

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

DISERTAČNÍ PRÁCE

Akademický rok 2014/2015

Ing. Tomáš SYKA

FAKULTA STROJNÍ
Katedra energetických strojů a zařízení

DISERTAČNÍ PRÁCE

k získání akademického titulu doktor v oboru
Stavba energetických strojů a zařízení

Ing. Tomáš Syka

Vliv geometrických úprav na účinnost
kompresorového stupně

*Školitel: Prof. Ing. Jiří Linhart, CSc.
Datum odevzdání disertační práce: 31. 8. 2015
Datum státní doktorské zkoušky: 9. 9. 2013*

V Plzni 2015

Prohlášení

Předkládám k posouzení disertační práci na téma „Vliv geometrických úprav na účinnost kompresorového stupně“.

Práce je koncipována dle požadavků Studijního a zkušebního řádu ZČU Plzeň. Prohlašuji, že jsem tuto písemnou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu, který je součástí této práce.

V Plzni dne 31.8.2015

.....

Upozornění

Využití a společenské uplatnění výsledků diplomové práce, včetně uváděných vědeckých a výrobně-technických poznatků nebo jakékoliv nakládání s nimi, je možné pouze na základě autorské smlouvy a za souhlasu autora, autorů citovaných prací a Fakulty strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Poděkování

Rád bych v úvodu své práce poděkoval všem, kteří mě při studiu podporovali. Zvláště pak děkuji vedoucímu diplomové práce Prof. Ing. Jirímu Linhartovi, CSc. a pracovníkům ČKD KOMPRESORY a.s. za odborné a praktické rady při řešení různých problémů.

Obsah:

Seznam obrázků:.....	3
Seznam tabulek:.....	7
Přehled použitých veličin:	11
1 Úvod	12
2 Důležité konstrukční prvky v průtočné části rotačních strojů	13
2.1 Ucpávky průtočné části	13
2.2 Otvor v lopatkách oběžného kola radiálního kompresoru	14
3 Teorie radiálních kompresorů.....	15
3.1 Základní popis stupně radiálního kompresoru	15
3.2 Oběžné lopatky radiálního kompresoru	17
3.3 Skluz.....	18
3.4 Energetické ztráty stupně radiálního kompresoru	21
3.5 Účinnost stupně radiálního kompresoru.....	24
3.6 Charakteristika kompresoru	26
4 NUMECA FINE/Turbo	29
4.1 Příprava geometrického modelu úlohy	30
4.2 Výpočetní síť	33
5 Volba modelu turbulence	34
6 Metodika vyhodnocování výsledků simulací	36
6.1 Vyhodnocení výkonových parametrů stupně	37
6.2 Průběh účinnosti a stlačení po délce kanálu kompresoru.....	38
6.3 Vyhodnocení náběžného úhlu do statorových lopatek VK.....	39
6.4 Vyhodnocení axiální síly působící na oběžné kolo.....	40
6.5 Hmotnostní průtok ucpávkami stupně	40
6.6 Grafické vyhodnocení výsledků úloh.....	41
7 Citlivostní analýza výpočetní sítě kompresorového stupně	42
7.1 Okrajové podmínky (RTK 00)	43
7.2 Parametry výpočetní sítě	44
8 Numerické simulace kompresorových stupňů s ucpávkami krycího a nosného kotouče.....	50
8.1 Příprava výpočetní sítě s ucpávkami oběžného kola.....	50
8.2 Stupeň RTK 01	52
8.3 Stupeň RTK 02.....	54
8.4 Stupeň RTK 03.....	57
8.5 Průtok ucpávkami krycího a nosného kotouče.....	59
8.6 Shrnutí dosažených výsledků	60
9 Numerické simulace se zahrnutím přechodových zaoblení oběžných lopatek do geometrického modelu stupně	61
9.1 Příprava výpočetní sítě	61
9.2 Numerický výpočet kompresorového stupně RTK 01	63
9.3 Numerický výpočet kompresorového stupně RTK 02	64
9.4 Shrnutí dosažených výsledků	65

10	Vliv technologického otvoru v lopatkách oběžného kola na pracovní charakteristiky kompresorových stupňů.....	65
10.1	Výpočetní síť technologického otvoru.....	66
10.1.1	Metoda č. 1 - napojení domény otvoru přes OP interface	66
10.1.2	Metoda č. 2 - náhrada části mezilopátkového kanálu novými bloky.....	67
10.1.3	Porovnání výsledků.....	68
10.2	Vliv přítomnosti technologického otvoru na výkonové parametry kompresorového stupně RTK 01	71
10.2.1	RTK 01 - 7 535 ot/min.....	73
10.2.2	RTK 01 - 13 568 ot/min.....	74
10.2.3	RTK 01 - 15 600 ot/min.....	76
10.3	Vliv přítomnosti technologického otvoru na výkonové parametry kompresorového stupně RTK 02	77
10.3.1	RTK 02 - 7 535 ot/min.....	77
10.3.2	RTK 02 - 13 568 ot/min.....	79
10.3.3	RTK 02 - 15 600 ot/min.....	80
10.4	Vliv přítomnosti technologického otvoru na výkonové parametry kompresorového stupně RTK 03	81
10.4.1	RTK 04 - 12 666 ot/min.....	83
10.4.2	RTK 04 - 7 535 ot/min.....	86
10.4.3	RTK 04 - 16 395 ot/min.....	88
10.5	Shrnutí dosažených výsledků.....	89
11	Závěr.....	90
12	Literatura	92
13	Publikovaná literatura.....	93
	PŘÍLOHA č. 1	96
	PŘÍLOHA č. 2	101

Seznam obrázků:

Obr. 1: Pravý a nepravý (vpravo) labyrint	13
Obr. 2: Fannova křivka	14
Obr. 3: Ukázka technologického otvoru	15
Obr. 4: Schéma vícestupňového radiálního kompresoru - převzato z [3]	16
Obr. 5: Detail oběžného kola stupně kompresoru.....	17
Obr. 6: Typy zahnutí lopatek oběžného kola - převzato z [3]	18
Obr. 7: Skluz na výstupu z oběžného kola - převzato z [3].....	19
Obr. 8: Odklon relativní rychlosti w_2 - převzato z [3]	19
Obr. 9: Směšovací ztráty - převzato z [3]	22
Obr. 10: Ztráta přetékáním přes okraje lopatek - převzato z [3].....	23
Obr. 11: Schéma jednostupňového radiálního kompresoru - převzato z [4]	25
Obr. 12: Průběh komprese ve stupni kompresoru - převzato z [4].....	25
Obr. 13: Ideální charakteristika kompresoru - převzato z [3].....	27
Obr. 14: Skutečná charakteristika kompresoru - převzato z [3]	27
Obr. 15: Porovnání kompresorových charakteristik - převzato z [3]	28
Obr. 16: Pumpovní mez stupně kompresoru	28
Obr. 17: Postup přípravy geometrie a výpočetní síť kompresorového stupně	31
Obr. 18: Geometrický model kompresorového stupně s ucpávkami a naváděcím zařízením.....	31
Obr. 19: Ilustrační obrázek zaoblení u paty lopatky a otvoru v lopatce	32
Obr. 20: Ilustrační obrázek spirální skříně stupně kompresoru	32
Obr. 21: H&I síť oběžné lopatky	33
Obr. 22: Obecná síť lopatky vratného kanálu	33
Obr. 23: Porovnání proudových polí v difuzoru (vlevo SST k- ω , vpravo EARSM)	35
Obr. 24: Porovnání spočteného úhlu náběhu do lopatek vratného kanálu s naměřenými hodnotami	36
Obr. 25: Naznačení polohy základních vyhodnocovacích rovin	37
Obr. 26: Příklad provozní charakteristiky kompresoru	38
Obr. 27: Poloha sond při měření úhlu náběhu do lopatek vratného kanálu.....	39
Obr. 28: Příklad vyhodnocení hmotnostního průtoku ucpávkami	41
Obr. 29: Vyhodnocení tlakového a rychlostního pole ve stupni kompresoru s ucpávkami	41
Obr. 30: Vyhodnocení rychlostního a tlakového pole ve stupni kompresoru bez ucpávek	41
Obr. 31: Vyhodnocení rychlostního pole v ucpávkách stupně	42
Obr. 32: Vyhodnocení Machova čísla mezi lopatkami oběžného kola a vratného kanálu	42
Obr. 33: okrajové podmínky stupně RTK 00	44
Obr. 34: Schémata rozložení elementů sítě v okolí lopatek	46
Obr. 35: Charakteristiky základních variant sítě pro citlivostní analýzu.....	47
Obr. 36: Vliv velikosti první buňky na charakteristiky stupně kompresoru.....	48
Obr. 37: Vliv hustoty sítě na charakteristiky stupně kompresoru.....	49
Obr. 38: Detail napojení sítě ucpávek krycího (vlevo) a nosného kotouče	50

Obr. 39: Detail napojení sítě ucpávek za oběžným kolem stupně	51
Obr. 40: Ukázka výpočetní sítě s ucpávkami	51
Obr. 41: Model průtočné části kompresorového stupně RTK 01 s ucpávkami	52
Obr. 42: Pracovní charakteristiky stupně RTK 01 - 13 568 ot/min	52
Obr. 43: Vyhodnocení náběžného úhlu do VK stupně RTK 01 - 13 568 ot/min	53
Obr. 44: Pracovní charakteristiky stupně RTK 01 - 7 535 ot/min	54
Obr. 45: Pracovní charakteristiky stupně RTK 01 - 15 600 ot/min	54
Obr. 46: Model průtočné části kompresorového stupně RTK 02 s ucpávkami	55
Obr. 47: Výkonové charakteristiky stupně RTK 02 - 13 568 ot/min	55
Obr. 48: Vyhodnocení náběžného úhlu do VK stupně RTK 02 - 13 568 ot/min	56
Obr. 49: Pracovní charakteristiky stupně RTK 02 - 7 535 ot/min	56
Obr. 50: Pracovní charakteristiky stupně RTK 02 - 15 600 ot/min	56
Obr. 51: Model průtočné části kompresorového stupně RTK 03 s ucpávkami	57
Obr. 52: Pracovní charakteristiky stupně RTK 03 - 13 568 ot/min	58
Obr. 53: Vyhodnocení náběžného úhlu do VK stupně RTK 03 - 13 568 ot/min	58
Obr. 54: Pracovní charakteristiky stupně RTK 03 - 7 535 ot/min	59
Obr. 55: Pracovní charakteristiky stupně RTK 03 - 16 395 ot/min	59
Obr. 56: Hmotnostní průtok ucpávkami stupně RTK 01 při 13 568 ot/min	59
Obr. 57: Hmotnostní průtok ucpávkami stupně RTK 02 při 13 568 ot/min	60
Obr. 58: Hmotnostní průtok ucpávkami stupně RTK 03 při 12 666 ot/min	60
Obr. 59: Porovnání blokových struktur výpočetní sítě	61
Obr. 60: Příklad provedení oběžného kola s přechodovým zaoblením	62
Obr. 61: Příklad provedení oběžného kola s přechodovým zaoblením	62
Obr. 62: Pracovní charakteristiky stupně RTK 01 - 13 568 ot/min, zaoblení	63
Obr. 63: Náběžný úhel do lopatek VK stupně RTK 01 - 13 568 ot/min, zaoblení	64
Obr. 64: Pracovní charakteristiky stupně RTK 02 - 13 568 ot/min, zaoblení	64
Obr. 65: Náběžný úhel do lopatek VK stupně RTK 02 - 13 568 ot/min, zaoblení	65
Obr. 66: Domény technologického otvoru - připojení k lopatce přes OP interface	66
Obr. 67: Domény technologického otvoru - nové bloky sítě a způsob jejich připojení .	67
Obr. 68: Vliv tech. otvoru na stlačení stupně RTK 01 - 13 568 ot/min, interface	68
Obr. 69: Vliv tech. otvoru na stlačení stupně RTK 01 - 13 568 ot/min, přesná geometrie otvoru	68
Obr. 70: tech. otvoru na účinnost stupně RTK 01 - 13 568 ot/min, interface	69
Obr. 71: Vliv tech. otvoru na účinnost stupně RTK 01 - 13 568 ot/min, přesná geometrie otvoru	69
Obr. 72: Porovnání způsobů geometrického provedení technologického otvoru	70
Obr. 73: Porovnání tlakového pole na podtlakové straně oběžné lopatky - RTK 01	70
Obr. 74: Relativní rychlost na výstupu z otvoru a relativní Machovo číslo v řezu kanálem - RTK 01	70
Obr. 75: Statický tlak na podtlakové straně a relativní Machovo číslo v řezu kanálem - RTK 03	71
Obr. 76: Poloha technologického otvoru v závislosti na variantě - RTK 01	72
Obr. 77: Vliv tech. otvoru na stlačení stupně RTK 01, 7 535 ot/min	73
Obr. 78: Vliv tech. otvoru na účinnost stupně RTK 01, 7 535 ot/min	73

Obr. 79: Vzájemné porovnání provedení tech. otvorů - RTK 01, 7 535 ot/min.....	74
Obr. 80: Vliv tech. otvoru na stlačení stupně RTK 01, 13 568 ot/min.....	74
Obr. 81: Vliv tech. otvoru na účinnost stupně RTK 01, 13 568 ot/min.....	75
Obr. 82: Vzájemné porovnání provedení tech. otvorů - RTK 01, 13 568 ot/min.....	75
Obr. 83: Vliv tech. otvoru na stlačení stupně RTK 01, 15 600 ot/min.....	76
Obr. 84: Vliv tech. otvoru na účinnost stupně RTK 01, 15 600 ot/min.....	76
Obr. 85: Vzájemné porovnání provedení tech. otvorů - RTK 01, 15 600 ot/min.....	77
Obr. 86: Vliv tech. otvoru na stlačení stupně RTK 02, 7 535 ot/min.....	77
Obr. 87: Vliv tech. otvoru na účinnost stupně RTK 02, 7 535 ot/min.....	78
Obr. 88: Vzájemné porovnání provedení tech. otvorů - RTK 02, 7 535 ot/min.....	78
Obr. 89: Vliv tech. otvoru na stlačení stupně RTK 02, 13 568 ot/min.....	79
Obr. 90: Vliv tech. otvoru na účinnost stupně RTK 02, 13 568 ot/min.....	79
Obr. 91: Vzájemné porovnání provedení tech. otvorů - RTK 02, 13 568 ot/min.....	80
Obr. 92: Vliv tech. otvoru na stlačení stupně RTK 02, 15 600 ot/min.....	80
Obr. 93: Vliv tech. otvoru na účinnost stupně RTK 02, 15 600 ot/min.....	81
Obr. 94: Vzájemné porovnání provedení tech. otvorů - RTK 02, 15 600 ot/min.....	81
Obr. 95: Poloha technologického otvoru v závislosti na variantě - RTK 03	82
Obr. 96: Vliv tech. otvoru na stlačení stupně RTK 03, 12 666 ot/min, výchozí	83
Obr. 97: Vliv tech. otvoru na účinnost stupně RTK 02, 12 666 ot/min, výchozí.....	84
Obr. 98: Vliv tech. otvoru na stlačení stupně RTK 03, 12 666 ot/min, kraj.....	84
Obr. 99: Vliv tech. otvoru na účinnost stupně RTK 03, 12 666 ot/min, kraj	85
Obr. 100: Vzájemné porovnání provedení tech. otvorů - RTK 03, 12 666 ot/min.....	85
Obr. 101: Vliv tech. otvoru na stlačení stupně RTK 03, 7 535 ot/min, kraj.....	86
Obr. 102: Vliv tech. otvoru na účinnost stupně RTK 03, 7 535 ot/min, kraj	87
Obr. 103: Vzájemné porovnání provedení tech. otvorů - RTK 03, 7 535 ot/min.....	87
Obr. 104: Vliv tech. otvoru na stlačení stupně RTK 03, 16 395 ot/min, kraj.....	88
Obr. 105: Vliv tech. otvoru na účinnost stupně RTK 03, 16 395 ot/min, kraj	88
Obr. 106: Vzájemné porovnání provedení tech. otvorů - RTK 03, 16 395 ot/min.....	89
Obr. 107: Vyhodnocení Machova čísla mezi lopatkami stupně RTK 01, 13 568 ot/min, bez otvoru (vyhodnocení bylo provedeno v 50, 75, 90, 95, 97 a 98 % výšky kanálu), m_N = 0,69	97
Obr. 108: Vyhodnocení Machova čísla mezi lopatkami stupně RTK 01, 13 568 ot/min, otvor v 65 % délky lopatky (vyhodnocení bylo provedeno v 50, 75, 90, 95, 97 a 98 % výšky kanálu), $m_N = 0,69$	98
Obr. 109: Vyhodnocení Machova čísla mezi lopatkami stupně RTK 01, 13 568 ot/min, bez otvoru (vyhodnocení bylo provedeno v 50, 75, 90, 95, 97 a 98 % výšky kanálu), m_N = 0,84	99
Obr. 110: Vyhodnocení Machova čísla mezi lopatkami stupně RTK 01, 13 568 ot/min, otvor v 65 % délky lopatky (vyhodnocení bylo provedeno v 50, 75, 90, 95, 97 a 98 % výšky kanálu), $m_N = 0,84$	100
Obr. 111: Vyhodnocení Machova čísla mezi lopatkami stupně RTK 03, 12 666 ot/min, bez otvoru (vyhodnocení bylo provedeno v 15, 25, 50, 75, 85 a 90 % výšky kanálu), m_N = 0,22	102

- Obr. 112: Vyhodnocení Machova čísla mezi lopatkami stupně RTK 03, 12 666 ot/min, otvor ve 30% délky lopatky (vyhodnocení bylo provedeno v 15, 25, 50, 75, 85 a 90 % výšky kanálu), $m_N = 0,22$ 103
- Obr. 113: Vyhodnocení Machova čísla mezi lopatkami stupně RTK 03, 12 666 ot/min, bez otvoru (vyhodnocení bylo provedeno v 15, 25, 50, 75, 85 a 90 % výšky kanálu), $m_N = 0,33$ 104
- Obr. 114: Vyhodnocení Machova čísla mezi lopatkami stupně RTK 03, 12 666 ot/min, otvor ve 30% délky lopatky (vyhodnocení bylo provedeno v 15, 25, 50, 75, 85 a 90 % výšky kanálu), $m_N = 0,33$ 105

Seznam tabulek:

Tab. 1: Příklad vyhodnocení pracovních parametrů stupně kompresoru	38
Tab. 2: Příklad vyhodnocení axiální síly	40
Tab. 3: Základní parametry výpočetní sítě	44
Tab. 4: Doplněné parametry výpočetní sítě	45
Tab. 5: Počet elementů sítě při analýze vlivu počtu buněk na výšku kanálu	48

Anotace

Hlavním úkolem této práce je zjistit vliv přítomnosti různých konstrukčních prvků na pracovní charakteristiky stupně radiálního kompresoru. Konkrétně se jedná o vliv ucpávek krycího a nosného kotouče oběžného kola, dále pak o vliv přechodových zaoblení oběžných lopatek a zejména byl zkoumán vliv přítomnosti technologických otvorů v oběžných lopatkách kompresorového stupně.

