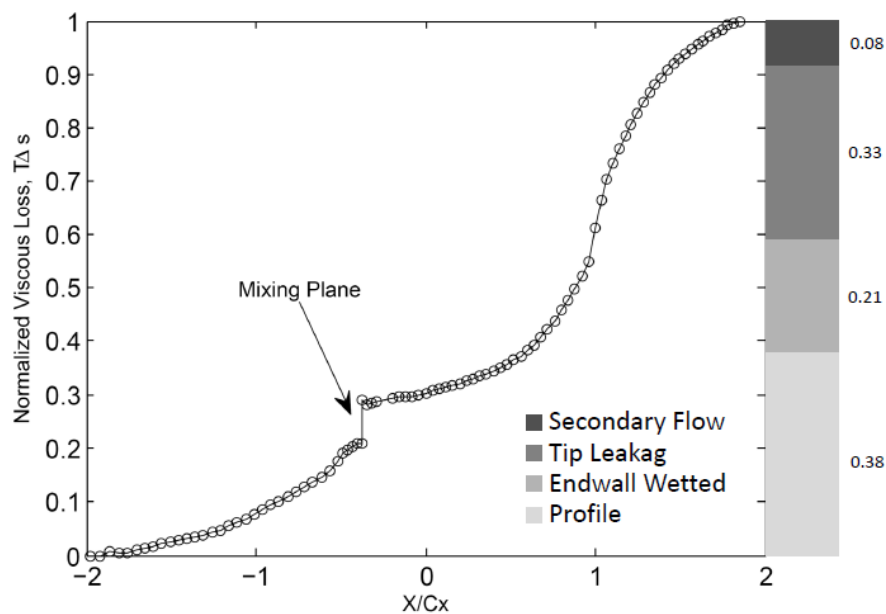
$$\Delta S = \frac{m_b}{m_a} \left[\frac{(V_{x,a} - V_{x,b})^2 + (V_{r,a} - V_{r,b})^2 + (V_{\theta,a} - V_{\theta,b})^2}{2 T_2} \right] \quad \text{Rov. 39}$$

Zlatinov dále vypracoval ucelenou metodiku pro vyhodnocování ztráty z výsledků numerické simulace pomocí definice přírůstku entropie. Přírůstek entropie, který se skládá ze dvou složek, lze vypočítat pro každý řešený element. První složkou je nárůst entropie vlivem vedení tepla (Rov. 40). Druhou složkou je nárůst entropie vlivem disipace kinetické energie vazkým třením (Rov. 41). V turbínovém stupni je první složka téměř nulová. Uplatňovala by se ale v energetických zařízeních, jako jsou tepelné výměníky.

$$\dot{S}_{thermal}''' = \frac{\lambda}{T} \left(\frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\partial T}{\partial y} + \frac{\partial T}{\partial z} \right)^2 \quad \text{Rov. 40}$$

$$\dot{S}_{visc}''' = \frac{\mu_{eff}}{T} \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial V_x}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial V_y}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial V_z}{\partial z} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial V_x}{\partial y} + \frac{\partial V_y}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial V_x}{\partial z} + \frac{\partial V_z}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial V_y}{\partial z} + \frac{\partial V_z}{\partial y} \right)^2 \right\} \quad \text{Rov. 41}$$

Díky této metodě vyhodnocení je možné určit nárůst entropie v celém řešeném objemu proudícího média. Takovéto vyhodnocení je na obrázku (Obr. 31). Při použití tohoto typu vyhodnocení pro varianty s ucpávkovým průtokem a bez ucpávkového průtoku lze identifikovat oblast, ve které došlo k nárůstu ztrát.

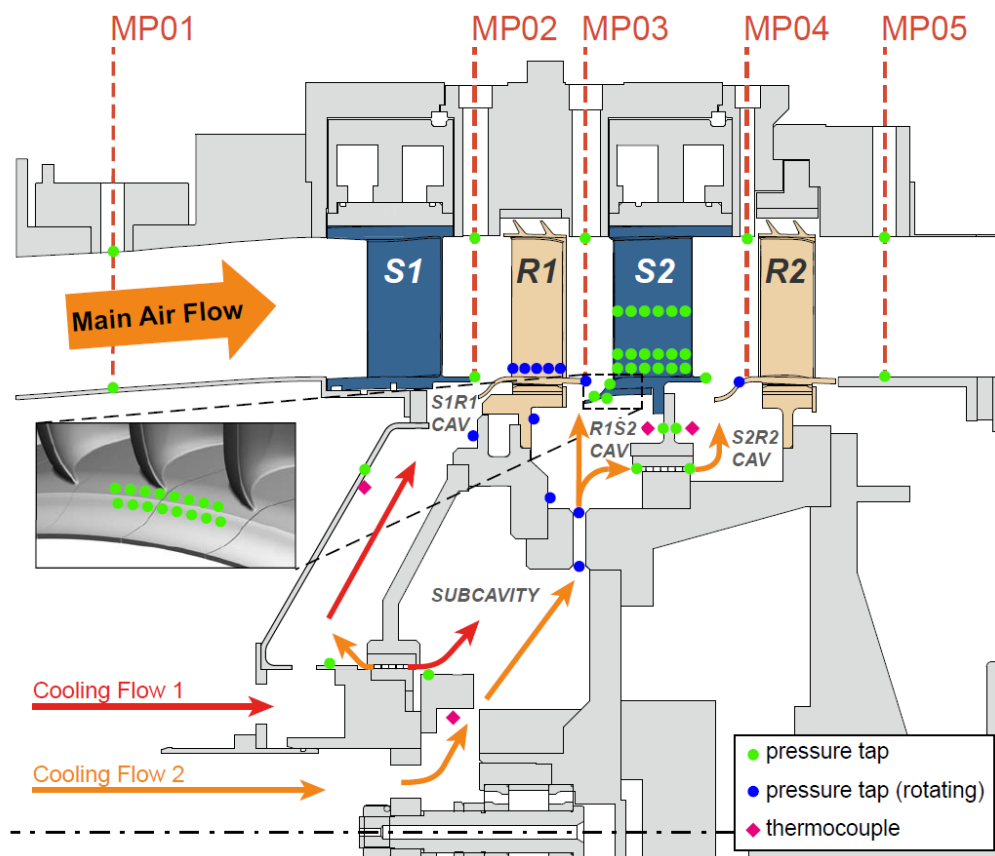


Obr. 31 Akumulace vazkých ztrát pro turbínový stupeň bez ucpávkových průtoků

5.6 Schrewe

Schrewe provedl experimentální výzkum vlivu ucpávkového průtoku na účinnost nízkotlakového stupně plynové turbíny[21]. Experimentální zařízení bylo bohatě osazeno měřicí aparaturou (Obr. 32). Při měření provedl traversování několika rychlostních a tlakových polí a měřil několik lokálních hodnot tlaku a teploty.

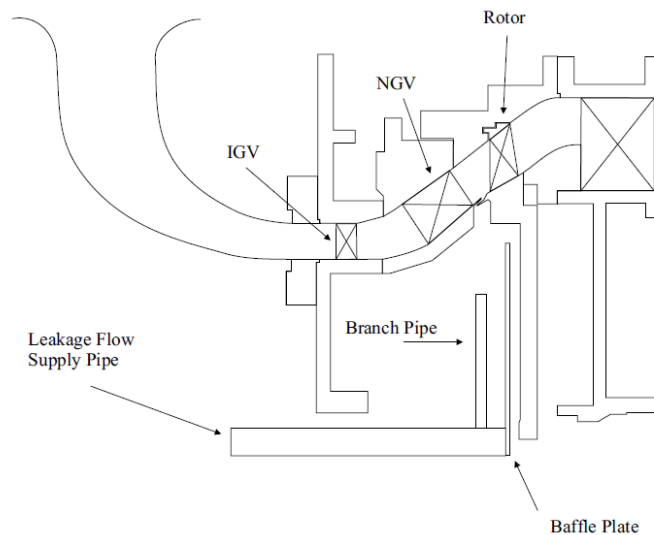
Při vyhodnocení naměřených dat identifikoval čtyři zdroje ztrát způsobené hřídelovým ucpávkovým proudem. První zdroj je zpomalení média na vstupu do rotorové mříže. Druhý zdroj ztrát je nárůst sekundárních proudových struktur. Třetím zdrojem je nenávrhový vstupní úhel přítomný v patní části ovlivněného rotorového lopatkování. Poslední zdroj ztrát je změna proudění kolem rozváděcí lopatky, která je způsobená odlišným dostupným tlakovým spádem oproti stavu bez ucpávkového proudu.



Obr. 32 Schéma dvoustupňové pokusné turbíny

5.7 Reid

Ve svém příspěvku Reid [22] popsal změnu na účinnosti způsobenou průtokem hřídelovou ucpávkou na modelu leteckého turbínového motoru (Obr. 33). Studie je založena na experimentálním testu a na numerickém výpočtu využívajícím Reynoldsových napětí. Pro vyhodnocení bylo znovu využito přístupu nárůstu entropie prezentovaného Zlatinovem. Reid ukazuje, že dominantní vliv na ztrátovost mísení ucpávkového a hlavního průtoku mají tangenciální složky rychlosti.



Obr. 33 Schéma leteckého turbínového motoru

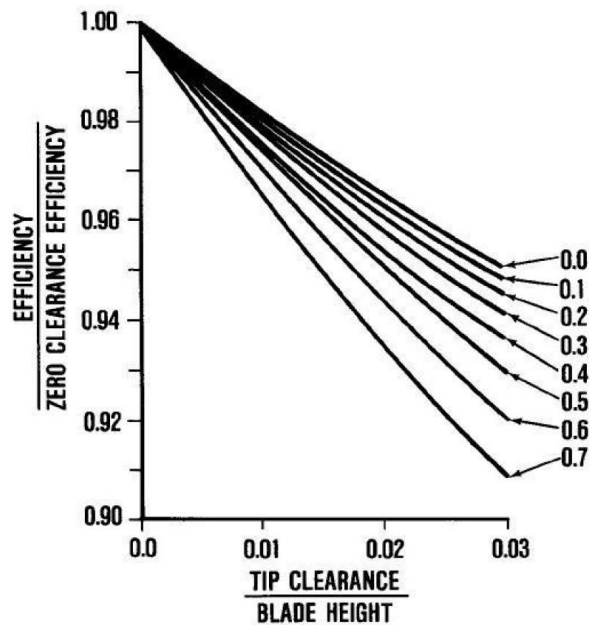
5.8 Yoon

Yoon [23] Vyšetřuje vliv reakce pomocí analytického modelu založeného na Dentonovo přístupu. Postup je podobný výše uvedenému řešení Zlatinova. Řeší rychlostní trojúhelníky a složky rychlostí v hlavním proudu, následně je konfrontuje se složkami rychlostí vystupujícími z ucpávek. Tímto analytickým popisem dosáhl dobré shody s daty z vlastního experimentu na jednostupňové pokusné turbíně.

Z jeho práce lze odvodit následující závěry:

- 1) Ztrátu únikem je třeba chápat jako ztrátu způsobenou disipací části kinetické energie ucpávkového proudu v proudu hlavním. Tedy, že ztráta je vyšší než ztráta unikem.
- 2) Nižší reakce v důsledku na špičce stupně způsobuje snížení ztrát vlivem úniku nadbandážovou ucpávkou.
- 3) Nižší reakce v důsledku na patě stupně způsobuje zvýšení ztrát vlivem úniku hřídelovou ucpávkou.

Vliv radiální ucpávkové vůle je ukázán na následujícím obrázku (Obr. 34).



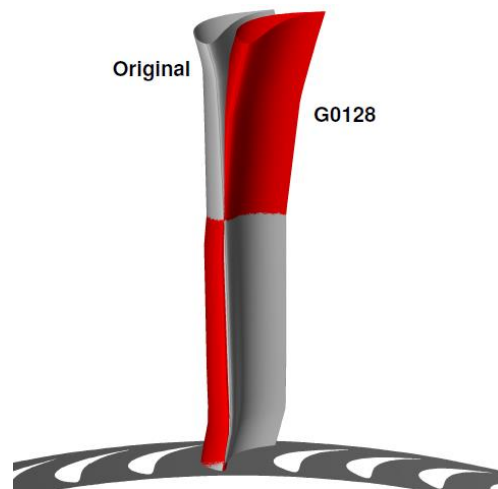
Obr. 34 Závislost účinnosti na poměru ucpávkového průtoku - Yoon

5.9 Rubechini

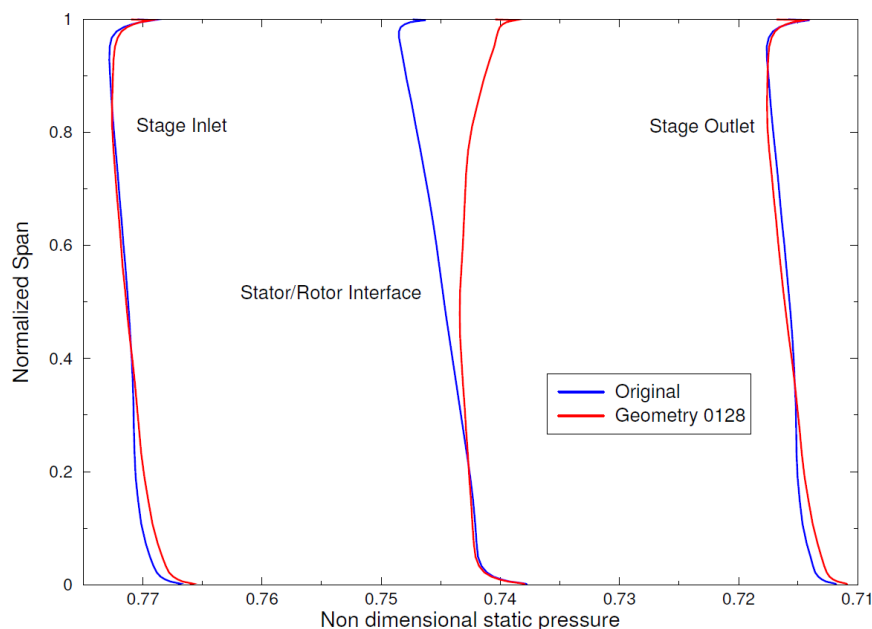
Rubechini [24] prezentuje ve svém příspěvku modifikaci návrhu 17 stupňové průtočné části parní turbíny za účelem zvýšení celkové účinnosti. Proces modifikace je rozdělen do tří kroků.

V prvním uvažovaném kroku počítá s prostým stupněm bez obvodového tvarování lopatek. Nejdříve je proveden numerický výpočet několika na sebe navazujících stupňů. Na základě tohoto rozsáhlého výpočtu je provedena validace jednostupňového výpočtu, který využívá „opakující okrajové podmínky“. Jde o iterační způsob výpočtu jednoho stupně, ve kterém je každá následující iterace výpočtu spuštěna s okrajovými podmínkami na vstupu odpovídajícími výsledkům výstupní roviny z předchozího výpočtu.

V druhém kroku byla vytvořena varianta s obvodovým tvarováním špičky satorové lopatky (GO128), jak ukazuje obrázek (Obr. 35). Tato úprava způsobuje snížení axiálního tlakového spádu na rotorovou lopatku, tím je snížen i průtok nadbandážovou ucpávkou. Změna radiálního rozložení tlaků pro původní variantu a pro variantu s obvodovým tvarováním je ukázána v diagramu (Obr. 36). Celá upravená turbína byla vypočtena pomocí vícestupňového výpočtu. Bylo dosaženo zvýšení účinnosti o 0.16%, to odpovídalo snížení průtoku nadbandážovou ucpávkou o 9%.

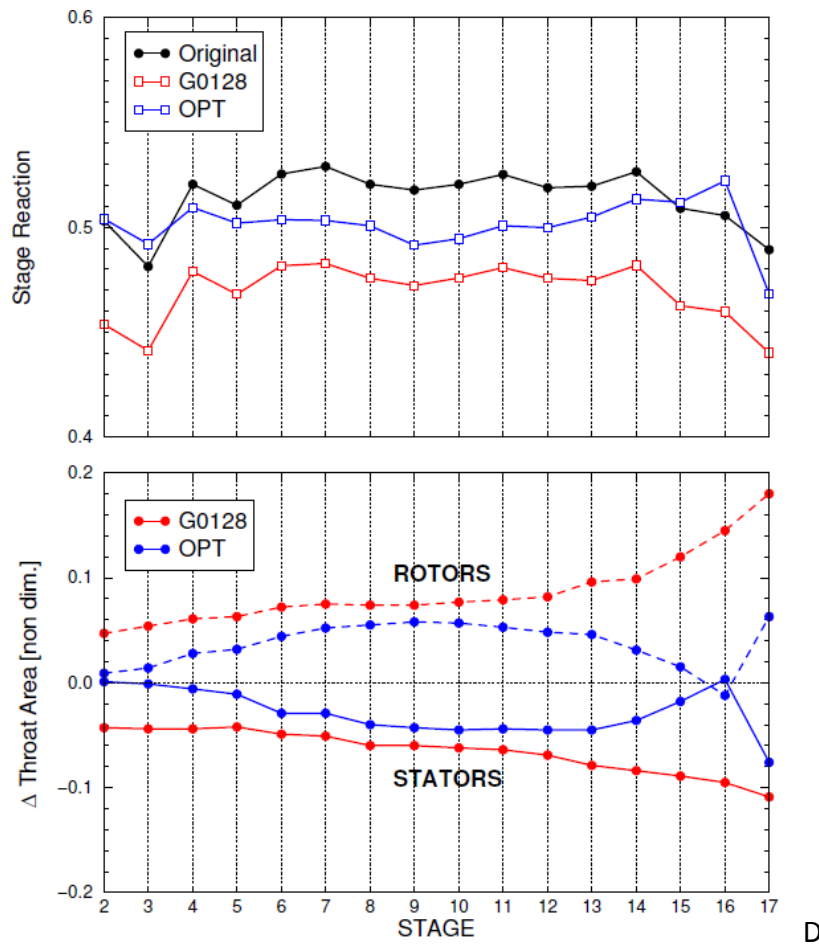


Obr. 35 Obvodové tvarování statorových lopatek - 3D zobrazení



Obr. 36 Vliv obvodového náklonu na radiální rozložení statického tlaku

Protože druhým krokem bylo dosaženo snížení reakce všech stupňů a tedy i zvýšení výkonu celého stroje, bylo potřeba v třetím kroku upravit reakci turbínového stupně na původní úroveň. To bylo provedeno natáčením profilů statorových i rotorových lopatek kolem jejich osy. Natočením profilu se změnila velikost hrdel lopatek. Statorovým lopatkovým mřížím se zvětšila hrdla a naopak rotorovým se zmenšila. Tato úprava zvýšila reakci stupňů. Průběh změn hrdel a výsledné ovlivnění velikosti reakce všech stupňů je vidět na obrázku (Obr. 37).



Obr. 37 Změny reakce a hrdel všech turbínových stupňů pro 3 varianty

5.10 Závěry z rešerše

Obecně lze říci, že byly identifikovány dva zdroje snížení teoreticky dosažitelného výkonu turbínového stupně. První zdroj snížení výkonu je to, že médium protékající rotačně symetrickou oblastí hřídelové nebo nadbandážové ucpávky se neúčastní na přeměně tepelné energie média na mechanickou energii rotoru. Druhý zdroj je následné mísení pracovního média protékajícího lopatkami a pracovního média protékajícího ucpávkami. Oba tyto proudy mají odlišné střední vektory rychlosti. Toto mísení způsobuje neoptimální obtékání následující mříže. Většina autorů poukazuje na to, že dominantní roli při mísení mají obvodové složky rychlostí.

Jeden z příspěvků se zabýval rozsáhlou studií možností úpravy geometrie nadbandážové ucpávkové kavity, které vedla ke snížení ztrát mísením. Tyto úpravy byly navrženy až po dokončení úvodní studie, ve které obecně popisoval jednotlivé zdroje ztrát.

Další autor sledoval vlivnost ucpávkového toku na návrh celé průtočné části turbíny. Turbína byla díky snížení průtoku nadbandážovou ucpávkou navržena s vyšší účinností, ale byla potřeba tři velmi náročné vícestupňové simulace pomocí CFD.

Velikost tangenciální složky rychlosti hlavního proudu je možno získat i z jednoduchých výpočtů, které uvažují rovnici radiální rovnováhy pro jednotlivé proudnice po radiále stupně. Vyhodnocené rychlostní trojúhelníky se zásadně odlišují podle hodnoty uvažované reakce stupně. Z toho plyne také závislost ztráty vlivem mísení ucpávkového proudu s proudem hlavním na reakci stupně. Závislosti ztráty mísením na reakci turbínového stupně se dosud nevěnovala příliš pozornosti.

6 Cíl práce

Tato práce si vymezuje cíl v podobě návrhu analyticko-empirického způsobu určení vlivu průtoku ucpávkou turbínového stupně na účinnost přeměny energie. Důležitá bude možnost aplikace tohoto nového způsobu určení ztrát na informace o geometrii turbínového stupně a na hodnoty termodynamických veličin, které jsou známé již ve fázi návrhu turbínového stupně.

Tento způsob bude schopen predikovat vliv průtoku ucpávkami na účinnost turbínového stupně výrazně přesněji než způsob používaný v dnešní praxi. Zatímco dnešní způsob určení vlivu průtoku ucpávkami je založen pouze na hodnotě poměru průtoku ucpávkou a průtoku lopatkami, nový způsob bude využívat více parametrů. Bude definovaná vazba na rychlostní trojúhelníky turbínového stupně a na akceleraci pracovního média v části lopatky, která je ovlivněna výtokem z ucpávky turbínového stupně.

Pro návrh tohoto nového analyticko-empirického popisu budou použita data z měření na pokusné jednostupňové vzduchové turbíně a data z numerických simulací totožných geometrií a provozních stavů.

Oproti pracím uvedeným v rešerši budou při experimentální a výpočtové studii použity tři geometrie oběžných lopatek. Použití tří oběžných lopatek s odlišnými výstupními úhly zajistí tři hodnoty reakce testovaných stupňů. Rozdílné reakce způsobí rozdílné rychlostní trojúhelníky, a tím i různé vektory mísících se rychlostí. Právě tento velký rozsah testovaných reakcí se výrazně odlišuje od prací uvedených v rešeršní části práce. Umožňuje získání dostatečného množství dat pro provedení návrhu důvěryhodného popisu vlivu dodatečných ztrát způsobených mísením.

V dalších kapitolách je představeno experimentální zařízení, na kterém bylo nejprve provedeno měření integrálních charakteristik všech tří testovaných geometrií turbínových stupňů. Tato úvodní měření ověří správnost návrhu stupňů. Díky závislostem účinnosti turbínových stupňů na rychlostním poměru u/c_{1Z} budou zvoleny provozní stavy, při kterých budou stupně testovány.

Po provedení úvodního měření bude zařízení pokusné turbíny modifikováno tak, aby bylo možno měnit hmotnostní průtok hřídelovou ucpávkou a současně jej přesně měřit. Po provedení modifikace bude provedeno měření vlivu průtoku hřídelovou ucpávkou na všech třech testovaných stupních. Testování každého stupně proběhne při několika hodnotách hmotnostního průtoku hřídelovou ucpávkou.

Provedená měření vlivu průtoku hřídelovou ucpávkou při nominálních provozních stavech budou vyhodnocena také pomocí CFD numerických simulací. Tyto výpočty budou zadány pomocí okrajových podmínek odpovídajících termodynamickým veličinám naměřeným při experimentálním testování. Výsledky výpočtů budou následně porovnány s výsledky měření.

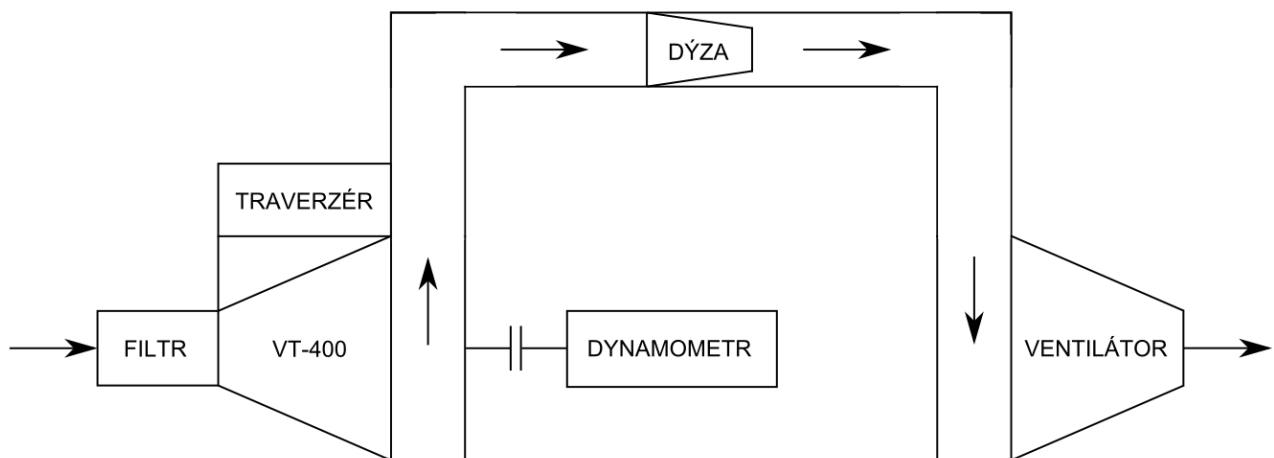
Po kapitolách popisujících provedené experimenty a výpočty bude představen analyticko-empirický způsob používaný pro vyhodnocení ztrát vzniklých při průtoku samotnými lopatkami. Na základě porovnání ztrát predikovaných pro samotné lopatky a celkových ztrát numerických výpočtů bude připraven nový popis vlivu průtoku hřídelovou ucpávkou na účinnost turbínového stupně.

7 Experimentální měření

Zařízení pokusného jednostupňového turbínového stupně se nachází v laboratoři Katedry energetických strojů a zařízení, Fakulty strojní Západočeské univerzity v Plzni. Zařízení bylo v minulosti používáno pro testování několika turbínových stupňů s nízkou reakcí. Poté bylo využito trojrozměrné tvarování lopatkových listů [25] pro testování turbínových stupňů. Po rekonstrukci řídicího systému a zdroje tlakového spádu. Zařízení je dnes využíváno pro smluvní výzkum proudění v turbínových stupních pro společnost Doosan Škoda Power, která dodává testované geometrie i zadání měření.

7.1 Popis experimentu

Pokusná vzduchová turbína sestává z několika hlavních částí, které jsou naznačeny na obrázku (Obr. 38). Vlastní turbína je na vstupu opatřena textilním filtrem, skrz který je nasáván vzduch z prostoru laboratoře. Tato část je vidět na obrázku (Obr. 39). Vstupnímu mezikruží mezi filtrem a turbínovým stupněm lze upravit délku pomocí volitelného počtu válcových segmentů. Při popisovaných měřeních se používala krátká konfigurace s jedním segmentem. Na turbíně je standardně umístěno traverzovací zařízení s možností osazení dvěma pětiotvorovými pneumatickými sondami. Při popisovaných měření byl celý traverzér nahrazen jednou směrovou sondou na výstupu z rotoru. Výkon generovaný lopatkováním je získán výpočtem z hodnot otáček a krouticího momentu, tedy veličin naměřených na dynamometru, který je spojen s rotorem turbíny pružnou spojkou. Průtok vzduchu je určen pomocí dýzy umístěné v potrubní trati, která spojuje turbínu s ventilátorem. Tento ventilátor dodává potřebný tlakový spád. Jedná se o axiálně radiální ventilátor s výrobcem udávaným dostupným tlakovým spádem 12,5 kPa. Vzhledem k tlakovým ztrátám generovaným při průtoku celou trati je tlakový spád dostupný pro turbínový stupeň snížen na hodnotu 10 kPa.

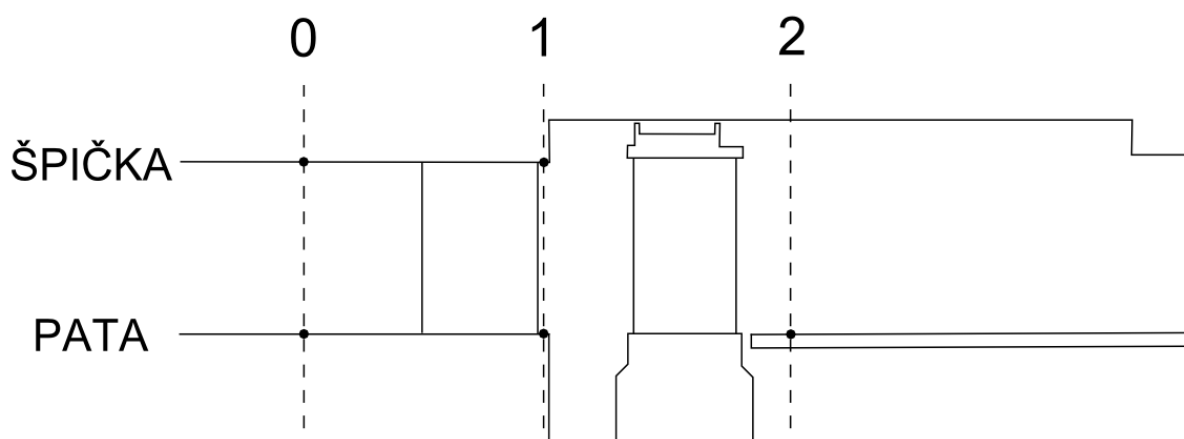


Obr. 38 Schéma experimentálního zařízení



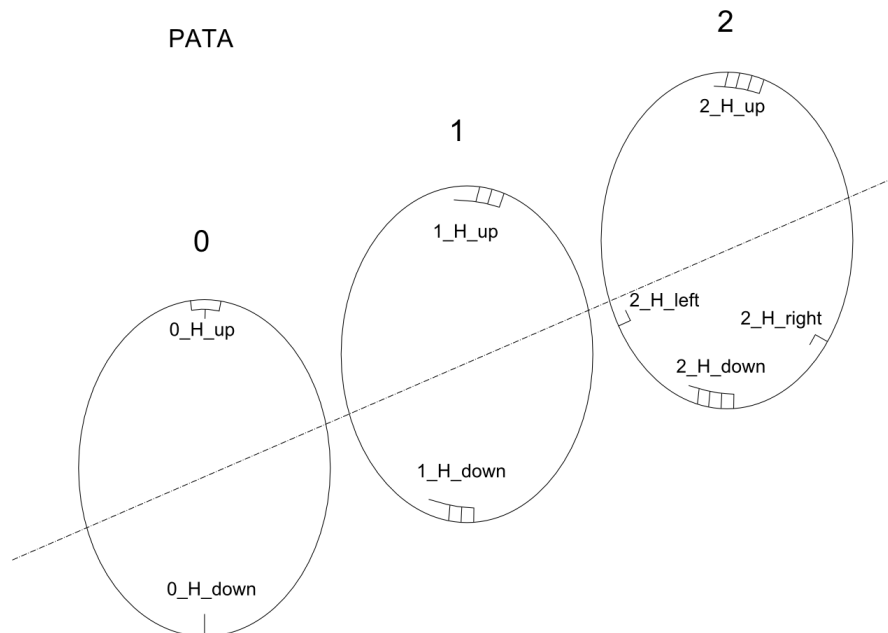
Obr. 39 Pokusná turbína

Geometrie stupně je tvořena z rozváděcího a oběžného kola osazeného bandáží, je na obrázku (Obr. 40). Na tomto obrázku jsou naznačeny i pozice odběrů statických tlaků, které jsou využity při vyhodnocení. Statické tlaky jsou měřeny na patním a špičkovém poloměru lopatek před statorem a v mezeře mezi lopatkami. Statický tlak na výstupu ze stupně je měřen pouze na patním poloměru a při vyhodnocení je uvažován konstantní tlak na radiále. Z tlakového spádu na celý stupeň a vstupní teploty pracujícího vzduchu je určen srovnávací izentropický entalpický spád používaný při vyhodnocování účinnosti. Tlaky naměřené v mezeře mezi statorovými a rotorovými lopatkovými mřížemi jsou využity pro výpočet reakce testovaného stupně i pro výpočet hmotnostního průtoku nadbandážovou ucpávkou. Nadbandážová ucpávka je provedena se dvěma těsníci břity.

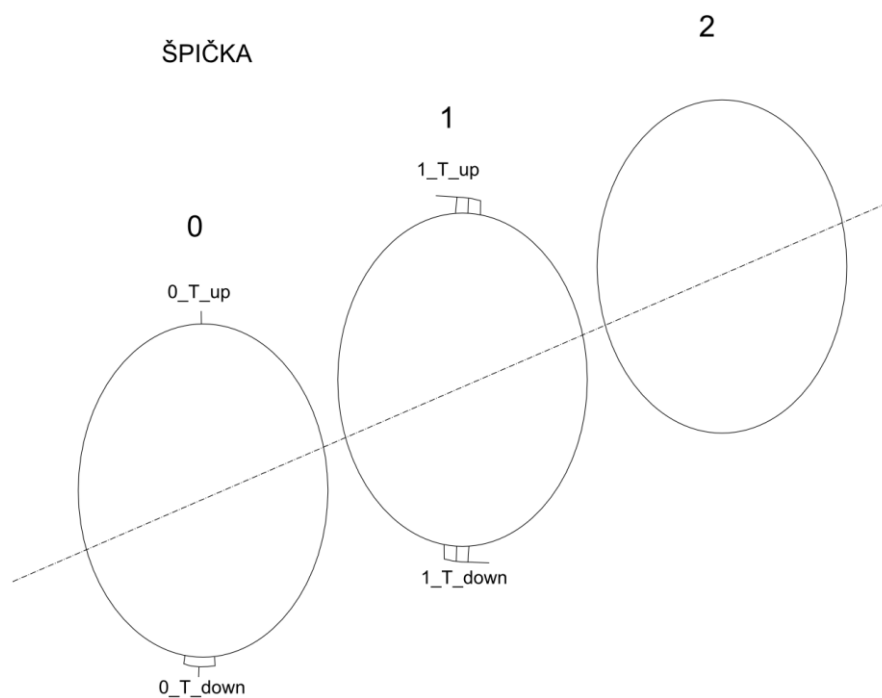


Obr. 40 Schéma uspořádání stupně

Na obrázcích (Obr. 41 a Obr. 42) jsou naznačeny pozice odběrů statických tlaků v axiálních řezech turbíny, a to jak na patním, tak na špičkovém poloměru. Jsou tedy použity odběry osamocenými otvory, ale i odběry pomocí série otvorů, které jsou vzájemně propojeny. Hodnoty tlaků uvažované při vyhodnocení jsou uvažovány jako aritmetické průměry tlaků naměřených ve dvou obvodových pozicích.



Obr. 41 Zapojení odběru tlaků na patním poloměru

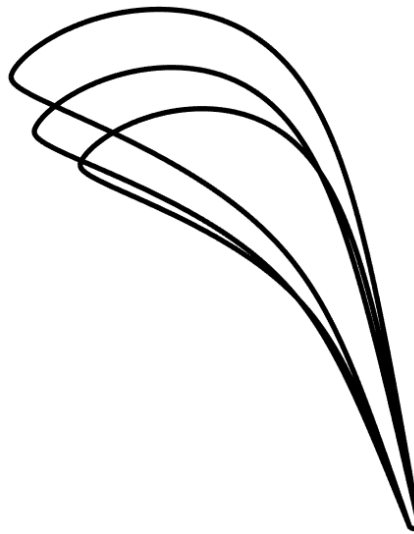


Obr. 42 Zapojení odběru tlaků na špičkovém poloměru

7.2 Testované geometrie lopatek

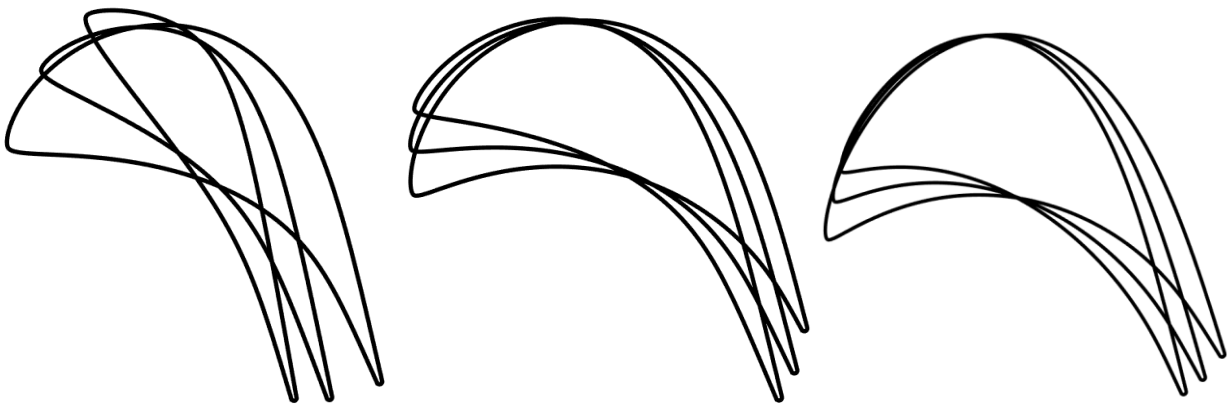
Testované geometrie byly dodány výrobcem Doosan Škoda Power. Autor práce se podílel i na návrhu testovaných geometrií, při kterém byl použit interní software Doosan Škoda Power. Cílem návrhu testovaných geometrií bylo pokrýt i vyšší hodnoty reakce stupňů, které výrobce turbín začal v posledních letech navrhovat pro turbíny. Dříve navrhované turbíny využívaly spíše nízkoreakčních stupňů.

Testované stupně jsou tvořeny vždy z jedné společné statorové mříže a z rozdílných rotorových mříží. Profily paty, středu a špičky rozváděcí lopatky jsou na obrázku (Obr. 43). Profil s větší třetivou přísluší špičce lopatky. Profil špičky má větší třetivu z důvodu pevnosti i aerodynamiky. Z pevnostních důvodů je potřeba, aby na skutečných strojích měl list lopatky dostatečnou tuhost, která zaručí minimální průhyb poloviny disku statorových lopatek. Druhý důvod pro větší třetivu je zachování optimálního poměru rozteče profilů k třetivě. Rozteč profilů roste s poloměrem, a proto musí růst i třetiva. Vstupní úhel všech profilů statorových lopatek odpovídají axiálnímu směru vstupního vektoru rychlosti. Axiální směr je charakteristický pro toto pokusné zařízení, protože vzduch přichází k statorovým lopatkám přes mezikruhovou průtočnou plochu, ve které nedochází k žádné změně směru. Axiální vstup je velmi častý i u reálných strojů.



Obr. 43 Profily rozváděcích lopatek

Profily oběžných lopatek pro všechny testované stupně jsou na obrázku (Obr. 44). Zleva jsou zobrazeny profily pro vysokou, střední a nízkou reakci. Je vidět, že profily pro vyšší reakce mají vyšší vstupní úhly i větší rozptyl vstupních úhlů. Tato skutečnost je způsobena snahou o přizpůsobení lopatkových profilů rychlostním trojúhelníkům, které se mění na poloměru podle hodnoty reakce stupně. Změna reakce stupně po poloměru se řídí již dříve uvedenou rovnicí (Rov. 31). Odlišná reakce na špičkovém poloměru pro tři testované geometrie způsobí i odlišný průtok nadbandážovou ucpávkou. Stupně s vyšší reakcí budou mít vyšší dostupný tlakový spád pro nadbandážovou ucpávku, a tím i poměrně vyšší průtok ucpávkou.



Obr. 44 Profily oběžných lopatek (zleva: vysoká, střední a nízká reakce)

7.3 Srovnání experimentálního a reálného stupně

Meridionální řez skutečnými turbínovými stupni již byl představen na obrázku (Obr. 6). Ve srovnání s geometrií jednostupňové pokusné turbíny představené na obrázku (Obr. 40) se odlišuje především v provedení hřídelové ucpávky. Pokusná turbína nemá žádnou hřídelovou ucpávku. Jediný parazitní průtok, ke kterému na zařízení dochází, je průtok nadbandážovou ucpávkou. Při standardním způsobu zapojení experimentu je sice přítomna axiální mezera, tedy mezera na patě mezi rozváděcími a oběžnými lopatkami, ale mezera je zaústěna do kavity, která je těsně uzavřena, a tlak uvnitř se nastaví na hodnotu tlaku paty v mezeře. Proto se předpokládá nulový průtok mezerou. Tato část pokusného zařízení byla po provedení první etapy měření upravena tak, aby bylo možné axiální mezerou přivádět řízený průtok vzduchu simulující průtok hřídelovou ucpávkou.

Další podstatný rozdíl je ve vstupním rychlostním profilu, protože zatímco pokusný stupeň má na vstupu rychlostní profil odpovídající profilu vytvořenému při průtoku vstupním mezikruhovým průtočným průřezem, skutečný stupeň bude mít vstupní profil ovlivněn úplavy z předcházejícího stupně a také v rešerši popisovanou interakcí nadbandážového ucpávkového proudu s proudem hlavním.

Určitý vliv bude znatelný i kvůli nepřítomnosti statorové lopatkové řady, která by se nacházela za stupněm ve skutečném stroji a kladla by proudu odpor. Přítomnost následující statorové lopatky by byla velmi přínosná, protože by bylo možné vyhodnocení ztrát statorové lopatky, která by byla ovlivněna neoptimálním vstupním úhlem u špičky lopatky, který je způsobený interakcí s ucpávkou.

7.4 Použité měřicí přístroje

Pro vyhodnocení izentropického entalpického spádu, hmotnostního průtoku a vykonané práce bylo použito vysoce přesných měřících zařízení, kterými je vybavena laboratoř katedry energetiky.

Byly použity dva tlakové převodníky Scanivalve DSA 3217 a jeden tlakový převodník Pressure system 9000 Intelligent Pressure Scanner. Všechny zmíněné převodníky mají vlastní vnitřní kompenzaci teploty. Měřicí rozsahy se pro jednotlivé kanály převodníků odlišují v rozsahu od $\pm 2,5$ kPa do $\pm 17,25$ kPa. Tlakové převodníky s rozsahem $\pm 2,5$ kPa mají udávanou chybu měření 0,2 % z celého rozsahu. Tlakové převodníky s rozsahem $\pm 17,25$ kPa mají udávanou chybu měření 0,08 % z celého rozsahu. Způsob využití dostupných kanálů zvolen tak, aby se minimalizovala výsledná nejistota měření.

Laboratorní meteostanice Vaisala PTU301 byla použita pro měření barometrického tlaku, teploty a vlhkosti vzduchu v laboratoři. Vlhkost byla uvažována vyhodnocovacím skriptem při stanovení tepelné kapacity expandujícího vlhkého vzduchu.

Teplota za dýzou použitou pro měření průtoku vzduchu byla snímána pomocí teploměru SENSIT PTS 91. Tato teplota byla důležitá pro určení hustoty vzduchu protékajícího měřicí dýzou.

Hodnoty rychlosti otáčení a krouticího momentu byly pro vyhodnocení účinnosti stupně klíčové. Pro jejich měření byl využit dynamometr MEZSERVIS 50kW. Tento měřicí přístroj byl z hlediska celkové nejistoty vyhodnocen jako nejslabší článek v měřicím řetězci.

Kalibrace použitého dynamometru MEZSERVIS 50kW byla prováděna přímo v laboratoři. Při kalibraci dynamometru byl od jeho rotoru odpojen rotor pokusné turbíny. Ke kleci dynamometru byla připojena kalibrační ramena, na jejichž koncích byly zavěšeny kalibrační misky. Při kalibraci byla postupně kladena závaží na jednu stranu ramen, následně byl dynamometr odlehčován a závaží byla kladena na druhou stranu ramen. Při tomto postupu byly prováděny záznamy hodnot závaží, tedy krouticího momentu a výstupního napětí z Wheatsnova můstku.

Nevýhodou použitého dynamometru je neustálý skluz hodnoty výstupního napěťového signálu při nulovém zatížení, který je způsoben změnou teploty použitého tenzometrického snímače během měření.

7.5 Určení průtoku vzduchu

Průtok vzduchu procházející testovaným turbínovým stupněm je měřen pomocí normované dýzy označované jako „dýza s dlouhým poloměrem a velkým poměrem průměru“. Postup výpočtu je popsán v normě ČSN EN ISO 5167-3.

Obecně lze říci, že vztah pro výpočet hmotnostního průtoku použitý v normě (Rov. 42) uvažuje průměr hrdla dýzy, tlakový spád, hustotu vzduchu a dva koeficienty určené normou. První koeficient C je součinitel průtoku uvažující skutečnou expanzi a je závislý na Reynoldsovo čísle. Druhý součinitel ε je expanzní součinitel uvažující stlačitelnost plynu a je závislý na poměru tlaku za a před dýzou. Součinitel β se rovná poměru průměru dýzy.

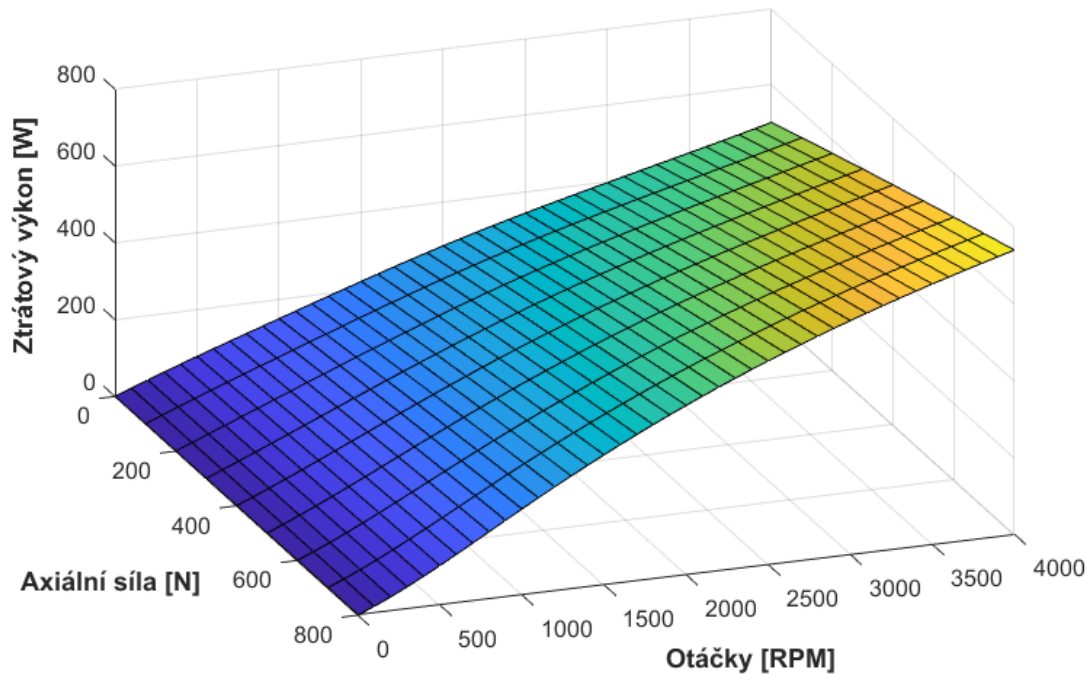
$$\dot{m} = \frac{C}{\sqrt{1-\beta^4}} \varepsilon \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{2 \Delta p \rho} \quad \text{Rov. 42}$$

7.6 Ztrátový výkon ložisek

Ve vztazích používaných pro určení účinnosti pokusného stupně (Rov. 43) vystupuje tzv. ztrátový výkon (P_{loss}). Ztrátový výkon je chápán jako výkon potřebný k pokrytí energetické ztráty vyvolané třením v radiálních a axiálních ložiskách. Tento výkon je odebrán z výkonu generovaného rotorovými lopatkami, proto je při vyhodnocení důležité provést jeho odborný odhad a přičíst jej k výkonu, který je zjištěn z měření krouticího momentu na dynamometru.

Hodnota tohoto výkonu byla určena pomocí kombinace validačního měření na samotném stroji a vztahů pro ztrátový výkon poskytovaných výrobcem použitých ložisek. Nejdříve byly experimentálně určeny ztráty ložisek zatížených pouze radiální silou, a to při několika úrovních rychlosti otáčení (od 0 do 4000 RPM). Následně byla k těmto závislostem přičtena přídavná hodnota ztrátového výkonu způsobená různou axiální silou, která byla získána ze vztahů od výrobce ložisek. Výsledná závislost je vynesena na diagramu (Obr. 45). Je vidět, že ztrátový výkon je funkcí rychlosti otáčení a axiální síly působící na rotor.

$$\eta_{TS_exp} = \frac{P + P_{loss}}{h_{TS}} \quad \text{Rov. 43}$$



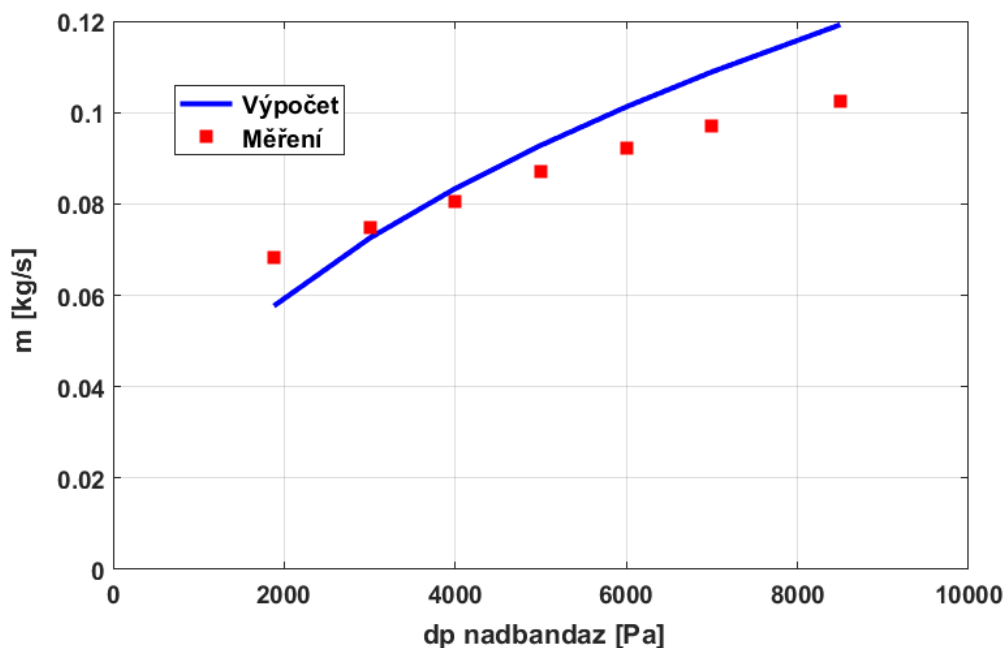
Obr. 45 Závislost ztrátového výkonu na otáčkách a axiální síle

7.7 Ventilační výkon disku

Ztrátový výkon ložisek není jediný přítomný ztrátový výkon na pokusném zařízení. Další ztráty vznikají ventilací v okolí rotujícího disku, na kterém jsou umístěny rotorové lopatky. Empirické vztahy z několika literatur vedly k výpočtu lišících se hodnot tohoto ventilačního výkonu. Všechny vztahy ale ukazovaly na hodnoty v řádech desítek watt. Kalibrace ventilačního výkonu by vyžadovala odlopatkování rotorového kola. Naměřené hodnoty kroutícího momentu by navíc byly pod rozlišovací schopností zařízení. Ventilační ztrátový výkon proto nebyl experimentálně validován. Ověření hodnoty ventilačního výkonu bude provedeno pomocí dat z numerických simulací.

7.8 Kalibrace průtoku nadbandážovou ucpávkou

Již bylo zmíněno, že při vyhodnocení měření je nutno uvažovat průtok nadbandážovou ucpávkou. Tento průtok nekoná práci a jeho správné určení pomůže při určení účinnosti termodynamické expanze statorovými a rotorovými lopatkami. Pro vyhodnocení tohoto průtoku je použit vztah z literatury [26]. Tento vztah byl validován na samotném pokusném zařízení. Provedlo se ucpání rotorových lopatek a pomocí ventilátoru byla ucpávka vystavena tlakovému spádu. Srovnání naměřených a vypočtených hodnot je na obrázku (Obr. 46).



Obr. 46 Průtok nadbandážovou ucpávkou

7.9 Vyhodnocení integrálních charakteristik

Vyhodnocení integrálních charakteristik popisujících práci testovaných stupňů je zcela zásadní pro ověření správnosti návrhu turbínových stupňů. Vyhodnoceny jsou data ze tří dříve již zmiňovaných stupňů s odlišnými reakcemi. Popis základních geometrických parametrů testovaných stupňů ukazuje tabulka (Tab. 1).

Pro každou geometrickou variantu byla vybrána hodnota rychlosti otáčení rotoru, pro které bylo možno získat integrální charakteristiky obsahující odlehčené, optimální i zatížené stavy. Omezení pokusné turbíny při výběru otáček spočívá ve výkonu ventilátoru, který neposkytuje dostatečný tlakový spád při vyšších otáčkách turbíny. Další omezení představují vlastní frekvence rotoru s diskem, které znemožňují provoz na otáčkách frekvenčně odpovídajících vlastním frekvencím rotoru.

typ stupně	vysoká reakce	střední reakce	nížká reakce
D_{pata}	400 mm		
L_{stator}	45,5 mm		
L_{rotor}	47 mm		
c_{stator}	22,5 mm		
c_{rotor}	32 mm	30 mm	30mm
α_1	15°		
β_2	14,5°	19°	19,8°
n_{stator}	78		
n_{rotor}	56	62	60

Tab. 1 Základní informace o měřených stupních

Následující tabulka (Tab. 2) ukazuje seznam veličin potřebných pro vyhodnocení. Tyto hodnoty byly zaznamenávány v průběhu měření. Vyhodnocení je založeno na vztazích prezentovaných v úvodní teoretické kapitole.

název	značení	jednotky
rychlost otáčení turbíny	n	1/min
kroučící moment	M_K	Nm
tlak v laboratoři	p_B	Pa
teplota v laboratoři	t_{0C}	°C
relativní vlhkost v laboratoři	ϕ_0	%
teplota za dýzou	t_D	°C
tlak před stupněm (2xpata, 2xšpička)	p_{0s}	Pa
tlak v mezeře (2xpata, 2xšpička)	p_{1s}	Pa
tlak za stupněm (2xpata)	p_{2s}	Pa
tlak před dýzou	p_{cl1}	Pa
tlakový spád dýzy	dp_{cl}	Pa
výstupní úhel ze stupně	α_2	deg

Tab. 2 Značení měřených veličin

Během měření byla používána symetrická pneumatická sonda pro získání výstupního úhlu ze zkoušeného stupně. Tato sonda byla natáčena proti proudu, dokud se tlaky dvou postranních otvorů nevyrovnaly. Tím byl určen výstupní proudový úhel z pokusného stupně (α_2), který poskytuje informaci o zatížení stupně.

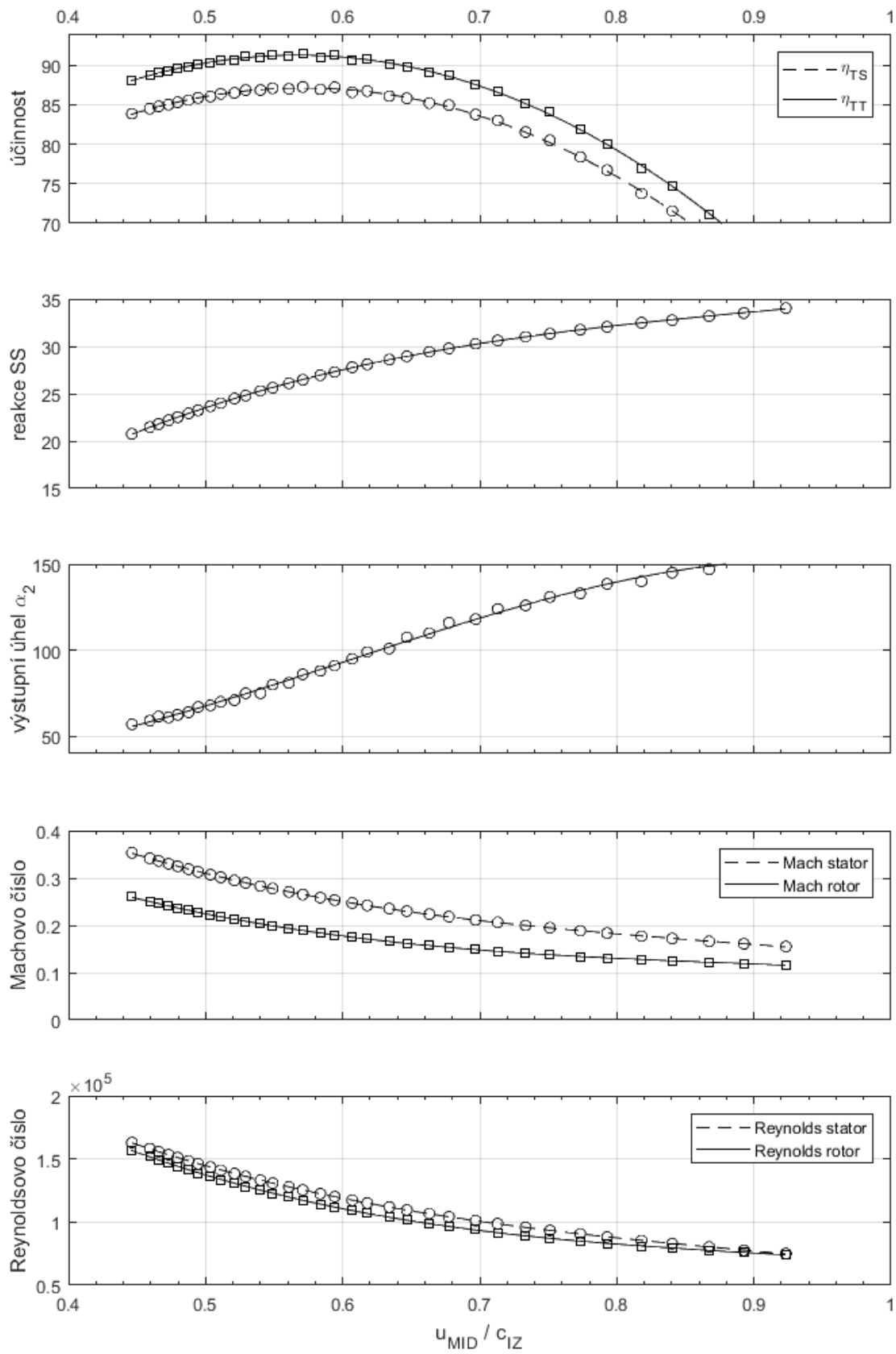
Z naměřených a vyhodnocených dat byly stanoveny optimální provozní režimy, tedy stavy s nejvyšší účinností (Tab. 3). Jsou zde uvedeny hodnoty účinností, reakcí, výstupních úhlů a rychlostních poměrů při optimálních stavech. Hodnoty naměřených účinností neodpovídají těm, které lze očekávat při provozu reálných strojů, protože vzduchová turbína je provozována při výrazně nižších Reynoldsových číslech.

typ stupně	otáčky	u/c	účinnost TS	reakce SS	výstupní úhel
nízká reakce	2500	0,57	87,1	26,5	86
střední reakce	2300	0,60	87,4	31,6	86
vysoká reakce	2300	0,68	88,5	47,2	83

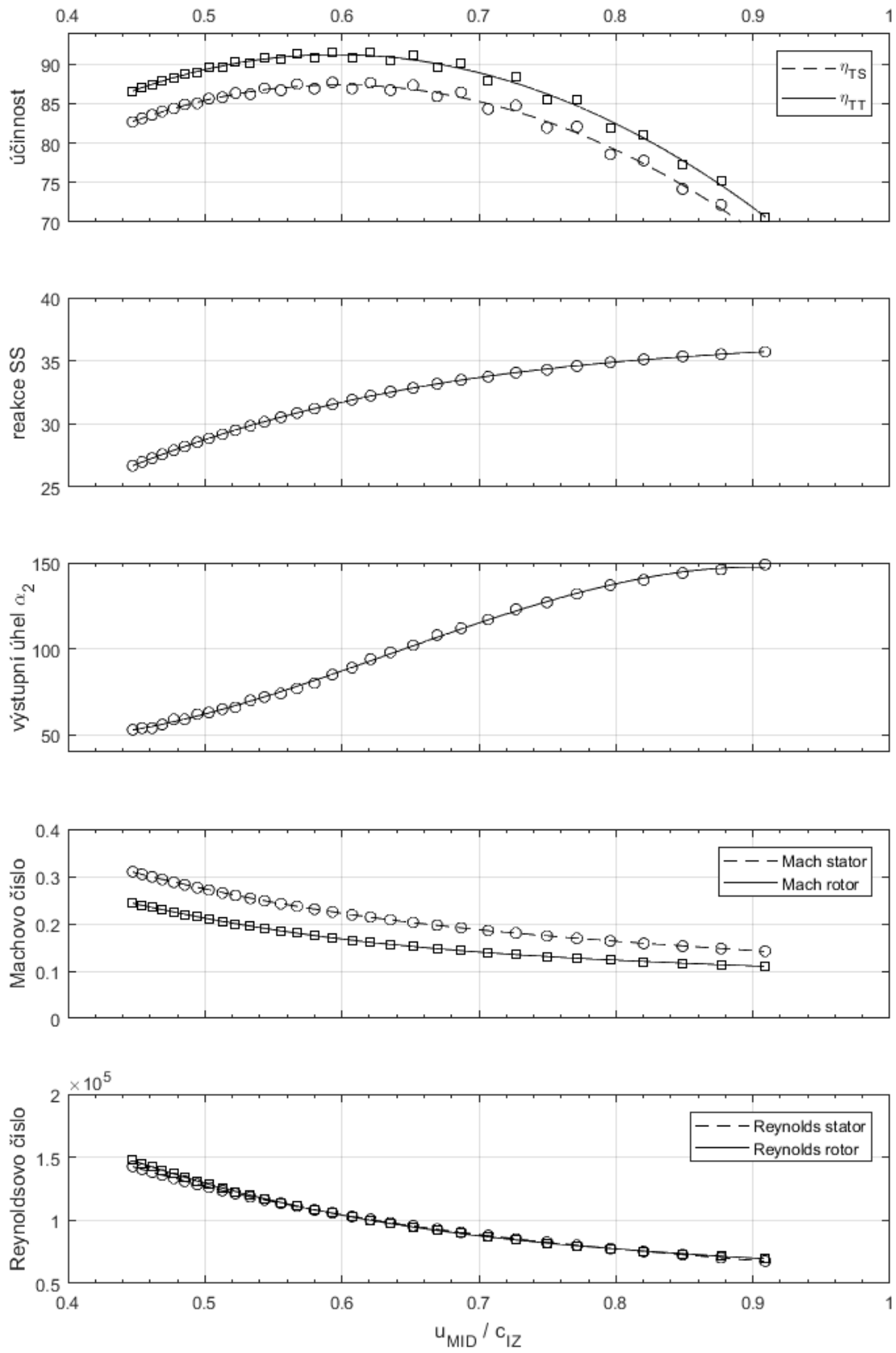
Tab. 3 Přehled integrálně vyhodnocených parametrů při nominálních provozech

Výsledky těchto měření potvrdily očekávání daná při návrhu. Vyšly očekávané optimální rychlostní poměry, reakce i téměř axiální výstupní směr proudu ze stupně při nejvyšší účinnosti.