Pro účely práce proběhla řada CFD simulací několika různých kompresorových stupňů v prostředí NUMECA FINE/Turbo, přičemž bylo nejdříve nutné stanovit vhodný model turbulence a parametry výpočetních sítí. Jednotlivé stupně se od sebe liší jak výkonovými parametry, tak typem oběžných lopatek. Spočtené charakteristiky byly porovnány s daty získanými z měření uskutečněných na kompresorovém standu.

Podstatnou a zároveň nejdůležitější část práce tvoří již zmíněné zkoumání vlivu přítomnosti technologického otvoru v lopatkách oběžného kola na charakteristiky stupně. Jedná se o otvory, které mohou vzniknout v lopatkách při výrobě svařovaných oběžných kol, a které slouží jako koncentrátoři napětí a odvádějí tak napětí z namáhaného svaru. Cílem práce je nalézt vhodnou polohu otvoru v závislosti na typu lopatek s ohledem na dosaženou účinnost stupně. Numerické simulace stupňů se zahrnutými ucpávkami a přechodovým zaoblením v geometrickém modelu pak slouží především ke zjištění, do jaké míry lze minimalizovat rozdíly mezi spočtenými a naměřenými hodnotami.

Annotation

The main task of this work is to find out an influence of the various design features presence on the radial compressor stage working characteristics. Specifically the influence of the cover and carrying disc seals, rotor blades transitional fillet influence and mainly the influence of technological holes presence in the compressor stage rotor blade was evaluated.

For the purposes of this work many CFD simulations of various compressor stages were solved in the NUMECA FINE/Turbo software environment, where the main goal was to determine the suitable turbulence model and computational grid parameters. Particular stages are different from each other in working parameters and the type of rotor blades. Computed characteristics were compared to data acquired from the measuring realized on the compressor stand.

Essential and the most important part of this work is the evaluation of the rotor blades technological hole presence influence on the compressor stage characteristics as was mentioned earlier. These holes can be created in the rotor blade body during the production of welded impellers and are considered as tension concentrators. The goal is to find out the suitable holes location depending on the blade type and achieved stage efficiency. Numerical stages simulations with included seals and rotor blades transitional fillets are determined to finding out possibilities of the computed and measured data differences minimization.

Résumé

La tâche principale de ce travail consiste à déterminer les effets de la présence des différents éléments de construction sur les caractéristiques de fonctionnement des étages d'un compresseur radial. Plus précisément, l'influence des joints d'étanchéité des disques de couvercle et du support de la roue mobile a été étudiée, puis l'effet des arrondis à la base des aubes mobiles ainsi que l'influence de la présence de trous dans les aubes mobiles de l'étage de compresseur.

Dans mon travail, j'ai effectué une série de simulations numériques de l'écoulement à travers un étage de compression pour plusieurs géométries différentes à l'aide du logiciel NUMECA FINE/Turbo. Il était d'abord nécessaire de déterminer le modèle de turbulence approprié et les paramètres de maillages pour les calculs. Les étages de compression diffèrent en terme de paramètres de puissance et de type d'aubes mobiles. Les caractéristiques calculées ont été comparées aux données obtenues à partir de mesures effectuées sur l'installation expérimentale du compresseur.

La partie essentielle et la plus importante du travail déjà susmentionnée est l'étude de l'impact des trous dans les aubes mobiles sur les caractéristiques des étages de compression. Ces trous créés pendant la fabrication des aubes mobiles soudées servent à relâcher les contraintes internes qui apparaissent suite à la fabrication. Le but est de trouver la position appropriée pour les trous selon le type d'aubes par rapport à l'efficacité de l'étage. Les simulations numériques des étages incluant les joints d'étanchéité et les arrondis à la base des pales dans le modèle géométrique sont ensuite utilisées principalement pour déterminer dans quelle mesure minimiser les différences entre les valeurs calculées et mesurées.

Přehled použitých veličin:

- FIO, φ – průtokový součinitel [–]
- PI – kompresní poměr [–]
- PI_N – normovaný kompresní poměr [–]
- $CHIS$ – tlakové číslo [–]
- $SIGI$ – příkonový součinitel [–]
- ETA, η – účinnost [– , %]
- ETA_N – normovaná účinnost [–]
- Q – objemový průtok [m^3/kg]
- m – hmotnostní průtok [kg/s]
- m_N – normovaný hmotnostní průtok [–]
- D, d – průměr [m]
- L – délka [m]
- l – měrná práce [J/kg]
- u – obvodová rychlost [m/s]
- c – absolutní rychlost [m/s]
- w – relativní rychlost [m/s]
- ω – úhlová rychlost [rad/s]
- α – úhel absolutní rychlosti [$^\circ$]
- β – úhel relativní rychlosti [$^\circ$]
- ζ – ztrátový součinitel [–]
- λ – výkonový součinitel [–]
- Δh_s – měrná izoentropická práce [J/kg]
- Δh_c – měrná celková práce [J/kg]
- i, h – měrná entalpie [J/kg]
- z – korekční koeficient [–]
– ztráty [– , %]
- r – měrná plynová konstanta [$J/kg \cdot K$]
- C_p – recovery koeficient [–]
- p – tlak [Pa]
- T – teplota [K]
- v – měrný objem [m^3/kg]
- ρ – hustota [kg/m^3]
- Ma – Machovo číslo [–]
- Re – Reynoldsovo číslo [–]
- μ – průtokový součinitel (korekce průtoku ucpávkami) [–]
– součinitel skluzu [–]
- c_p – měrná tepelná kapacita [$J/kg \cdot K$]
- s – měrná entropie [$J/kg \cdot K$]
- P – příkon [W]

1 Úvod

Se stoupajícími nároky zákazníků na pracovní parametry lopatkových strojů zároveň rostou požadavky na jejich účinnost. Postupem času se vývoj lopatkových strojů dostal do fáze, kdy je standard účinnosti a dalších pracovních parametrů na velmi vysoké úrovni a prostor k vylepšování jednotlivých částí strojů se tak neustále zmenšuje a každá získaná desetina procenta na účinnosti lopatkových strojů se velmi cení. Díky velmi rychlému vývoji výpočetní techniky a CFD simulací je v současné době možné řešit stále složitější a komplexnější úlohy. V souvislosti s tím nastupuje trend numerických optimalizací, při kterých se prostřednictvím automatizovaného procesu řeší tisíce geometrických variant úloh dle předem daných parametrů hrubou silou a výsledkem je nejlepší dosažené řešení.

Názory odborníků na tento způsob návrhu se různí. Jistou výhodou je určitá jistota výsledku, ale musí se brát v potaz nepřesnost CFD výpočtů. Mezi nevýhody optimalizací patří skutečnost, že jen málokterý výrobce disponuje tak velkými výpočetními prostředky, aby mohl numerické optimalizace strojů provádět sám. Dalšími nevýhodami jsou velká časová náročnost výpočtů a možná neznalost principu vylepšování součástí. Navzdory velké síle numerických optimalizací je stále velké množství úloh, které není vhodné takto řešit. Základním předpokladem pro použití CFD optimalizace stále zůstává poměrná jednoduchost úlohy a její parametrizace.

Tato práce se zabývá CFD simulacemi, pro které princip optimalizace není z časové náročnosti výpočtu a složitosti geometrie úloh příliš vhodný. Účinnost lopatkového stroje ve skutečnosti není dána pouze dokonalým tvarem lopatek nebo spirální skříně. Musíme si uvědomit, že v reálném lopatkovém stroji jsou provedeny konstrukční úpravy kanálu, které zaručují jeho vyrobitelnost a samotný chod stroje, nebo pomáhají ke zvýšení jeho účinnosti. Jedná se o různé šterbiny, axiální a radiální vůle, ucpávky, odběry páry pro regeneraci, odsávání kondenzátu a další.

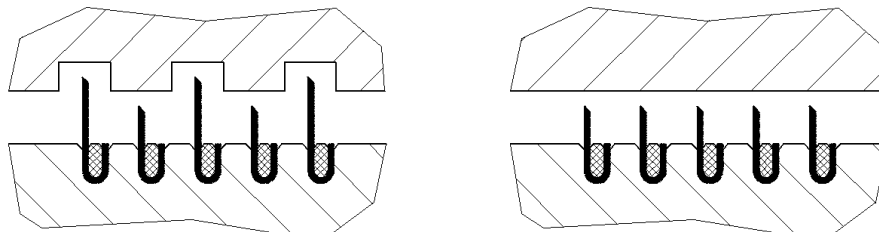
Cílem této práce je zjistit vliv vybraných konstrukčních úprav na účinnost kompresorového stupně

2 Důležité konstrukční prvky v průtočné části rotačních strojů

Jak již bylo napsáno v úvodu, lopatkový kanál skutečného stroje není dokonale souvislý a hladký, ale obsahuje různé konstrukční úpravy, které zajišťují chod samotného stroje. V následujících odstavcích budou detailněji popsány vybrané konstrukční úpravy kanálu stupně radiálního kompresoru a bude vysvětlena jejich funkce a vliv na proudění pracovního média ve stroji.

2.1 Ucpávky průtočné části

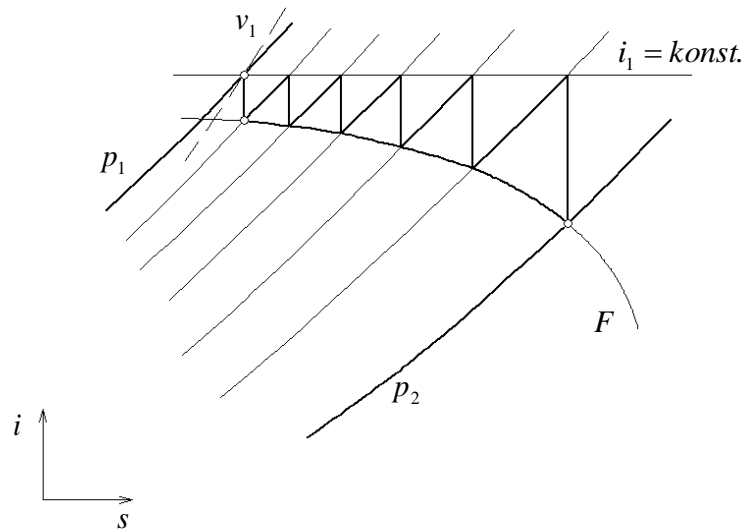
Ucpávky se všeobecně v rotačních strojích používají k zatěsnění prostoru mezi rotační a nepohyblivou součástí stroje proti průchodu pracovního média nebo protékání maziva z ložisek. Pro zatěsnění průtočné části kompresorů a turbín se používají zejména bezdotykové labyrintové ucpávky a jejich modifikace. V případě radiálních kompresorů ucpávky zabraňují průchodu stlačeného plynu kolem oběžného kola zpět do sání před oběžné kolo a z oblasti výtlaku ve vratném kanálu zpět za oběžné kolo. Při provozu turbín je zase kladen požadavek na co nejvyšší využití energie protékající páry, a proto je důležité co nejvíce zamezit jejímu proudění v prostoru nad oběžnými lopatkami a podél rotoru pod rozváděcím kolem.



Obr. 1: Pravý a nepravý (vpravo) labyrint

Labyrintové ucpávky a jejich tvarové modifikace fungují na principu škrcení plynu ucpávkovými břity a následném maření kinetické energie v komůrkách za břity ucpávek. Plyn z prostoru před břitem protéká zúženým prostorem mezi břitem a statorem, kde se část entalpie plynu transformuje na kinetickou energii. V komůrkách mezi břity dochází k víření plynu a velké tlakové ztrátě, čímž se zvýší měrný objem plynu a dojde k zahlcení ucpávky.

Děje v labyrintových ucpávkách lze popsat pomocí Fannovy křivky pro danou teplotu před ucpávkou T_1 , počet břitů ucpávky z se stejnou průtočnou plochou A_m a zvolené množství m . Předpokládá se, že kinetická energie plynu získaná expanzí v mezeře se před vstupem do další mezery úplně zmaří. Ovšem návrh ucpávek pomocí Fannovy křivky je nepraktický, protože je třeba postupně měnit dané parametry pro dosažení požadovaného tlaku p_2 .



Obr. 2: Fannova křivka

Pro větší počet břitů s menším tlakovým spádem lze podle Stodoly v případě ideálního plynu určit hmotnostní průtočné množství dle přibližného vztahu

$$\dot{m} = \mu \cdot A_m \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{z \cdot r \cdot T_1}}, \quad (1)$$

kde μ je průtokový součinitel pro různé tvary ucpávkových břitů.

Břity ucpávek mohou být vyrobeny například z plechu. Mohou být také vysoustruženy přímo v hřídeli nebo ve statoru, nebo mohou být vyrobeny z prstenců, které se připevňují na stator nebo na rotor. Materiál břitu bývá vždy z bezpečnostních důvodů horší než materiál protistěny, o kterou by během provozu mohl břit z různých důvodů zavadit. Pokud se tak stane, břit se obrousí a nemusí dojít k zadření hřídele nebo poškození statoru.

2.2 Otvor v lopatkách oběžného kola radiálního kompresoru

Oběžná kola radiálních kompresorů se mohou vyrábět několika způsoby. Pro dosažení co nejpřesnějších rozměrů kola a dobré jakosti povrchu se může použít metoda elektroerozivního obrábění (vyjiskřování). Tento způsob výroby je ale velmi drahý, a proto se v závislosti na preferencích někdy používá kombinace strojního obrábění a následného svařování.

Otvor v lopatkách oběžného kola kompresoru je v tomto případě technologickou úpravou lopatek používanou při výrobě svařováním. Svařovaná kola se skládají z krycího a nosného kotouče, přičemž ke spojení kotoučů dochází v určité výšce lopatek. Otvor tak slouží jako svařovací výběh nebo koncentrátor napětí, který vznikne až po složení kotoučů oběžného kola k sobě. V případě 3D stupňů otvor slouží jako svařovací výběh, ale vlivem lidského faktoru není zaručeno, že otvor bude zcela

vyplněn materiálem. Výpočty v této práci tedy zachycují nejhorší možný stav, kdy není dovařena ani jedna oběžná lopatka.

V této souvislosti se nabízí otázka, jak velký vliv má takový otvor na účinnost a dosažitelné stlačení kompresorového stupně. Základním předpokladem je, že účinnost stupně klesne, protože bude docházet k určitému průtoku stlačovaného média skrz lopatku, ale velmi záleží na tvaru lopatky a na tvaru, poloze a velikosti otvoru. Tyto parametry určují, v jaké míře bude ovlivněno tlakové a rychlostní pole na podtlakové straně lopatky.