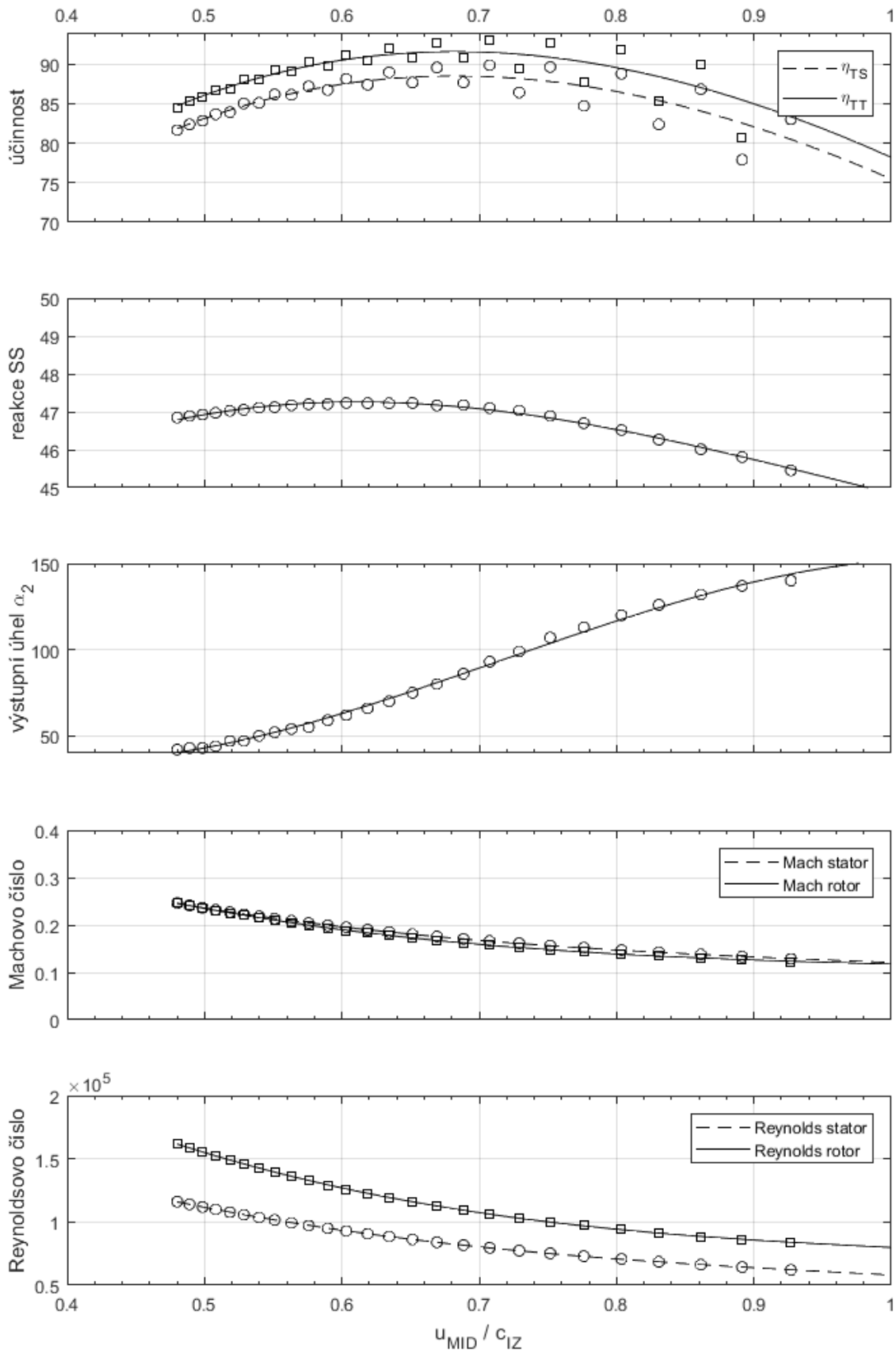
Následující tři obrázky (Obr. 47, Obr. 48 a Obr. 49) ukazují plné integrální charakteristiky obou měřených stupňů. V závislosti na rychlostním poměru jsou zobrazeny závislosti účinností, reakce, výstupního úhlu stupně, Reynoldsovo a Machovo čísel.



Obr. 47 Integrální charakteristiky stupně s nízkou reakcí



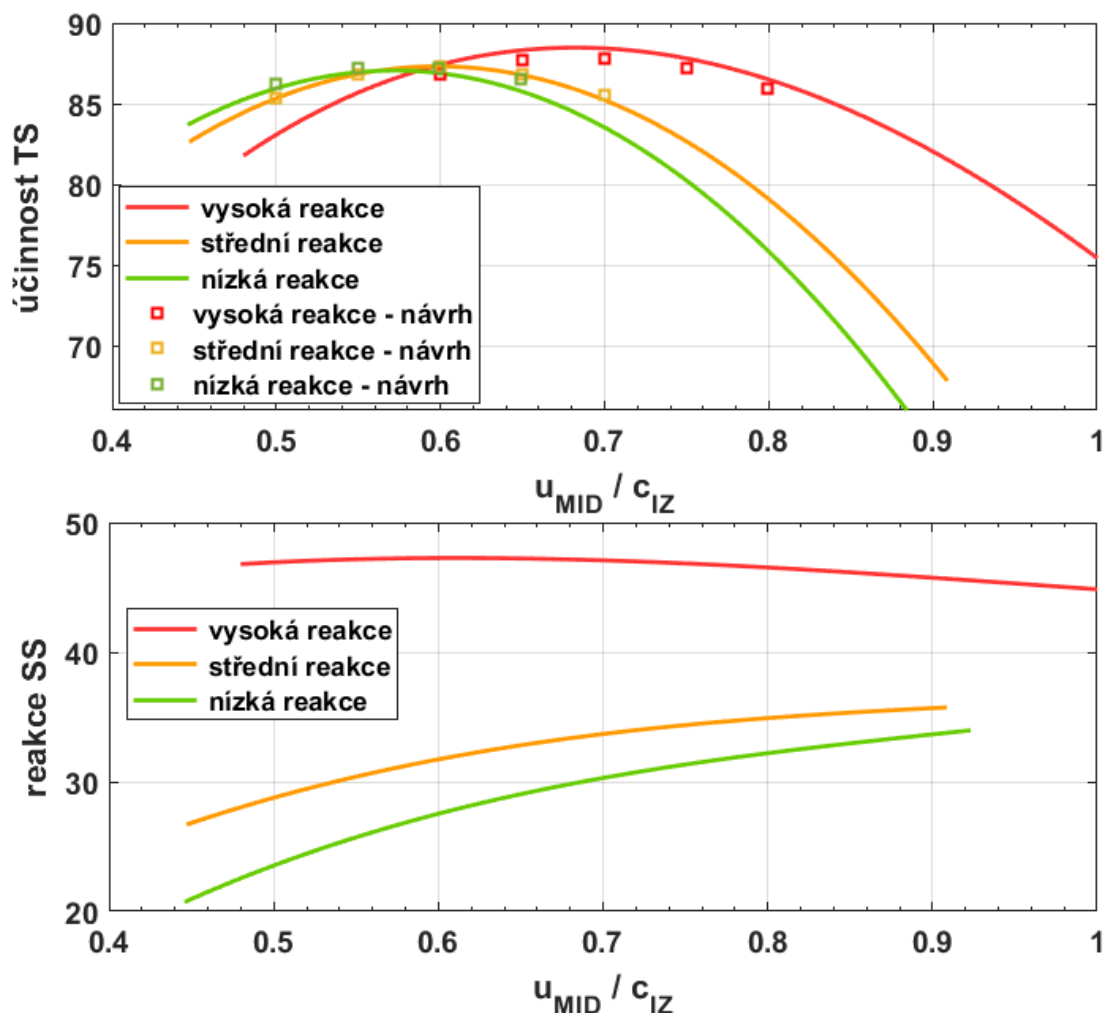
Obr. 48 Integrální charakteristiky stupně se střední reakcí



Obr. 49 Integrální charakteristiky stupně s vysokou reakcí

Na zobrazených integrálních charakteristikách můžeme pozorovat typický parabolický průběh závislosti účinnosti na rychlostním poměru. Obecné očekávání dle odborné literatury je, že stupně s nízkou reakcí mají své optimum v oblasti kolem $u/c_{1Z} = 0,5$. Turbínové stupně s vysokou reakcí mají mít své optimum v oblasti $u/c_{1Z} = 0,7$. Toto tvrzení je potvrzeno měřeními a pro přehlednost jsou tyto křivky účinnosti a reakce na následujících diagramech (Obr. 50). Na tomto obrázku jsou vyznačeny i očekávané návrhové stavy.

O lišících se reakcích testovaných stupňů jasně vypovídají i hodnoty naměřených Machových čísel jednotlivých lopatkových mříží. S rostoucí reakcí se vyrovnává dostupný entalpický spád pro obě mříže. Tím se snižuje rozdíl mezi Machovo číslem na statoru a na rotoru. Dalo by se očekávat i podobné chování pro Reynoldsovo číslo, kde figuruje rychlost. Výsledky ale neukazují stejný trend. Je to způsobeno odlišnými těžitvami rotorových lopatek pro jednotlivé varianty.



Obr. 50 Srovnání účinností a reakcí testovaných stupňů s návrhovými stavy

7.10 Nejistoty měření

Určení nejistoty měření bude rozděleno na určení nejistoty vyhodnocené účinnosti a určení nejistoty při měření průtoku vzduchu. Zatímco nejistotu pro měření průtoku určujeme dle normy, k vyhodnocení nejistoty účinnosti použijeme metodiku z literatury [27].

7.10.1 Určení nejistoty vyhodnocené účinnosti od měřených veličin

Při výpočtu nejistoty určení účinnosti vyjdeme ze zjednodušeného vztahu pro výpočet účinnosti. V dalším postupu tedy vynecháme příspěvek k nejistotě od měřeného průtoku, tato nejistota je vyhodnocena samostatně. Zabýváme se tedy vyhodnocením nejistoty při určování účinnosti z měřených veličin.

$$\eta_{TT} = \frac{P_{loss} + M_k \frac{2 \pi n}{60}}{\dot{m}} \cdot c_p \left\{ \left(T_{0c} - \frac{C_0 a x^2}{2 C_p} \right) \left[1 - \left(\frac{dp_{2s} + p_b}{dp_{0s} + p_b} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \right\} + \frac{C_0 a x^2}{2} \quad \text{Rov. 44}$$

Provedeme derivaci vztahu pro účinnost, a to podle všech ve vztahu vystupujících veličin, které jsou naměřeny s definovanou standardní nejistotou. Tímto postupem získáme hodnoty citlivostních koeficientů používaných pro výpočet celkové nejistoty.

Vztahy pro výpočet citlivostních koeficientů jsou uvedeny v následujících rovnicích (Rov. 45, Rov. 46, Rov. 47, Rov. 48, Rov. 49 a Rov. 50).

$$\frac{\delta \eta_{TS}}{\delta M_k} = \frac{n \pi}{30 \dot{m} \left(\frac{C_0 a x^2}{2} - C_p \left(\left(\frac{dp_{2s} + p_b}{dp_{0s} + p_b} \right)^{expK} - 1 \right) \left(-\frac{C_0 a x^2}{2 * C_p} + T_{0c} \right) \right)} \quad \text{Rov. 45}$$

$$\frac{\delta \eta_{TS}}{\delta n} = \frac{M_k * \pi}{30 * Mv * \left(\frac{C_0 a x^2}{2} - C_p \left(\left(\frac{dp_{2s} + p_b}{dp_{0s} + p_b} \right)^{expK} - 1 \right) \left(-\frac{C_0 a x^2}{2 * C_p} + T_{0c} \right) \right)} \quad \text{Rov. 46}$$

$$\frac{\delta \eta_{TS}}{\delta T_{0c}} = \frac{C_p * \left(P_{loss} + \frac{\pi * M_k * n}{30} \right) * \left(\left(\frac{dp_{2s} + p_b}{dp_{0s} + p_b} \right)^{expK} - 1 \right)}{Mv * \left(\frac{C_0 a x^2}{2} - C_p \left(\left(\frac{dp_{2s} + p_b}{dp_{0s} + p_b} \right)^{expK} - 1 \right) * \left(T_{0c} - \frac{C_0 a x^2}{2 * C_p} \right) \right)^2} \quad \text{Rov. 47}$$

$$\frac{\delta \eta_{TS}}{\delta p_b} = - \frac{C_p * \exp K * \left(P_{loss} + \frac{p_i * M_k * n}{30} \right) * \left(\frac{dp_{2s} + pb}{dp_{0s} + pb} \right)^{\exp K - 1} * \left(-\frac{C_0 a x^2}{2 * C_p} + T_{0c} \right) * \left(\frac{dp_{2s} + pb}{(dp_{0s} + pb)^2} - \frac{1}{dp_{0s} + pb} \right)}{M_v * \left(\frac{C_0 a x^2}{2} - C_p * \left(\left(\frac{dp_{2s} + pb}{dp_{0s} + pb} \right)^{\exp K} - 1 \right) * \left(T_{0c} - \frac{C_0 a x^2}{2 * C_p} \right) \right)} \quad \text{Rov. 48}$$

$$\frac{\delta \eta_{TS}}{\delta dp_{0s}} = - \frac{C_p * \exp K * \left(P_{loss} + \frac{p_i * M_k * n}{30} \right) * \left(\frac{dp_{2s} + pb}{dp_{0s} + pb} \right)^{\exp K - 1} * (dp_{2s} + pb) * \left(-\frac{C_0 a x^2}{2 * C_p} + T_{0c} \right)}{M_v * (dp_{0s} + pb)^2 * \left(\frac{C_0 a x^2}{2} - C_p * \left(\left(\frac{dp_{2s} + pb}{dp_{0s} + pb} \right)^{\exp K} - 1 \right) * \left(T_{0c} - \frac{C_0 a x^2}{2 * C_p} \right) \right)^2} \quad \text{Rov. 49}$$

$$\frac{\delta \eta_{TS}}{\delta dp_{2s}} = \frac{C_p * \exp K * \left(P_{loss} + \frac{p_i * M_k * n}{30} \right) * \left(\frac{dp_{2s} + pb}{dp_{0s} + pb} \right)^{\exp K - 1} * \left(-\frac{C_0 a x^2}{2 * C_p} + T_{0c} \right)}{M_v * (dp_{0s} + pb) * \left(\frac{C_0 a x^2}{2} - C_p * \left(\left(\frac{dp_{2s} + pb}{dp_{0s} + pb} \right)^{\exp K} - 1 \right) * \left(T_{0c} - \frac{C_0 a x^2}{2 * C_p} \right) \right)^2} \quad \text{Rov. 50}$$

Celková nejistota se určí dle následného vztahu (Rov. 51).

$$N = \sqrt{\sum_1^{\text{all}} \left(\frac{KC * SN}{OV} \right)^2} \quad \text{Rov. 51}$$

kde:

KC jsou koeficienty citlivosti

OV je odhad výsledku, pro který se nejistota určuje (η_{TS}).

SN je standardní nejistota měřících snímačů. Hodnoty nejistot jednotlivých snímačů jsou vypsány v následující tabulce (Tab. 4).

Veličina	Standardní Nejistota
M_k [Nm]	0,25
n [RPM]	2
T_{0c} [K]	0,4
p_b [Pa]	45
dp_{0s} [Pa]	13,8
dp_{2s} [Pa]	5

Tab. 4 Standardní nejistoty použitých měřidel

Výsledné vyhodnocené hodnoty nejistot jsou v procentech z vyhodnocené účinnosti (Total-Statik) vypsány v Tab. 5.

Typ stupně	Nejistota od měřených veličin [%]
nízká reakce	0,91
střední reakce	1,20
vysoká reakce	2,17

Tab. 5 Nejistoty určení naměřené účinnosti od měřených veličin

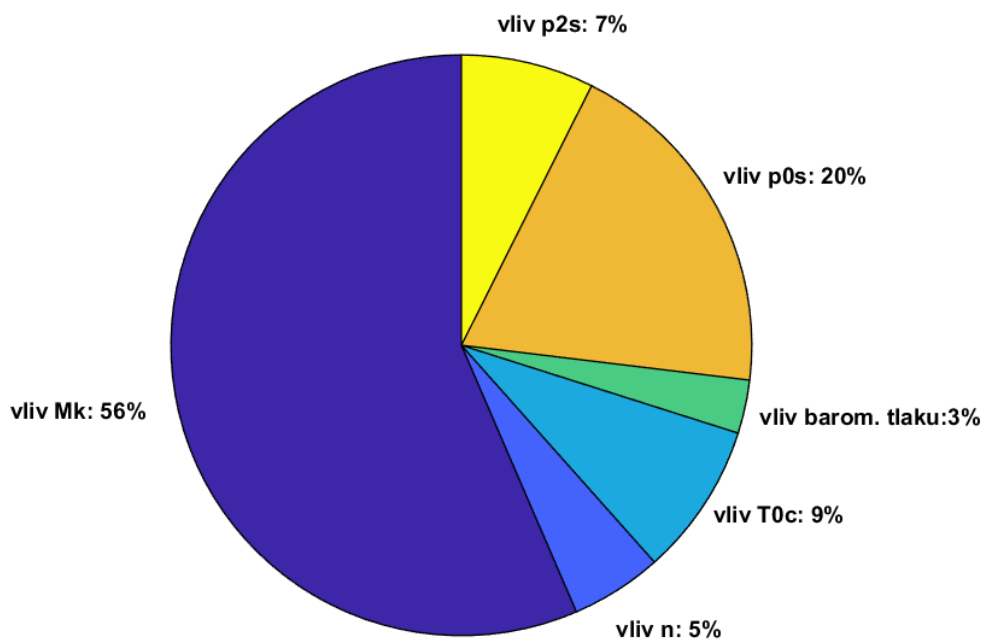
Pro posouzení vlivnosti jednotlivých nejistot je vhodné vynést příspěvky jednotlivých zdrojů nejistot do grafu. Toto porovnání je na následujících obrázcích (Obr. 51, Obr. 52 a Obr. 53).

Je zřejmé, že největší roli hraje u všech vyhodnocovaných stupňů nejistota při měření krouticího momentu. Z hodnoty krouticího momentu a otáček rotoru se přímo určuje účinnost stupně. Tento vliv je nejdominantnější u měření stupně s vysokou reakcí. Stupeň s vysokou reakcí obecně dosahuje nižšího výkonu v porovnání s nižšími reakcemi. Nižší výkon odpovídá nižšímu krouticímu momentu, a proto i větší vlivnosti nejistoty měření krouticího momentu do celkové nejistoty.

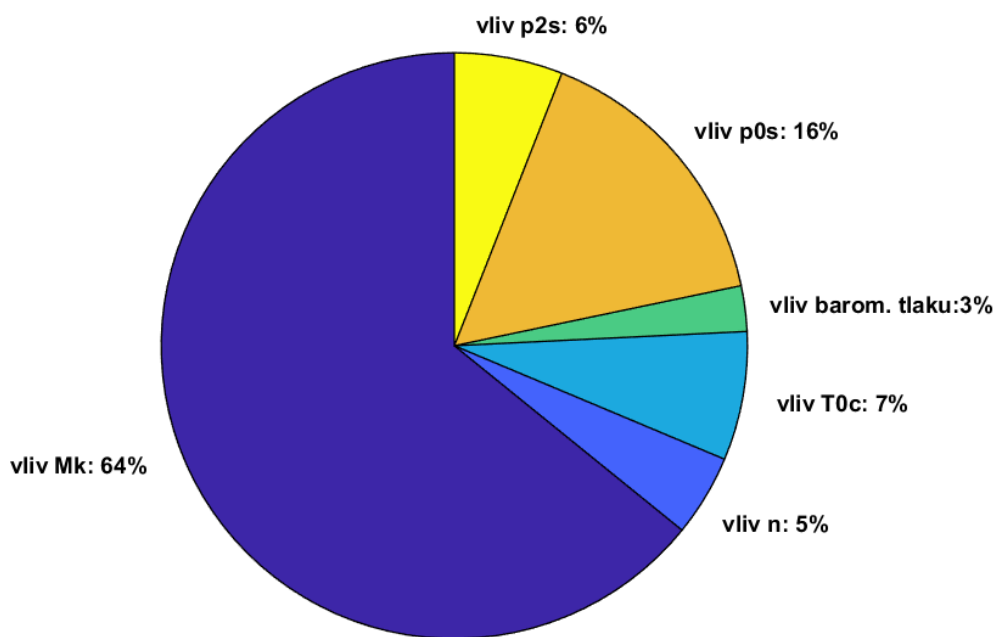
Druhý největší vliv zaujímá stanovení vstupních termodynamických parametrů. Ty jsou dány naměřeným tlakem a teplotou. Tlak je měřený statickými odběry v rovině 0, tedy před satorovými lopatkami, a celková teplota je měřena před vstupním filtrem.

Za významné je nutno považovat i měření statického tlaku na výstupní rovině 2, tedy za rotorovými lopatkami. Tento tlak spolu se vstupním stavem určuje izentropický entalpický spád, ze kterého je vyhodnocována účinnost.

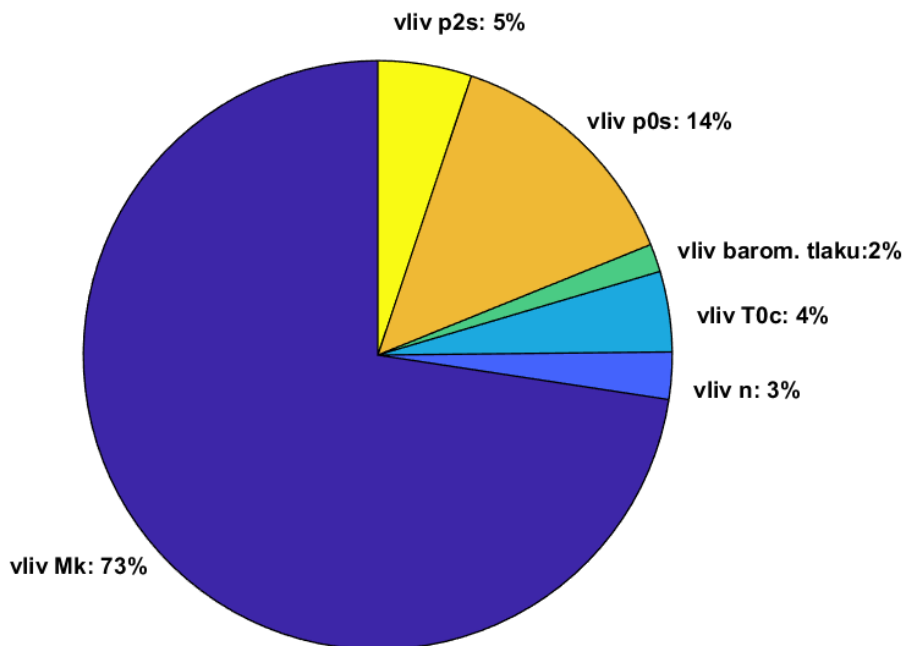
Menší roli potom hraje velmi přesné měření otáček rotoru a měření barometrického tlaku. Barometrický tlak je potřeba pro určení absolutních tlaků, protože všechny ostatní použité tlakové převodníky měří diferenci oproti barometrickému tlaku v laboratoři.



Obr. 51 Příspěvky k nejistotě měření pro stupeň s nízkou reakcí



Obr. 52 Příspěvky k nejistotě měření pro stupeň se střední reakcí



Obr. 53 Příspěvky k nejistotě měření pro stupeň s vysokou reakcí

7.10.2 Určení nejistoty měření průtoku vzduchu

Průtok vzduchu je vypočten dle vztahů pro dýzu s dlouhým poloměrem a velkým poměrem průměrů uvedených v normě ČSN EN ISO 5167-3. Tato norma udává i vztah pro výpočet nejistoty při určování průtoku $\delta\dot{m}$ (Rov. 52).

$$\delta\dot{m} = \dot{m} \sqrt{\left(\frac{\delta C}{C}\right)^2 + \left(\frac{\delta \varepsilon}{\varepsilon}\right)^2 + \frac{1}{4}\left(\frac{\delta \Delta p}{\Delta p}\right)^2} \quad \text{Rov. 52}$$

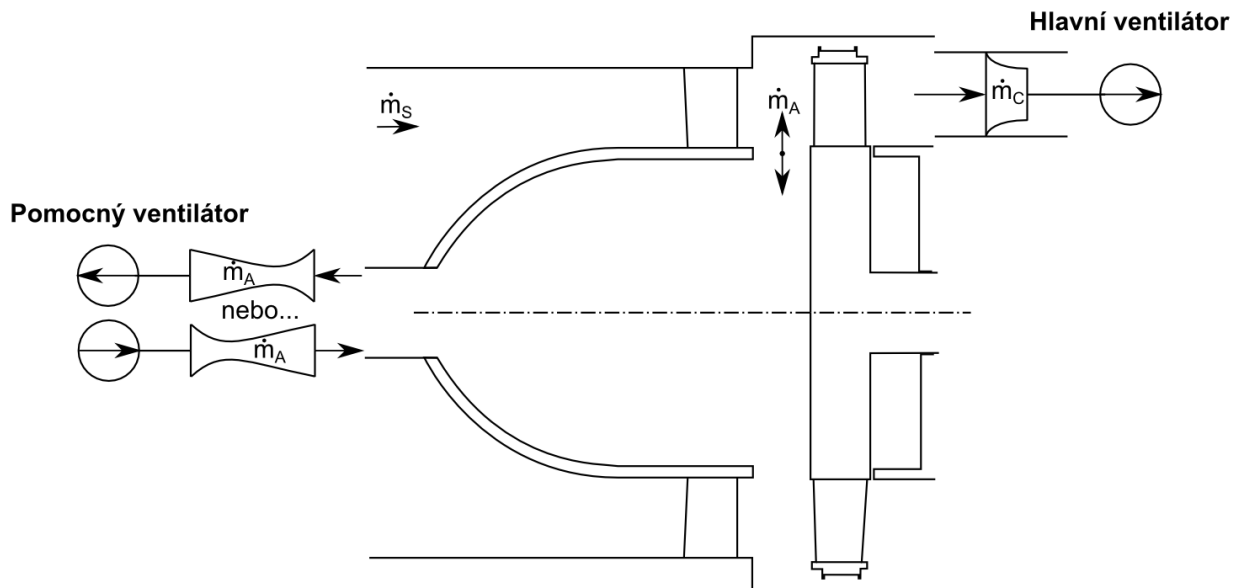
Nejistota při určení hmotnostního průtoku stupněm je dle normy negativně ovlivněna nedostatečnou délkou rovného úseku před a za měřicí dýzou. Další zvýšení nejistoty zavádí norma při přítomnosti kolen na potrubní trati před a za dýzou, která jsou navíc orientována ve více směrech. Výsledné hodnoty pro nejistoty od měřených veličin i od průtoku jsou uvedeny v následující Tab. 6.

Typ stupně	Nejistota od měřených veličin [%]	Nejistota na průtoku [%]
nízká reakce	0,91	4,12
střední reakce	1,20	3,54
vysoká reakce	2,17	2,63

Tab. 6 Nejistoty naměřené účinnosti od měřených veličin a hmotnostního průtoku

7.11 Úprava pro měření vlivu mísení

Pokusné zařízení bylo upraveno tak, aby bylo možno vyhodnotit vliv průtoku hřídelovou ucpávkou na účinnost turbínového stupně. Schéma pokusného zařízení po provedení úpravy je na obrázku (Obr. 54). Tato úprava si vyžádala napojení původně uzavřeného prostoru pod statorovými lopatkami k potrubní trati. Skrz potrubní trať byl vzduch buď přiváděn, nebo odváděn. Při variantě přívodu vzduchu byl tento vzduch následně vefukován axiální mezerou mezi statorovými a rotorovými lopatkami do hlavního proudu. Při variantě odvádění vzduchu byl vzduch zmíněnou axiální mezerou odsáván z hlavního proudu.



Obr. 54 Schéma pokusného stupně upraveného pro potřeby měření vlivu mísení

Varianta s vefukováním je srovnatelná s ději pozorovatelnými ve skutečných strojích bubnové konstrukce. Varianta odsávání je možná pouze u kolové konstrukce turbíny, kdy jsou v rotorových kolech provedeny vyrovnávací otvory, které odvádějí médium odsáté z hlavního proudu.

Potrubní trať vedoucí tento ucpávkový vzduch je vybavena Venturiho dýzou používanou pro měření průtoku ucpávkového vzduchu.

Tlakový spád potřebný pro zajištění nastavovaného hmotnostního průtoku ucpávkového vzduchu byl zajišťován dvěma způsoby. Při variantě vefukování byl barometrický tlak v laboratoři nejdříve zvýšen pomocí pomocného ventilátoru, a následně byl pouštěn do potrubní trati zakončené axiální mezerou turbínového stupně, která měla sama o sobě podtlak v porovnání s barometrickým tlakem. Druhá varianta odsávání byla složitější, protože bylo potřeba odsát část vzduchu z prostoru nacházejícího se v podtlaku. Z toho důvodu byl pomocný ventilátor zapojen obráceně, a navíc byla jeho výtlačná strana zavedena do sací komory hlavního ventilátoru. Přesná hodnota hmotnostního průtoku potrubní tratí byla nastavena pomocí škrtkové klapky. Fotografie upraveného zařízení je vidět na obrázku (Obr. 55).



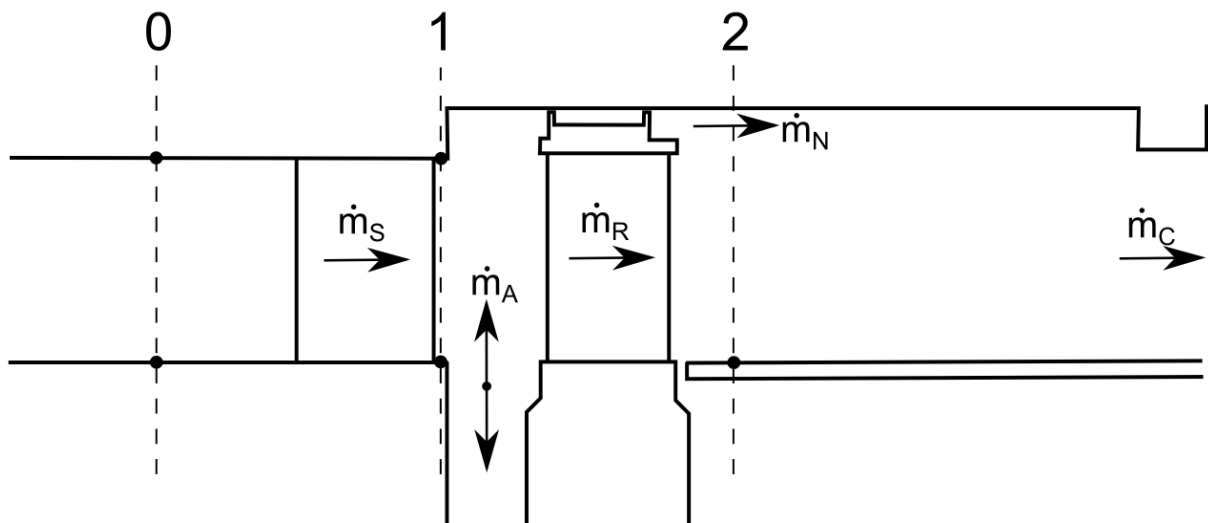
Obr. 55 Fotografie upraveného pokusného stupně

Tento způsob zapojení je velmi podobný způsobu, jakým byl vliv vefukování a odsávání zkoumán na stejném zařízení v roce 1980. Tehdy byl zkoumán vliv hřidelového ucpávkového proudu na stupeň s nízkou reakcí. Pro dosažení potřebných tlakových spádů na doplněné potrubní trati bylo použito několik paralelně zapojených domácích vysavačů a hmotnostní průtok byl měřen pomocí clonky. Původní zapojení je vidět na následující fotografii (Obr. 56). V porovnání s původním zapojením bylo při aktuální práci dosaženo více než dvojnásobných průtoků.



Obr. 56 Fotografie upraveného pokusného stupně (1980)

Detail značení uvažovaných hmotnostních průtoků je naznačen na následujícím obrázku (Obr. 57).