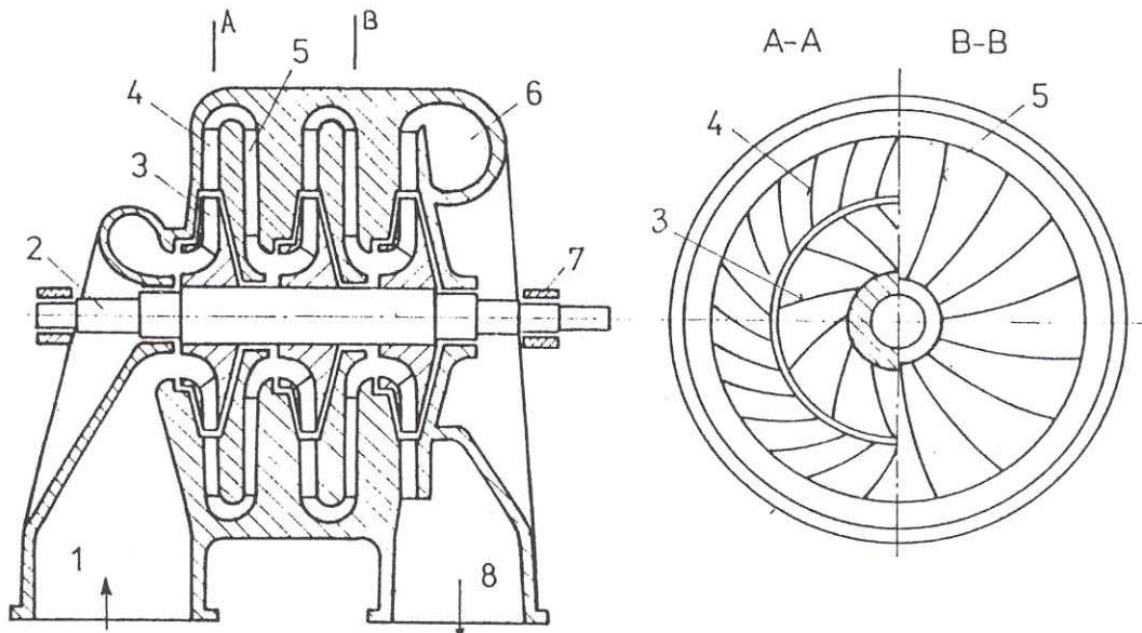
Obr. 3: Ukázka technologického otvoru

3 Teorie radiálních kompresorů

Tato kapitola popisuje základní části radiálních kompresorů, jejich funkční princip a teorii potřebnou ke správnému vyhodnocení pracovních charakteristik kompresorů. Jsou zde uvedeny základní vztahy pro výpočet hlavních druhů ztrát, které významně ovlivňují účinnost a dosažitelné stlačení plynu stupněm.

3.1 Základní popis stupně radiálního kompresoru

Radiální kompresory spadají do kategorie rychlostních lopatkových kompresorů, které dodávají stlačený plyn do soustavy kontinuálně. Ke stlačení plynu dochází zčásti v rotoru a následně ve statoru stupně. Radiální kompresory mohou být v jednostupňovém nebo vícestupňovém provedení v závislosti na požadovaných pracovních parametrech. Na obrázku č. 4 jsou označeny základní části vícestupňového kompresoru.



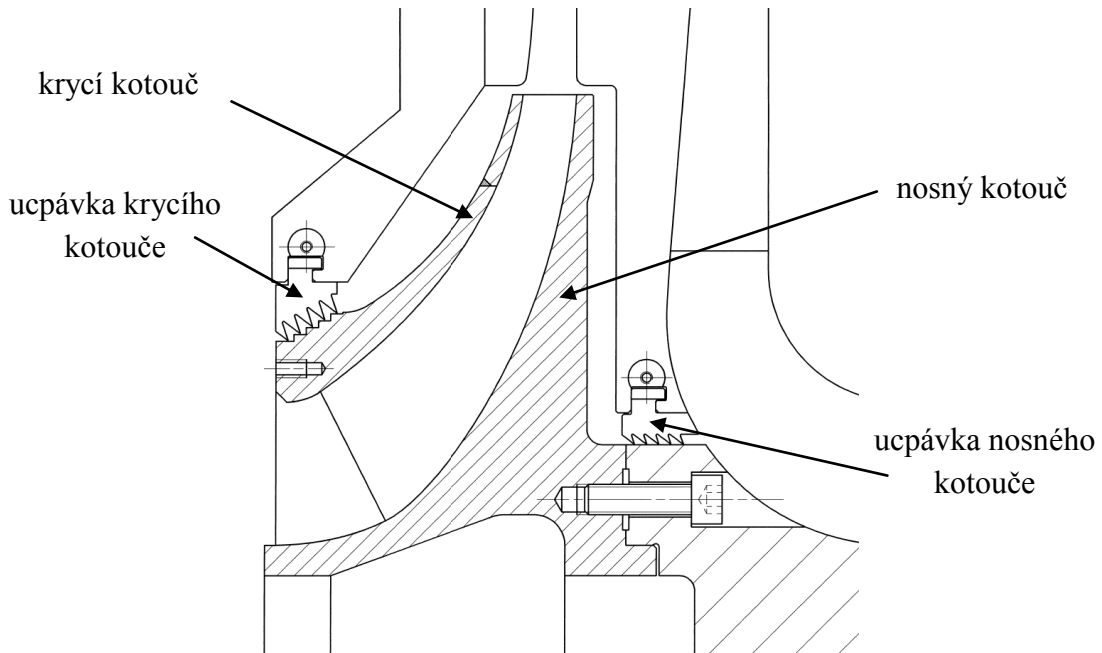
Obr. 4: Schéma vícestupňového radiálního kompresoru - převzato z [3]

Stlačovaný plyn vchází do kompresoru sacím hrdlem (1) a následně pokračuje do oběžného kola kompresoru (3), kde se plyn částečně stlačí a získá díky vysokým otáčkám rotoru (2) velkou kinetickou energii. V sacím kusu mohou být přítomny otočné naváděcí lopatky, které pomáhají při regulaci kompresoru. Plyn dále pokračuje do difuzoru (4), kde díky zvětšujícímu se průřezu kanálu plyn zpomaluje a část jeho kinetické energie se tak mění na energii tlakovou. Difuzor může být v provedení s usměrňujícími lopatkami nebo bezlopatkový.

V případě jednostupňového radiálního kompresoru stlačený plyn proudí dále do výstupní spirální skříně (6), která je napojena na výstupní potrubí (8). V případě vícestupňového provedení kompresoru se stlačený plyn přivádí vratným kanálem s usměrňujícími lopatkami (5) před následující stupeň.

Při stlačování působí na oběžná kola kompresoru axiální síla, která musí být zachycena v ložiskách (7) hnacího hřídele.

Oběžná kola radiálních kompresorů jsou zpravidla vyrobeny ze dvou kotoučů, což je ukázáno na následujícím detailu kola. Kotouč, který bývá polohově zajištěn na hnací hřídeli například drážkováním a pojistnou maticí, se nazývá nosným kotoučem. Pokud jsou oběžná kola malých rozměrů, je možné vyrobit plochy nosného kotouče přímo na hřídeli. Na nosném kotouči jsou vyfrézovány lopatky, které jsou svařováním spojeny s krycím kotoučem. Na detailu stupně jsou také nakresleny labyrintové ucpávky krycího a nosného kotouče, které omezují proudění stlačeného plynu zpět kolem oběžného kola.



Obr. 5: Detail oběžného kola stupně kompresoru

3.2 Oběžné lopatky radiálního kompresoru

Proudění ve stupni radiálního kompresoru lze zjednodušeně sledovat na středním proudovém vláknu, na němž jsou předpokládány střední výpočtové rychlosti zjištěné z rovnice kontinuity a z kinematických vztahů v jednotlivých bodech. Střední průměr na vstupu do běžného kola se uvažuje jako

$$d_{1m} = \sqrt{\frac{d_{1i}^2 + d_{1o}^2}{2}}, \quad (2)$$

kde d_{1i} je vnitřní a d_{1o} vnější průměr kanálu kola kompresoru na vstupu.

Stlačovaný plyn vstupuje do stupně pod úhlem α_1 , který bývá velmi malý. Obvodová rychlost kola na středním vstupním průměru d_{1m} je u_1 , takže plyn vstupuje do oběžného kola relativní rychlostí w_1 . Při průtoku oběžným kolem vzrůstá tlak účinkem odstředivých sil a také zmenšením rychlosti w_1 na w_2 . Složením výstupní rychlosti w_2 , jejíž směr je určen tvarem a počtem lopatek, s obvodovou rychlostí u_2 , vznikne absolutní rychlost na výstupu z kola c_2 s úhlem α_2 .

Podle Eulerovy rovnice je práce přenesená na stlačovaný plyn

$$-l_E = u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2}. \quad (3)$$

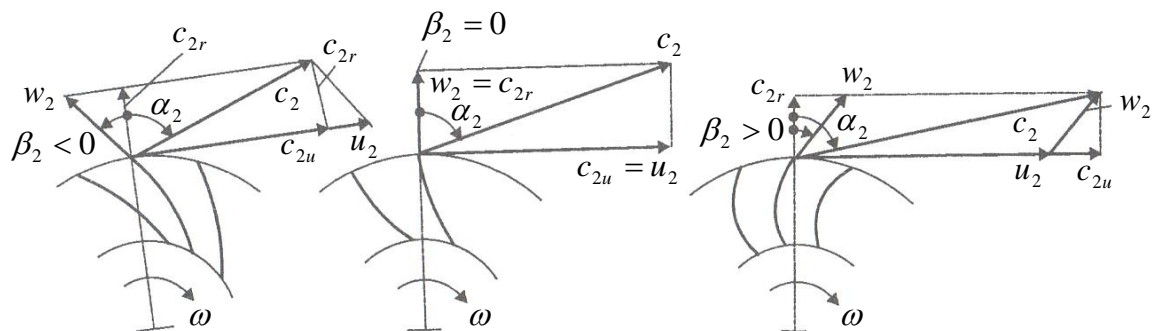
U radiálních kompresorů se vyskytují poměrně významné ventilační ztráty oběžného kola, a proto se rozlišuje práce přivedená na plyn $-l_E$ a práce přivedená na rotor $-l_u$, kterou lze uvést jako

$$-l_u = -l_E + a_r, \quad (4)$$

kde a_r jsou ventilační ztráty. Část těchto ztrát δa_r se odvede stěnami stroje a část $(1-\delta)a_r$ přidavně ohřívá stlačovaný plyn. Zvýšení celkového tepelného obsahu je potom

$$\Delta i_c^{ST} = \Delta i_c^R = -l_E + (1-\delta) \cdot a_r = -l_u - \delta a_r, \quad (5)$$

Na následujícím obrázku jsou znázorněny možné tvary lopatek oběžných kol. Je vidět, že největší rychlost c_2 a její obvodová složka c_{2u} je dosahována u kola s lopatkami dopředu zahnutými ($\beta_2 > 0$). Kinetická energie odpovídající této rychlosti je ale příliš velká na to, aby se v difuzoru přeměnila na tlakovou energii s dostatečnou účinností. Z pevnostních důvodů jsou vhodnější radiální lopatky ($\beta_2 = 0$). U takového stupně je kinetická energie plynu na výstupu z oběžného kola kompresoru menší, a proto požadavky na přeměnu na tlakovou energii v difuzoru jsou také menší.

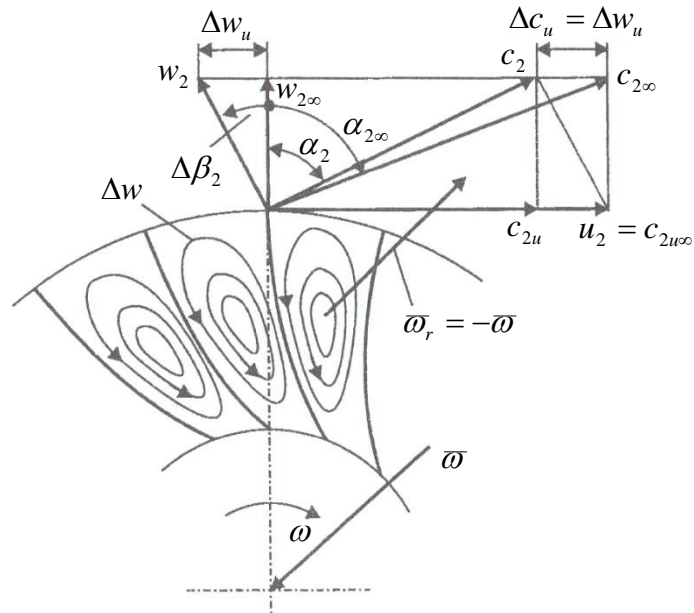


Obr. 6: Typy zahnutí lopatek oběžného kola - převzato z [3]

U stupně s dozadu zahnutými lopatkami ($\beta_2 < 0$) je pak přenesená práce v závislosti na kinetické energii nejmenší, ale právě díky malé výstupní rychlosti c_2 jsou nejmenší nároky na difuzor, ve kterém proběhne energetická přeměna s dobrou účinností.

3.3 Skluz

V mezilopátkových kanálech oběžného kola vzniká relativní vír, který má stejnou úhlovou rychlost ω_r jako oběžné kolo, ale opačný směr $\omega_r = -\omega$. Relativní otáčivý pohyb se superponuje na posuvný axiálně radiální průtok oběžným kolem, takže na výstupu z kola dochází k odklonu vektoru \bar{w}_2 proti smyslu otáčení kola a zmenšuje se tak obvodová složka rychlosti c_{2u} , což je znázorněno na následujícím obrázku.



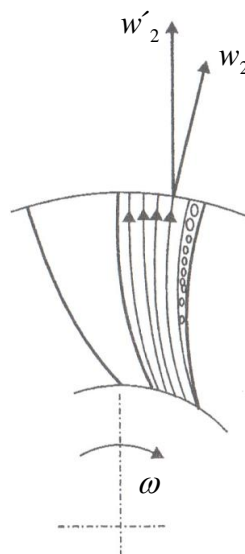
Obr. 7: Skluz na výstupu z oběžného kola - převzato z [3]

Odklon relativní rychlosti w_2 lze vyjádřit podle Stodoly jako

$$\Delta w_u = \frac{d}{2} \cdot \omega, \quad (6)$$

kde d je průměr kružnice vepsané do mezilopatkového kanálu na výstupu z kola.

Na obrázku níže je ukázán další jev, který ovlivňuje proudění v oběžném kole. Na podtlakové straně lopatky dochází na výstupní části pravidelně k odtržení proudu od stěny, protože je zde největší oblast s velkým tlakovým gradientem proti směru proudění, což vede k vytvoření vírové oblasti, která také odklání rychlost w_2 dozadu.



Obr. 8: Odklon relativní rychlosti w_2 - převzato z [3]

Částečným ucpáním kanálu odtržením proudu a odklonem relativní rychlosti w_2 dochází také k jejímu nárůstu ($w_2' < w_2$) a k dalšímu zmenšování obvodové složky c_{2u} . Oba jevy se vzájemně ovlivňují, a proto se vyjadřují společně jako součinitel skluzu μ .

$$\mu = \frac{c_{2u}}{c_{2u\infty}} = \frac{c_{2u}}{u_2 + c_{2r} \cdot \operatorname{tg} \beta_{2L}} = \frac{c_{2u\infty} - \Delta c_u}{c_{2u\infty}} = 1 - \frac{\Delta c_u}{c_{2u\infty}} \quad (7)$$

Do Eulerovy rovnice se tak dosazuje opravená velikost obvodové složky rychlosti

$$c_{2u} = \mu \cdot c_{2u\infty} = \mu(u_2 + c_{2r} \cdot \operatorname{tg} \beta_{2L}), \quad (8)$$

kde $c_{2u\infty}$ je geometrická velikost obvodové složky rychlosti. Geometrické velikosti složek rychlostí a úhlů by měl proud na výstupu z oběžného kola při nekonečném počtu lopatek a v tom případě by nedocházelo k výskytu zmíněných jevů.

Pro výpočet součinitele skluzu z geometrických rozměrů kola byla sestavena řada vztahů.

- vzorec Stodolův

$$\mu = 1 - \frac{\pi \cdot \cos \beta_{2L}}{z(1 + \varphi_{2r} \cdot \operatorname{tg} \beta_{2L})} \quad (9)$$

- vzorec Pfeleiderův

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2K}{z} \cdot \frac{\cos \beta_{2L}}{1 - \left(\frac{d_{1m}}{d_2}\right)^2}}, \quad (10)$$

kde K je empirický součinitel, který závisí na konstrukčním provedení průtočných částí ($K = 1,6$ až $2,0$).

- vzorec Kraselnikova (pro $\beta_{2L} = 0$)

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{\pi}{z} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{d_{1m}}{d_2}\right)^2} \cdot \frac{1}{Ma_{w_2}^2}}, \quad (11)$$

který zahrnuje i vliv stlačitelnosti pomocí Ma .

Odklon výstupní relativní rychlosti z oběžného kola kompresoru způsobí zmenšení příkonu předaného kolem stlačovanému plynu, ale za cenu zmenšení práce přenesené na stlačovaný plyn. Někdy se tento pokles práce nazývá ztrátou, avšak nejedná se o ztrátu ve smyslu energetickém, ale pouze kapacitním (výkonovém).

3.4 Energetické ztráty stupně radiálního kompresoru

Pro správný návrh stupně radiálního kompresoru je třeba znát vliv různých ztrát. Ztráty se nejčastěji projevují jako pokles účinnosti a dosaženého stlačení stupně.

- Ztráta na vstupu do oběžného kola - na vstupu do oběžného kola vznikají energetické ztráty, které lze vyjádřit podle Eckerta ve tvaru

$$z_i = \zeta_{vst} \frac{c_1^2}{2}, \quad (12)$$

kde velikost součinitele ζ_{vst} závisí na změně velikosti a směru rychlostí v kanálu před vstupem do oběžného kola. Závisí především na tvaru kanálu před vstupem do kola a pohybuje se v rozmezí 0,10 až 0,15.

- Ztráta při průtoku oběžným kolem - při průtoku stlačovaného plynu oběžným kolem vznikají ztráty třením v mezních vrstvách, sekundárním prouděním nebo vířením při odtržení proudu od stěny. Základním vztahem pro výpočet je v tomto případě

$$z_{1-2} = \zeta_{1-2} \frac{w_1^2}{2}, \quad (13)$$

kde se součinitel ztrát pohybuje v rozmezí 0,1 až 0,3. Další možností výpočtu je například vztah podle Eckerta

$$z_{1-2} = \zeta_{1-2} \frac{w_{1m}^2}{2} = \zeta_{1-2} \frac{u_2^2}{2} \left[\left(\frac{d_{1m}}{d_2} \right)^2 + \left(\frac{c_{1a}}{u_2} \right)^2 \right]. \quad (14)$$

- Směšovací ztráty - jsou způsobené nevyrovnaností tlakového a rychlostního pole těsně za výstupem z oběžného kola. Velikost směšovací ztráty je ovlivněna náhlým rozšířením průtočného průřezu za oběžným kolem. Detail rozšíření kanálu za oběžným kolem a nerovnoměrného rychlostního pole je zachycen na obrázku níže.

$$z_m = \zeta_m \frac{c_2^2}{2}, \quad (15)$$

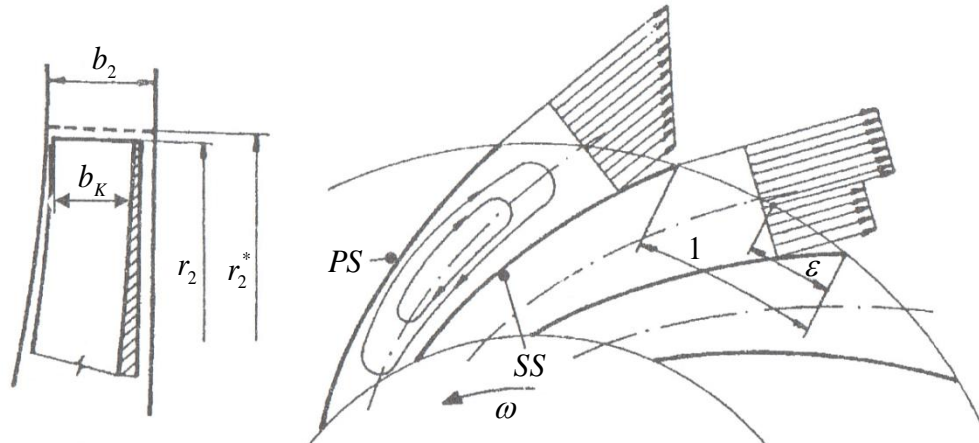
kde

$$\zeta_m = \frac{1}{1 + \lambda_2^2} \left(\frac{1 - \varepsilon - B}{1 - \varepsilon} \right)^2, \quad (16)$$

příčemž

$$B = \frac{b_2}{b_K}; \quad \lambda_2 = \frac{c_{2a}}{c_{2r}}; \quad \varepsilon = \frac{A_S}{A_S + A_P}. \quad (17)$$

A_P je průtočná plocha na výstupu z lopatkového kanálu připadající na primární zónu a A_S je plocha připadající na sekundární zónu. (PS – přetlaková strana, SS – sací /podtlaková/ strana)



Obr. 9: Směšovací ztráty - převzato z [3]

- Ztráty třením v bezlopatkovém difuzoru - vznikají interakcí stlačovaného plynu se stěnami difuzoru a lze je stanovit podle následujícího vztahu:

$$z_{f2-3} = \frac{\lambda_f \cdot r_2}{2b \cos \alpha_2} \left(1 - \frac{r_2}{r_3}\right) \cdot \frac{c_2^2}{2}, \quad (18)$$

- Ztráty třením v lopatkovém difuzoru

$$z_{3-4} = \frac{\lambda_f}{d_h} \cdot \frac{c_{stř}^2}{2} L, \quad (19)$$

kde hydraulický průměr pro střední rozměry mezilopatkového kanálu obdélníkového průřezu je

$$d_h = \frac{2ab}{a+b} \quad (20)$$

a Reynoldsovo číslo pro stanovení hodnoty součinitele tření

$$Re = \frac{c_{stř} d_h}{\nu}. \quad (21)$$

Součinitel tření λ_f se určuje z Nikuradzeho diagramu $\lambda_f = f\left(\text{Re}, \frac{k}{d_h}\right)$

- Ztráty v ohybu mezi difuzorem a vratnými kanály - ztráty v ohybu a ve vratných kanálech je možné vyjádřit následujícími vztahy:

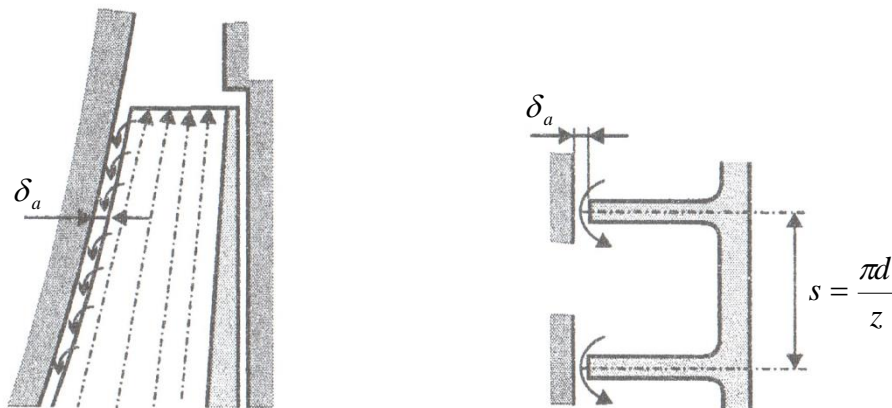
$$z_{4-5} = \zeta_{4-5} \frac{c_5^2}{2}; \quad z_{5-6} = \zeta_{5-6} \frac{c_5^2}{2} \quad (22)$$

- Ztráta ventilací oběžného kola a přetékáním přes okraje lopatek - ventilační ztráta je ztráta třením stlačovaného plynu o stěny v prostoru mezi oběžným kolem a skříní. Třením vzniká teplo, jehož část se odvede stěnami stroje a zbylé teplo ohřívá stlačovaný plyn.

Pro oběžná kola s krycím kotoučem platí

$$z_r = \frac{P_{vent}}{\dot{m}} = \alpha \cdot u_2^2, \quad (23)$$

kde P_{vent} je příkon nutný pro otáčení disku o průměru d_2 s obvodovou rychlostí u_2 v tekutině o hustotě ρ_2 se stěnami blízko otáčejícího se kotouče a $\alpha = 0,03$ až $0,08$.



Obr. 10: Ztráta přetékáním přes okraje lopatek - převzato z [3]

Ventilační ztráta disku pro oběžná kola bez krycího kotouče je podle Gavlase

$$z_D = 0,01356 \frac{\rho_2}{\dot{m} \text{Re}_2^{0,2}} u_2^2 d_2^3 \quad (24)$$

a ztráta přetékáním v axiální mezeře

$$z_{\delta a} = 0,02 D_f^2 u_2^2 \sqrt{\text{tg} \alpha_2}, \quad (25)$$

kde podle Látala platí

$$\alpha_2 = \alpha_0 + (1 + \alpha_0) \frac{2\gamma\delta_a}{\frac{d_{1o} + d_{1i}}{2} + b_2}; \quad (26)$$

$$\alpha_0 = \frac{1}{\frac{b_2}{d_2} \cdot \frac{c_{2r}}{u_2}} \left(0,000148 + 0,013 \frac{z\delta_a}{d_2} \right). \quad (27)$$

Součinitel γ se volí v rozmezí 0,9 až 1,0 a z je počet lopatek oběžného kola.

$$D_f = 0,3 + \frac{0,75q}{\frac{w_{1o}}{u_2} \left[\frac{z}{\pi} \left(1 - \frac{d_{1o}}{d_2} \right) + 2 \frac{d_{1o}}{d_2} \right]}; \quad (28)$$

$$q = \frac{u_2 c_{2u} - (u_1 c_{1u})_m}{u_2}; \quad \text{Re}_2 = \frac{u_2 d_2}{v_1}. \quad (29)$$

- Ucpávkové ztráty - vyskytují se u oběžných kol s krycím kotoučem. Je jich podstatou je, že část stlačovaného plynu, který již prošel oběžným kolem, se vrací ucpávkami zpět ke vstupu do kola a je stlačován znovu. Souvisejícím efektem je zvyšování teploty plynu na vstupu do kola.

Velikost ztrát závisí, kromě jiných činitelů, také na velikosti tlaků před a za ucpávkou. Závisí na výkonu stroje a platí, že u kompresorů s velkým výkonem mohou být ucpávkové ztráty velmi malé, kdežto u málo výkonných kompresorů dosahují ztráty větších hodnot a negativně ovlivňují účinnost stroje.

Průtok ucpávkami je přímo úměrný průtočné ploše labyrintové ucpávky a tato plocha je závislá na průměru kola v místě ucpávky a na velikosti vůle v ucpávce. Při zmenšení průměru kola a současném zvýšení otáček lze dosáhnout snížení ucpávkových ztrát.

3.5 Účinnost stupně radiálního kompresoru

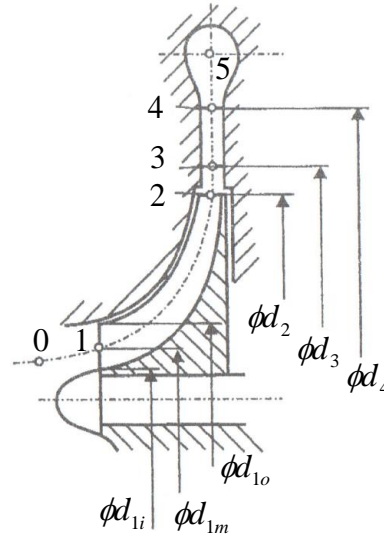
Účinnost stupně radiálního kompresoru lze s ohledem na energetické ztráty vyhodnotit několika způsoby.

- Hydraulická účinnost - je to poměr izoentropického a skutečného tepelného spádu.

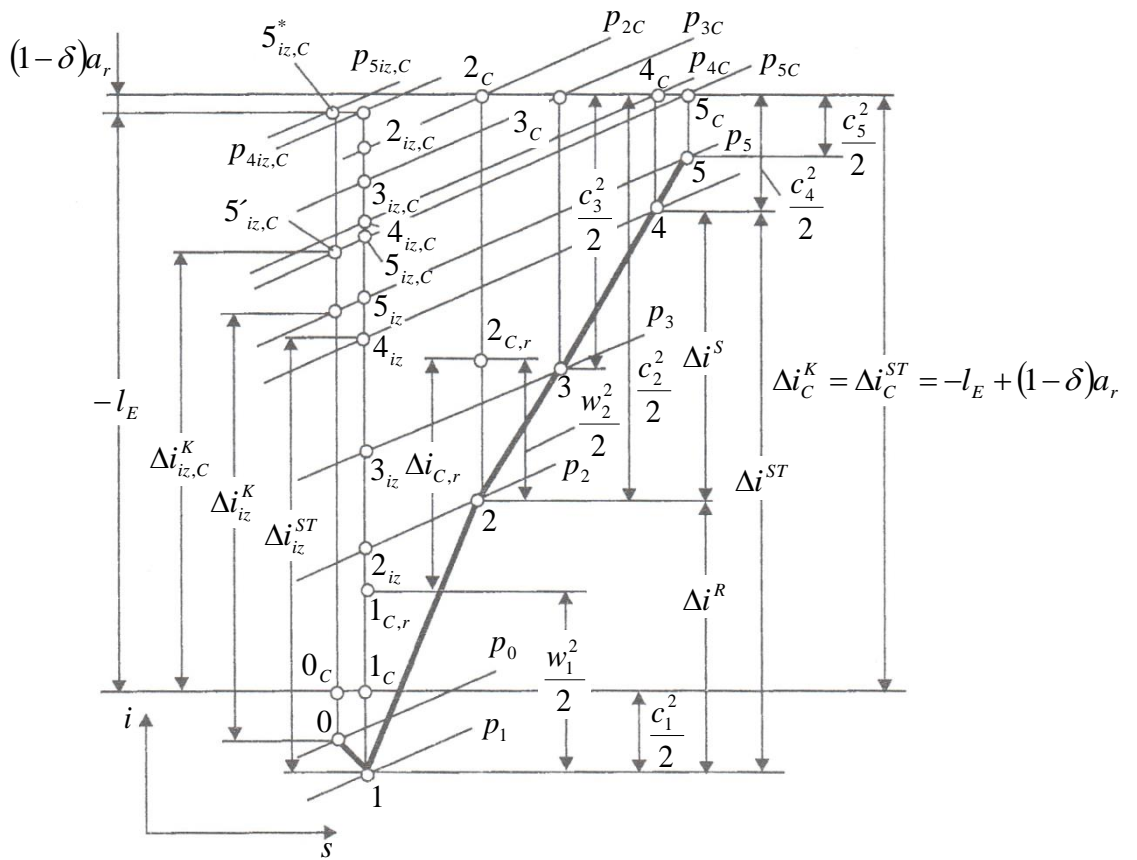
$$\eta_{iz,h} = \frac{\Delta i_{iz}^{ST}}{\Delta i^{ST}} = \frac{\Delta i_{iz}^{ST}}{\Delta i_{iz}^{ST} + z_h}, \quad (30)$$

kde hydraulické ztráty z_h jsou

$$z_h = z_i + z_{1-2} + z_m + z_{2-3} + z_{3-4} + z_{5-6} \quad (31)$$



Obr. 11: Schéma jednostupňového radiálního kompresoru - převzato z [4]



Obr. 12: Průběh komprese ve stupni kompresoru - převzato z [4]

- Objemová účinnost - je poměr průtoku stlačovaného plynu, který stupeň dodává k dalšímu stupni, k průtoku plynu oběžným kolem. Průtok oběžným kolem je vyšší vlivem zpětného průtoku ucpávkami krycího kotouče.

$$\eta_v = \frac{\dot{m}}{\dot{m} + \dot{m}_u} \quad (32)$$

- Mechanická účinnost - vyjadřuje mechanické ztráty (ztráty v ložiskách, příkon olejového čerpadla,..)

$$\eta_m = \frac{P_{sp} - P_m}{P_{sp}} = 1 - \frac{P_m}{P_{sp}} = \frac{P_i}{P_{sp}}, \quad (33)$$

kde P_m jsou mechanické ztráty a P_{sp} je příkon na spojce

- Spojková účinnost - je to poměr ideálního izoentropického příkonu k příkonu přiváděnému hnacím strojem na spojce P_{sp}

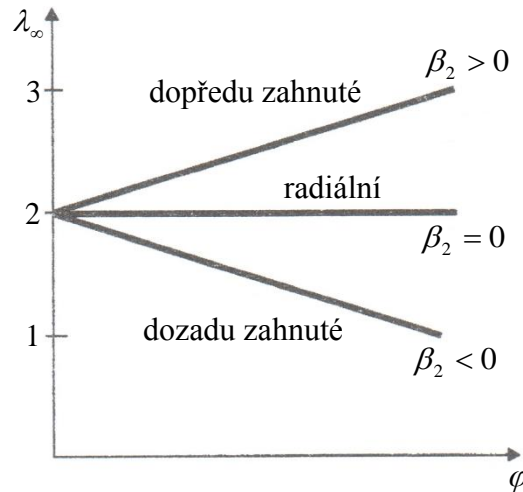
$$\eta_{iz,sp} = \frac{P_{iz}}{P_{sp}} = \frac{\dot{m} \frac{\kappa}{\kappa-1} r T_s \left[\left(\frac{P_k}{P_s} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} - 1 \right]}{P_{sp}}, \quad (34)$$

kde indexem s jsou značeny veličiny na vstupu do kompresoru a k na výstupu.

3.6 Charakteristika kompresoru

Kompresory patří mezi stroje, které pracují v určitém rozsahu provozních režimů v závislosti na okamžitých potřebách sítě nebo spotřebiče. Provozní režimy se mohou lišit od návrhového změnou průtoku stlačovaného plynu, změnou stavu v sání kompresoru nebo změnou otáček. V závislosti na těchto faktorech se mění výkonové parametry, které charakterizují funkci stroje. Jde především o dosažené stlačení a účinnost kompresoru. Závislost, jakým způsobem se mění tyto parametry, se nazývá charakteristika kompresoru.

Na základní podobu charakteristiky kompresoru má vliv zejména typ lopatek. Na následujícím obrázku jsou nakresleny ideální charakteristiky výkonového součinitele λ_∞ v závislosti na průtokovém součiniteli. Je zřejmé, že u stupně s dopředu zahnutými lopatkami roste s průtokem přenesená práce, kdežto u stupně s dozadu zahnutými lopatkami je charakteristika klesající.