Obr. 57 Schéma pokusného stupně s vyznačením uvažovaných průtoků

Hmotnostní průtok procházející vstupním filtrem je shodný s průtokem statorovými lopatkami a je značen m_S . Tento hmotnostní průtok není měřen přímo, ale je dopočítán pomocí rovnice (Rov. 53) z průtoku naměřeného na hlavní potrubní trati, ve které proudí vzduch vystupující z turbínového stupně (m_C) a z průtoku axiální mezerou (m_A). Uvedený vztah je platný pro případ odsávání proudu axiální mezerou. Pro variantu vefukování vzduchu do hlavního proudu je potřeba obrátit v uvedeném vztahu znaménko.

$$m_S = m_C - m_A \quad \text{Rov. 53}$$

Hmotnostní průtok rotorovými lopatkami je také potřeba dopočítat. K výpočtu je použita následující rovnice (Rov. 54). V uvedené rovnici opět vystupuje průtok vystupující z turbínového stupně (m_C) a dále průtok nadbandážovou ucpávkou (m_A). Hmotnostní průtok nadbandážovou ucpávkou není možno měřit, a je proto dopočítáván na základě naměřeného tlaku před a za nadbandážovou ucpávkou a naměřené radiální vůle v ucpávce. Je pro to použit validovaný empirický vztah uvedený v jedné z předchozích kapitol.

$$m_R = m_C - m_N \quad \text{Rov. 54}$$

7.12 Volba rozsahu měřených průtoků axiální mezerou

Pro měření vlivu vefukování a odsávání vzduchu axiální mezerou mezi lopatkami byly použity stejné turbínové stupně jako při úvodním měření. Hodnoty naměřených průtoků axiální mezerou byly vybrány tak, aby korespondovaly s hodnotami běžně se vyskytujícími u skutečných navrhovaných stupňů. Tento rozsah byl určen díky analýze turbínových stupňů navržených v minulosti společností Doosan Škoda Power.

Běžná úroveň vefukovaného průtoku pracovní páry se pohybuje kolem 3% z průtoku rozváděcími lopatkami. V extrémních případech vysokého patního průměru v kombinaci s krátkými lopatkami a velkými radiálními vůlemi ale může být dosaženo vefukování téměř 10% z průtoku rozváděcími lopatkami. Tento rozsah bylo potřeba pokrýt při měření, aby nebylo potřeba následně extrapolovat data.

Běžná úroveň odsávaného průtoku pracovní páry se většinou pohybuje na úrovni 1%. Skutečná hodnota ale vysoce závisí na přesnosti návrhu. Přesnost závisí na kvalitě vztahů používaných pro návrh dimenzí vyrovnávacích otvorů a použitých vůlí u těsnících břitů.

Hodnoty otáček, při kterých se měřilo, byly zvoleny tak, aby bylo dosaženo podobných Reynoldsových čísel pro všechny tři testované stupně. Nízko reakční stupeň se točil 2200 otáčkami za minutu, středně reakční stupeň 2300 otáčkami za minutu a vysoko reakční stupeň 2900 otáčkami za minutu.

7.13 Způsob vyhodnocení vlivu průtoků axiální mezerou

Pro vyhodnocení tohoto měření je použit způsob převzatý z literární rešerše. Jsou tedy zavedeny dva pomocné bezrozměrné parametry.

Prvním z nich je poměrná účinnost E , tedy poměr účinnosti naměřené při konkrétním průtoku axiální mezerou a účinnosti, se kterou turbínový stupeň pracoval při nulovém průtoku axiální mezerou. Vztah je uveden v následující rovnici (Rov. 55).

$$E = \frac{\eta_{TS}}{\eta_{TS(m_A=0)}} \quad \text{Rov. 55}$$

Druhý použitý parametr je poměrný průtok M , tedy poměr průtoku axiální mezerou k průtoku statorovými lopatkami. Vztah je uveden v následující rovnici (Rov. 56).

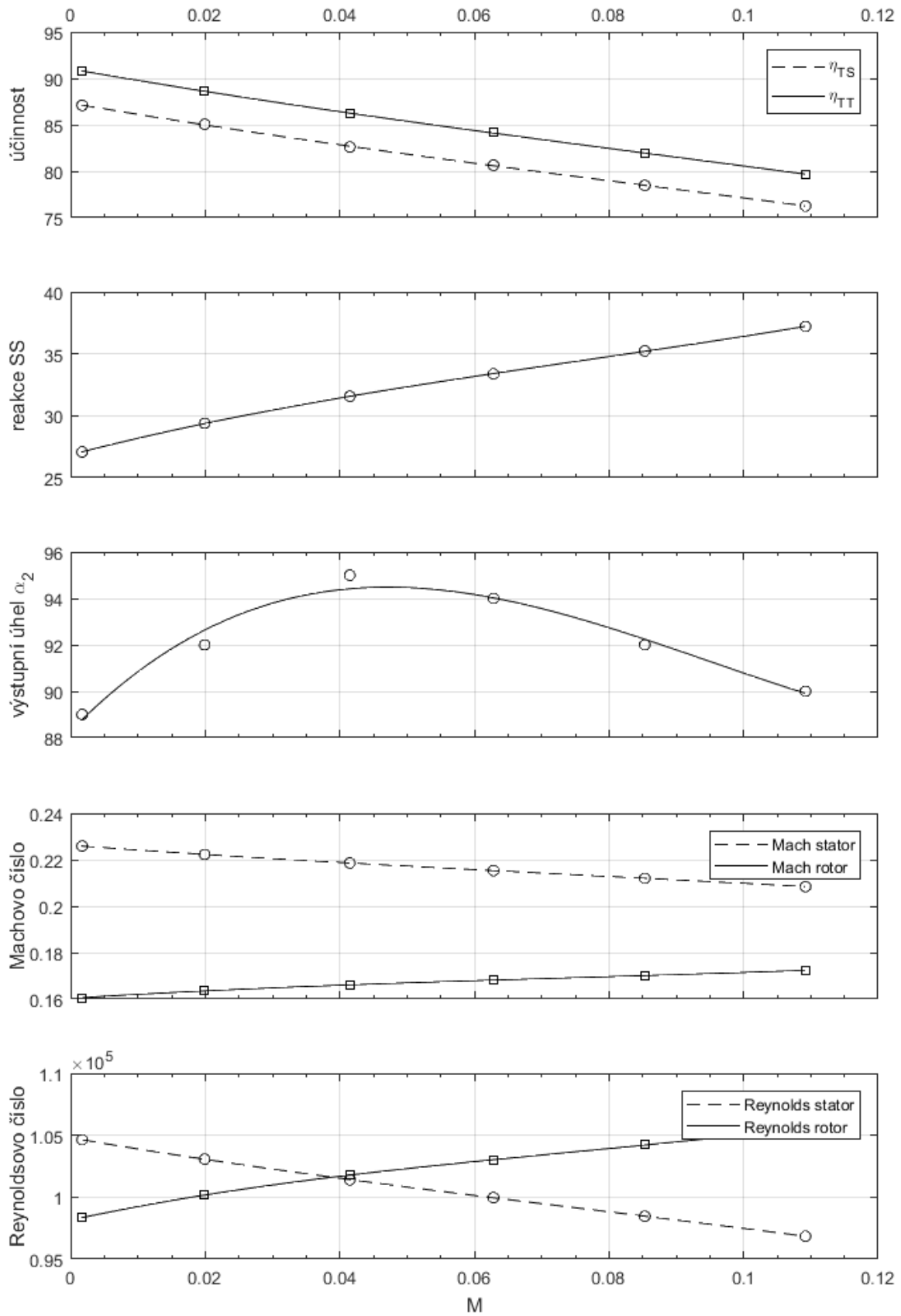
$$M = \frac{m_A}{m_S} \quad \text{Rov. 56}$$

Výhodou tohoto způsobu vyhodnocení je eliminace nejistoty od měřeného krouticího momentu. Krouticí moment byl v kapitole zabývající se nejistotami měření vyhodnocen jako veličina způsobující největší podíl na celkové nejistotě měření. Způsobuje ale vysokou nejistotu pouze při stanovení absolutní hodnoty účinnosti. Při vyhodnocení změny účinnosti se ale chyby při stanovení účinnosti dvou podobných režimů vzájemně vyrušují. To samé lze tvrdit i o nejistotě způsobené případnými nepřesnostmi při stanovení ztrátových třecích výkonů na pokusné turbíně.

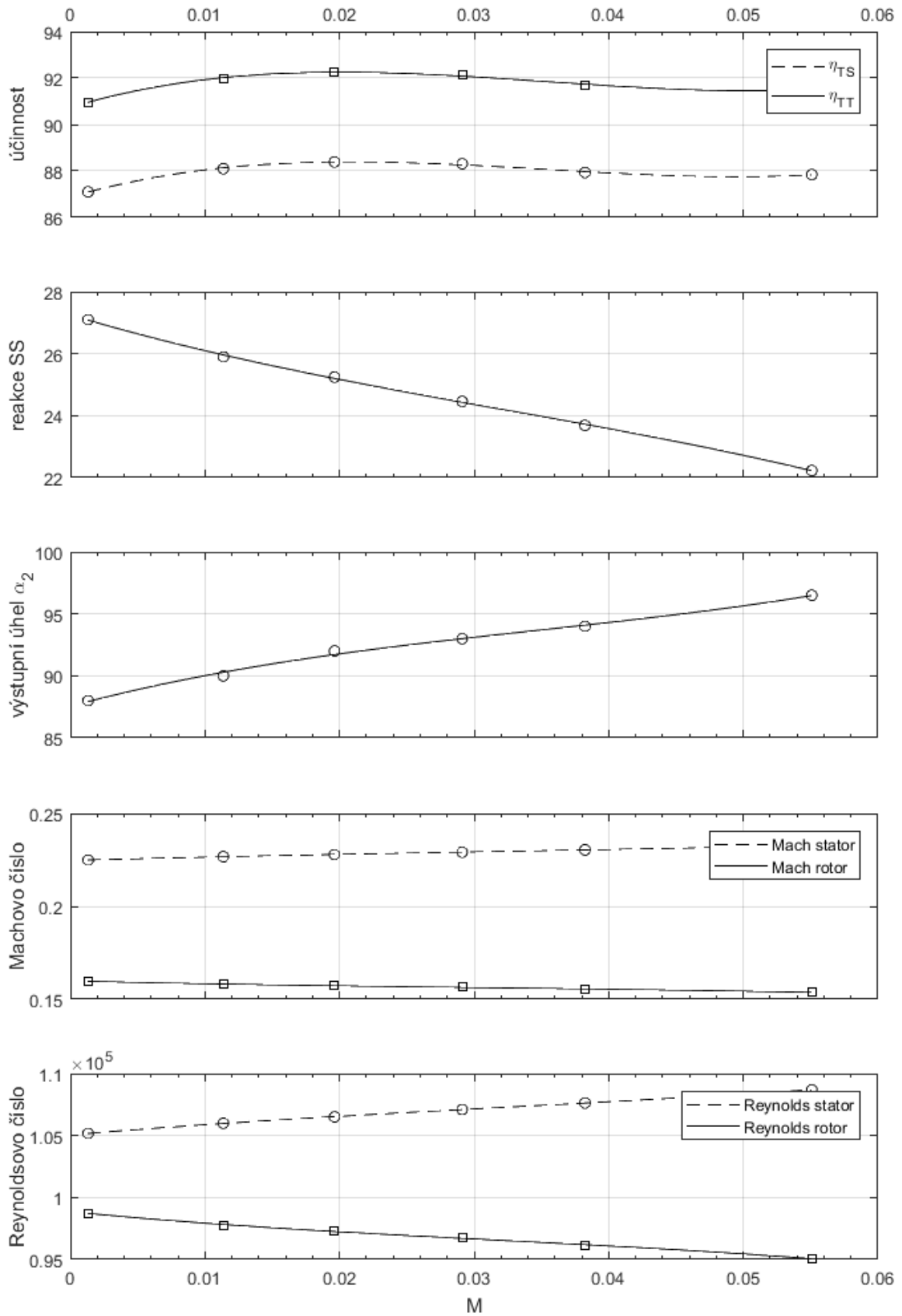
7.14 Výsledky vyhodnocení vlivu průtoků axiální mezerou

Měření probíhala přerušovaně, tedy dvakrát pro každý typ stupně. Na počátku každého měření byl nejprve nastaven nominální provozní stav odpovídající úvodní studii. Z tohoto nominálního provozního stavu se poté začal měnit poměrný průtok M do kladných nebo záporných hodnot.

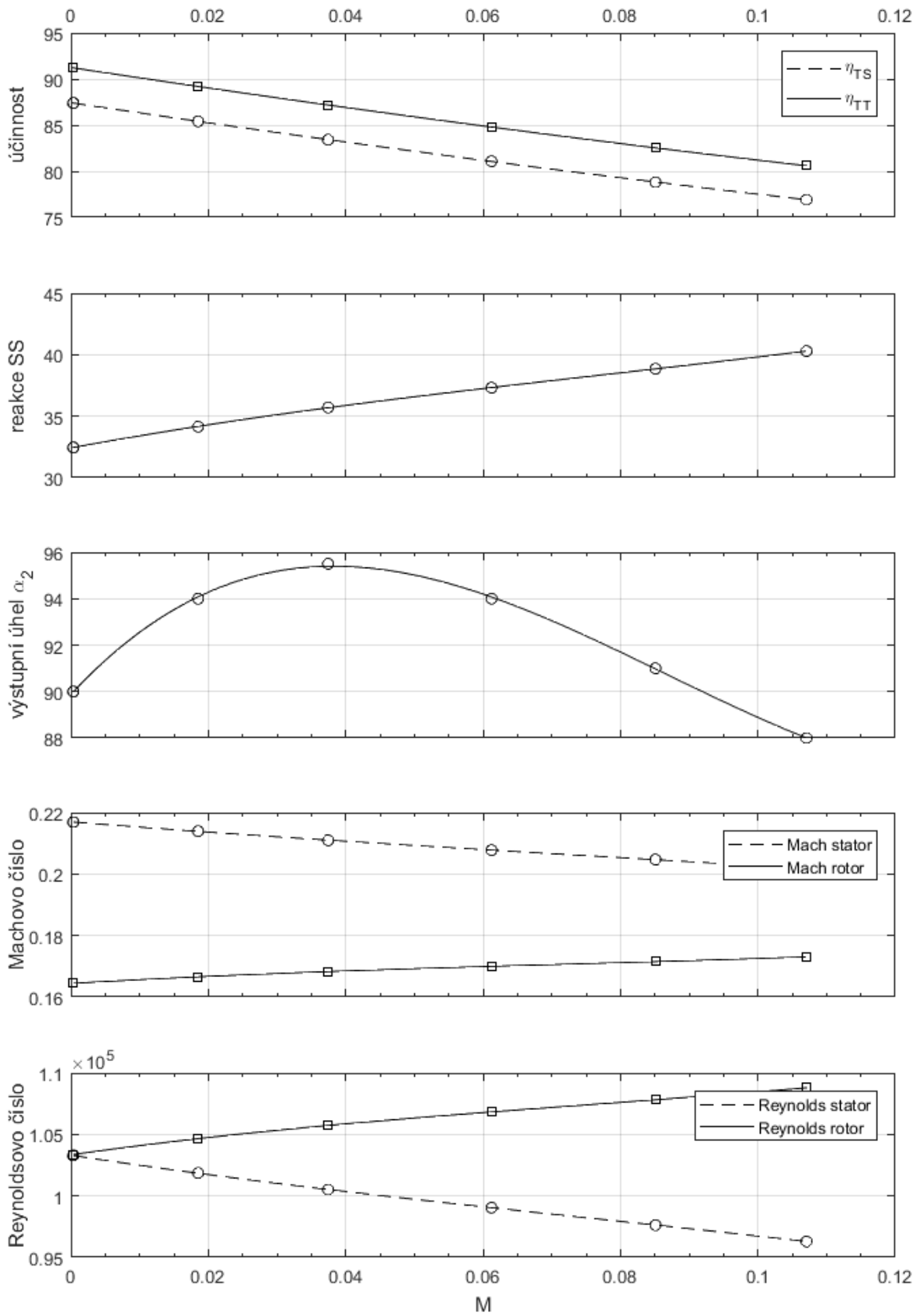
Na následujících šesti diagramech (Obr. 58, Obr. 59, Obr. 60, Obr. 61, Obr. 62, Obr. 63) jsou vyneseny vlivy měnícího se poměrného průtoku na parametry stupně, které byly vyhodnocovány i při úvodní studii chování stupňů. V závislosti na poměrném průtoku M jsou zobrazeny závislosti účinností, reakce, výstupního úhlu stupně, Reynoldsových a Machových čísel.



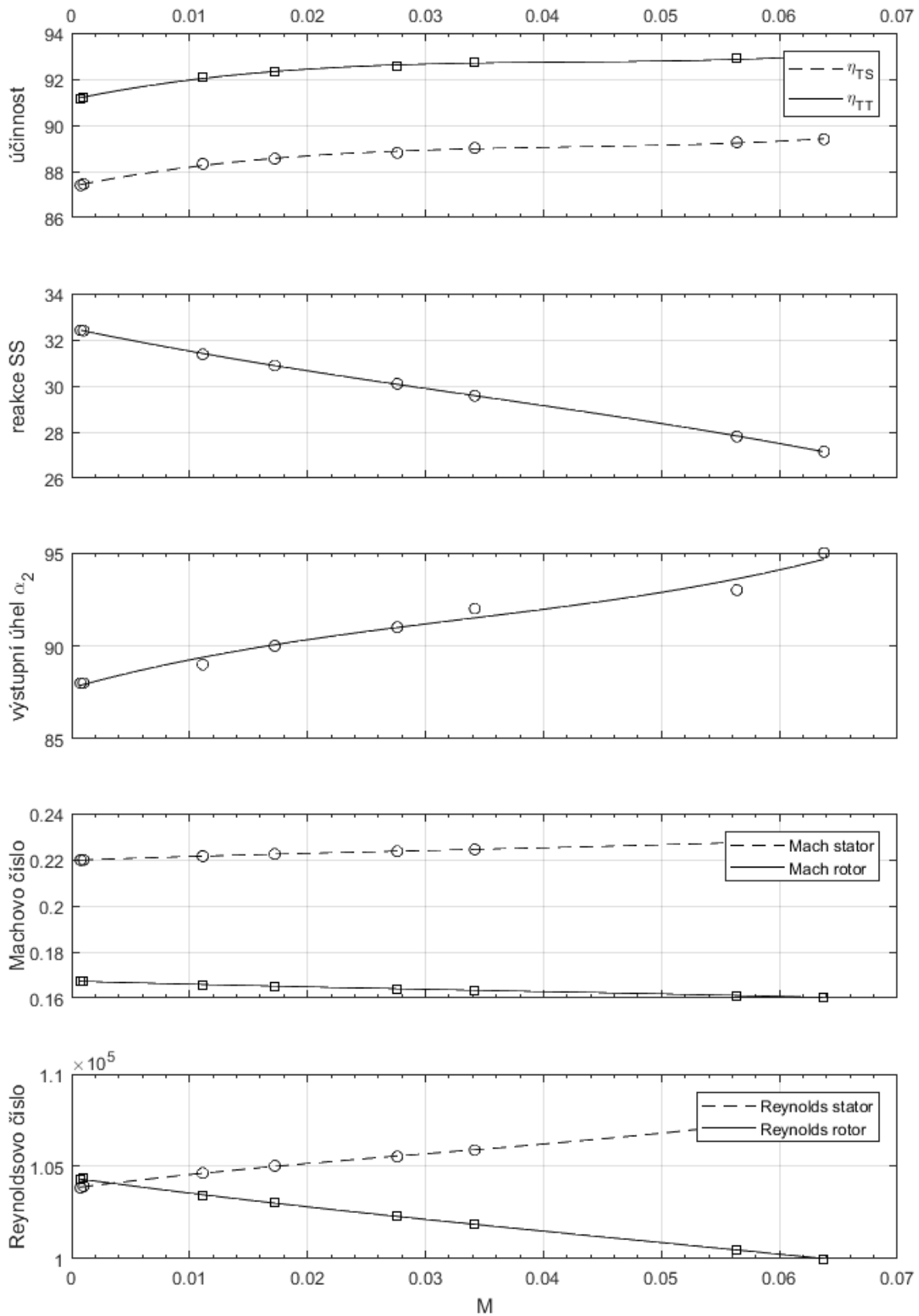
Obr. 58 Vliv poměrného průtoku na stupeň s nízkou reakcí ($M > 0$)



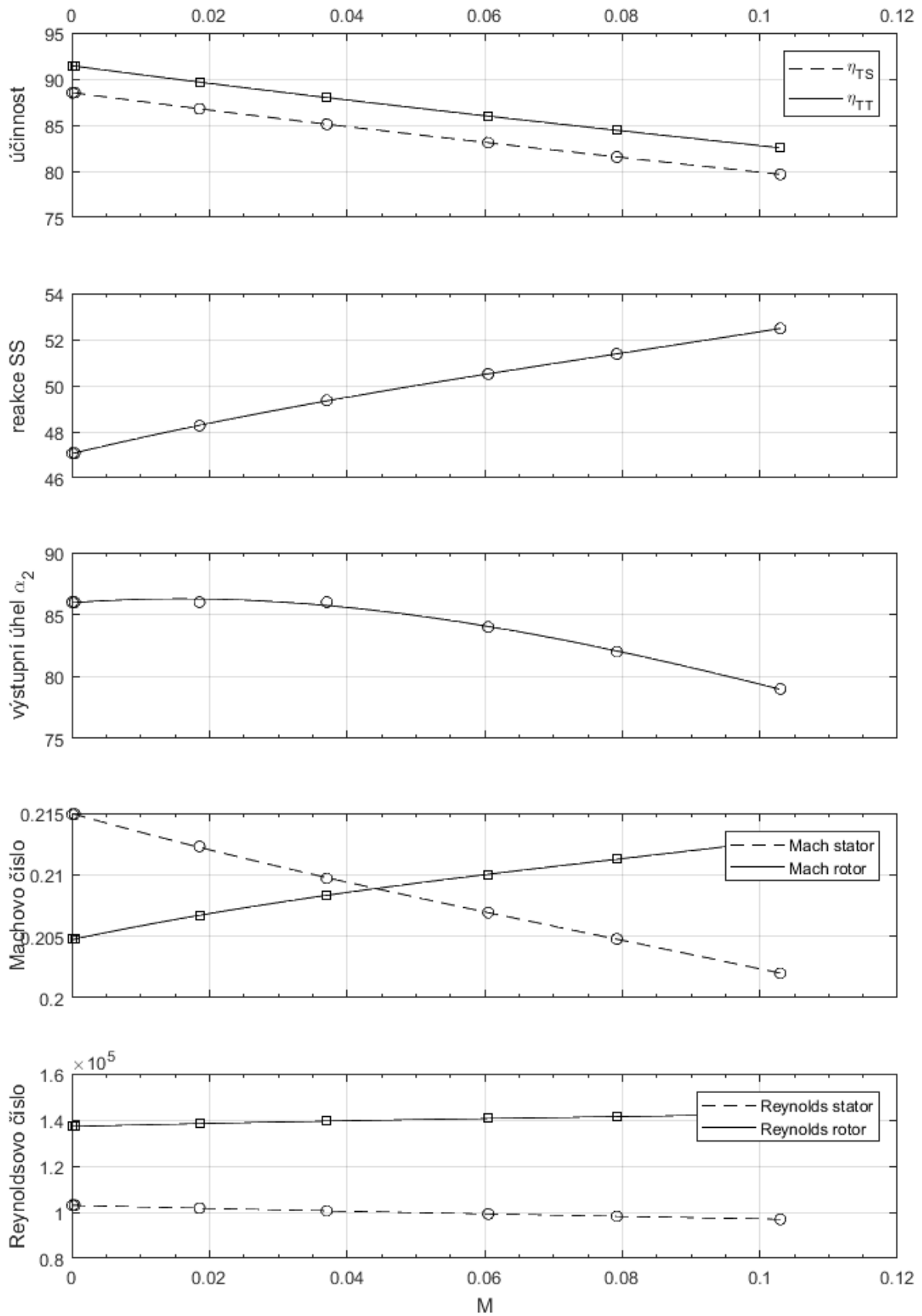
Obr. 59 Vliv poměrného průtoku na stupeň s nízkou reakcí ($M < 0$)



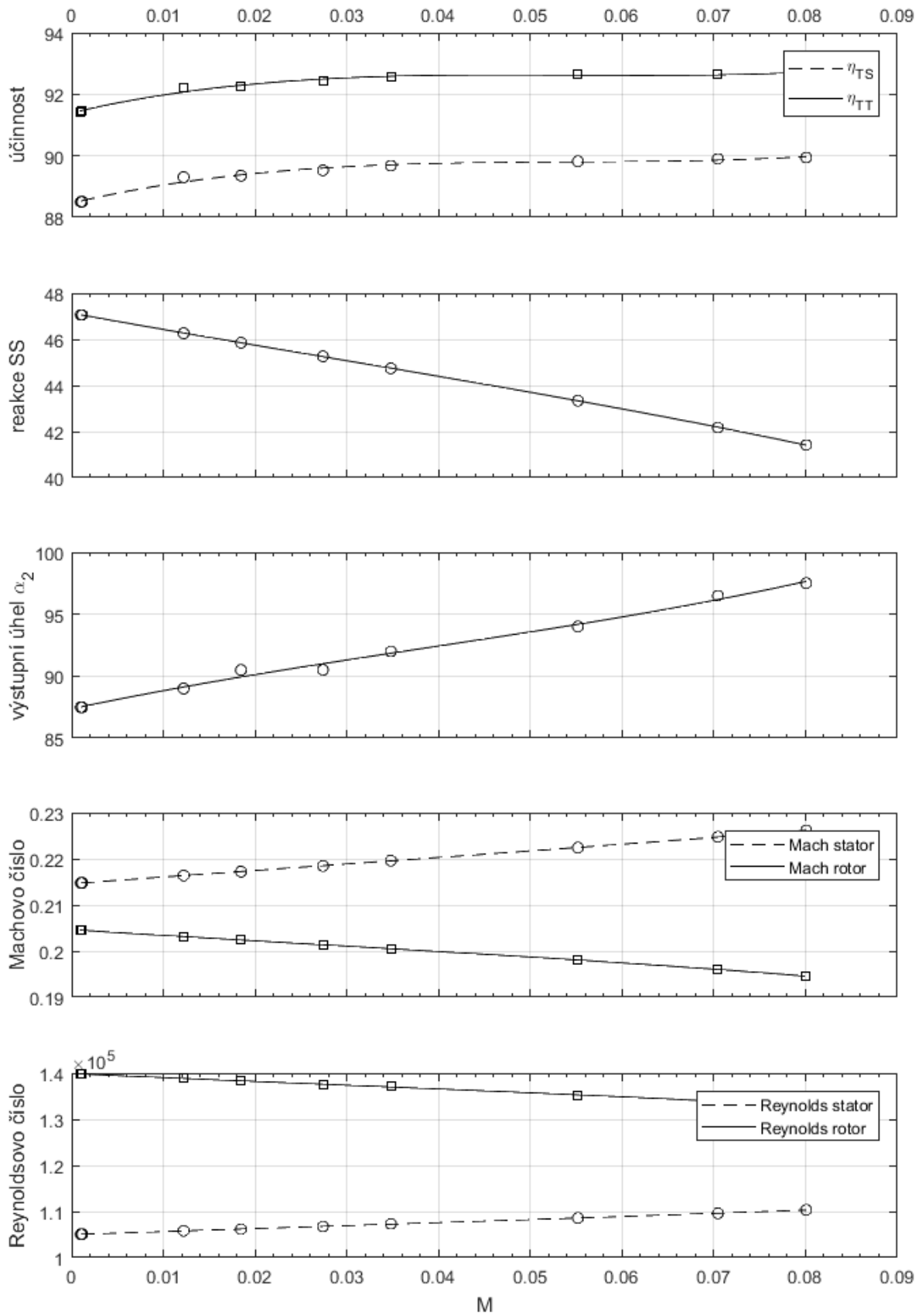
Obr. 60 Vliv poměrného průtoku na stupeň se střední reakcí ($M > 0$)



Obr. 61 Vliv poměrného průtoku na stupeň se střední reakcí ($M < 0$)



Obr. 62 Vliv poměrného průtoku na stupeň s vysokou reakcí ($M > 0$)



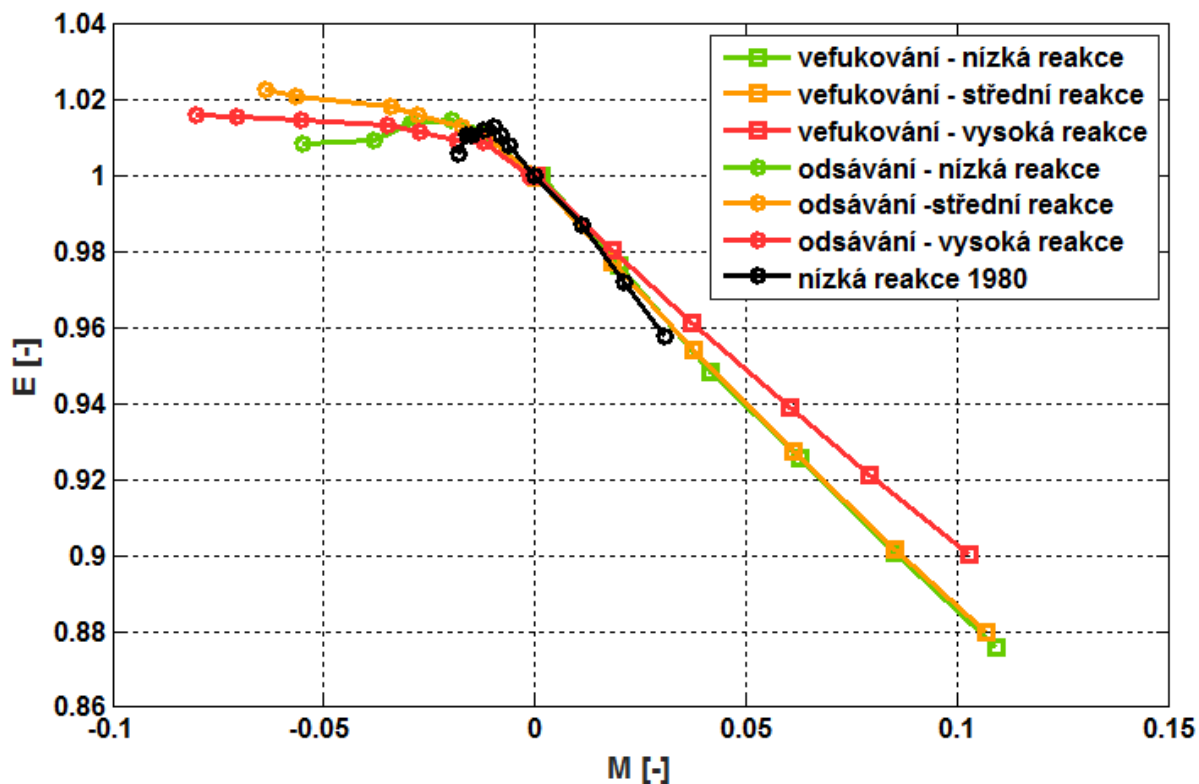
Obr. 63 Vliv poměrného průtoku na stupeň s vysokou reakcí ($M < 0$)

Výsledky měření vlivu průtoku axiální mezerou jsou shrnuty na následujícím diagramu (Obr. 64). Je zde vynesena vzájemná závislost zavedených bezrozměrných parametrů E a M . Závislost byla naměřena při optimálním rychlostním poměru všech testovaných turbínových stupňů. A byly sledovány vlivy na tři testované stupně v případě vefukování i v případě odsávání.

Uvedenou závislost můžeme rozdělit na dvě oblasti. První oblastí je levá strana, která popisuje chování stupně při poměrném průtoku $M < 0$, tedy při odsávání. Je vidět, že všechny tři stupně jsou při mírném odsávání k nárůstu účinnosti stupně. K zvýšení účinnosti stupně dochází díky odsátí proudu se sníženou kinetickou energií. Jde tedy o odsátí mezní vrstvy a sekundárních proudových struktur u paty statorových lopatek. Odstraněním tohoto nevhodně proudícího vzduchu se vytvoří rovnoměrnější proudové pole na vstupu do rotorových lopatek, které poté pracují lépe. Nárůst účinnosti se zastaví ve chvíli, kdy začne být kromě zpomaleného vzduchu odebírán i vzduch s vhodnou kinetickou energií. Stupně s nižší reakcí mají toto pásmo nárůstu účinností užší.

Pravá strana grafu, kde poměrný průtok nabývá hodnot $M > 0$, popisuje chování stupně při vefukování vzduchu do hlavního proudu. Toto vefukování má vždy negativní vliv na práci stupně. Vefukovaný průtok vzduchu nelze považovat za zvýšení průtoku pracujícího vzduchu. Tento vefukovaný vzduch nemá potřebnou kinetickou energii ani směr proudění. Přicházející vzduch je ztrátově mísen s proudem hlavním, a navíc vytváří incidenční směr proudu, který zhoršuje kvalitu obtékání rotorových lopatek. Je vidět, že výraznější pokles účinnosti nastává při vefukování do turbínových stupňů s nižší reakcí. Tento jev lze vysvětlit tím, že v případě vyšších reakcí zbývá větší část tlakového spádu na rotorovou mříž, a ta má díky tomu vyšší potenciál pro zrovnornění narušeného proudu.

Vynesena je i závislost pro nízkotlaký stupeň, která byla naměřena na stejném zařízení. Tato závislost je uvedena v neveřejné technické zprávě z roku 1980. Závislost potvrzuje trendy pozorovatelné v chování aktuálně testovaných stupňů.



Obr. 64 Závislost účinnosti na poměru ucpávkového průtoku - Uher

Cílem práce bude definování vztahů pro určení ztrát způsobených mísením ucpávkových proudů založených na znalosti návrhových rychlostních trojúhelníků a reakcí. Zde prezentovaný vliv mísení proudu z hřídelové ucpávky bude záviset především na patních rychlostních trojúhelnících, které jsou dány patní reakcí. Proto je v následující tabulce (Tab. 7) uvedeno srovnání návrhové střední reakce, návrhové patní reakce, naměřené patní reakce při $M = 0\%$ a naměřené patní reakce při $M = 4\%$.

Typ stupně	Vysoká reakce	Střední reakce	Nízká reakce
$\rho_{\text{střed návrh}}$	50%	35%	25%
$\rho_{\text{pata návrh}}$	40%	20%	10%
$\rho_{\text{pata měření @M=0\%}}$	39,0%	22,0%	15,0%
$\rho_{\text{pata měření @M=4\%}}$	42,0%	26,5%	21,3%

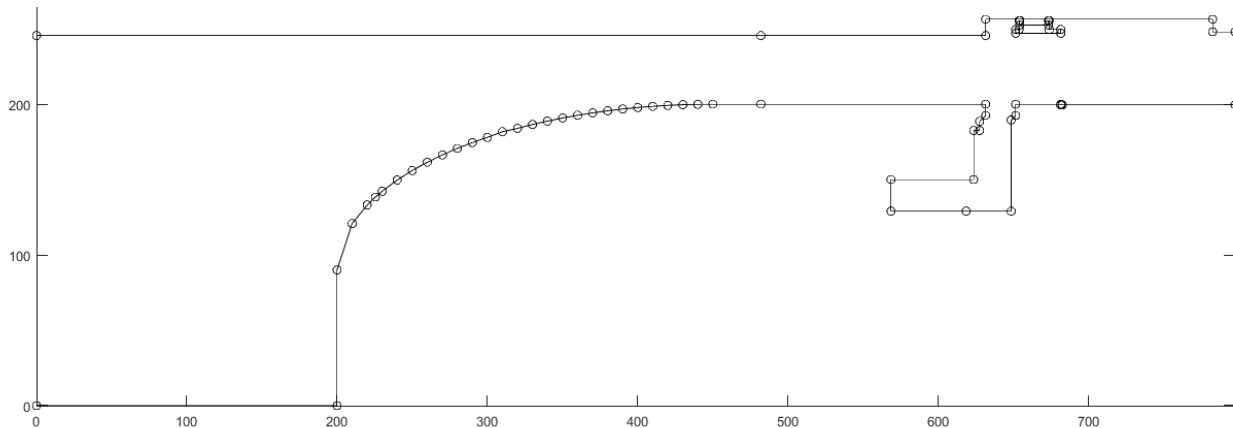
Tab. 7 Změna reakce stupňů ovlivněných průtokem hřídelovou ucpávkou

8 Numerická simulace

Pro možnost posouzení parametrů, které nebyly naměřeny a které jsou významné z hlediska možnosti vyhodnocení vlivu průtoku hřídelovou ucpávkou na práci turbínového stupně, byla provedena série CFD výpočtů. Autor práce provedl přípravu vyhodnocovaných geometrií, okrajových podmínek a následné vyhodnocení výsledků. Samotné provedení výpočtů zajistila inženýrská společnost NumSolution pro účely výrobce turbín Doosan Škoda Power.

8.1 Příprava geometrie

Zadání geometrie proběhlo pomocí dvou druhů textových souborů. První textový soubor obsahoval body reprezentující rotačně symetrické části geometrie experimentu (viz. Obr. 65). Prostou rotací kolem osy vznikla vnitřní průtočná plocha bez turbínových lopatek.

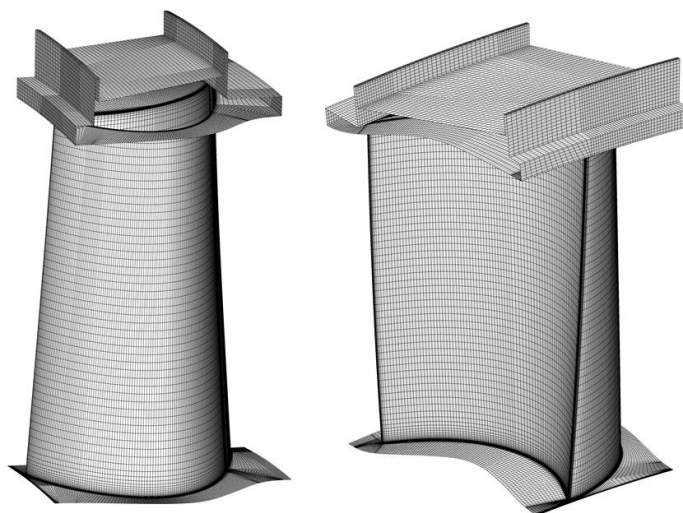


Obr. 65 Rotačně symetrický část výpočetní domény

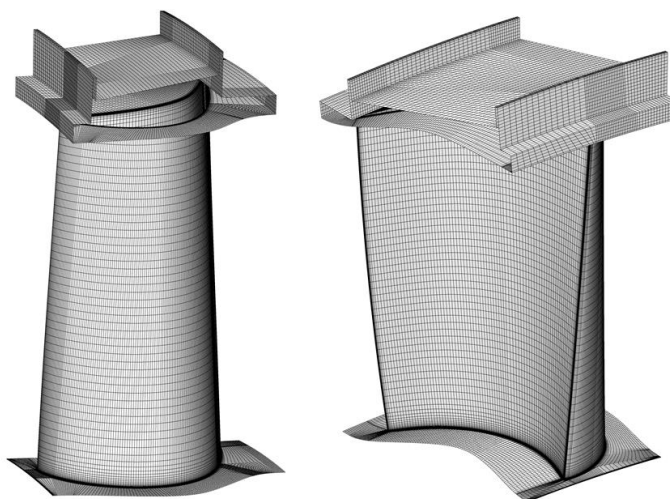
Druhý typ textových souborů obsahoval prostorové koordináty bodů na povrchu použitých lopatek. Celkem šlo o tuto definici čtyř lopatek. Statorová lopatka byla použita stejná pro tři různé rotorové lopatky (viz Obr. 43 a Obr. 44). Takto byly vytvořeny tři turbínové stupně identické s těmi použitými při experimentálním testování. Odebráním objemu lopatek z objemu vzniklého rotací byl získán řešený objem.

8.2 Výpočetní síť

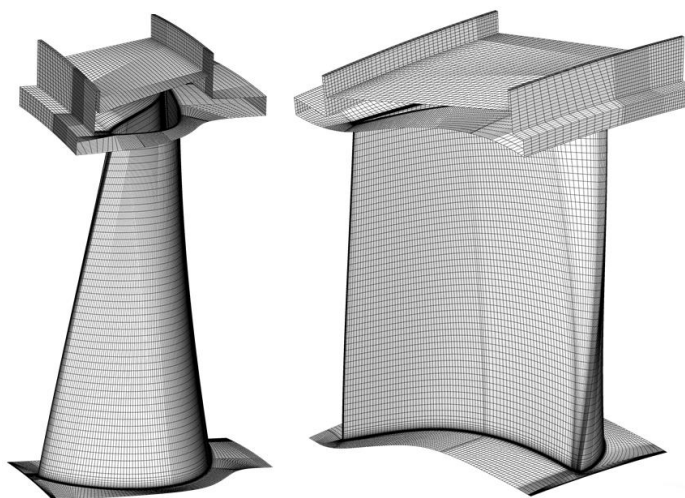
Vzniklý výpočetní objem byl následně diskretizován pomocí softwarů ICFM CFD 19.2 a Turbogrid 19.2. Byla použita hexahedrální síť s počtem buněk i nodů přesahující tři miliony pro všechny tři varianty. Detail výpočetní sítě na povrchu podtlakových a přetlakových stran rotorových lopatek všech tří stupňů je zobrazen na následujících obrázcích (Obr. 66, Obr. 67 a Obr. 68).



Obr. 66 Výpočetní síť rotorové lopatky stupně s nízkou reakcí

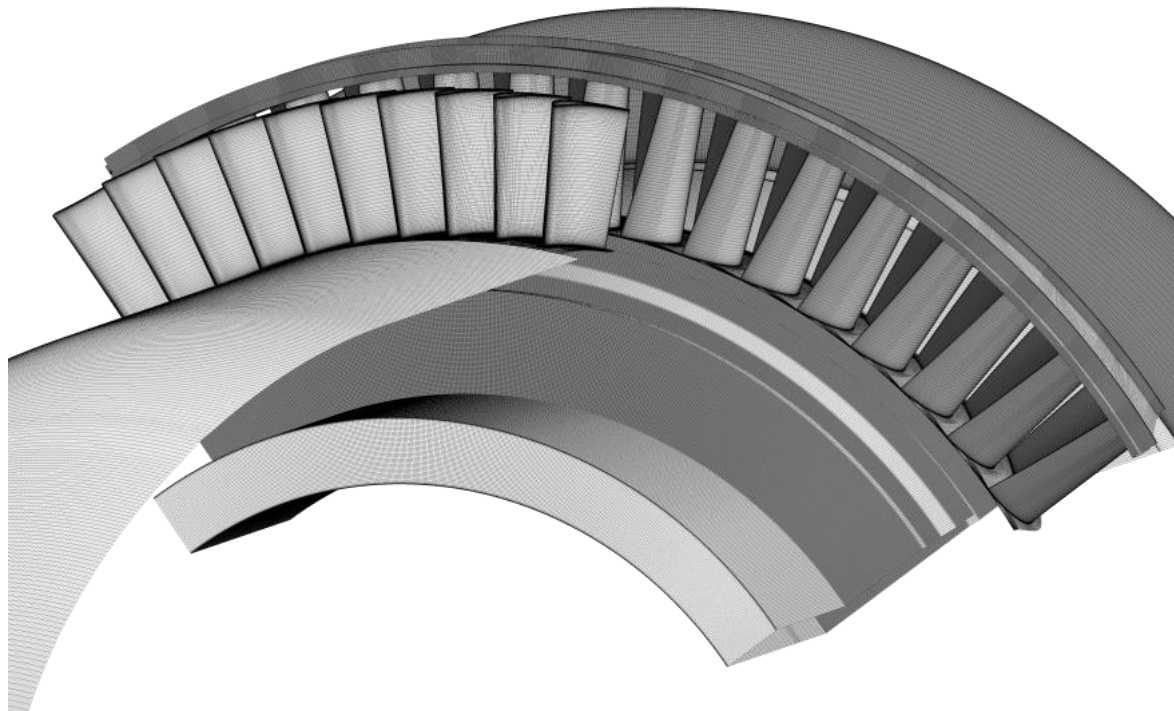


Obr. 67 Výpočetní síť rotorové lopatky stupně se střední reakcí



Obr. 68 Výpočetní síť rotorové lopatky stupně s vysokou reakcí

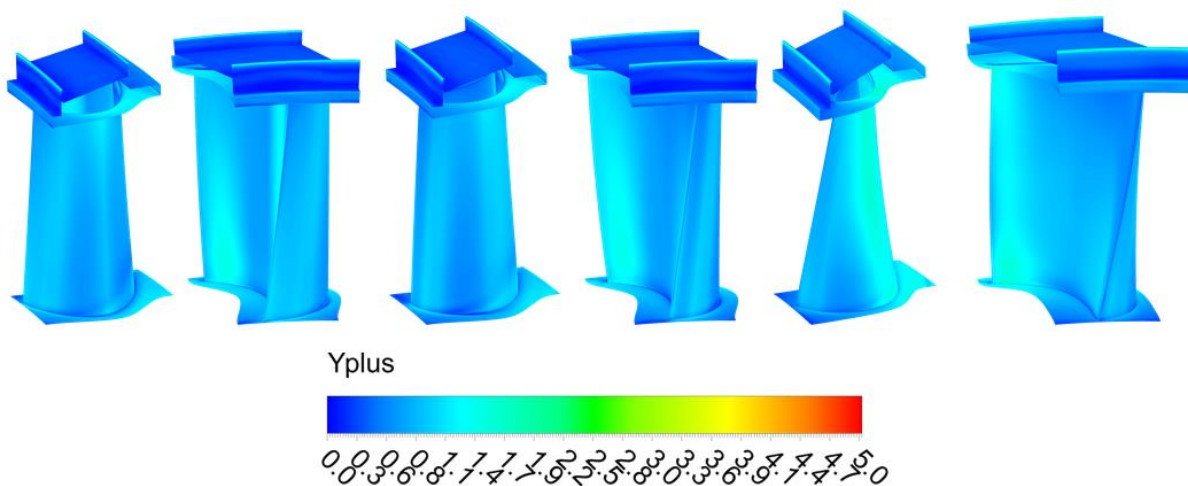
Na následujícím obrázku (Obr. 69) je vidět výpočetní síť na povrchu stěn výseče statorových lopatek a rotorových lopatek a na rotorovém disku.



Obr. 69 Pohled na síť výseče statorových a rotorových lopatek

Po provedení výpočtu byla zkontrolována kvalita sítě pomocí kontrolních parametrů buněk y^+ , „aspect ratio“, „ortogonality“ a „expansion faktor“. Hodnoty y^+ nepřesahovaly hodnotu 2. Význam hodnoty y^+ byl popsán v úvodní teoretické kapitole. Z hlediska použitého řešiče, který využívá automatickou funkci pro simulaci mezní vrstvy, je důležité udržet hodnoty pod 11,06. Při vyšších hodnotách řešič začíná využívat empirické vztahy pro výpočet mezní vrstvy namísto LRN (low Reynolds number). „Aspect ratio“ říká, zda nejsou buňky příliš poměrně štíhlé, a za dobré jsou považovány hodnoty tohoto parametru pod 10000. „Ortogonality“ představuje kontrolu buněk z hlediska přílišného zkosení stěn a je doporučeno udržet úhel mezi stěnami vyšší než 20° . Poslední sledovaný parametr je „expansion faktor“, který sleduje rychlost nárůstu objemu buněk směrem od stěny. Běžně doporučená hodnota tohoto parametru je pod 20.

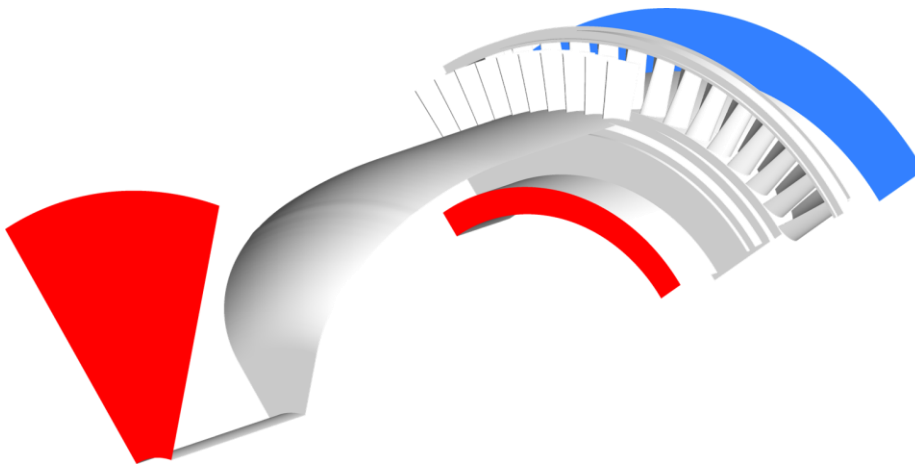
Hodnoty y^+ na stěnách rotorových lopatek jsou vykresleny na následujícím obrázku (Obr. 70). Je vidět, že se hodnoty y^+ drží pod 1. Lokálně se hodnoty dostávají na hodnotu 5, což je stále v pořádku. Hodnoty „aspect ratio“ měly maximální hodnotu 466. Hodnoty „ortogonality“ měly minimální úhel 36.4° . Poslední sledovaný parametr „expansion faktor“ udržoval pro více než 99% buněk hodnotu v rozmezí 2 až 15. Necelé procento buněk dosahovalo hodnoty 26, což je mimo doporučený rozsah, ale ze zkušenosti je tento stav přijatelný.



Obr. 70 Hodnoty $y+$ rotorových lopatek (zleva nízká, střední a vysoká reakce)

8.3 Okrajové podmínky

Okrajové podmínky byly zadány pro domény naznačené na následujícím obrázku (Obr. 71). Červeně jsou vyznačeny oblasti, kterými médium vstupovalo do řešeného objemu. Hlavní vstup nebyl realizován pouze čelní plochou zobrazenou na obrázku, ale také částí následující válcové plochy. Vefukovaný průtok vzduchu hřídelovou ucpávkou byl zadán na kraji rotorového disku. Výstupní okrajová podmínka byla zadána za rotorovými lopatkami.



Obr. 71 Domény okrajových podmínek pro CFD

Okrajové podmínky byly upravovány během výpočtu tak, aby byl nastaven stav, při kterém byl prováděn experiment. Během měření nebylo možné měřit celkový stav vzduchu těsně za textilním filtrem a ani nebyl měřen statický stav na výstupu z turbínového stupně. Hmotnostní průtok stupněm se měnil v závislosti na hodnotě vefukovaného průtoku vzduchu. Celkový průtok nebyl prostým součtem hmotnostního průtoku při nulovém vefukování s aktuálním vefukovaným průtokem vzduchu. To je způsobeno tím, že vefukovaný průtok mění účinnost expanse skrz stupeň, a ten tak dosahuje mimo jiné i odlišných průtoků. Tím bylo znemožněno konvenční zadání pomocí celkových parametrů na vstupu a statických na výstupu.

Z naměřených hodnot byly proto připraveny dvě závislosti. První závislost určovala, jaký byl průtok výstupu ze stupně. Druhá závislost určovala střední celkový tlak na vnitřní straně textilního filtru. Obě závislosti byly lineární a byly vyneseny na hodnotě poměru průtoků M . V průběhu výpočtu byl iterován statický tlak na výstupu tak, aby byly splněny obě závislosti.

veličina	jednotka	Nízká reakce	střední reakce	Vysoká reakce
m_{VYSTUP}	kg/s	dle m_{VYSTUP}	dle m_{VYSTUP}	dle m_{VYSTUP}
$p_{C VYSTUP}$	Pa	$-233,82 \cdot M + 95103$	$-70,389 \cdot M + 96408$	$-230,84 \cdot M + 97461$
$T_{C VYSTUP}$	°C	23,7	21	22,2
m_{VEFUK}	kg/s	0 – 10 % m_{VYSTUP}	0 – 10 % m_{VYSTUP}	0 – 10 % m_{VYSTUP}
$T_{C VEFUK}$	°C	31,7	29	30,2
m_{VYSTUP}	kg/s	$0,3157 \cdot M + 1,3611$	$0,3756 \cdot M + 1,3391$	$0,4728 \cdot M + 1,332$
$p_{S VYSTUP}$	Pa	iterace dle $p_{C VYSTUP}$	iterace dle $p_{C VYSTUP}$	iterace dle $p_{C VYSTUP}$
Otáčky	ot/min	2200	2300	2900

Tab. 8 Okrajové podmínky pro výpočty

8.4 Nastavení řešiče

Pro úlohu byl zvolen komerční řešič ANSYS CFX 19.2, který je v průmyslové praxi hojně využívaný a se kterými jsou dlouholeté zkušenosti i v případě simulací axiálních turbín. Úloha byla řešena jako stacionární s pomocí dvourovňového RANS turbulentního modelu SST $k-\omega$.

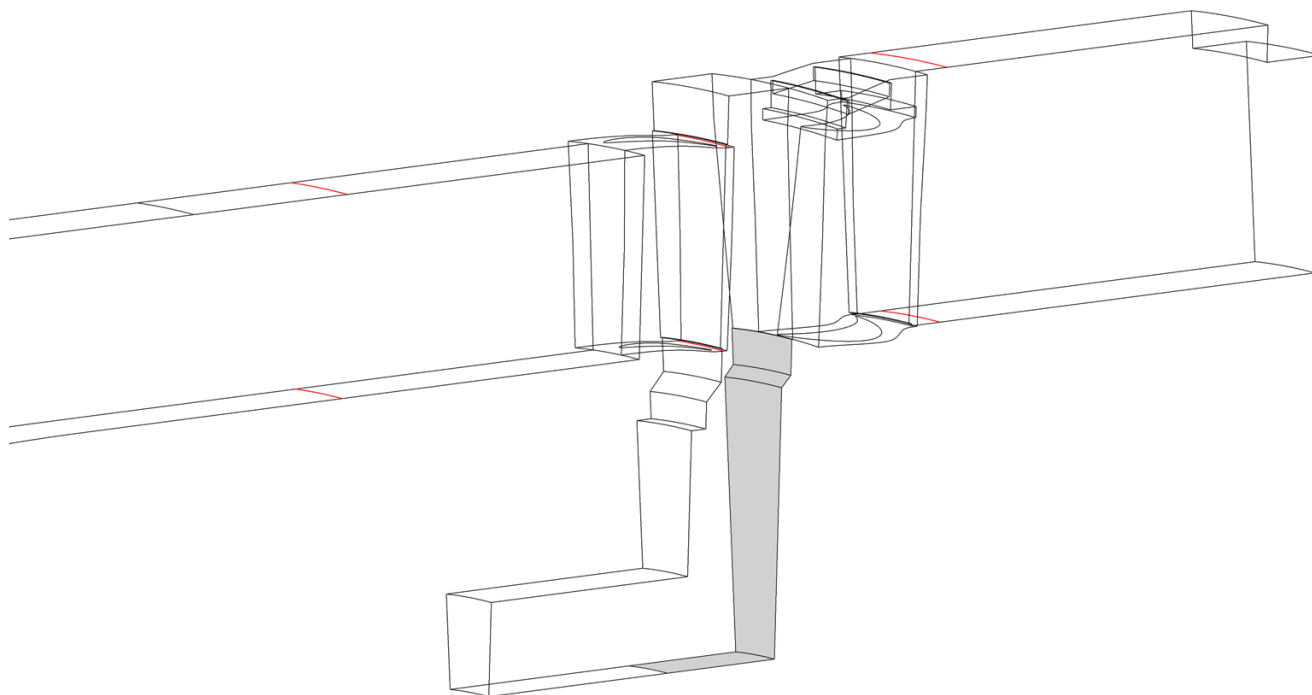
Způsob simulace mezní vrstvy využíval zabudovanou funkci Automatic Wall Function, přičemž díky vyhodnoceným hodnotám y^+ lze tvrdit, že byl všude využit model pro nízká Reynoldsova čísla (LRN). Na vstupu byla zadána hodnota intenzity turbulence 5%.

V řešeném objemu bylo potřeba zvolit způsob předání informace mezi rotujícími a nerotujícími doménami. Metoda „Stage“ provádějící předání obvodově průměrovaných hodnot po radiále byla využita pouze na rozhraní mezi výstupem ze statoru a meziprostorem mezi statorovými a rotorovými lopatkami. Na rozhraní mezi meziprostorem a rotorovými lopatkami lze očekávat silný vliv obvodového rozložení předávaných proudových veličin, a proto zde byla použita metoda „Frozen Rotor“, která předává neprůměrované hodnoty.

Výpočet byl ukončen ručně po splnění zadaných okrajových podmínek a po ustálení monitorovaného tlaku, teploty, průtoku a průběžně vyhodnocované účinnosti.

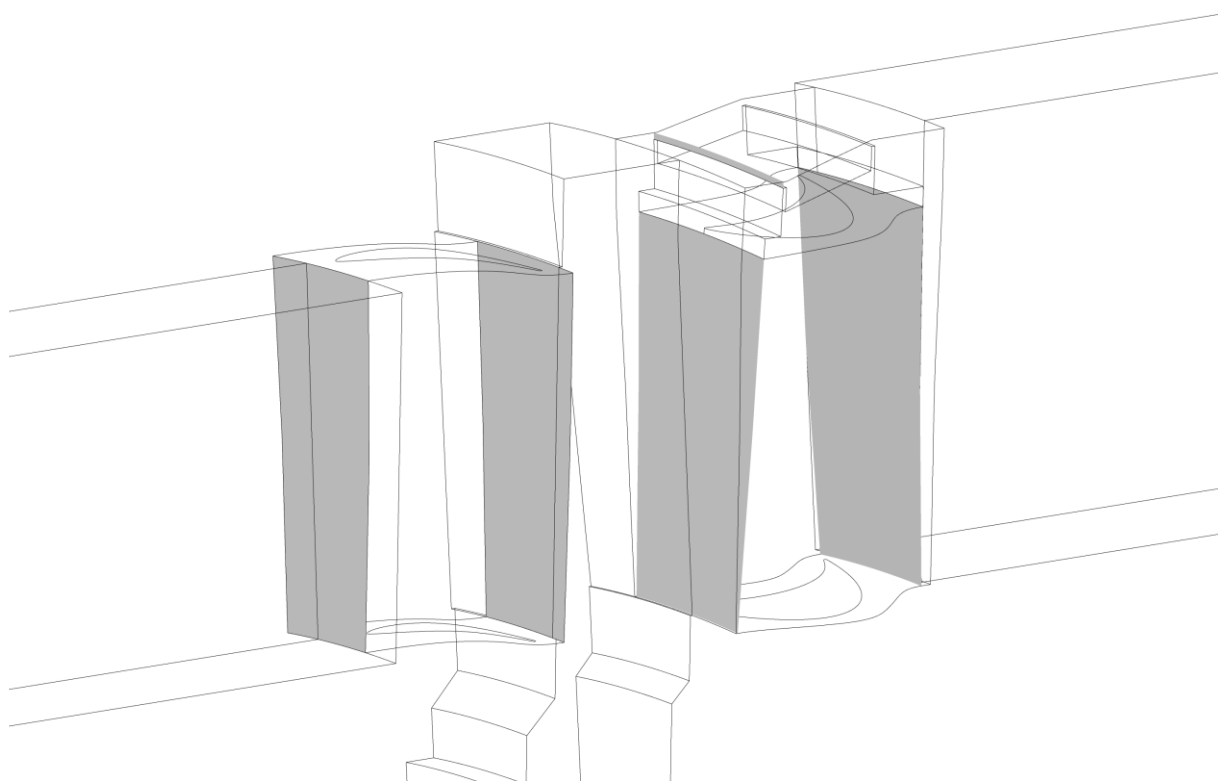
8.5 Způsoby vyhodnocení CFD

Vyhodnocení numerických CFD bylo provedeno dvěma přístupy. První přístup uvažoval pouze data, které bylo možno získat na experimentu (viz. Tab. 2). Cílem tohoto způsobu bylo provedení postupu vyhodnocení, který je totožný s vyhodnocením experimentu. Použité pozice měřených statických tlaků pro vyhodnocení jsou červeně naznačeny na obrázku (Obr. 72). Byly použity aritmetické průměry statických tlaků po obvodu kola. V porovnání s experimentem tedy dochází k drobnému zkreslení, neboť experiment uvažuje pouze bodové měření. Krouticí moment použitý pro vyhodnocení skutečně vykonané práce je v případě CFD získán ze všech rotujících stěn. Je tak získán kladný příspěvek od stěn rotorových lopatek, ale je uvažováno i se záporným příspěvkem od ventilace na rotorovém disku a v nadbandážové ucpávce.



Obr. 72 Vyznačení pozic pro vyhodnocení dle experimentálních podmínek

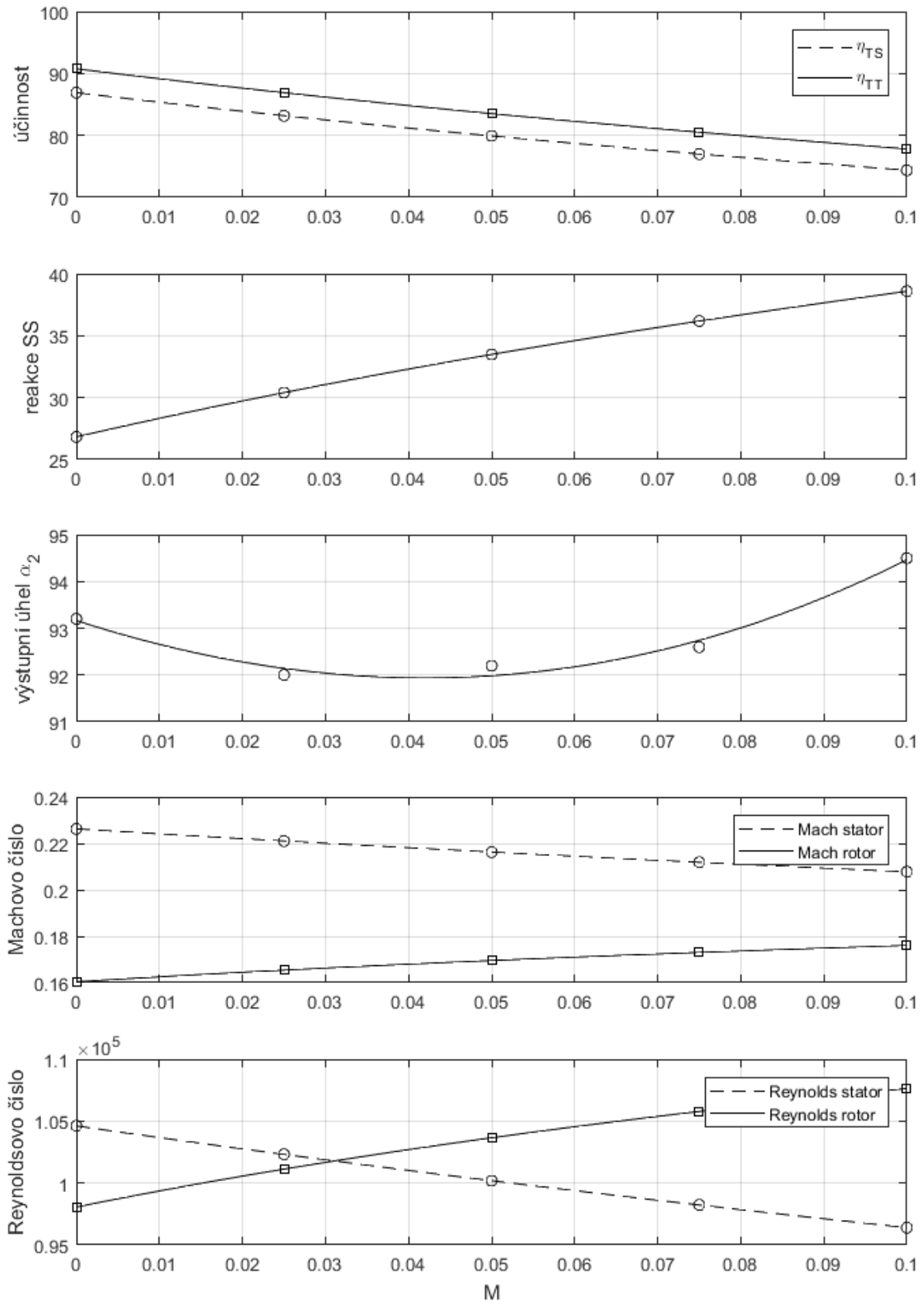
Pro srovnání jsou na následujícím obrázku (Obr. 73) vyznačeny roviny, pomocí kterých je numerický výpočet konvenčně vyhodnocován. Jde tedy o druhý přístup vyhodnocení. Hodnoty termodynamických parametrů na šedivě vyznačených rovinách jsou průměrovány váženě pomocí hmotnostního průtoku. Takto vyhodnocená data sice mnohem lépe vypovídají o skutečné hodnotě účinnosti. Je ale zřejmé, že není možné tato data srovnávat s těmi získanými prvním přístupem. Exporty z těchto rovin budou použity v následující kapitole pro kalibrování proudového výpočtu.