Obr. 13: Ideální charakteristika kompresoru - převzato z [3]

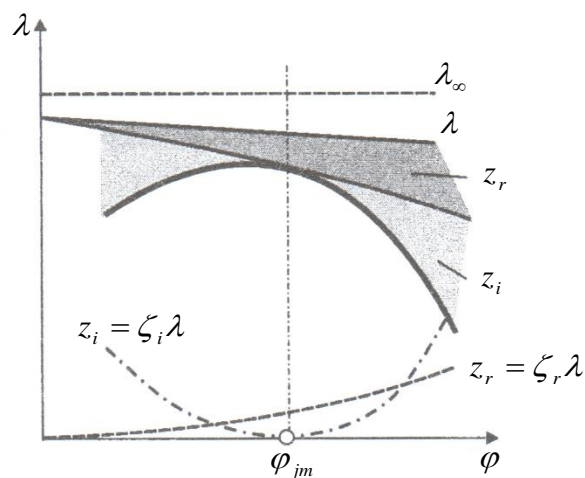
Ve skutečném radiálním kompresoru se však vyskytují ztráty, které mají vliv na konečný tvar charakteristiky, a velkou měrou se také projevuje skluz proudění na výstupu z oběžného kola kompresoru. Na následujícím obrázku je graficky znázorněn vliv ztrát a skluzu na výkonový součinitel λ u oběžného kola s radiálními lopatkami, kde ideální výkonový součinitel λ_∞ je definován jako

$$\lambda_\infty = 2 \frac{c_{2u}}{u_2}, \quad (35)$$

z něho vlivem skluzu

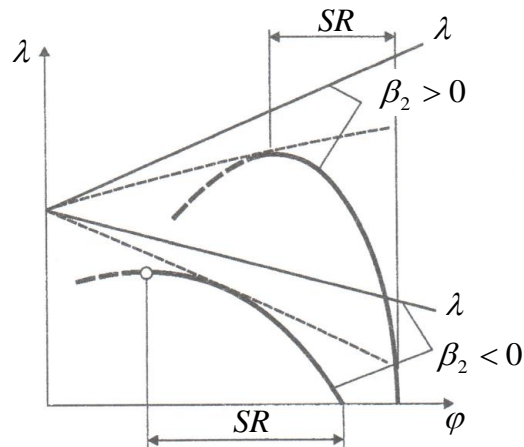
$$\lambda = \lambda_\infty \cdot \mu \quad (36)$$

Ztráty z_r a z_i jsou třecí ztráty a ztráty změnou směru proudu na vstupu do oběžného kola.



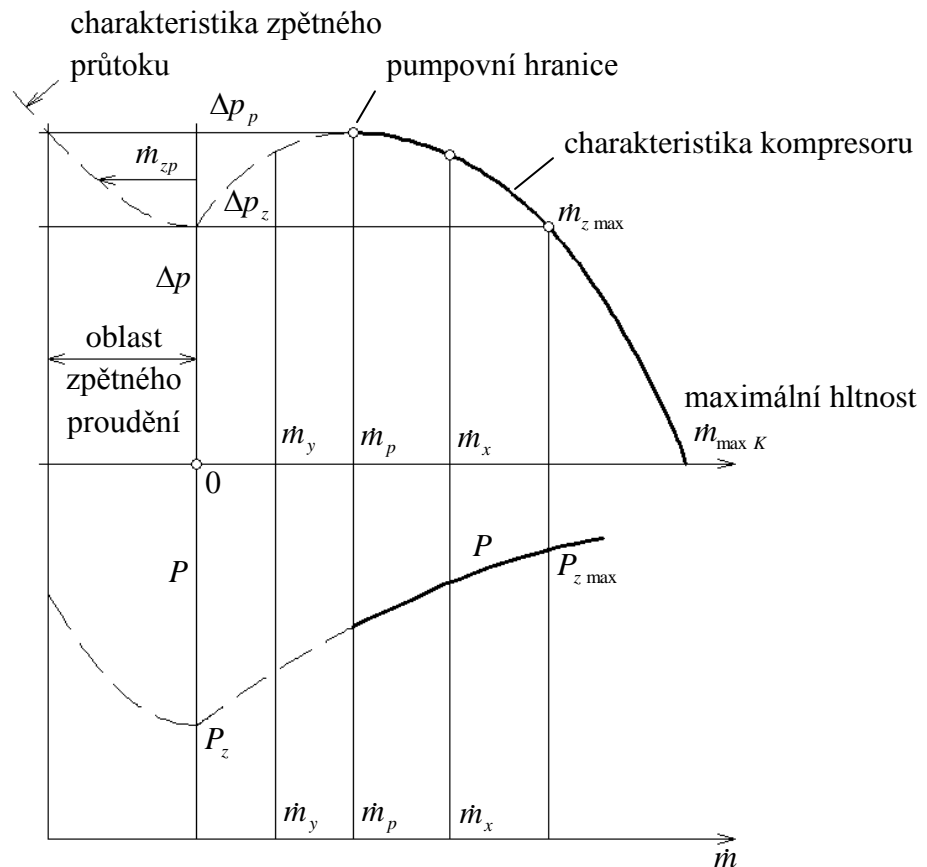
Obr. 14: Skutečná charakteristika kompresoru - převzato z [3]

Pokud bychom chtěli porovnat charakteristiky kola s dopředu a dozadu zahnutými lopatkami, dobře k tomu poslouží následující obrázek.



Obr. 15: Porovnání kompresorových charakteristik - převzato z [3]

Charakteristika stupně s dopředu zahnutými lopatkami je strmější, a proto je ve větším rozsahu nestabilní. Stabilní práce stupně nastává až ve fázi, kdy přírůstek teoreticky přenášené práce je převážen narůstajícími ztrátami. Z tohoto důvodu nemůže mít stupeň vysokou účinnost. Charakteristika stupně s dozadu zahnutými lopatkami je stabilní (SR) ve velkém rozsahu, přičemž se dosahuje menšího stlačení, ale vyšší účinnosti vlivem menších rychlostí a menšího podílu komprese v oblasti difuzoru.



Obr. 16: Pumpovní mez stupně kompresoru

Charakteristika kompresoru je omezena pumpovní hranicí m_p a hranicí maximální hltnosti m_{max} . Stroj dosáhne pumpovní meze v momentě, kdy klesne odběr sítě z množství m_x na m_y , přičemž současně dochází ke zvyšování tlaku na výstupu až do maxima Δp_p , kdy se dodávka přeruší, protože stroj není dále schopen zvyšovat tlak ve výtlačném hrdle. V období přerušené dodávky plynu vytéká určité množství z akumulovaného objemu za výtlačným hrdlem do odběru m_y a současně proudí určité množství m_{zp} proti směru pravidelného proudění zpět do sání. Tímto pohybem stlačovaného plynu dochází ke snižování tlaku ve výtlačku do bodu Δp_z , kde dochází k obnovení dodávky plynu ve správném smyslu v množství $m_{z max}$. Pokud mezitím nedojde ke změně odebíraného množství, tlak na výstupu opět stoupá na maximální možnou hodnotu a jev se opakuje. Při pumpování vznikají náhlé změny příkonu v rozmezí P_z až $P_{z max}$.

Pumpování je spojeno s výraznými vibracemi, hlukem a nerovnoměrným zatížením celého soustrojí. Mechanickému poškození lze zabránit několika způsoby regulace:

- Škracení v sacím potrubí
- Změna otáček
- Natáčení usměrňovacích nebo difuzorových lopatek

Tyto způsoby jsou ekonomické, protože se při nich výrazně nesníží účinnost stroje. Jako doplňkový nebo zajišťovací způsob regulace se používá odpouštěcí ventil na výtlačku.

Numerické simulace kompresorových stupňů zpravidla nejsou schopny zachytit přesné meze charakteristiky kompresoru vzhledem k nestabilnímu charakteru proudění. Proto je velmi důležité jejich měření, při kterém většinou vyjde provozní rozsah stroje větší než ze simulací.

4 NUMECA FINE/Turbo

Numerické simulace proudění uvedené v této práci byly připraveny a řešeny v softwarovém prostředí FINE/Turbo. Při řešení jakékoliv CFD úlohy se obecně musí splnit tři základní kroky:

- Prostorová diskretizace řešených domén
- Definice okrajových podmínek a výpočet proudění
- Vyhodnocení a vizualizace výsledků

K uskutečnění těchto kroků jsou připraveny odpovídající programové nástroje. Prvním z nich je interaktivní geometrický modelář a síťový generátor IGGTM, jehož výstupem je blokově strukturovaná výpočetní síť s částečně předdefinovanými okrajovými podmínkami.

Druhým nástrojem je FINETM/Turbo řešič metodou konečných objemů, který plně využívá výhod blokově strukturovaných sítí a je schopen simulovat Eulerovské nebo Navier-Stokesovy typy proudění.

Posledním softwarovým nástrojem je interaktivní vizualizační systém CFViewTM umožňující přímý přístup k výsledkům výpočtu.

Výhodou všech zmíněných nástrojů je integrace pythonovského skriptovacího prostředí, které je uživatelsky poměrně nenáročné, umožňuje tvorbu vlastních funkcí a knihoven, které jsou prakticky nezbytné pro přípravu a vyhodnocování složitějších úloh.

4.1 Příprava geometrického modelu úlohy

Jak bylo uvedeno výše, geometrie a následně výpočetní síť řešené úlohy se vygeneruje v softwarovém nástroji IGGTM nebo jeho modulu AutoGrid5TM, který je určen pro automatické generování částí výpočetní sítě lopatkových strojů.

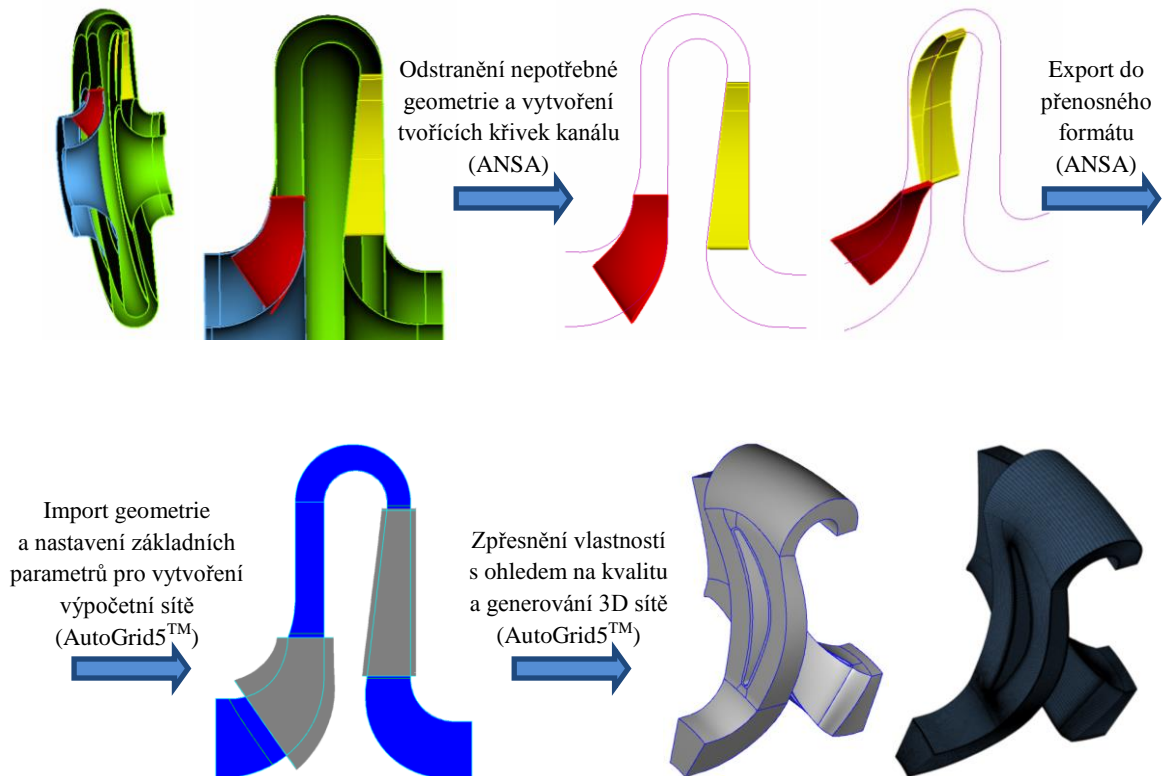
Geometrický model úlohy je možné vytvořit ručně na základě dokumentace nebo prostřednictvím importu hotového 3D CAD modelu v univerzálních formátech igs nebo x_t. První metoda přípravy geometrie a sítě se provádí v základním prostředí IGGTM. V závislosti na požadavcích řešiče na blokovou strukturu sítě je samotná příprava úlohy poměrně pracná, jelikož se musí každý blok domény umístit do modelu zvlášť. Proto se základní prostředí využívá pouze na dodatečné úpravy již importované geometrie nebo na přípravu neperiodických a tvarově složitých částí modelu, jako jsou například technologické otvory nebo spirální skříně.

Modelování periodických prvků, jako jsou například ucpávky, radiální vůle nebo průtočné kanály lopatkových strojů, se provádí víceméně automaticky. Pro tyto účely slouží modul AutoGrid5TM. Postup přípravy geometrie a výpočetní sítě je v tomto případě následující.

Jako základní podklad pro generování výpočetní sítě je nutné z 3D CAD modelu získat geometrii lopatek, 2D tvořící křivky řezu kanálu a případně geometrii ucpávek krycího a nosného kotouče prostřednictvím přenosného formátu. Tyto kroky lze uskutečnit v programu ANSA, ve kterém je snadné upravovat obecné plochy a vytvářet hraniční křivky průtočného kanálu lopatkového stroje. Pro tyto a jiné výhody je ve velké míře používán v automobilovém průmyslu pro úpravu tvarově velmi složitých a komplexních geometrických modelů. K vytvoření výpočetní sítě je potřeba pouze jedna lopatka z každé lopatkové řady a je třeba, aby lopatka přesahovala profil průtočného kanálu.

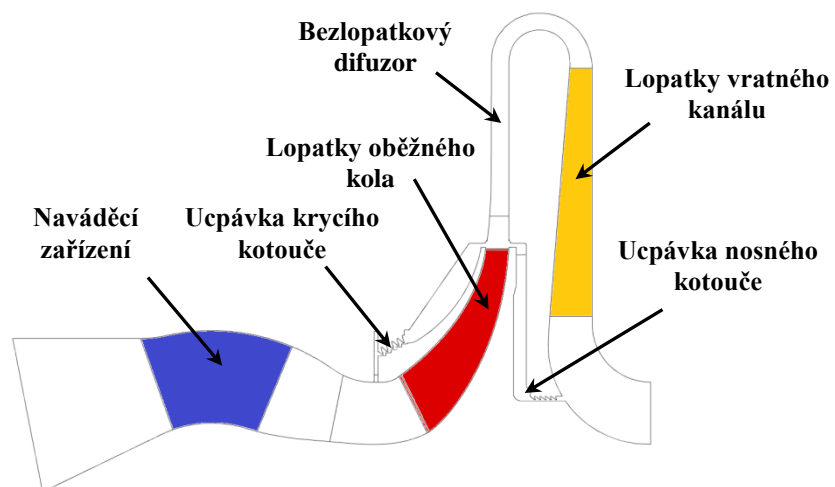
Po importu takto připraveného geometrického modelu je třeba nadefinovat, jaká okrajová křivka odpovídá rotoru (hub) stroje nebo vnějším plochám kanálu (shroud). Dále je nutné přiřadit geometrii lopatek odpovídajícím doménám stroje (stator/rotor), označit náběžnou a odtokovou hranu a určit počet lopatek a tím jejich periodicitu. Skrze

další volitelné parametry a nastavení se pokračuje k automatickému generování blokově strukturované výpočetní sítě.



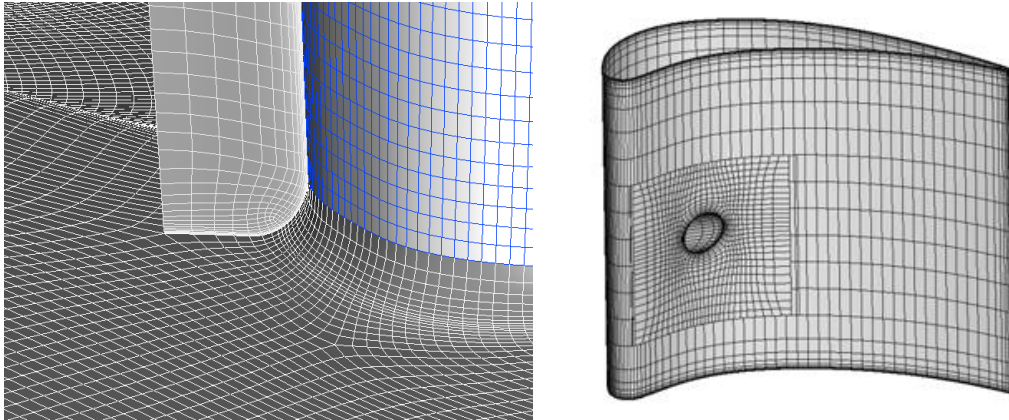
Obr. 17: Postup přípravy geometrie a výpočetní sítě kompresorového stupně

Po vytvoření zjednodušeného modelu kompresorového stupně je v případě modelování ucpávek nutné upravit polohu vyústění/vstupu do ucpávek za odtokovou hranou lopatek oběžného kola. Bez této úpravy by nebylo možné oblast za oběžným kolem vyplnit výpočetní sítí. Samotná úprava spočívá v posunutí příslušných křivek v radiálním směru od odtokové hrany lopatky. Je snaha, aby tato vzdálenost byla vždy co nejmenší, aby se zachovala co nejpřesnější geometrie stupně. Posunutí v radiálním směru bývá maximálně 1 mm.