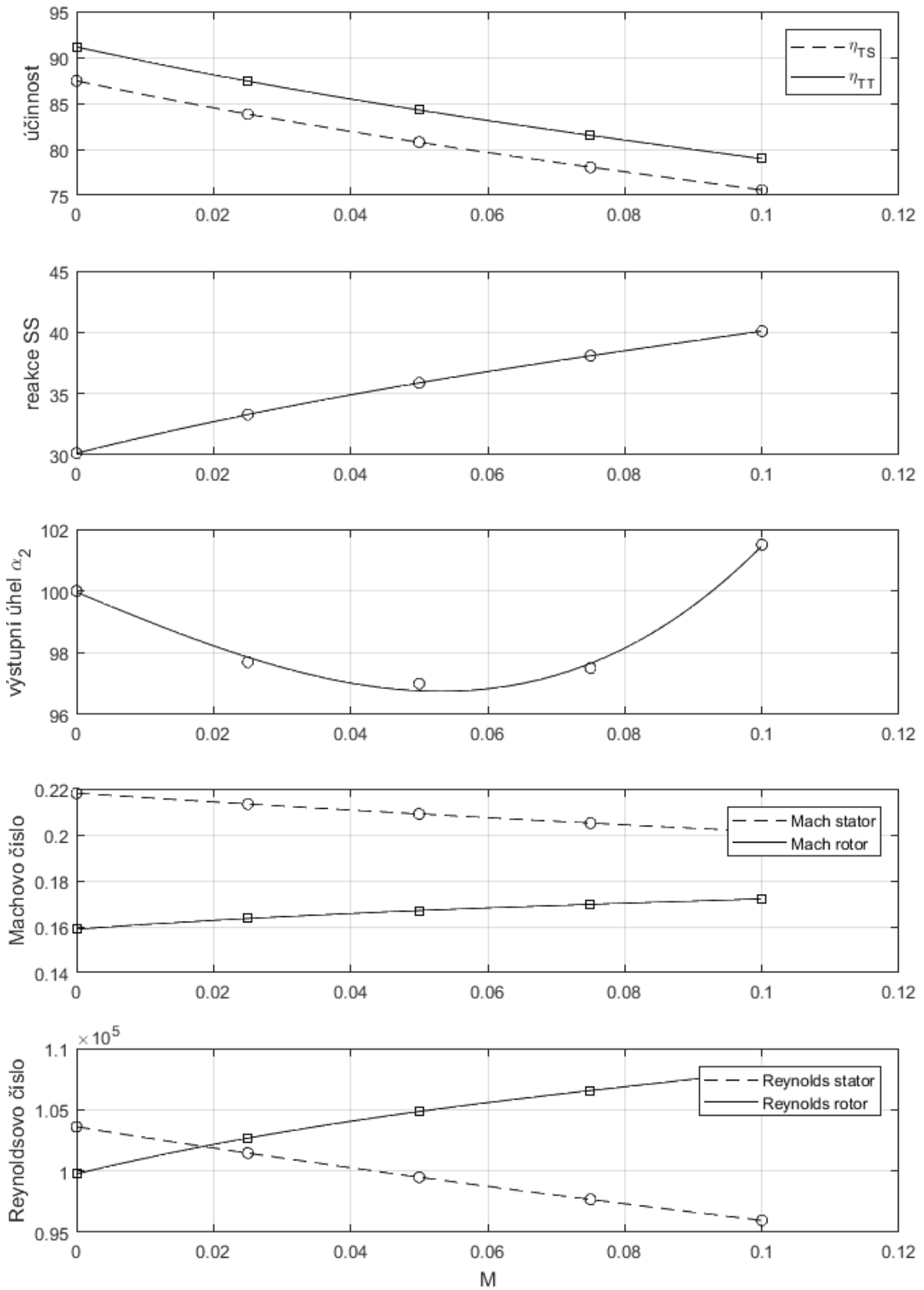
Obr. 73 Roviny používané pro konvenční CFD vyhodnocení

8.6 Výsledky CFD vyhodnocené dle experimentu

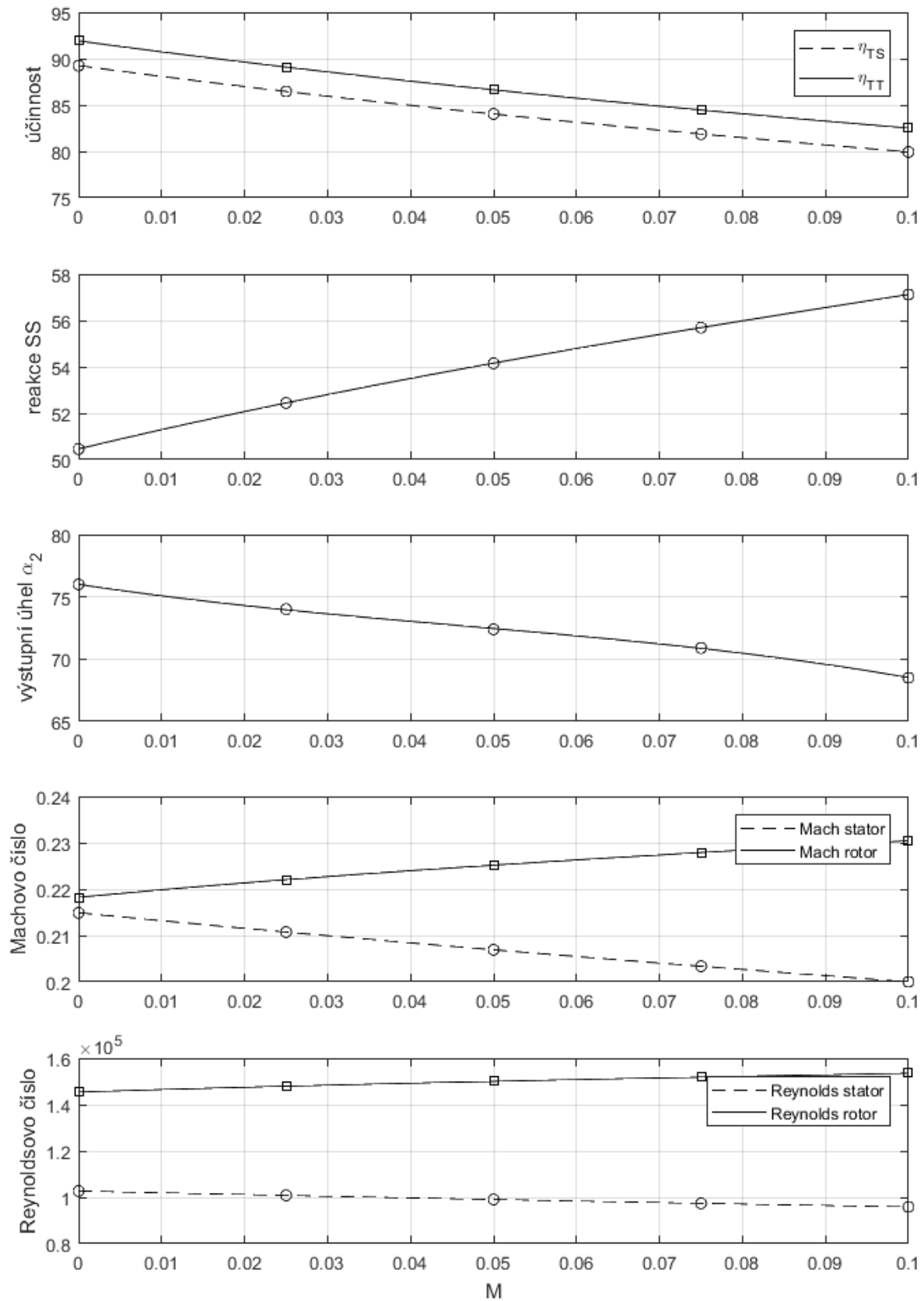
První způsob vyhodnocení se zaměřuje na přímé srovnání s daty z experimentu. Výsledky jsou zobrazeny na následujících diagramech (Obr. 74, Obr. 75, Obr. 76). Oproti experimentu jsou vyhodnoceny pouze varianty vefukování ($M > 0$). Varianty odsávání ($M < 0$) nebyly simulovány. Pro nominální režim bylo pomocí CFD dosaženo velmi podobných účinností vyhodnocovaných stupňů. S rostoucím poměrným průtokem vzduchu se již výsledky rozcházejí.



Obr. 74 Vliv poměrného průtoku na stupeň s nízkou reakcí ($M > 0$) z CFD



Obr. 75 Vliv poměrného průtoku na stupeň se střední reakcí ($M > 0$) z CFD

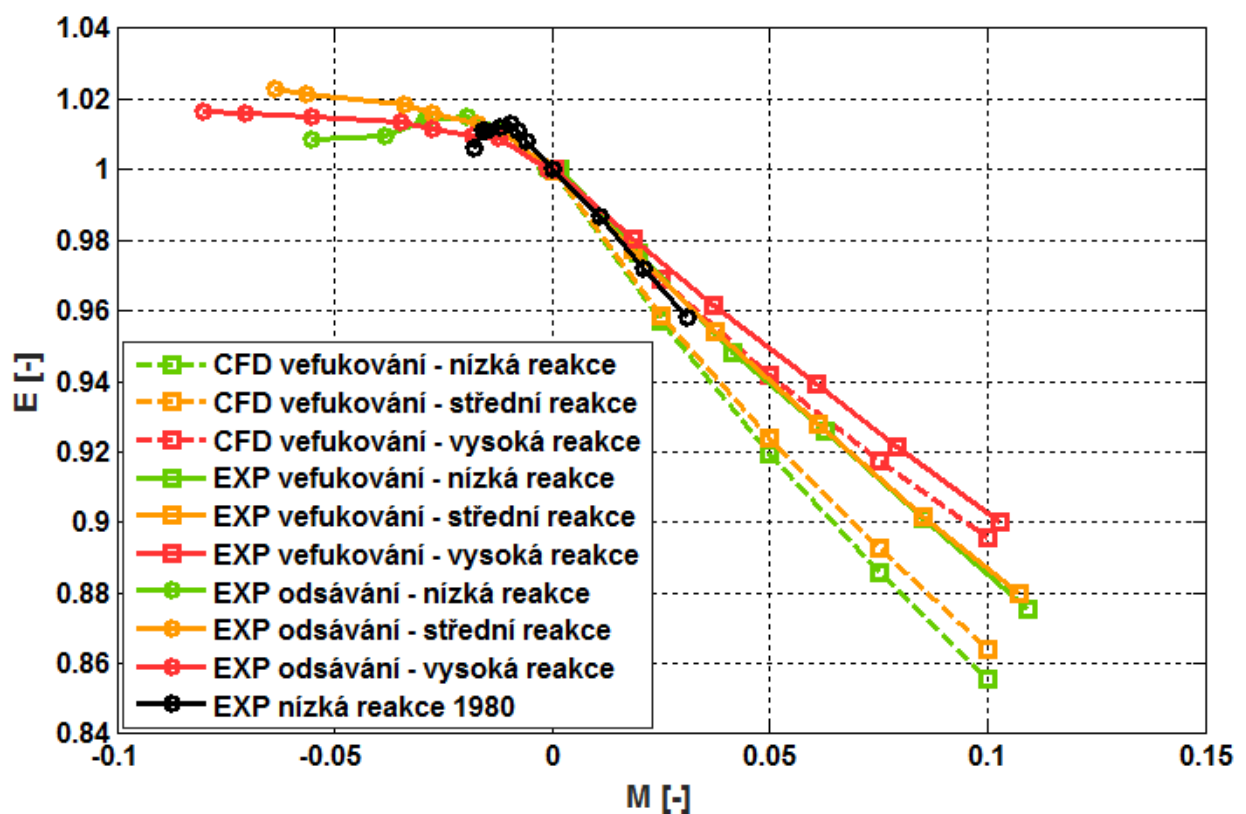


Obr. 76 Vliv poměrného průtoku na stupeň s vysokou reakcí ($M > 0$) z CFD

Na následujícím obrázku (Obr. 77) je zobrazeno srovnání závislostí E-M získaných z experimentu a z CFD. Obecný trend rostoucího vlivu vefukování s klesající reakcí stupně, který byl pozorován při vyhodnocení experimentu, byl potvrzen i pomocí CFD. CFD ale oproti experimentu predikuje výrazně vyšší vlivnost vefukovaného průtoku vzduchu.

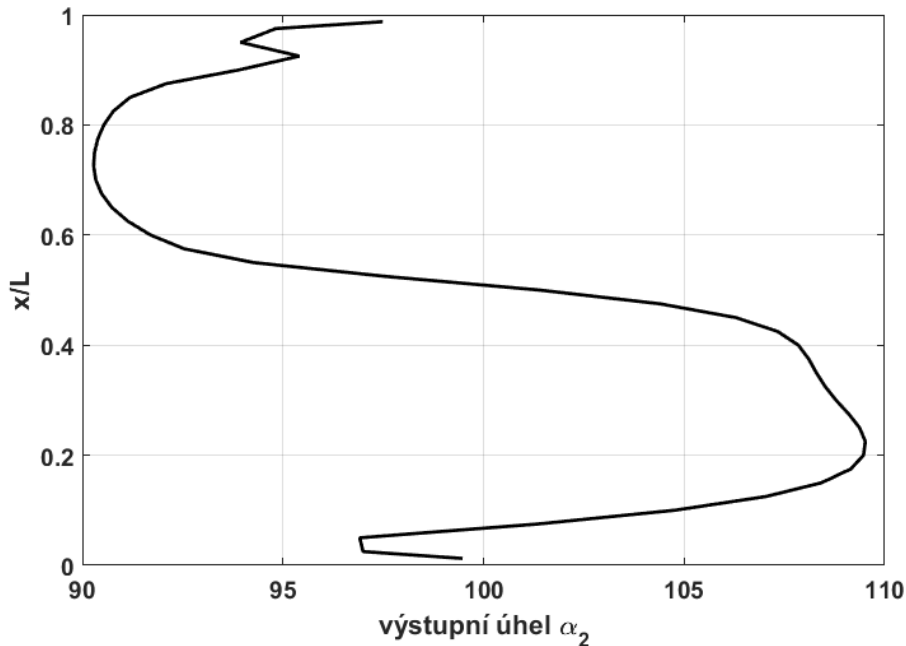
Na grafu je vidět, že změna poměrné účinnosti stupně s vysokou reakcí při poměrném vefukování 0,1 odpovídá hodnotě poměrné účinnosti 0,9. To by znamenalo, že stupeň snížil výkon pouze o nepracující průtok vzduchu hřídelovou ucpávkou. Lze ale předpokládat, že průtok hřídelovou ucpávkou nejen nekoná práci, ale navíc negativně ovlivňuje práci zbylého vzduchu protékajícího lopatkami. Z této úvahy plyne to, že v následujících vyhodnocovacích postupech budeme uvažovat s účinnostmi získanými z CFD.

Hodnoty získané z experimentu byly při měření pravděpodobně ovlivněny jinou hrubou měřicí chybou, která uměle navyšovala vyhodnocenou účinnost při rostoucím vefukovaném průtoku vzduchu. Pravděpodobně šlo o vliv již popisovaného skluzu hodnoty výstupního napětí z dynamometru, který mohl být způsoben zvýšením teploty tenzometrického snímače při měření.



Obr. 77 Závislost účinnosti na poměru ucpávkového průtoku – CFD vs. experiment

Z dat získaných z CFD lze zobrazit velmi nerovnoměrný průběh výstupního úhlu ze stupně. Rozložení tohoto úhlu po radiále je vidět na diagramu (Obr. 78). Sonda byla při měření umístěna v polovině kanálu ($x/L=0,5$). Je vidět, že v této pozici ukazuje CFD velmi vysokou citlivost hodnoty výstupního úhlu na radiální koordinátě. Hodnota výstupního úhlu se zde při pohybu o několik milimetrů mění v rozsahu téměř dvaceti stupňů. Tím lze vysvětlit nestabilitu naměřených průběhů.

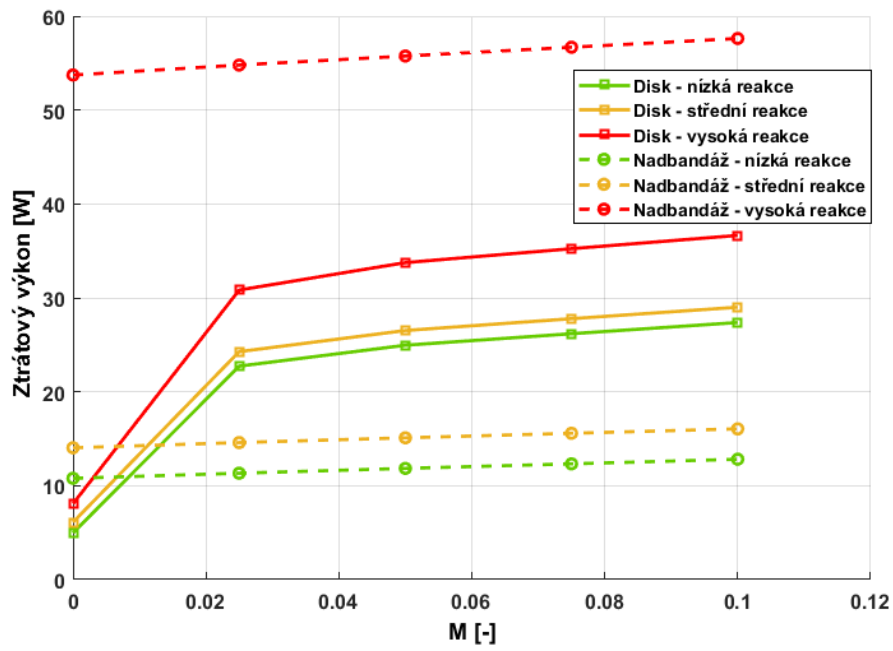


Obr. 78 Výstupní úhel z testovaného stupně se střední reakcí dle CFD

8.7 Ověření ventilačního výkonu disku

Při vyhodnocení experimentu byl zanedbáván vliv ventilačního výkonu způsobeného třením vzduchu o rotující disk, na němž jsou uloženy rotorové lopatky. Několik analyticko-empirických vztahů pro výpočet hodnoty ventilačního výkonu udávalo hodnoty v rozsahu od jednotek do desítek watt. Vzhledem k tomu, že se výsledky neshodovaly, byl tento brzdný výkon při vyhodnocení zanedbáván a byl uvažován jako systematická chyba měření.

Hodnoty ventilačního výkonu v řádu desítek wattů byly potvrzeny i pomocí CFD. Ventilační výkon disku a nadbandážové ucpávky jsou na následujícím diagramu (Obr. 79). Vyhodnocení ventilačních výkonů bylo provedeno pomocí krouticího momentu působícího na stěny disku a nadbandážové ucpávky. Tyto hodnoty budou uvažovány pro další vyhodnocení. Je vidět, že ventilační výkon disku je minimální při nulovém průtoku oblastí simulující hřídelovou ucpávku. Pokud se ale hmotnostní průtok obtékající rotující disk zvýší, dojde ke skokovému nárůstu ventilačního výkonu. Další zajímavý jev je patrný při srovnání ventilačních výkonů nadbandážové ucpávky. Ta je velmi závislá na hodnotě reakce stupně. Vysoká reakce způsobí nižší obvodovou složku rychlosti proudu vstupujícího do nadbandážové ucpávky. Tomuto proudu je obvodová hybnost dodávána třením o samotnou ucpávku, což způsobuje další brzdný výkon.



Obr. 79 Ztrátový výkon na ucpávkových doménách

9 Analyticko-empirický výpočet ztráty mísením

Cílem práce je příprava analyticko-empirického popisu vlivu mísení ucpávkového proudu s proudem hlavním, který bude použitelný pro přesný návrh turbínového stupně. Vzhledem k rozmanitosti konstrukčních řešení celého stroje není možné provádět experiment či CFD pro každý stupeň a je potřeba důvěřovat používaným empirickým ztrátovým modelům. Tyto ztrátové modely je proto nutné validovat oproti datům, se kterými se při návrhu stroje pracuje.

9.1 Validace proudového výpočtu

Na následujícím obrázku (Obr. 80) je vývojový diagram, který popisuje způsob vyhodnocení dat z experimentu a z CFD. Diagram je rozdělen na tři fáze (shora dolů). Jde o návrh testovaných stupňů, který probíhal pomocí proudového výpočtu a za použití stávajících ztrátových modelů DSPW. Dále probíhalo testování, a to jak experimentální, tak numerické. Při testování se diagram rozděluje na dvě větve. Poslední fází diagramu je vyhodnocení. Levá větev diagramu, která využívá metodiku vyhodnocení z experimentu, byla popsána v minulé kapitole. Jejím výsledkem jsou závislosti poměrné účinnosti na poměrném vefukovaném průtoku vzduchu. Pravá větev diagramu se zabývá vyhodnocení CFD pomocí validovaného proudového výpočtu.

Proudový výpočet využívá rovnice radiální rovnováhy a řeší rozložení proudových parametrů v meridiální rovině. Oproti CFD není proudový výpočet schopen vyhodnotit proudové jevy, ke kterým dochází v obvodovém směru, a zanedbává tedy přítomnost vírových struktur. Jeho výhodou je nízký čas potřebný pro provedení výpočtu, který se pohybuje v řádu několika sekund. Čas potřebný pro provedení plné CFD se pohybuje v řádu dnů.

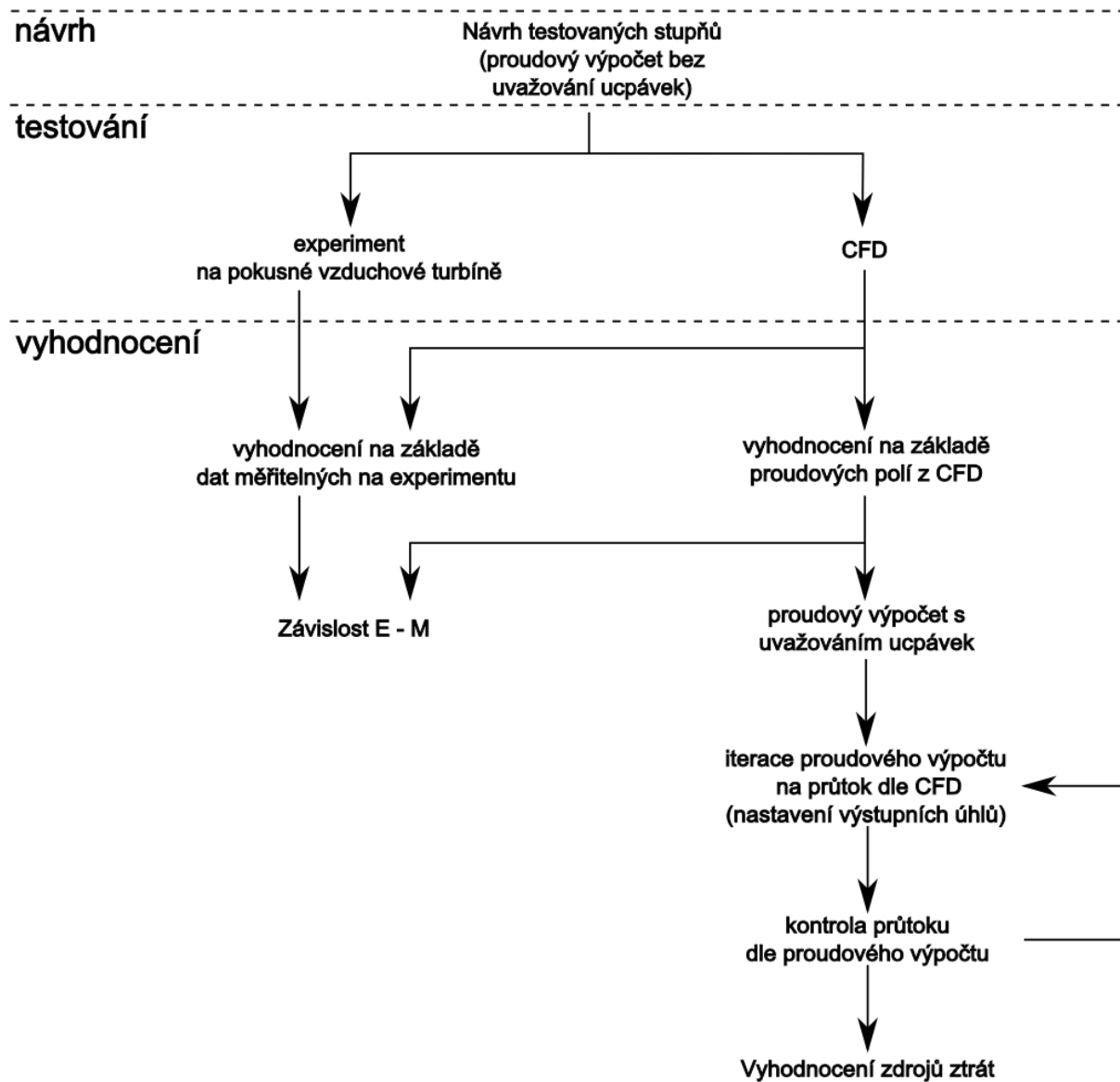
Validováním proudového výpočtu se rozumí proces popsáný na pravé větvi vývojového diagramu. Nejdříve byly z CFD získány hodnoty průtoků jednotlivými částmi stupně. Šlo o průtoky statorovými lopatkami, rotorovými lopatkami, hřídelovou ucpávkou a nadbandážovou ucpávkou. Hodnoty tohoto průtoku hřídelovou a nadbandážovou ucpávkou byly zadány jako vstupní hodnoty proudového výpočtu.

Pro provedení proudového výpočtu je potřeba zadat rozměry turbínového stupně, výstupní úhly použitých mříží a jejich účinnosti. Průtok turbínovým stupněm je výsledek proudového výpočtu. Při zadání průtoku hřídelovou nebo nadbandážovou ucpávkou dojde k lokálnímu snížení nebo zvýšení průtoku v řešené rovině. Součet průtoku řešenou rovinou a ucpávkou je vždy roven celkovému průtoku stupně.

Tímto upravením průtoků jednotlivými rovinami dojde k posunutí reakce stupně. Rostoucí průtok hřídelovou ucpávkou způsobuje zvýšení tlaku v mezeře mezi státorem a rotorem, a to vede k nárůstu reakce. Opačně by tomu bylo v případě rostoucího průtoku

nadbandážovou ucpávkou. To by způsobilo snížení tlaku v mezeře mezi statorom a rotorem, a tedy pokles reakce.

Provedením tohoto proudového výpočtu není dosaženo stejného celkového průtoku stupněm. To je způsobeno dvěma faktory. Prvním faktorem je rozdíl mezi zadávanými geometrickými výstupními úhly a skutečnými proudovými úhly. Druhým faktorem je nepřesně zadaná mřížová účinnost. Při validaci proudového výpočtu je proto iteračně upravován výstupní úhel ze statorové i rotorové mříže tak, aby byl výsledný průtok stupně dle proudového výpočtu ve shodě s výsledky CFD. Úprava výstupního úhlu je prováděna vždy tak, aby nedošlo ke změně reakce stupně, protože správná hodnota byla nastavena v předchozím kroku. Po provedení 4 iteračních proudových výpočtů byl průtok nastaven s přesností pod jeden gram za sekundu.



Obr. 80 Vývojový diagram pro vyhodnocení

9.2 Výsledky validace proudového výpočtu

Výsledky validovaného proudového výpočtu pro variantu geometrie se střední reakcí jsou zobrazeny na následujících dvou obrázcích. Na diagramech (Obr. 81) je ukázka vybraných výsledků validace proudového výpočtu pro středně reakční stupeň při poměrném vefukovaném průtoku vzduchu 0%. Tytéž data jsou zobrazena pro variantu s poměrným vefukovaným průtokem vzduchu 10% na diagramech (Obr. 82).

Na horních grafech je zobrazeno srovnání průběhu výstupních úhlů statorové i rotorové mříže. Výstupní úhly z proudového výpočtu odpovídají zadaným výstupním úhlům, které byly iteračně voleny tak, aby bylo dosaženo shodného průtoku s CFD. Rozložení výstupních úhlů proudového výpočtu po výšce kanálu ale odpovídá skutečným geometrickým výstupním úhlům mříží.

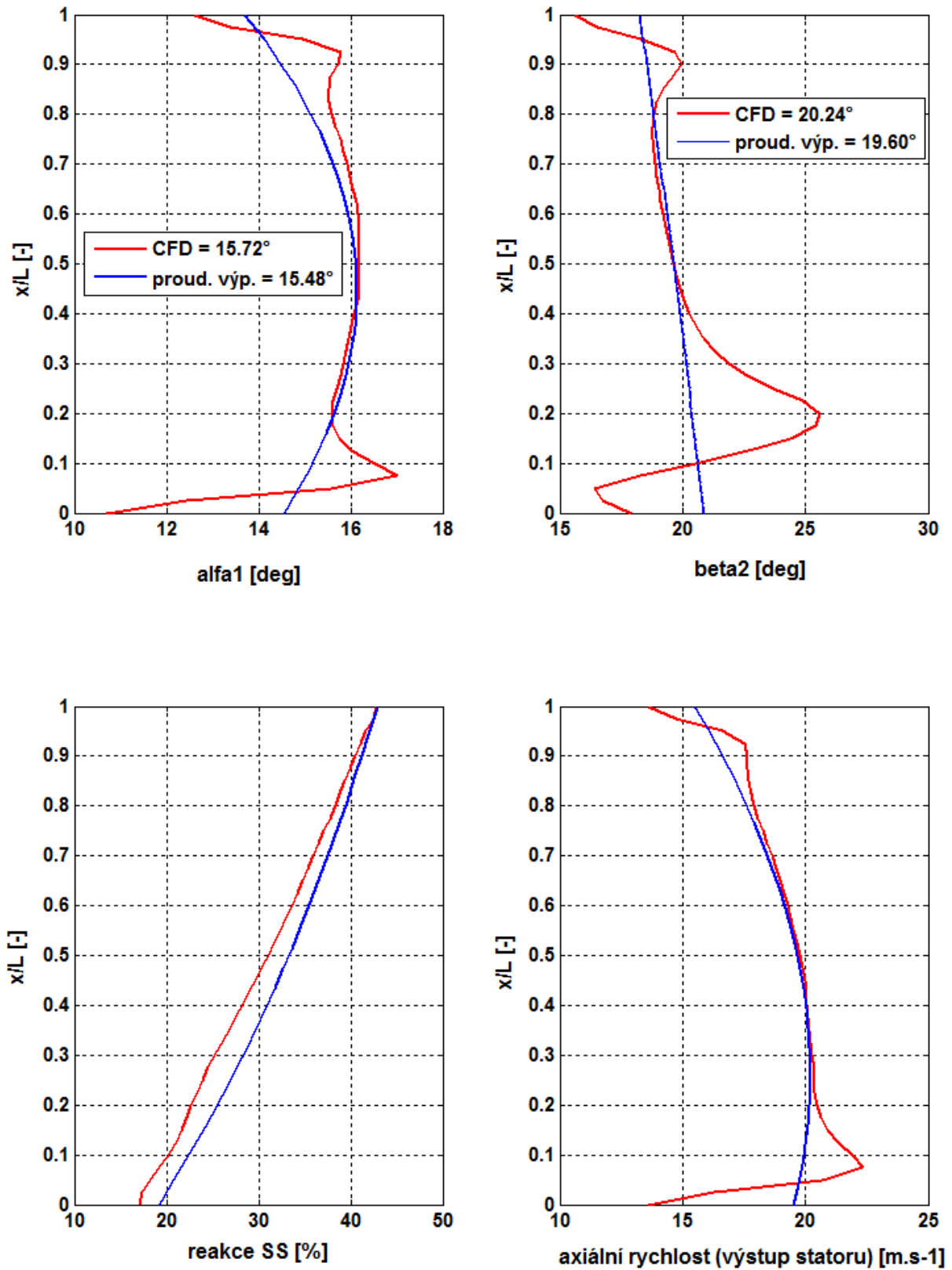
Výstupní úhly z CFD již nejsou zadávané a poskytují informaci o chování proudu po výšce kanálu. Je vidět, že rozložení výstupního úhlu ze statoru dobře odpovídá rozložení geometrického úhlu. Větší rozdíly jsou patrné v oblasti sekundárních vírů u patního a špičkového poloměru. Ovlivnění sekundárními strukturami je u statorové mříže symetrické. To je způsobeno podobnými použitými profily na patě i špičce statorových lopatek, ale i podobnou mezní vrstvou na omezujících stěnách před statorovou mříží.

Vyhodnocené výstupní úhly z rotorové mříže mají již výrazně odlišnější průběh od rozložení geometrických výstupních úhlů. Mírná shoda je vidět na variantě s nulovým poměrným vefukem. Rozložení sekundárních ztrát již není symetrické tak, jako tomu bylo v případě statorové mříže, a jsou proto nesymetricky ovlivněny i výstupní úhly. Výrazný nárůst oblasti postižené sekundárními proudovými strukturami je patrný u varianty s 10% poměrného vefukovaného průtoku vzduchu.

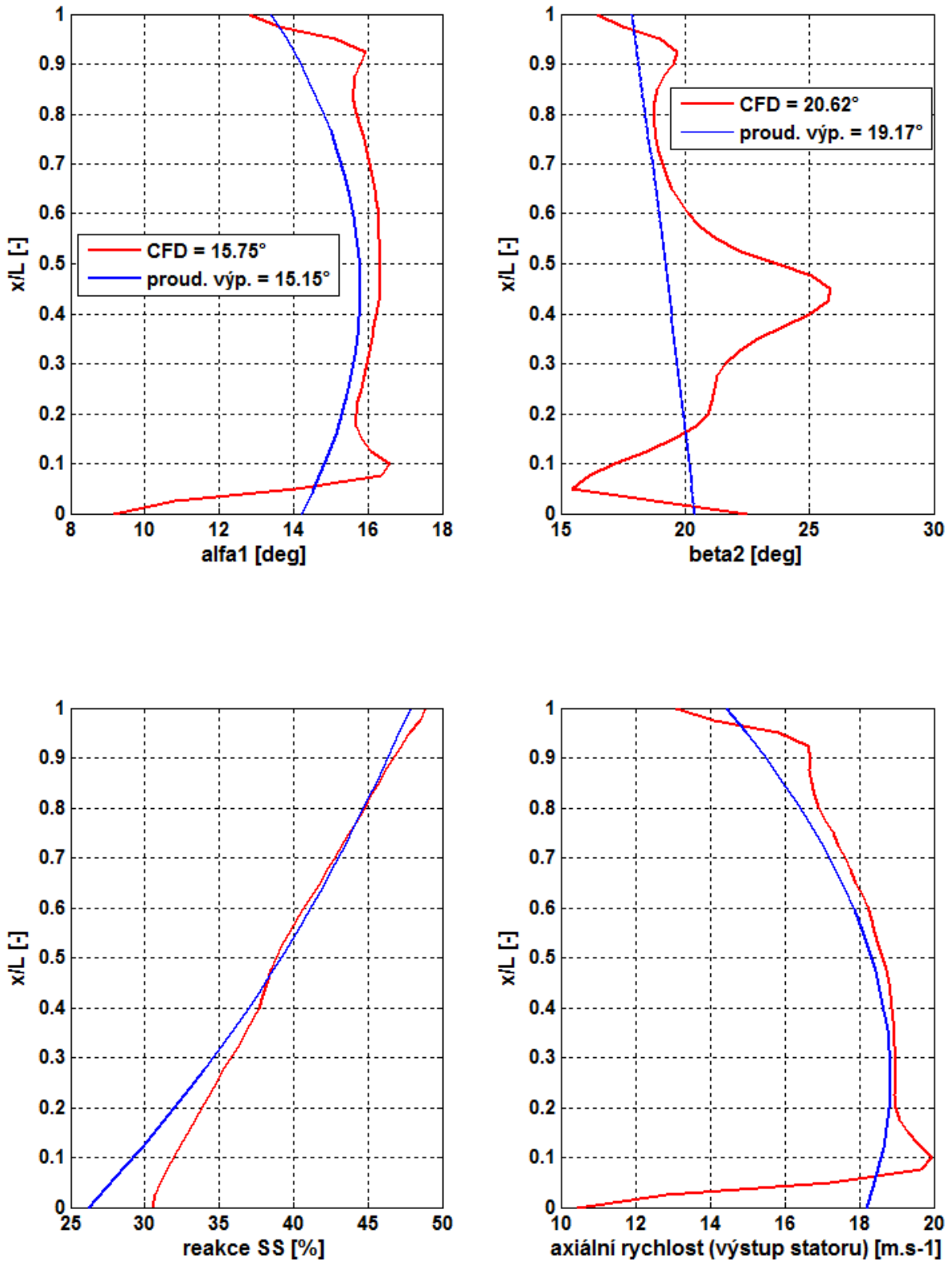
Na spodních grafech je vidět rozložení reakce po výšce stupně. Díky validaci průtoku ucpávkovými doménami byl dobře postižen trend nárůstu reakce vlivem rostoucího průtoku hřídlovou ucpávkou. Je ale také vidět, že tento způsob validace provede pouhé posunutí střední hodnoty reakce, zatímco lokální ovlivnění, které je dobře patrné na grafu s poměrným vefukovaným průtokem vzduchu 10%, již není postiženo.

Průběhy axiální rychlosti na výstupu ze statorové mříže jsou ekvivalentem k jejím výstupním úhlům. Dobrá shoda na středu kanálu zase poukazuje na správně predikované profilové ztráty na této mříži.

Vzhledem k tomu, že nebyly validovány výstupní úhly proudového výpočtu, nemůžeme se při vyhodnocení skutečně vykonané práce spoléhat na bilanci hybností, ale budeme muset použít definice založené na měrných entalpických spádech korigované vhodně zvolenými definicemi ztrátových součinitelů.



Obr. 81 Výsledky validace proudového výpočtu (Střední reakce, $M=0\%$)



Obr. 82 Výsledky validace proudového výpočtu (Střední reakce, $M=10\%$)

9.3 Vyhodnocení základních ztrát

Při vyhodnocení se využijí ztrátové součinitele definované jako podíl ztrátového výkonu od určitého příspěvku k ideálnímu výkonu turbínového stupně. Ideální výkon turbínového stupně je definovaný dle rovnice (Rov. 57) jako součin celkového průtoku stupněm a isentropického entalpického spádu mezi celkovým a statickým stavem. Představuje tedy maximální teoreticky získatelný výkon turbínového stupně.

$$P_{IDEAL} = \dot{m}_{CEL} h_{is_TS} \quad \text{Rov. 57}$$

Jednotlivé příspěvky ke ztrátovému výkonu lze vyhodnotit pomocí analytických vztahů popisujících chování turbínového stupně a již dostupných empirických vztahů. Vyhodnocení je založeno na předpokladu toho, že součtem jednotlivých ztrátových součinitelů lze získat celkovou ztrátu turbínového stupně. Součet těchto jednotlivých ztrátových součinitelů lze srovnat s referenční ztrátou celého stupně. Jako referenční ztráta turbínového stupně bude uvažována ztráta definovaná pomocí celkového krouticího momentu na rotující plochy z CFD a z otáček (Rov. 58).

$$Z_{CFD} = 1 - \frac{M_{k_CFD} \cdot 2 \pi n}{60 P_{IDEAL}} \quad \text{Rov. 58}$$

Prvním příspěvkem k ztrátovému výkonu patří výkon ztracený výstupní rychlostí ze stupně. Výstupní kinetická energie vzduchu není využita při přeměně na mechanický výkon stupně. Tento ztracený výkon lze vyjádřit pomocí Rov. 59.

$$P_{ZVR} = \dot{m}_{ROTOR} \frac{c_2^2}{2} \quad \text{Rov. 59}$$

Následuje dvojice příspěvků k ztrátovému výkonu. Jedná se o ztrátový výkon vzniklý neideálností expanze ve statorové a rotorové mříži. Jejich hodnota je úměrná průtoku mříží a izentropickému entalpickému spádu danou mříží a dále ztrátovým součinitelem získaným ze ztrátových modelů společnosti Doosan Škoda Power. Hodnoty ztrátových součinitelů byly získány aplikací vztahů prezentovaných v interní literatuře DSPW [28].

$$P_{STATOR} = \dot{m}_{STATOR} h_{is_TS_STATOR} \xi_{STATOR} \quad \text{Rov. 60}$$

$$P_{ROTOR} = \dot{m}_{ROTOR} h_{is_TS_ROTOR} \xi_{ROTOR} \quad \text{Rov. 61}$$

Nezanedbatelnou hodnotu ztrátového výkonu představuje tření mezi rotační plochou nadbandážové ucpávky a zde protékajícím proudem. Výkon ztracený třením v nadbandážové ucpávce lze predikovat pomocí analyticko-empirických modelů. V případě této studie je využito přímého odečtu krouticího momentu na zmiňované ploše a následného výpočtu třecího výkonu v nadbandážové ucpávce (Rov. 62).

$$P_{TN} = M_{k_CFD_N} \frac{2 \pi n}{60} \quad \text{Rov. 62}$$

Průtok vzduchu nadbandážovou ucpávkou nejen, že způsobuje předchozí ztrátový výkon třením, ale navíc se samo neúčastní přeměny energie proudícího média na pohybovou energii rotoru. Takto ztracený výkon způsobený únikem nadbandážovou ucpávkou lze vyjádřit jako součin průtoku vzduchu protékajícího nadbandážovou ucpávkou s dostupným izentropickým spádem pro špičkový profil rotorové mříže (Rov. 63).

$$P_{UN} = \dot{m}_{UN} h_{is_TS_špička_ROTOR} \quad \text{Rov. 63}$$

Obdoba třecího výkonu na nadbandážové ucpávce se odehrává i při obtékání rotujícího disku, na kterém jsou upevněny rotorové lopatky. Oproti experimentální geometrii, kde dochází k obtékání disku, dochází na reálných strojích k průtoku hřídelovou ucpávkou. Označení tření v hřídelové ucpávce je zde převzato z reálných strojů. Pro vyhodnocení tohoto ztrátového výkonu třením v hřídelové ucpávce je opět použit přímý odečet krouticího momentu na ploše disku a následného výpočtu třecího výkonu v hřídelové ucpávce (Rov. 64).

$$P_{TH} = M_{k_CFD_H} \frac{2 \pi n}{60} \quad \text{Rov. 64}$$

Při vyhodnocení ztrátového výkonu únikem hřídelovou ucpávkou se teorie liší od teorie pro ztrátový výkon únikem nadbandážovou ucpávkou. Průtok vzduchu hřídelovou ucpávkou je vefouknut před rotorem a skutečně protéká rotorovou mříží. Při průtoku hřídelovou ucpávkou, nebo při obtoku disku v případě vyhodnocovaného experimentu ale tento průtok vzduchu neprošel expansí, ale byl škrcen. Expansní izentropický entalpický spád, který byl pro tento průtok vzduchu dostupný, nebyl využit, a proto nebyl transformován do podoby kinetické energie uniklého průtoku vzduchu, která by byla v rotorové mříži využita k přeměně na mechanický výkon. Tento ztrátový výkon únikem hřídelovou ucpávkou je vyjádřen pomocí Rov. 65. Skutečnost toho, že vefukovaný vzduch má navíc výrazně odlišný střední vektor rychlosti od vzduchu protékajícího rotorovou mříží, bude zohledněna v následujících příspěvcích ke ztrátovému výkonu.

$$P_{UH} = \dot{m}_{UH} h_{is_TS_pata_STATOR} \quad \text{Rov. 65}$$

Průtok vzduchu hřídelovou ucpávkou způsobí celkem tři druhy ztrátového výkonu.

- Ztráta výkonu vlivem úniku hřídelovou ucpávkou
- Ztráta výkonu vlivem mísení kinetických energií ucpávkového a hlavního proudu
- Ztráta výkonu dodatečným vlivem incidence a zvýšených sekundárních ztrát

První ztrátový výkon spojený s únikem vzduchu hřídelovou ucpávkou již byl popsán předchozí rovnicí.

Druhý ztrátový výkon spojený s únikem hřídelovou ucpávkou je přisuzován tomu, že zaniká část kinetické energie vzduchu vefukovaného do mezery mezi statorovou a rotorovou mříž. Výkon ztracený vlivem mísení kinetických energií je vyjádřen pomocí rovnice (Rov. 66). V této rovnici vystupuje měrný entalpický spád definovaný rovnicí (Rov. 67). Tato rovnice je inspirována rovnicí (Rov. 39) uvedenou v rešeršní části této práce, kterou pro obecný případ mísení dvou proudů definoval Zlatinov. Jednotlivé rozdíly velikosti složek rychlostí pro případ mísení hřídelové ucpávky s hlavním proudem jsou vypsány v následujících rovnicích (Rov. 68, Rov. 69, Rov. 70). Při vyhodnocení těchto rozdílů rychlostí bylo využito několika zjednodušení. Složky rychlostí hlavního proudu ($V_{x_pata_STATOR}$, $V_{r_pata_STATOR}$, $V_{\theta_pata_STATOR}$) jsou získány z výsledků validovaného proudového výpočtu. Axiální složka rychlosti vefukovaného proudu (V_{x_UH}) je uvažována jako nulová. Radiální složka rychlosti vefukovaného proudu (V_{r_UH}) je uvažována jako střední rychlost na průtočné ploše mezery mezi statorovou a rotorovou mříží. Obvodová složka rychlosti vefukovaného proudu (V_{θ_UH}) je uvažována jako polovina unášivé rychlosti rotoru na patním poloměru. Tato zjednodušení jsou zvolena na základě inspirace z literatury [8].

$$P_{MKE} = \dot{m}_{STATOR} h_{MKE_STATOR} \quad \text{Rov. 66}$$

$$h_{MKE_STATOR} = \frac{\dot{m}_{UH}}{\dot{m}_{STATOR}} \left[\frac{\Delta V_{x_UH}^2 + \Delta V_{r_UH}^2 + \Delta V_{\theta_UH}^2}{2} \right] \quad \text{Rov. 67}$$

$$\Delta V_{x_UH} = V_{x_pata_STATOR} - V_{x_UH} \quad \text{Rov. 68}$$

$$\Delta V_{r_UH} = V_{r_pata_STATOR} - V_{r_UH} \quad \text{Rov. 69}$$

$$\Delta V_{\theta_UH} = V_{\theta_pata_STATOR} - V_{\theta_UH} \quad \text{Rov. 70}$$

Třetí část ztrátového výkonu spojeného s únikem hřídelovou ucpávkou je přisuzována vlivům, které není možné popsat pomocí známých analytických a ani stávajících empirických přístupů. Teoreticky je tento ztrátový výkon způsoben přítomností kladné incidence na patních profilech rotorových lopatek (náběh na přetlakovou stranu), která je způsobena mísením hybnosti hlavního a vefukovaného proudu. Dále dochází k nárůstu ztrátového výkonu vlivem posílení sekundárních proudových struktur v dolní polovině rotorových lopatek.

Třetí část ztrátového výkonu spojeného s únikem hřídelovou ucpávkou bude v dalších kapitolách této práce popsána a validována.

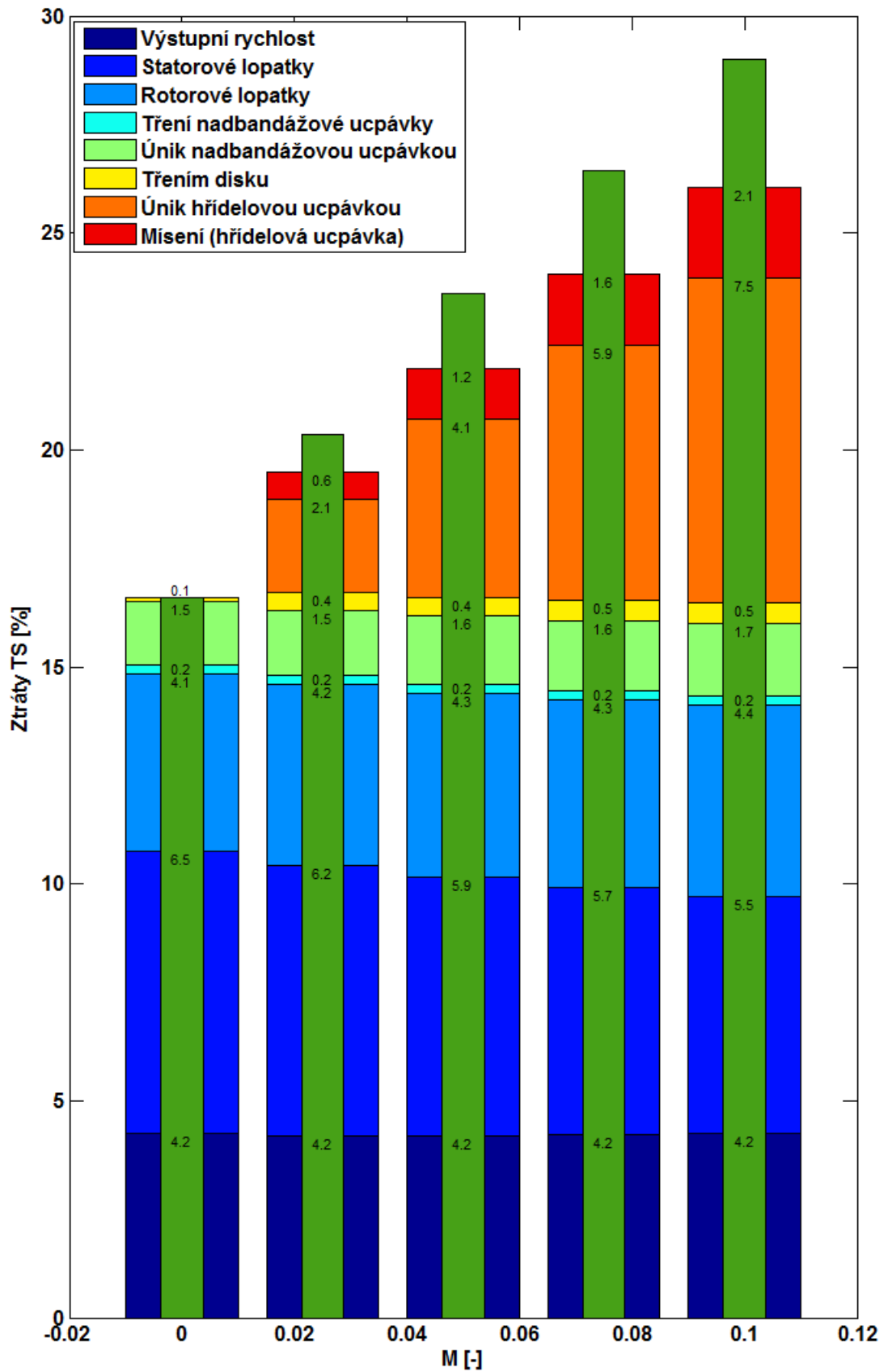
Ztrátový výkon způsobený mísením kinetické energie ucpávkového a hlavního proudu a ztrátový výkon dodatečným vlivem vefukovaného průtoku vzduchu je poplatný i pro nadbandážovou ucpávku, ale jeho vliv by se projevil až do výkonu navazujícího turbínového stupně.

Srovnání referenčního ztrátového výkonu se součtem popsatelných příspěvků ke ztrátovému výkonu je pro všechny tři testované stupně zobrazen na následujících diagramech (Obr. 83, Obr. 84 a Obr. 85).

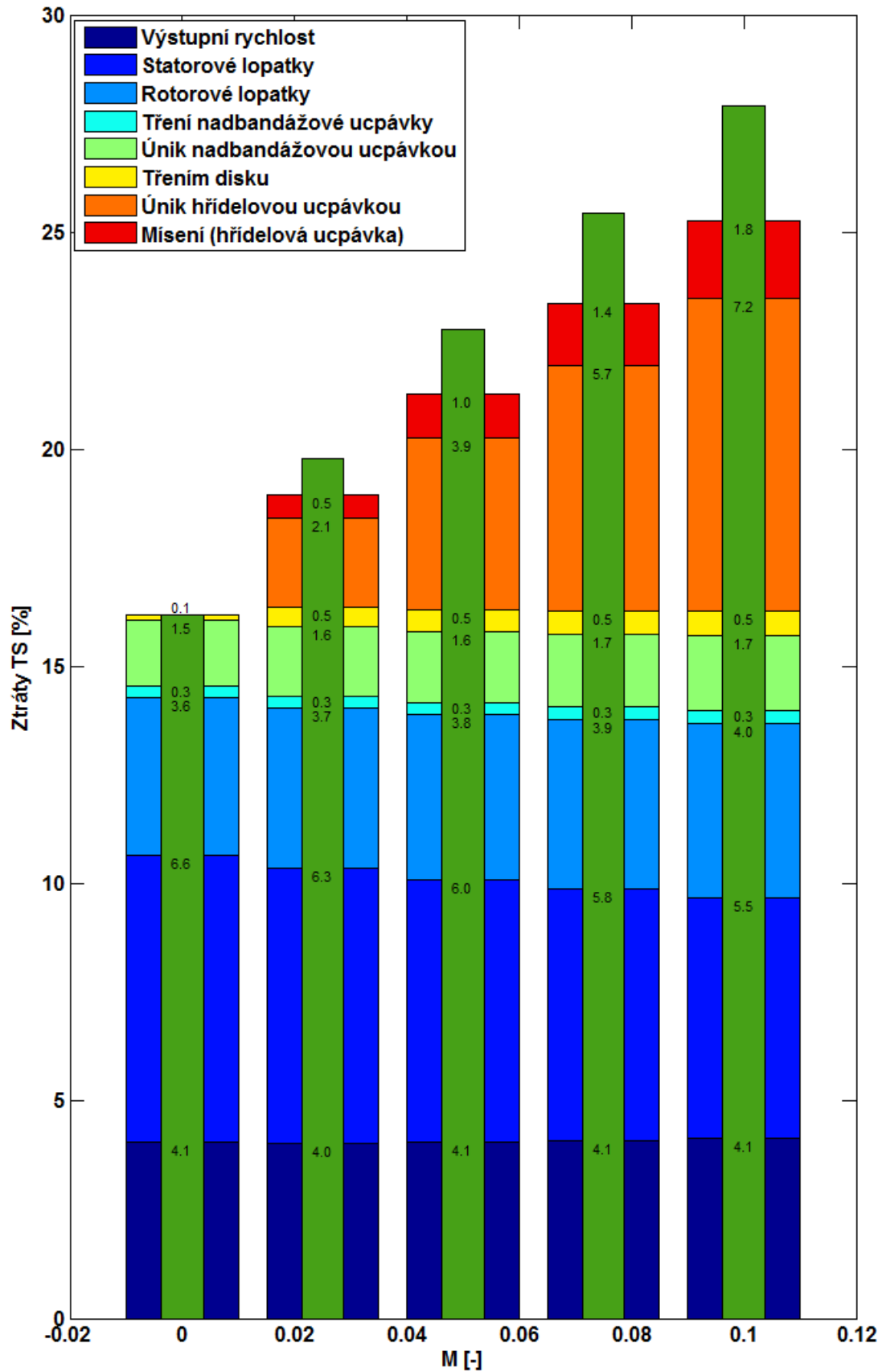
Na grafech je pro každou vyhodnocenou variantu poměrného průtoku M vynesena hodnota referenčního ztrátového součinitele v podobě zeleného sloupce. Široké sloupce reprezentují součet uvažovaných příspěvků ke ztrátovému součiniteli.

Velmi dobře je zde vizualizováno několik vlastností turbínových stupňů ovlivněných měnícím se průtokem hřídelovou ucpávkou. S rostoucím poměrem M dochází k nárůstu reakce. S nárůstem reakce klesá entalpický spád dostupný pro statorovou mříž a narůstá entalpický spád dostupný pro rotorovou mříž. Tento fakt způsobí změnu poměru ztrátových součinitelů mezi statorovou a rotorovou mříží. Ztrátový výkon vlivem úniku nadbandážovou ucpávkou i vlivem tření v nadbandážové ucpávce má vyšší význam u stupně s vysokou reakcí. To je způsobeno výrazně vyšším dostupným entalpickým spádem na špičce rotorových lopatek. Ztráta způsobená třením na disku rotoru je pro nulový průtok okolo disku výrazně nižší v porovnání s nenulovým průtokem. To je způsobeno tím, že v případě nenulového průtoku musí disk dodávat hybnost neustále se měnícímu průtoku, zatímco v případě nulového průtoku je médium v blízkosti disku jednou roztočeno a dále mu není potřeba dodávat novou energii.

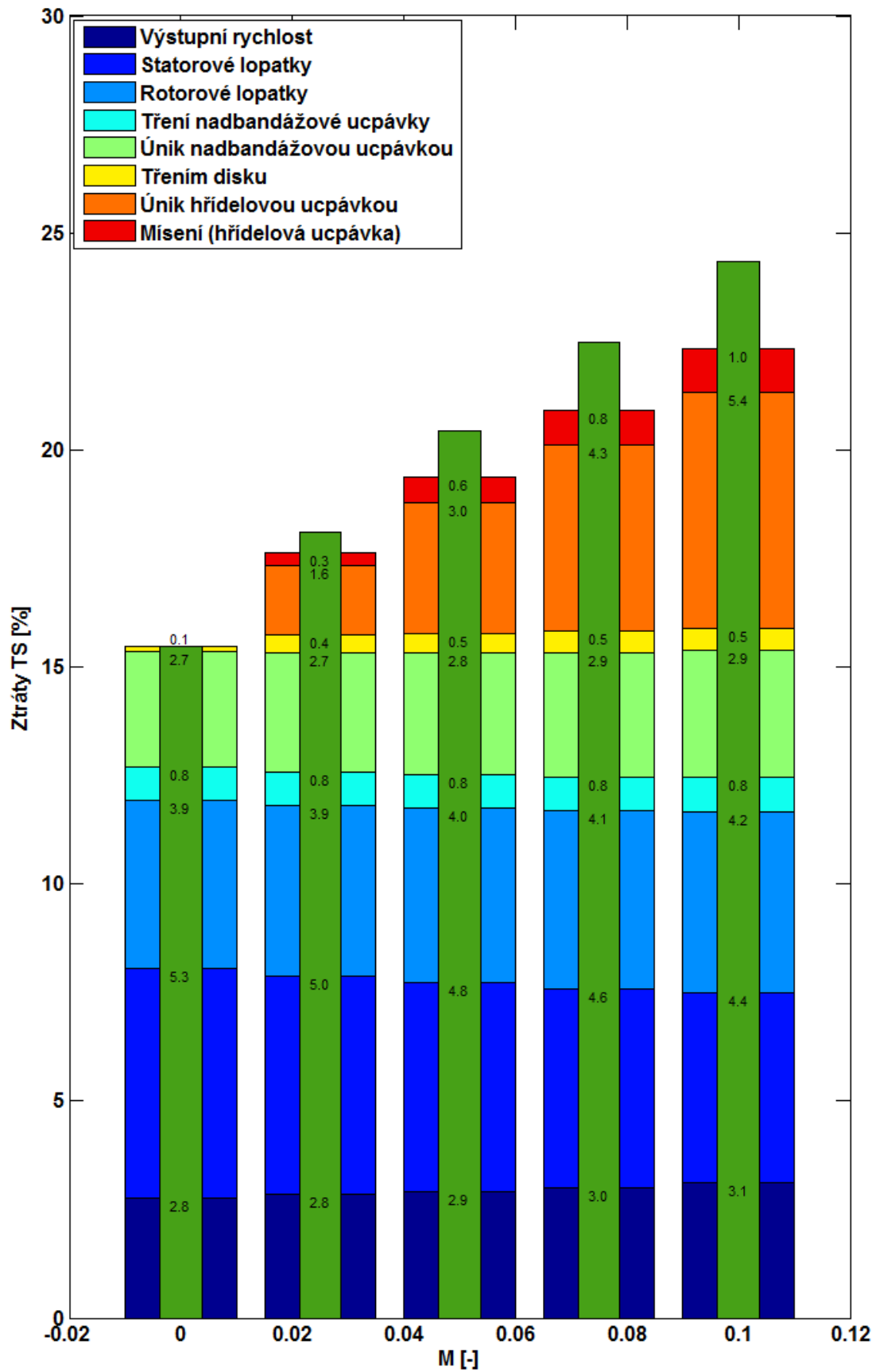
Rozdíl mezi součtem zmíněných příspěvků ke ztrátovému součiniteli a referenčním ztrátovým součinitelem je popsán v následující kapitole.



Obr. 83 Srovnání ztráty stupně dle CFD s predikovanou ztrátou (nízká reakce)



Obr. 84 Srovnání ztráty stupně dle CFD s predikovanou ztrátou (střední reakce)



Obr. 85 Srovnání ztráty stupně dle CFD s predikovanou ztrátou (vysoká reakce)

9.4 Validace dodatečného ztrátového výkonu

Poslední tři grafy uvedené v předchozí kapitole ukazují, že celkový ztrátový součinitel turbínového stupně není úplně popsán pomocí zmiňovaných příspěvků ke ztrátovému součiniteli. Je poukázáno na to, že ve stupni bude přítomen i dodatečný vliv způsobený vzduchem vefukovaným do prostoru lopatek z prostoru hřídelové ucpávky. Hodnota dodatečného ztrátového výkonu odpovídá rozdílu mezi celkovým ztrátovým výkonem a součtem uvažovaných příspěvků ke ztrátovému součiniteli.