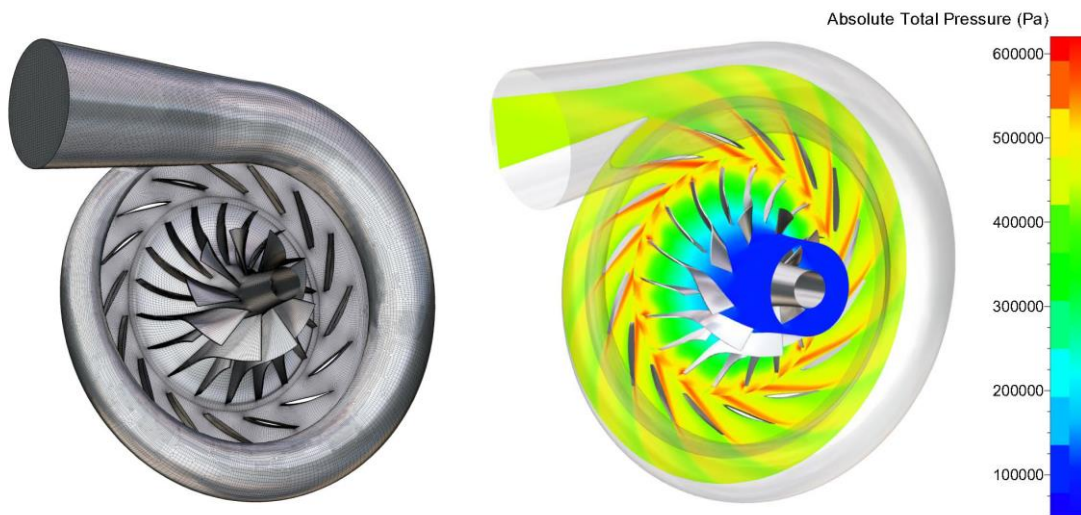


Obr. 18: Geometrický model kompresorového stupně s ucpávkami a naváděcím zařízením

Jak již bylo zmíněno, do modelu úlohy lze také zahrnout rotačně nesymetrické prvky, jako jsou například otvory a různé štěrby v lopatkách, zaoblení na patě a špičce lopatek, spirální skříně nebo dodatečné úpravy kanálu v některých místech. Některé z těchto prvků je možné tvořit víceméně automaticky při generování výpočetní sítě (otvory, zaoblení), ale pro některé je nutné vytvořit pomocnou 3D geometrii, na kterou se umísťují bloky sítě. Výpočetní síť se v těchto případech musí vytvářet ručně (spirální skříně, tvarově složité otvory v lopatkách, úpravy kanálu).



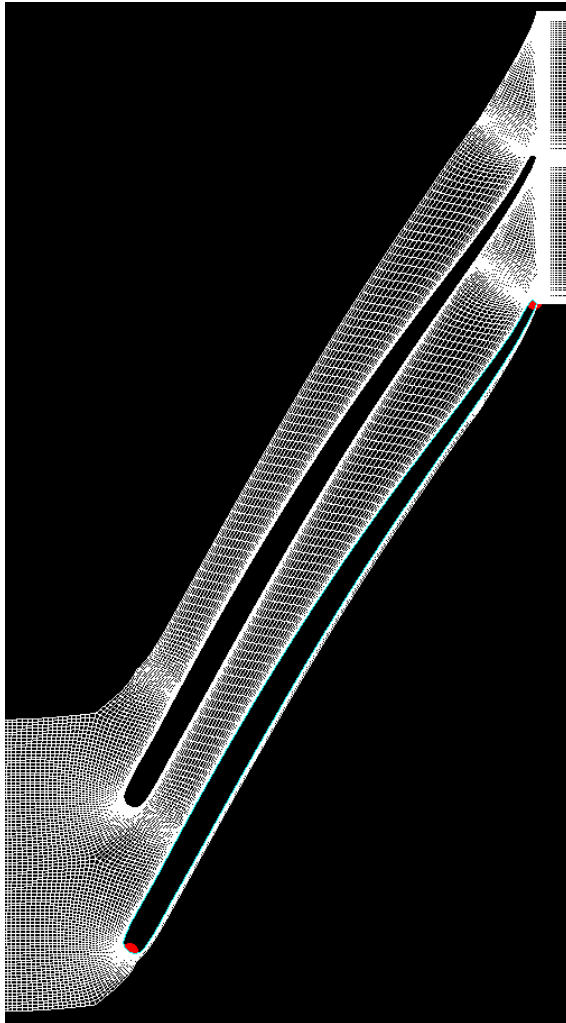
Obr. 19: Ilustrační obrázek zaoblení u paty lopatky a otvoru v lopatce



Obr. 20: Ilustrační obrázek spirální skříně stupně kompresoru

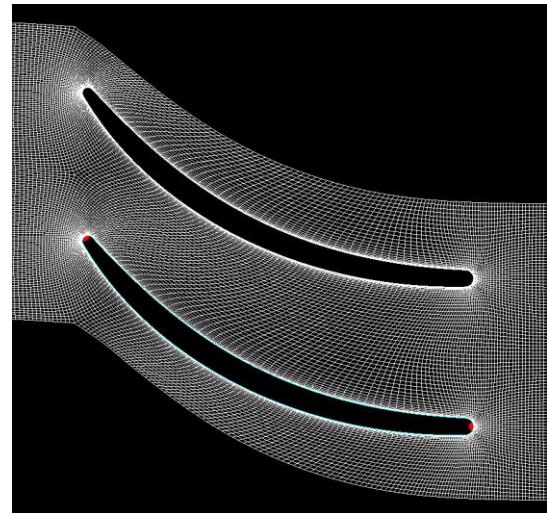
4.2 Výpočetní síť

Výpočetní síť vytvořená v prostředí IGGTM/AutoGrid5TM se skládá z blokově uspořádaných šestistěnů. Z blokově strukturované sítě plyne výhoda rychlejšího řešení úloh, ale zároveň také poměrně vysoké nároky na kvalitu sítě a v některých případech nesnadné síťování tvarově složitých objektů nebo velmi zkroucených lopatek.



Obr. 21: H&I síť oběžné lopatky

AutoGrid5TM je software specializovaný na síťování kanálů a ucpávek většiny lopatkových strojů. Existují zde předvolené šablony pro síťování lopatek turbín, axiálních a radiálních kompresorů, lodních šroubů, větrných elektráren a mnoha dalších. Při vytváření sítě si uživatel může vybrat ze tří typů sítě, jejichž parametry lze dodatečně měnit. Jedná se o obecné, HOH a H&I schéma výpočetní sítě. Lopatky oběžných kol radiálních kompresorů jsou charakteristické velkým poměrem mezi jejich délkou a tloušťkou, a proto se pro jejich síťování používá H&I schéma. Difuzorové lopatky a lopatky vratného kanálu nemívají komplikovaný tvar a používá se u nich standardní obecné schéma.

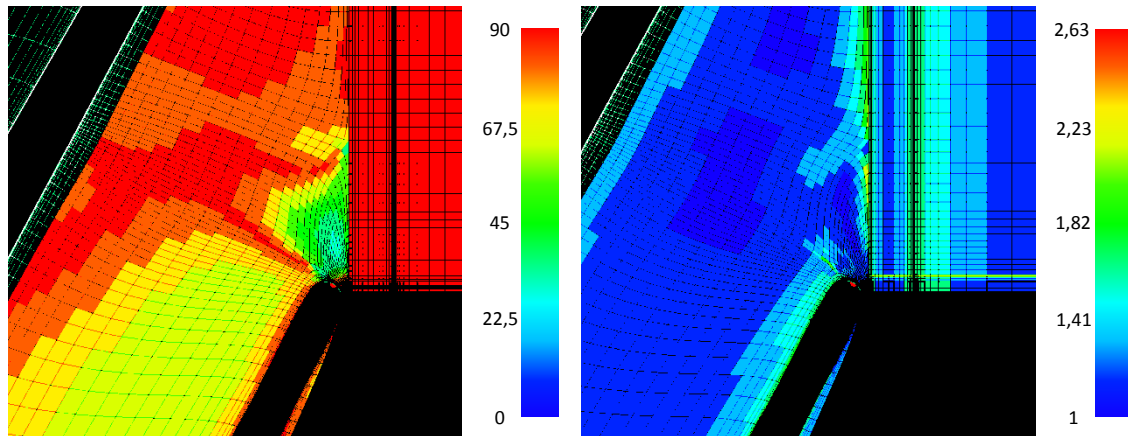


Obr. 22: Obecná síť lopatky vratného kanálu

V rámci vytváření metodiky přípravy a výpočtu úloh byl ověřován vliv hustoty výpočetní sítě na přesnost dosažených výsledků. Ukázalo se, že největší vliv na účinnost a další výkonové parametry stupně má počet buněk po výšce kanálu a výška první buňky na stěnách a dále pak hustota sítě v zahnutých částech kanálu. Tato citlivostní analýza bude podrobně popsána v kapitole č. 6.

Pro zaručení přesného a hlavně stabilního výpočtu je třeba dodržet následující kvalitativní parametry výpočetní sítě. Prvním z nich je zkosení buněk, které se udává

v rozsahu 0 až 90. Větší hodnota je lepší. Minimální doporučená hodnota udávaná dodavatelem softwaru je 20. Dalším důležitým parametrem je expanzní faktor buněk. V tomto případě je větší hodnota horší a maximální doporučená hodnota by se měla pohybovat mezi 3 až 4. Jiným faktorem je poměr délky buňky k její výšce. Také platí, že čím je hodnota tohoto parametru vyšší, tím je situace horší. Doporučené rozmezí se nachází mezi hodnotami 1000 až 5000, ideálně však do 3000.



Obr. 11: Zobrazení zkosení a expanzního faktoru buněk

5 Volba modelu turbulence

Při řešení numerických simulací kompresorových stupňů je velmi důležité vybrat vhodný turbulentní model vazkosti. V celém pracovním rozsahu stupně se mohou značně odlišovat parametry stlačovaného média. Tím pádem dochází při různých okrajových podmínkách k různým proudovým poruchám v řešené oblasti. Zpravidla jde o odtržení proudu od stěny. Odtržení se může vyskytnout v určité části pracovní charakteristiky v konkrétním místě a při jiném zatížení kompresorového stupně se odtržení může vyskytovat jinde, nebo k němu nemusí dojít vůbec.

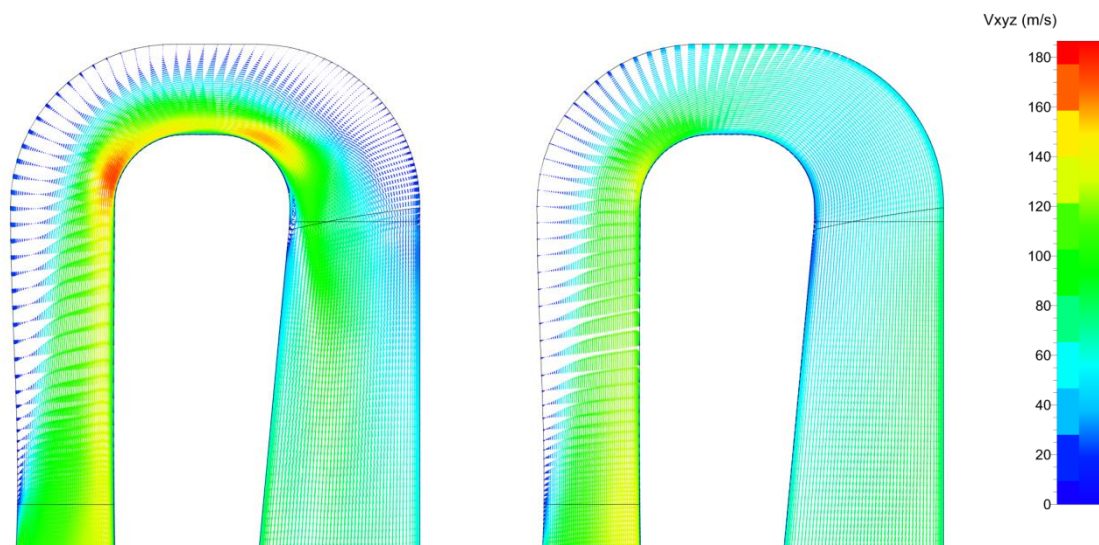
Z tohoto důvodu je nutné, aby turbulentní model vazkosti byl dostatečně citlivý a správně predikoval odtržení proudu od stěn průtočného kanálu kompresoru při nepříznivém tlakovém gradientu. Na základě tohoto požadavku byly zpočátku úlohy řešeny dnes hojně využívaným modelem SST $k-\omega$ (Shear Stress Transport).

V případě řešení některých stupňů ale docházelo k výskytu masivního odtržení v oblasti difuzorového kanálu a v ohybu před vratným kanálem. Toto odtržení následně značně ovlivňovalo hodnoty náběžného úhlu do statorových lopatek vratného kanálu. Poměrně dlouho nebylo jasné, zda je spočtené odtržení přítomné i při práci reálného kompresorového stupně. Až s využitím naměřených dat na standu se ukázalo, že k odtržení proudu od stěny ve skutečnosti pravděpodobně může docházet, ale určitě není tak velké, jak vychází z numerického řešení.

Mezi možnými příčinami odtržení mohly být parametry výpočetní sítě nebo zvolený model turbulence. Při testování vyšlo najevo, že chyba je na straně modelu

turbulence. Podle některých zdrojů může použití modelu SST $k-\omega$ generovat větší odtržení proudu, než by bylo ve skutečnosti.

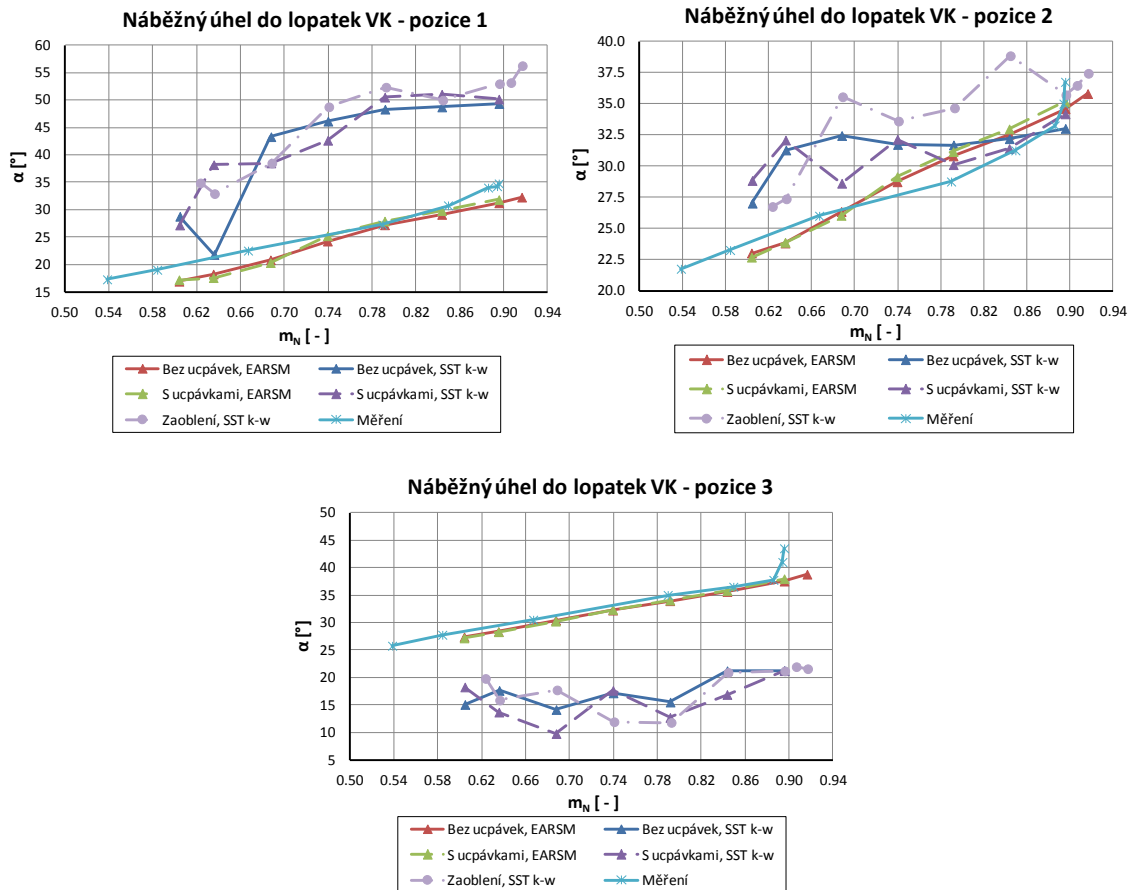
Pro porovnání výsledků byl použit model turbulentní vazkosti ze skupiny EARSM (Explicit Algebraic RSM). Jedná se o nelineární modely, kde se část procesů na RSM úrovni převádí do dvourovnicové podoby. Díky tomu dojde k významné úspoře výpočetního času oproti klasickému RSM modelu. Hlavním významným pozitivem těchto modelů je například schopnost reprodukovat anizotropii normálových napětí a lepší řešení sekundárního proudění. Při výpočtech v této práci byl konkrétně použit zjednodušený BSL model od Mentera z roku 2009 (S-BSL-EARSM).