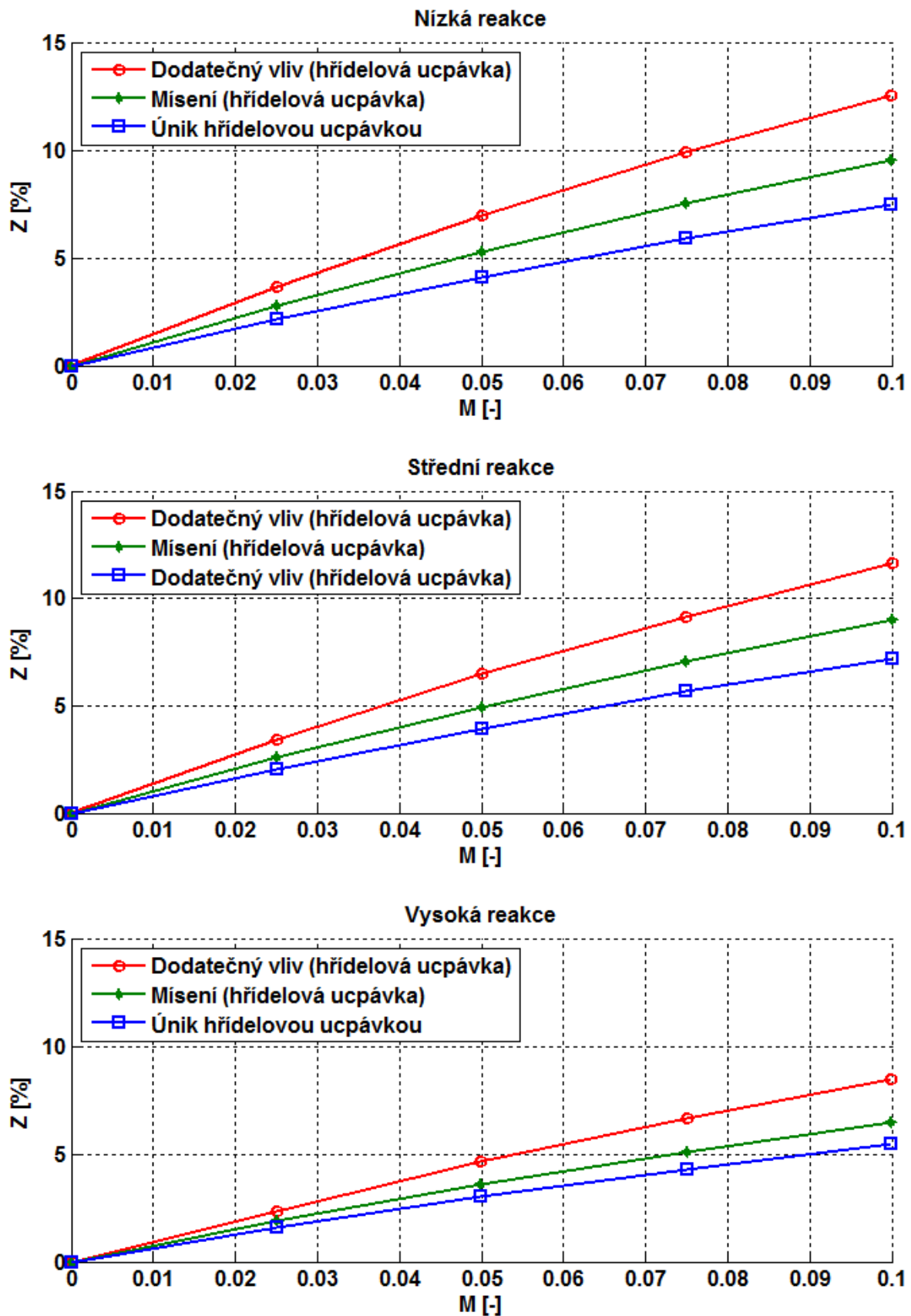
Tento dodatečný vliv je v dnešní průmyslové praxi DSPW popisován pomocí ztrátového součinitele, který způsobuje lineární závislost mezi dodatečným ztrátovým výkonem a poměrem M . Uvedené grafy ale nevykazují stejné přírůstky ztrát v závislosti na poměru M . Na grafech je zřetelné to, že s rostoucí reakcí stupně se dodatečný ztrátový součinitel snižuje. Z toho důvodu je na následující trojici diagramů (Obr. 86) vynesena závislost všech tří ztrátových součinitelů spojených s průtokem hřídelovou ucpávkou na poměru M .

Ztráta dodatečným vlivem incidence a zvýšených sekundárních ztrát vykazuje lineární závislost na poměrném průtoku M . Kromě poměrného průtoku je také jednoznačně závislá na reakci stupně. Reakce stupně je ale parametr pro celý stupeň. Pro jednotnost popisu ztrát založeného na mřížovém rozdělení je výhodnější vztahovat tuto ztrátu na mřížové parametry. Z toho důvodu je hodnota tohoto ztrátového součinitele přepočtena na průtok a entalpický spád rotorové mříže, která je tímto druhem ztráty nejvíce ovlivněna.

Srovnání hodnot velikosti ztrátového součinitele dodatečného vlivu při poměrném průtoku 10% vztaženého na spád celého stupně i na spád statoru je pro všechny tři vyhodnocované stupně uveden v následující tabulce (Tab. 9). Navíc je přidán parametr akcelerace lopatkové rotorové mříže nacházející se na patním poloměru. Hodnotu akcelerace lze vyjádřit pomocí následujícího vztahu (Rov. 71). Akcelerace mříže říká, k jakému urychlení dochází na dané mříži. Patní profily rotorových lopatek u stupně s nízkou reakcí proto mají nižší hodnotu než patní profily rotorových lopatek u stupně s vysokou reakcí.

Z tabulky je vidět, že vyšší hodnota akcelerace patního profilu rotorové mříže pozitivně ovlivňuje hodnotu ztrátového součinitele pro dodatečný vliv vefukovaného průtoku vzduchu. Pozitivní vliv je způsoben tím, že vyšší dostupný entalpický spád poskytuje vyšší potenciál pro stabilizaci narušeného proudového pole okolo patních rotorových profilů.

$$Akcelerace = 1 - \frac{\sin(\beta_{výstup})}{\sin(\beta_{vstup})} \quad \text{Rov. 71}$$



Obr. 86 Srovnání vlivů rostoucího průtoku hřidelovou ucpávkou (tři reakce stupně)

Reakce	Akcelerace (pata, rotor)	Z _{dodatečný vliv} [%] (@h _{TS_IS_STUPEŇ})	Z _{dodatečný vliv} [%] (@h _{TS_IS_ROTOR})
Nízká	0.2396	3,08	5,95
Střední	0.3642	2,65	5,46
Vysoká	0.6656	2,02	3,54

Tab. 9 Vliv akcelerace na dodatečný vliv hřídelové ucpávky

Pro účely popisu ztrátového výkonu způsobeného dodatečným vlivem vefukovaného průtoku vzduchu z hřídelové ucpávky je použit průtok rotorovou mříží, dostupný entalpický spád rotorové mříže a ztrátový součinitel závislý na hodnotě poměrného průtoku a na akceleraci patní rotorové mříže (Rov. 72).

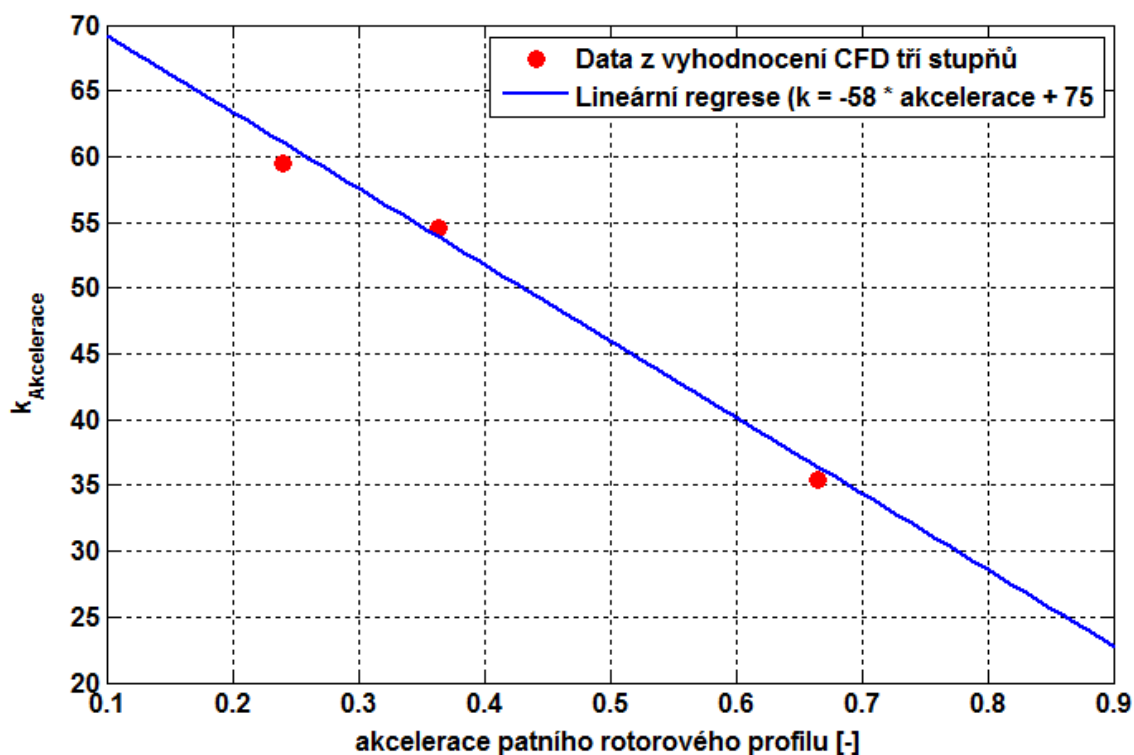
$$P_{DH} = \dot{m}_{ROTOR} h_{is_{TS_špička_ROTOR}} \xi_{DH} \quad \text{Rov. 72}$$

Samotný ztrátový součinitel je definovaný pomocí lineární závislosti na poměrném průtoku M s počátkem v nule a se směrnici ($k_{akcelerace}$). Tato závislost je vyjádřena v rovnici (Rov. 73).

$$\xi_{DH} = M k_{akcelerace} \quad \text{Rov. 73}$$

Hodnota směrnice určena pomocí lineární závislosti na hodnotě akcelerace patní rotorové mříže (Rov. 74). Tato lineární závislost vznikla regrese dat ze tří vyhodnocených turbínových stupňů. Regrese je zobrazena na následujícím diagramu (Obr. 87).

$$k_{akcelerace} = -58 \text{ Akcelerace} + 75 \quad \text{Rov. 74}$$



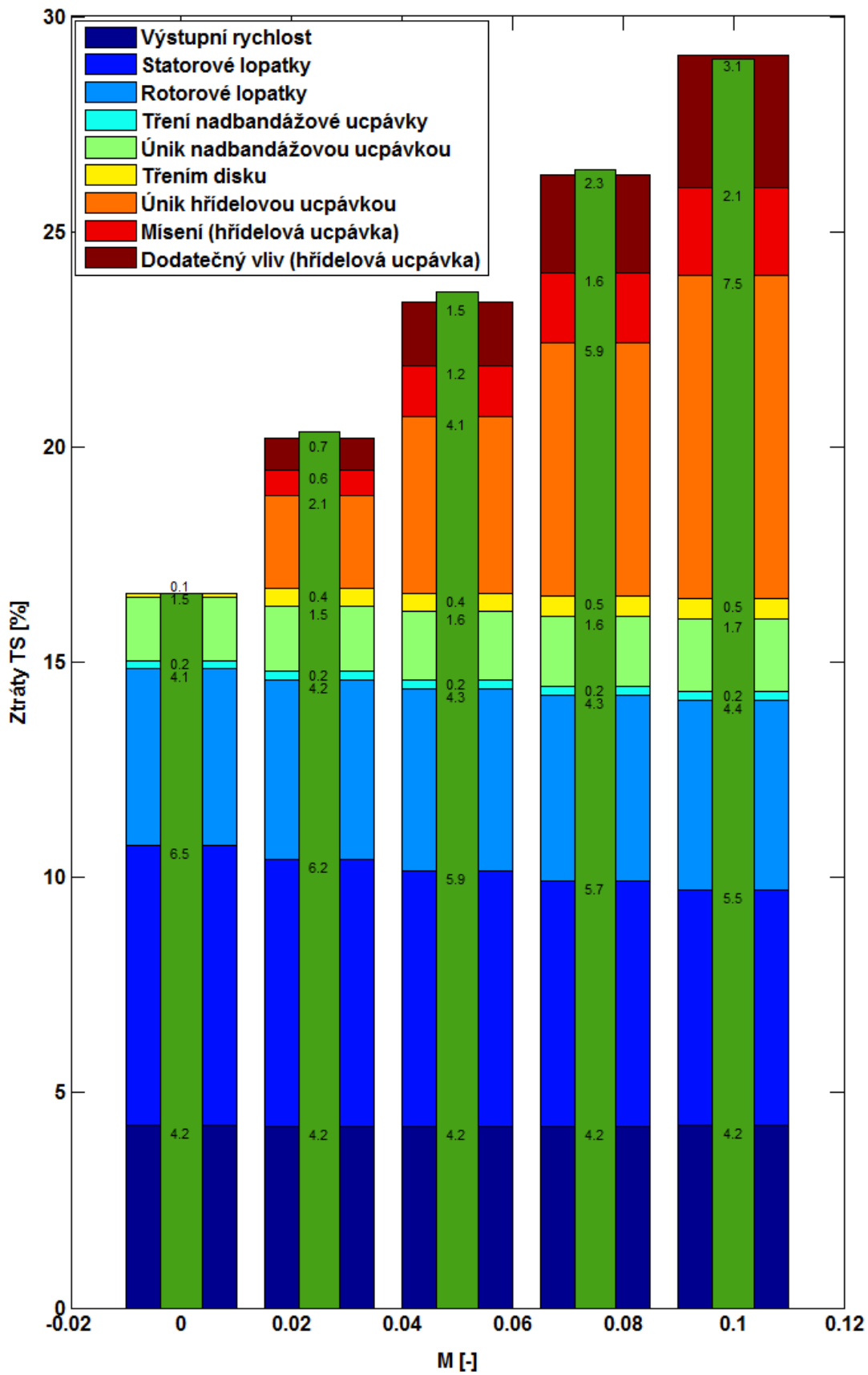
Obr. 87 Regrese koeficientu pro vliv akcelerace na dodatečný vliv vefukování

9.5 Aplikace nového popisu dodatečné ztráty

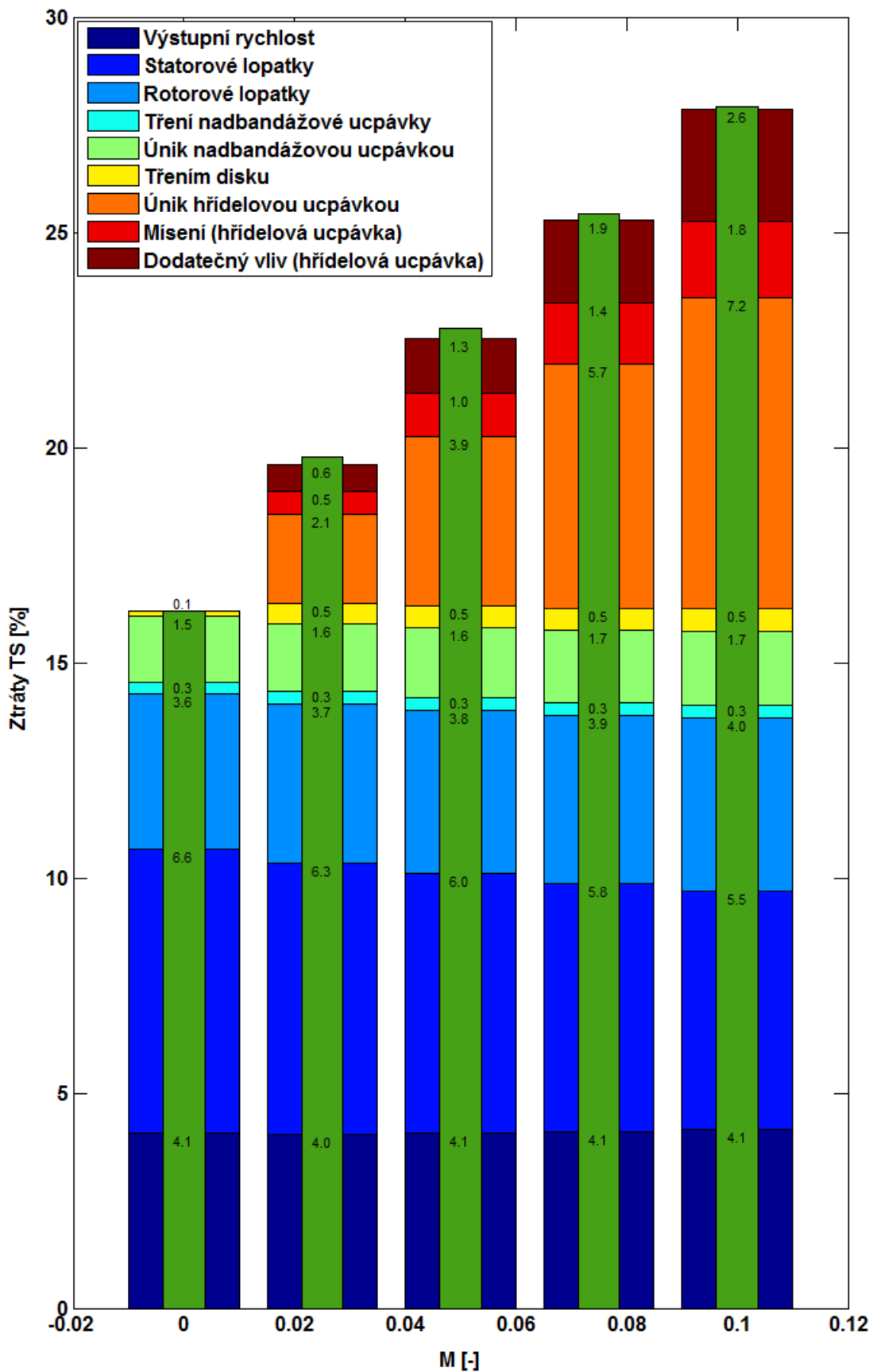
V předchozí kapitole byly připraveny nové vztahy pro vyjádření dodatečného ztrátového součinitele. Tyto nové vztahy jsou spolu s již dříve definovanými příspěvkem ke ztrátovému součiniteli stupně použity pro vykreslení jejich závislostí v následujících třech diagramech (Obr. 88, Obr. 89 a Obr. 90).

Na grafech je vidět, že chybějící část ztrátového součinitele stupně již byla doplněna. Nově použité vztahy berou v potaz hodnotu akcelerace ovlivněné části rotorové mříže a snižují tak nepřesnost vztahů v porovnání s dosud používaným přístupem, který byl závislý pouze na hodnotě poměrného průtoku M .

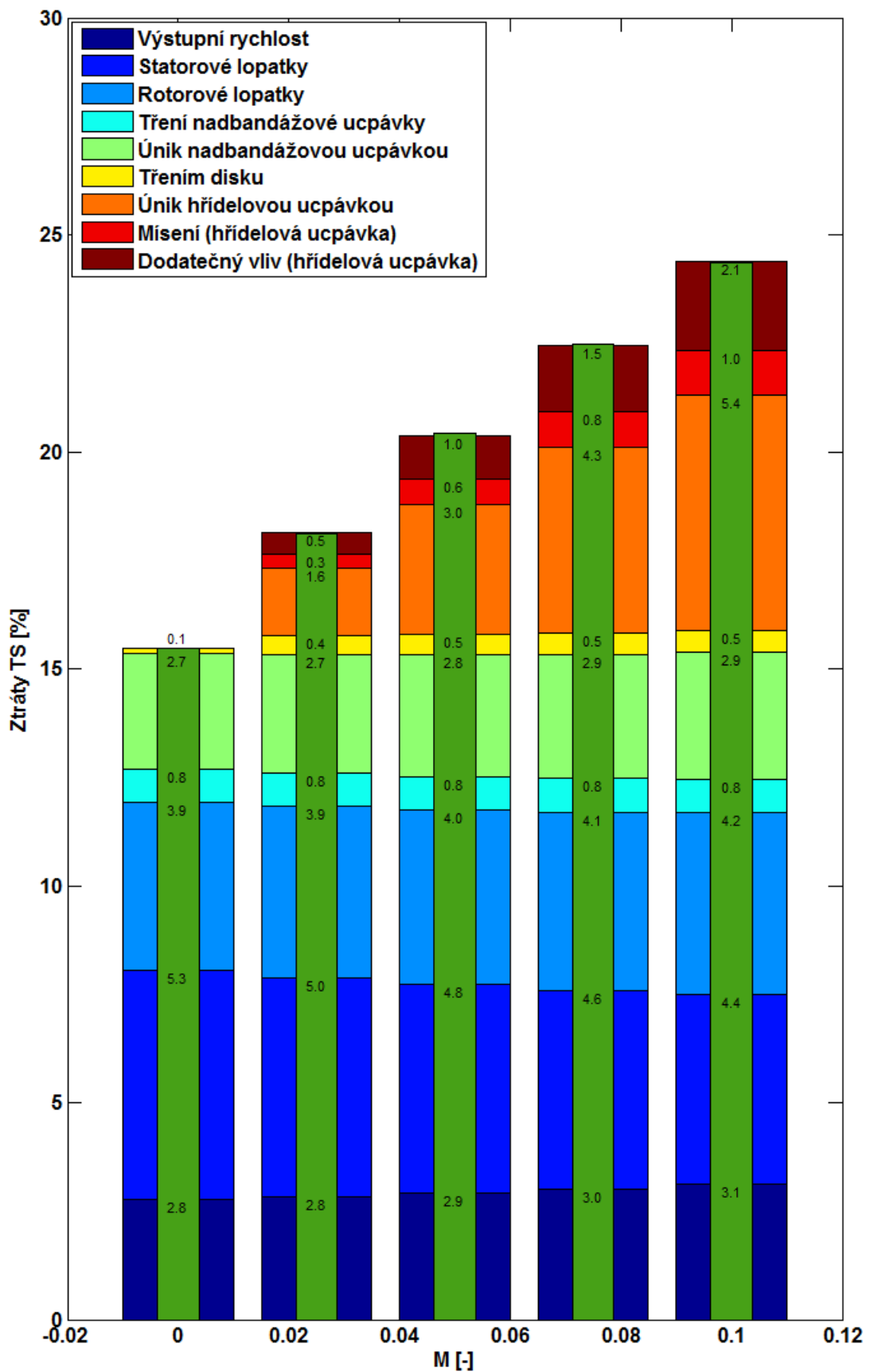
Nově validované vztahy vykazují maximální nepřesnost ztrátového součinitele při srovnání výsledků stupně s nízkou reakcí při poměrném průtoku 5%. Nepřesnost zde má hodnotu 0.2% z celkové hodnoty ztrát 23%. Relativní nepřesnost při určení predikovaného ztrátového součinitele je tedy pod 1%.



Obr. 88 Srovnání ztráty dle CFD s upraveným popisem ztrát (nízká reakce)



Obr. 89 Srovnání ztráty dle CFD s upraveným popisem ztrát (střední reakce)



Obr. 90 Srovnání ztráty dle CFD s upraveným popisem ztrát (vysoká reakce)

10 Závěr

V úvodních kapitolách této práce byl představen aktuální význam parních turbín pro současnou energetiku. Následoval úvod do základních teoretických postupů používaných při návrhu průtočné části parní turbíny.

Samostatná kapitola byla věnována rozdělení ztrát v turbínovém stupni. Zde byly představeny některé ztrátové modely využívané v průmyslové praxi. Velká pozornost byla následně věnována řešerši odborných prací věnujících se problematice ztrát způsobených mísením proudu hlavního s parazitními toky z ucpávek.

Na základě řešerše a dostupných prostředků byl vymezen cíl v podobě přípravy analyticko-empirického způsobu určení ztrát způsobených únikem proudu technologickými vůlemi. První část této ztráty je jednoznačně spojena s nepracujícím průtokem pracovního média, které neprotéká lopatkovými kanály. Druhá část této ztráty je přisuzována následkům interakce hlavního proudu a proudu z ucpávek. Právě druhá část těchto ztrát nebyla dosud detailně popsána. Proto se při návrzích strojů pracuje se zjednodušenými vztahy.

Výsledná data se opírají o výsledky experimentu ze vzduchové turbíny, ve kterém byly testovány tři pokusné turbínové stupně. Stejně turbínové stupně byly následně numericky modelovány. Tyto tři stupně se odlišovaly reakcí, což umožnilo provést vyhodnocení na základě vlivu odlišných rychlostních poměrů v jednotlivých stupních.

Experimentální měření bylo zahájeno měřením integrálních charakteristik testovaných stupňů. Naměřené charakteristiky odpovídaly návrhovému chování stupňů. Obecně byla naměřena vyšší účinnost u stupňů s vyšší reakcí, které oproti nižším reakcím zpracovávaly nižší tlakový spád.

Po úvodním měření došlo k úpravě experimentu. Byla připojena potrubní trať, která umožnila odsávání nebo vefukování části vzduchu skrz axiální mezeru na patním poloměru mezi statorovými a rotorovými lopatkami.

Varianta odsávání vzduchu patní mezerou vykazovala mírné navýšení účinnosti. To je způsobeno odsátím části proudu s nižší hybností. Naproti tomu varianta s vefukováním proudu, která je v současnosti uplatňována při používání bubnové konstrukce turbínového stupně, vykazovala snižování účinnosti. Hodnoty snížení účinnosti se zásadně odlišovaly u tří testovaných stupňů. Nižší reakce způsobovala vyšší ztráty při srovnatelném vefukování patní mezerou.

Varianty vefukování byly následně numericky modelovány pro všechny tři zkoumané stupně. Výsledky CFD odpovídaly trendům zjištěným při experimentu. Byl potvrzen obecný negativní vliv na účinnost stupně způsobený vefukováním proudu patní mezerou. Také byl potvrzen výrazný vliv reakce turbínového stupně na hodnotu poklesu účinnosti při srovnatelném vefukovaném průtoku vzduchu. Absolutní hodnoty vlivnosti z CFD ale byly vyšší než hodnoty z experimentu.

Při návrhu každého turbínového stupně není prováděn experiment a úplná numerická simulace, ale je použit relativně jednoduchý, ale časově nenáročný proudový výpočet, který určí rozložení tlaků, teplot a rychlostí po radiálních koordinátách turbínového stupně. V této práci je popsán postup iteračního nastavení výsledků proudového výpočtu podle výsledků CFD.

Celkové ztráty získané z CFD byly srovnány se ztrátami predikovatelnými současnými modely ztrát DSPW. Byly využity profilové a sekundární ztráty statorového a rotorového lopatkování. Byly uvažovány ztráty vlivem nepracujícího průtoku vzduchu ucpávkami. Pomocí rovnice pro mísení kinetické energie představené v rešerši byla vyhodnocena ztráta vzniklá přímou interakcí hlavního a ucpávkového toku. Ztráta způsobená mísením kinetických energií je z nejvyšší míry tvořena výrazně se lišícími obvodovými složkami rychlostí hlavního a ucpávkového toku.

Takto predikované ztráty ale nedosahovaly hodnot ztrát dle CFD. Proto byla zavedena definice další dodatečné ztráty. Tato dodatečná ztráta je způsobena nárůstem incidence na patě oběžné lopatky a nárůstem intenzity sekundárních vírových struktur v patních oblastech rotorových lopatek. Tento popis je založen na hodnotě akcelerace proudu v patních rotorových profilech. Vyšší akcelerace v patním rotorovém profilu vede k rychlejšímu vyrovnání narušeného proudového pole. Za hlavní přínos práce považuji to, že aplikací nově zavedeného popisu dodatečných ztrát vefukovaného proudu došlo k zpřesnění predikce ztrát turbínového stupně.

Poznatky z této práce byly představeny na konferenci ASME Turbo Expo formou článku a prezentace [29]. Představený způsob vyhodnocení dodatečných vlivů vefukovaného průtoku vzduchu je považován za originální a bylo doporučeno v pokračování rozvoje těchto popisů ztrát.

Navazující práce je potřeba zaměřit na ověření platnosti představených vztahů na širší spektrum geometrií. Potvrzení výrazného vlivu výstupní obvodové složky rychlosti vede k úvahám o změně geometrie ucpávek, které by způsobily nastavení výstupní obvodové složky rychlosti podobné obvodové složce rychlosti za lopatkami.

Literatura

- [1] EU energy. European Commission, ISSN 2363-247X, 2018.
- [2] DSPW, „Non OEM Turbine Retrofit & Modernization Projects". [Online]. Dostupné z: http://www.doosanskodapower.com/download/pdf/en_Retrofit_Projects.pdf.
- [3] J. P. Longley, „Cambridge turbomachinery course - introduction to 3D flows", Cambridge, 2004.
- [4] R. H. Aungier, Turbine aerodynamics axial-flow and radial-inflow turbine design and analysis. New York, ASME PRESS, 0791802418, 2005.
- [5] J. Linhart, Mechanika tekutin. Západočeská univerzita Plzeň: 978-80-7043-766-7, 2009.
- [6] Guk chol Jun, „Potenciál aplikace vyrovnávacích štěrbin u bubnového rotoru s rovnotlakým lopatkováním", České vysoké učení technické, 2018.
- [7] E. Flídr, T. Jelínek a M. Kladrubský, „Visualization study of the secondary flow within a linear blade cascade", Topical problems of fluid mechanics, 2019.
- [8] J. D. Denton, „Loss Mechanisms in Turbomachines", Journal of Turbomachinery, 0889-504X, Vol. 115-4, pp 621-656, 1993.
- [9] D. G. Ainley a G. C. R. Mathieson, „An examination of the flow and pressure losses in blade rows of axial-flow turbines". Aeronautical research council reports and memoranda, 1951.
- [10] J. Dunham a P. M. Came, „Improvements to the Ainley Mathieson method of turbine performance prediction", Journal of Engineering for Power, Vol. 92-3, pp 252-256, 1970.
- [11] S. C. Kacker a U. Okapuu, „A mean line prediction method for axial flow turbine efficiency", Journal of Engineering for Power, Vol. 104-1, pp 111-119, 1982.
- [12] H. R. M. Craig a H. J. A. Cox, „Performance estimation of axial flow turbines", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Vol. 185, pp 407-424, 1970.
- [13] S. Chen, „A loss model for the transonic flow low-pressure steam turbine blades", Turbomachinery : efficiency prediction and improvement, Vol. 198, pp145-155, 1987.
- [14] W. Traupel, Thermische turbomaschinen: Erster band thermodynamisch-strömungstechnische berechnung. Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH, 978-3-662-30445-7, 1958.
- [15] P. Lampart, „Tip leakage flows in turbines", Scientific bulletin of Academic Computer Centre in Gdansk, Vol. 10-2, pp 139-175, 2006.
- [16] B. Rosic, J. D. Denton a G. Pullan, „The importance of shroud leakage modeling in multistage turbine flow calculations", Journal of Turbomachinery, Vol. 128-4, pp 699-707, 2005.
- [17] B. Rosic, J. D. Denton a E. M. Curtis, „The influence of shroud and cavity geometry on turbine performance — an experimental and computational study: Part I — Shroud geometry", ASME Turbo Expo, 2007.
- [18] B. Rosic, J. D. Denton E. M. Curtis, a A. T. Peterson, „The influence of shroud and cavity geometry on turbine performance — an experimental and computational study: Part II — Exit cavity geometry", ASME Turbo Expo, 2007.
- [19] J. Dahlqvist a J. Fridh, „Experimental investigation of turbine stage flow Field and performance at varying cavity purge rates and operating speeds", Journal of Turbomachinery, Vol. 140-3, 2016.

- [20] M. B. Zlatinov, C. Sooi Tan, M. Montgomery, T. Islam a M. Harris, „Turbine hub and shroud sealing flow loss mechanisms", *Journal of Turbomachinery*, Vol. 134-6, pp 947-959, 2012.
- [21] S. Schrewe, H. Werschnik a H.-P. Schiffer, „Experimental analysis of the interaction between rim seal and main annulus flow in a low pressure two stage axial turbine", *Journal of Turbomachinery*, Vol. 135-5, pp 1021-1031, 2012.
- [22] K. Reid, J. Denton, G. Pullan, E. Curtis a J. Longley, „The effect of stator-rotor hub sealing flow on the mainstream aerodynamics of a turbine", *ASME Turbo Expo*, 2006.
- [23] S. Yoon, „The effect of the degree of reaction on the leakage loss in steam turbines", *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 135-2, pp 627-636, 2013.
- [24] F. Rubecchini, A. Schneider, A. Arnone, S. Cecchi a F. Malavasi, „A redesign strategy to improve the efficiency of a 17-stage steam turbine", *Journal of Turbomachinery*, Vol. 134-3, 2012.
- [25] P. Milčák, „Experimentální výzkum vlivu prostorového tvarování lopatek na proudění a ztráty v turbínových stupních", *Západočeská univerzita v Plzni*, 2010.
- [26] V. Sláma a P. Epikaridis, „Empirický vztah pro určení průtoku labyrintovými ucpávkami". *Technická zpráva DSPW*, 2015.
- [27] „Nejistoty v měření I: vyjadřování nejistot", *Automa*, Vol.7-8, 2001.
- [28] J. Uher, J. Cheon, L. Sova a P. Milčák, „Loss model - Variable reaction stages up to 1100MW". *Technická zpráva DSPW*, 2017.
- [29] J. Uher, P. Milčák, R. Škach, D. Fenderl, P. Žitek a M. Klimko, „Experimental and numerical evaluation of losses from hub clearance flow", *ASME Turbo Expo*, 2019.