Obr. 23: Porovnání proudových polí v difuzoru (vlevo SST $k-\omega$, vpravo EARSM)

Na obrázku č. 23 jsou vykreslena vektorová rychlostní pole v oblasti difuzorového kanálu stejného stupně s totožnými okrajovými podmínkami s modely turbulence SST $k-\omega$ a EARSM. Jak je vidět, v případě modelu SST $k-\omega$ dochází k masivnímu odtržení proudu od krycí stěny kanálu a toto odtržení se nese až do oblouku před vratnou částí stupně, kde významně ovlivňuje úhel náběhu do statorových lopatek vratného kanálu.

V případě modelu EARSM také dojde k odtržení proudu stlačeného plynu od krycí stěny, ale není tak velké a ještě v oblasti difuzoru se proud přimkne zpět ke stěně. Spočtené úhly náběhu byly porovnány s naměřenými hodnotami z reálného stroje a vyneseny v grafech na obrázku č. 24.



Obr. 24: Porovnání spočteného úhlu náběhu do lopatek vratného kanálu s naměřenými hodnotami

Z grafů je na první pohled zřejmé, že ovlivnění náběžného úhlu do vratného kanálu je v případě modelu SST k- ω opravdu velké (způsob vyhodnocení tohoto úhlu bude popsán v následující kapitole). K přibližné shodě výpočtu s měřením dochází pouze v pozici č. 2, což je střed výšky kanálu. Při použití modelu turbulence EARSIM bylo dosaženo výrazného zlepšení situace a odchylky mezi výpočtem a měřením jsou ve všech třech případech velmi malé.

Z důvodu dosažení lepších výsledků při numerických simulacích proudění v tvarově složitých 3D stupních je jako důvěryhodnější považován model turbulence EARSIM. Na druhou stranu jsou známy konkrétní situace z jiných odvětví, kdy model EARSIM nesprávně predikuje odtržení od stěny, a tím pádem byly numerické simulace pro kontrolu výsledků také řešeny s modelem turbulence SST k- ω .

6 Metodika vyhodnocování výsledků simulací

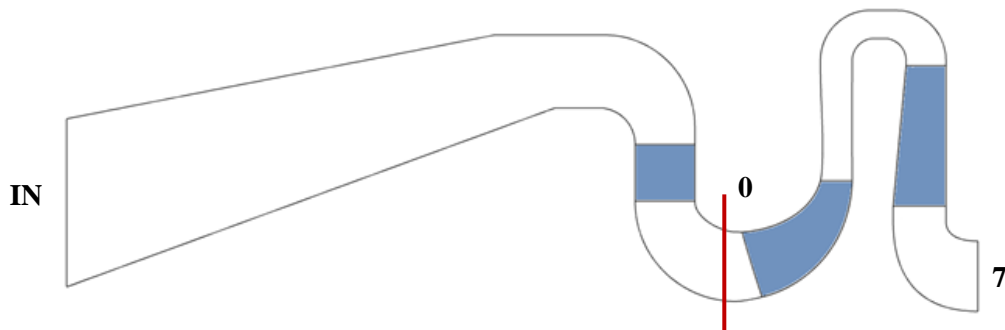
V průběhu prací na numerických simulacích proudění stupňů byla postupně vytvářena a zpřesňována metodika vyhodnocení výpočtů a také měření na reálném stroji. Ve všech případech se vyhodnocují základní výkonové parametry stupně, úhel náběhu do vratného kanálu a vyhodnocení účinnosti a stlačení stupně po délce kanálu.

Pokud model řešeného stupně obsahuje také ucpávky krycího a nosného kotouče, je vyhodnocení výpočtů rozšířeno o výpočet axiální síly působící na rotor s oběžným kolem a přibližné vyhodnocení hmotnostního průtoku ucpávkami.

Některá z vyhodnocení v následujících bodech jsou uvedena pouze pro úplnost a v dalším textu se již nebudou vyskytovat, protože nejsou pro účely této práce důležité.

6.1 Vyhodnocení výkonových parametrů stupně

Nejdůležitějšími vyhodnocovanými parametry jsou izoentropická účinnost celého stupně včetně vratného kanálu, tedy od sání po výtlak do dalšího stupně, celkové stlačení stupně a průtočné množství stupněm. Na obrázku č. 25 jsou vyznačeny vyhodnocovací roviny, ze kterých bylo počítáno stlačení a účinnost stupně.



Obr. 25: Naznačení polohy základních vyhodnocovacích rovin

Výpočet různých parametrů kompresorových stupňů byl proveden podle níže uvedených vztahů. Hodnoty použitých fyzikálních veličin ve výpočetních vztazích jsou průměrné hodnoty vážené průtočným množstvím.

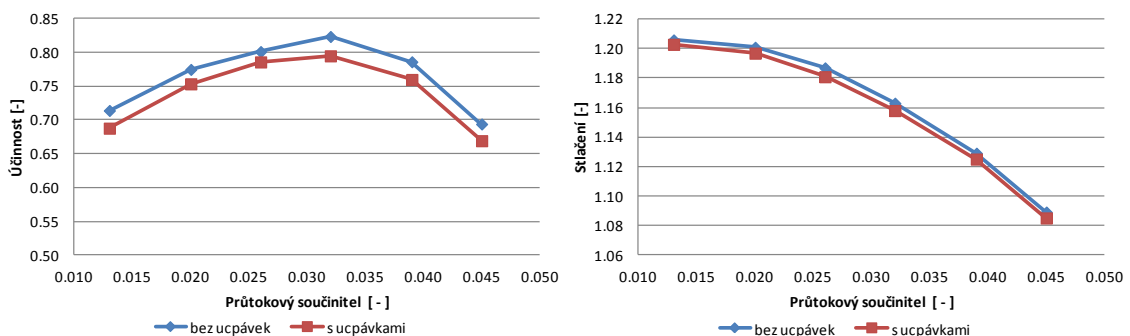
- měrná celková práce $\Delta h_c = c_p (T_{c7} - T_{c0}) \text{ [J/kg]}$
- měrná izoentropická práce $\Delta h_s = z \cdot r \cdot T_{c0} \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \left[\left(\frac{p_{c7}}{p_{c0}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \text{ [J/kg]}$
- tlakové číslo $CHIS = \frac{\Delta h_s}{u_2^2}$
- příkonový součinitel $SIGI = \frac{\Delta h_c}{u_2^2}$
- stlačení stupně $PI = \frac{p_{c7}}{p_{c0}}$

- izoentropická účinnost $ETA = \frac{CHIS}{SIGI}$
- průtokový součinitel $FIO = \frac{4 \cdot Q_0}{\pi \cdot D_2^2 \cdot u_2}$
- recovery koeficient $C_p = \frac{P_{sOUT} - P_{sIN}}{P_{cIN} - P_{sIN}}$
- ztrátový součinitel $\frac{\Delta p_C}{D} = \frac{P_{cIN} - P_{cOUT}}{P_{cIN} - P_{sIN}}$

Objemový průtok Q_0 je počítán z celkových hodnot na vstupu z důvodu možného porovnání různých variant mezi sebou. Vyhodnocená data byla ve velké většině případů převedena na normované veličiny. Referenční rozsahy normovaných hodnot zahrnují všechny původní hodnoty a díky tomu jsou nové normované hodnoty stále vzájemně porovnatelné.

	Model bez ucpávek						Model s ucpávkami					
FIO	0.013	0.020	0.026	0.032	0.039	0.045	0.013	0.020	0.026	0.032	0.039	0.045
PI	1.206	1.201	1.187	1.163	1.129	1.089	1.203	1.197	1.181	1.158	1.125	1.085
CHIS	0.548	0.536	0.501	0.439	0.352	0.245	0.542	0.525	0.486	0.427	0.340	0.235
SIGI	0.768	0.692	0.626	0.534	0.447	0.353	0.787	0.697	0.617	0.537	0.448	0.350
ETA	0.7141	0.7748	0.8012	0.8235	0.7861	0.6941	0.6879	0.7535	0.7859	0.7949	0.7599	0.6694

Tab. 1: Příklad vyhodnocení pracovních parametrů stupně kompresoru



Obr. 26: Příklad provozní charakteristiky kompresoru

6.2 Průběh účinnosti a stlačení po délce kanálu kompresoru

Z důvodu lepšího popisu situace uvnitř stupně kompresoru bylo vyhodnocení úloh rozšířeno o vyhodnocení průběhu účinnosti a kompresního poměru po délce kanálu stupně. Pro vyhodnocení účinnosti a kompresního poměru po délce kanálu se používají obvodově průměrovaná data vážená hmotnostním průtokem. Vztahy pro výpočet účinnosti a kompresního poměru jsou obdobné jako u výpočtu celého stupně a byly implementovány do uživatelského skriptu, který z výsledků úlohy odečítá požadovaná

data a vypisuje účinnost a kompresní poměr do textového souboru v závislosti na absolutní délce výškové střednice kanálu stupně kompresoru. Tento soubor lze snadno importovat do některého tabulkového procesoru a data dále zpracovat.

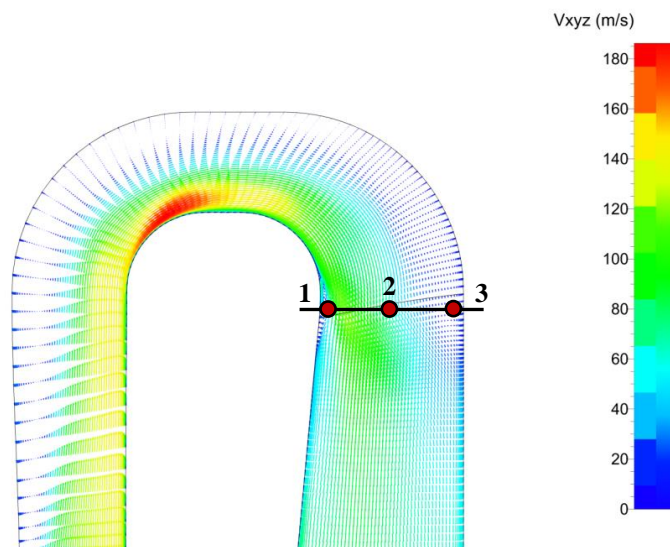
6.3 Vyhodnocení náběžného úhlu do statorových lopatek VK

Pro posouzení proudové situace v kanálu stupně radiálního kompresoru nestačí pouze vyhodnocení tlaků a teplot v sací a výtlačné části kanálu. Při průtoku stlačovaného plynu stupněm může docházet odtržením proudu od stěny v různých místech. Tato odtržení negativně ovlivňují náběžné úhly do další řady lopatek a tím pádem dochází ke zvýšení ztrát stupně kompresoru.

Vyhodnocování tangenciálního náběžného úhlu je provedeno v rovině před lopatkami vratného kanálu. Monitorování této oblasti může hlavně při měření na reálném stupni pomoci odhalit případné odtržení proudu od stěn difuzoru. Porovnání spočtených a naměřených hodnot tangenciálního úhlu také slouží k verifikování provedených numerických simulací. Tangenciální náběžný úhel do vratného kanálu je vzhledem k poloze vyhodnocovací roviny počítán z radiální a obvodové složky absolutní rychlosti.

$$\alpha = \ar \cos \frac{V_t}{\sqrt{V_t^2 + V_r^2}} \quad (37)$$

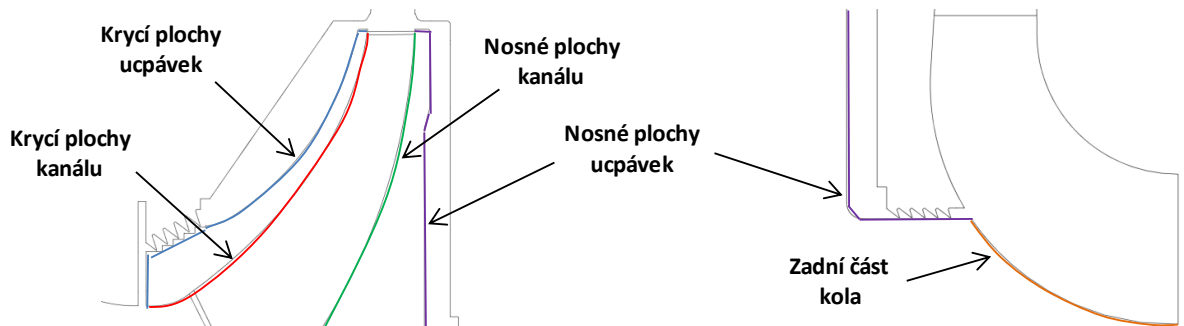
V reálném stroji se úhel náběhu měří tříotvorovými sondami ve dvou oblastech vzájemně pootočených po obvodu o 180°. V každé oblasti se měření provádí třemi sondami na stejném poloměru. Axiální poloha sond (ve smyslu orientace rotoru) je závislá na výšce kanálu konkrétního stupně. Tangenciální úhel se vždy měří v polovině výšky kanálu a dále pak v určité vzdálenosti od krycí stěny kanálu a ve shodné vzdálenosti od mezistěny. Ve stejných místech je pak provedeno vyhodnocení úhlů z numerického výpočtu. Poloha měřících sond je znázorněna na následujícím obrázku.



Obr. 27: Poloha sond při měření úhlu náběhu do lopatek vratného kanálu

6.4 Vyhodnocení axiální síly působící na oběžné kolo

Pokud model kompresorového stupně zahrnuje ucpávky krycího a nosného kotouče oběžného kola kompresoru, lze vyhodnotit velikost a směr axiální síly působící na oběžné kolo a tím pádem na ložiska hnacího hřídele. Vyhodnocení axiálních sil proběhlo dle následujícího schématu. Vyhodnocení se provádí na plochách oběžných lopatek, krycí a nosné ucpávky, na vnitřních plochách kanálu oběžného kola a na oblasti za ucpávkou nosného kotouče. Znalost velikosti a směru celkové axiální síly je velmi důležité pro návrh ložisek hřídele radiálního kompresoru.



Obr. 17: Znárodnění ploch pro vyhodnocování axiální síly na oběžné kolo

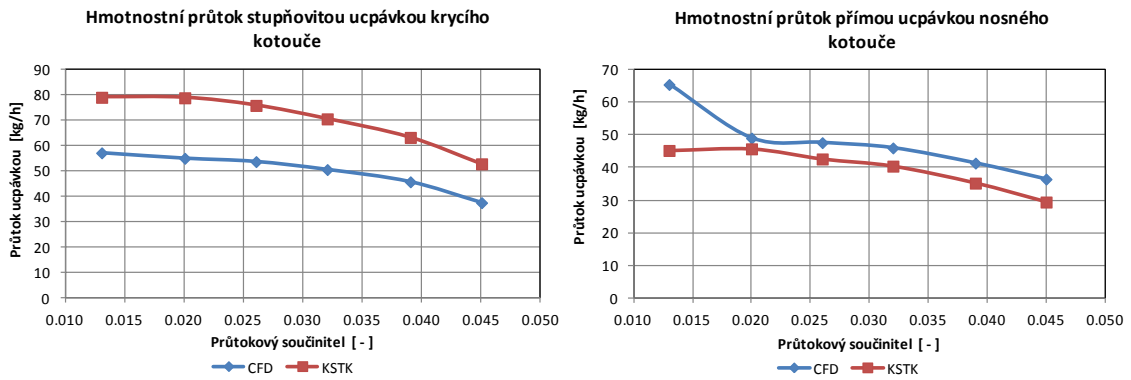
		Průtokový součinitel [-]					
		0.013	0.020	0.026	0.032	0.039	0.045
Axiální síla [N]	Lopatky	340.122	297.866	285.941	293.893	322.612	373.508
	Nosné plochy kanálu	11853.247	11860.165	11781.305	11618.628	11386.955	11078.245
	Krycí plochy kanálu	-9380.829	-9345.944	-9251.735	-9093.701	-8886.746	-8624.531
	Nosné plochy ucpávek	-13596.567	-13513.993	-13374.918	-13149.969	-12849.737	-12469.327
	Krycí plochy ucpávek	12099.368	12035.616	11928.805	11752.294	11524.266	11237.813
	Zadní část kola	-2210.003	-2197.228	-2167.770	-2125.894	-2062.518	-1986.676
	Celková síla na kolo	-894.661	-863.517	-798.372	-704.750	-565.168	-390.969

Tab. 2: Příklad vyhodnocení axiální síly

6.5 Hmotnostní průtok ucpávkami stupně

U kompresorových stupňů s ucpávkami se také vyhodnocuje hmotnostní průtok ucpávkami krycího a nosného kotouče. Získaná data jsou následně porovnána s návrhovým programem ČKD (KSTK) a zatím bývá dosaženo dobré shody zejména u přímých ucpávek nosného kotouče.

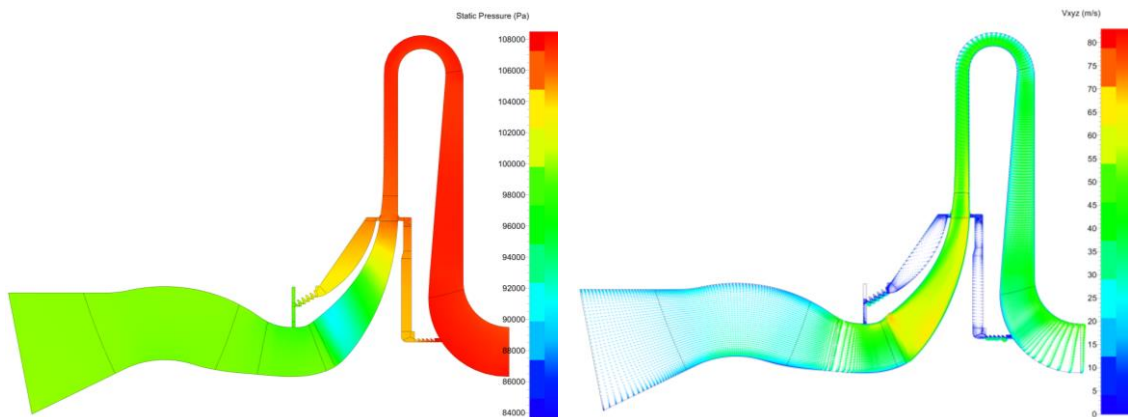
V případě stupňovitých ucpávek krycího kotouče je shoda výsledků horší, což může být dáno složitějším a tím pádem hůře odhadnutelným proudovým polem v ucpávkách a také obtížnějším vyhodnocováním hmotnostních průtoků vlivem všudypřítomného víření stlačeného plynu v této oblasti.



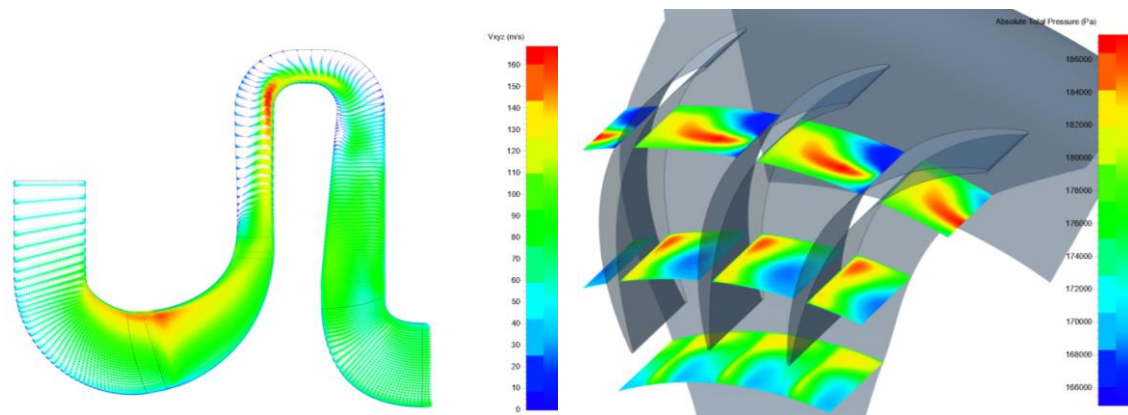
Obr. 28: Příklad vyhodnocení hmotnostního průtoku ucpávkami

6.6 Grafické vyhodnocení výsledků úloh

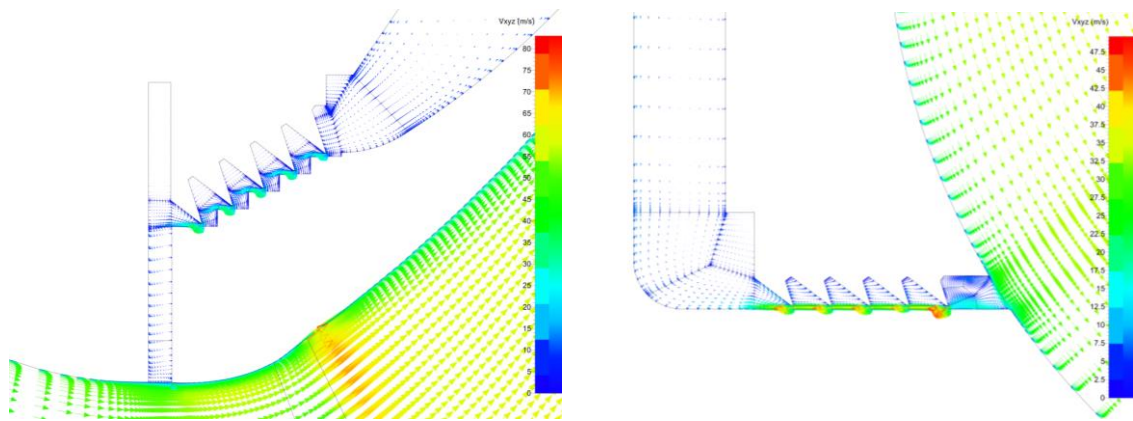
Kromě číselného vyhodnocování numerických úloh jsou prováděna také grafické vykreslování proudového pole v některých oblastech stupně kompresoru. Jde především o vyhodnocení rychlostí a tlaků po délce kanálu a také vyhodnocení Machova čísla a vektorů rychlosti v řezech po výšce kanálu mezi lopatkami oběžného kola, vratného kanálu a případně dalších lopatek v difuzoru nebo naváděcím zařízení. Díky tomuto způsobu vyhodnocování lze na první pohled určit, kde dochází k případným problémům. Jedná se zejména o odhalení odtržení proudu od stěn lopatek nebo difuzoru.



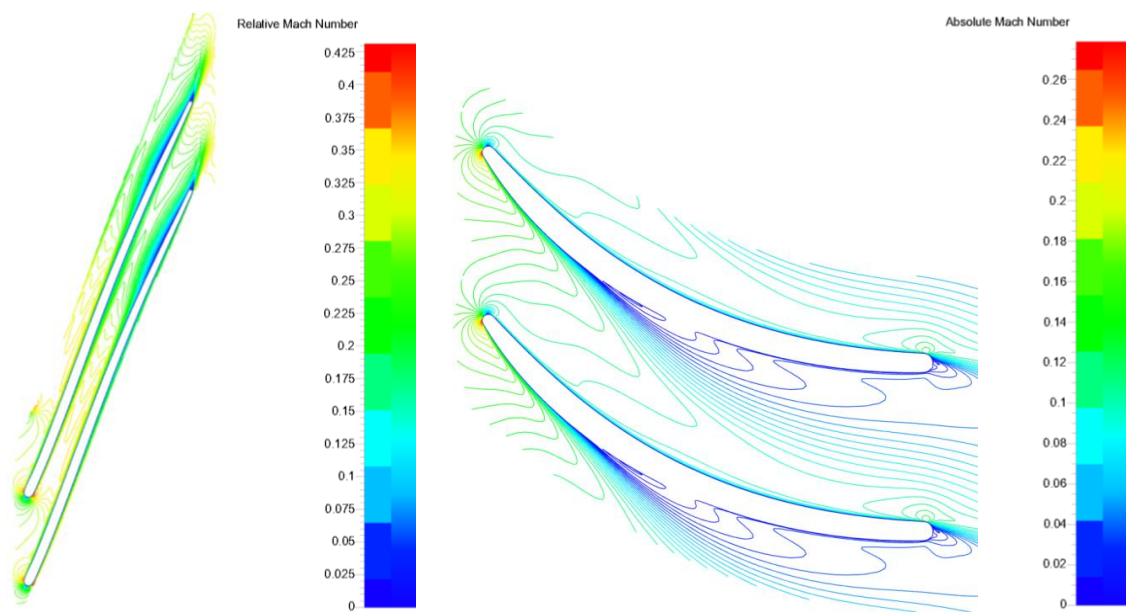
Obr. 29: Vyhodnocení tlakového a rychlostního pole ve stupni kompresoru s ucpávkami



Obr. 30: Vyhodnocení rychlostního a tlakového pole ve stupni kompresoru bez ucpávek



Obr. 31: Vyhodnocení rychlostního pole v ucpávkách stupně



Obr. 32: Vyhodnocení Machova čísla mezi lopatkami oběžného kola a vratného kanálu

7 Citlivostní analýza výpočetní sítě kompresorového stupně

Pro správný průběh numerických simulací proudění a pro kvalitu získaných výsledků jsou zásadní parametry použité výpočetní sítě řešené úlohy. Jedná se zejména o hustotu sítě v důležitých oblastech modelu a také o celkový počet elementů sítě. Je známo, že kvalita sítě může ovlivnit dosažené výsledky CFD simulací i v řádu několika procent.

V případě numerických simulací radiálních kompresorů v programu FINE/Turbo je vliv sítě na výsledky zvláště zřetelný. Na rozdíl od CFD simulací stupňů axiálních parních turbín, kde při správně navržené geometrii průtočné části a díky zrychlujícímu se proudění nedochází k neočekávanému odtrhávání proudu od lopatek nebo stěn kanálu, je v případě radiálních kompresorů situace mnohem složitější.

Při provozu stupně radiálního kompresoru dochází téměř jistě k odtržení proudu stlačovaného média od stěn kanálu nebo některých lopatek v závislosti na provozním režimu stroje. Během návrhu stupňů se například počítá s odtržením proudu média od stěn lopatek oběžného kola. Další problematickou částí stupně kompresoru se také může stát difuzor, kde se vlivem zvětšujícího se průřezu kanálu mění kinetická energie média na tlakovou a dochází ke zpomalování proudění a může tak opět dojít k odtržení proudu od stěny difuzoru.

Odtržení proudu od stěn je přitom v oblasti CFD výpočtů velice těžké modelovat a záleží na zvoleném modelu turbulence a velikosti buněk sítě v oblasti mezní vrstvy. Můžeme tak dostat na stejné geometrii a při stejných okrajových podmínkách úlohy různou polohu odtržení proudu od stěny.

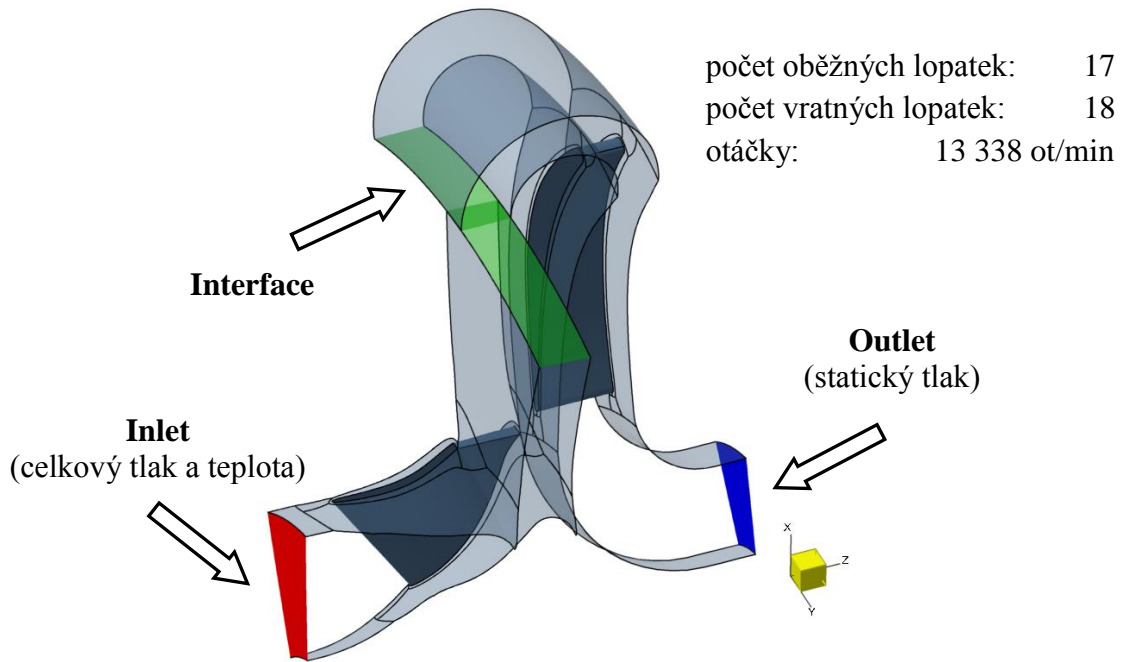
Hustota výpočetní sítě a počet jejích elementů ovlivňuje přesnost výpočtu ve smyslu tlumení nebo naopak podporování tvorby vírů. Pokud bude síť příliš hrubá, bude vírové struktury v proudění tlumit a pokud bude naopak příliš jemná, může podporovat vznik vírů, čímž se také zvýší ztráty proudění.

Za účelem dosažení věrohodných výsledků numerických simulací bylo proto třeba provést citlivostní analýzu výpočetní sítě. Díky tomu byly zjištěny určité závislosti na hustotě a jiných parametrech sítě, které do jisté míry umožní použití sítí podobných kvalit při řešení podobných úloh.

7.1 Okrajové podmínky (RTK 00)

Při vypracovávání citlivostní analýzy byl použit typický stupeň radiálního kompresoru bez ucpávek krycího a nosného kotouče s axiálním vstupem, bezlopatkovým difuzorem a vratným kanálem. V oběžném kole kompresoru je 17 dozadu zahnutých lopatek a ve vratném kanálu je lopatek umístěno 18.

Stupeň stlačuje ideální stlačitelný plyn s parametry vzduchu při 13 338 otáčkách za minutu. Na vstupu do sání oběžného kola kompresoru je nadefinována okrajová podmínka celkového tlaku a teploty, na výstupu je nastaven statický tlak a při simulacích byl ve všech případech použit model turbulence SST $k-\omega$.



Obr. 33: okrajové podmínky stupně RTK 00

7.2 Parametry výpočetní sítě

Na základě předběžných odhadů byla vytvořena následující tabulka variant výpočetních sítí, které se od sebe liší různým počtem elementů po výšce kanálu, velikostí první buňky u stěny a počtem buněk v doménách oběžného kola a vratného kanálu.

Varianta		IV.	III.	II.	I.
Počet elementů					
Rotor		177 000	364 385	558 990	996 550
Stator		205 320	399 490	918 560	1 971 540
Stupeň		382 320	763 875	1 477 550	2 968 090
Počet elementů po hraně					
R	Krycí – nosná	30	35	45	95
	Velikost buňky u stěny				
	Nejmenší buňka [m]	9,0e-4	5,0e-4	5,5e-4	1,0e-5
Počet elementů po hraně					
S	Krycí – nosná	30	35	40	90
	Velikost buňky u stěny				
	Nejmenší buňka [m]	1,0e-3	9,0e-4	4,0e-4	1,2e-5

Tab. 3: Základní parametry výpočetní sítě

Při testovacích simulacích se ukázalo, že řešič FINE/turbo je velmi náročný na velikost buňky u stěny a při velkých hodnotách byly úlohy nestabilní. Z tohoto důvodu se nepodařilo vyřešit varianty výpočetní sítě II., III. a IV. Dále vyšlo najevo, že v těchto variantách je nedostačující počet elementů sítě po výšce kanálu stupně kompresoru. Tato hodnota je v tabulce uvedena v kolonce "Krycí - nosná".

Na základě zjištěných faktů byly varianty II., III. a IV nahrazeny variantami Ia., IIa. a IIIa., jejichž parametry více vyhovují řešiči FINE/turbo. U nových variant byly dodrženy téměř stejné počty elementů sítě v doménách oběžného kola a vratného kanálu jako v původních, ale musela být upravena velikost první buňky u stěny a počet elementů na po výšce kanálu. Varianta N odpovídá parametrům sítě se standardním rozložením a počtem buněk v doménách dle automatického algoritmu AutoGrid5TM. Parametry nových variant sítě jsou uvedeny v následující tabulce.

Varianta	N 61-61 (0.005)	IIIa 37-37 (0.005)	IIa 57-57 (0.005)	Ia 73-73 (0.005)	I. 93-89 (0.01 0.012)
Počet elementů					
Rotor	696 960	369 792	573 440	1 013 760	1 012 736
Stator	744 960	402 624	904 960	1 949 184	1 944 448
Stupeň	1 441 920	772 416	1 478 400	2 962 944	2 957 184
Počet elementů po hraně					
Rotor	61	37	57	73	93
	Velikost buňky u stěny				
	5,0e-6	5,0e-6	5,0e-6	5e-6	1,0e-5
Počet elementů po hraně					
Stator	61	37	57	73	89
	Velikost buňky u stěny				
	5,0e-6	5,0e-6	5,0e-6	5,0e-6	1,2e-5

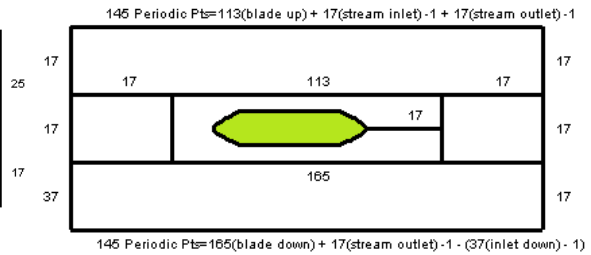
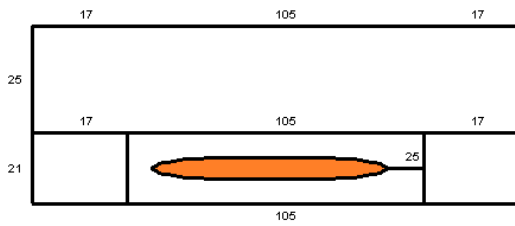
Tab. 4: Doplněné parametry výpočetní sítě

V označení jednotlivých variant sítě znamená I - název, 93-89 - počet elementů po výšce kanálu v doménách rotoru-statoru, (0.01 0.012) - velikost první buňky u stěny v doménách rotoru a statoru. Pokud je v závorce uvedeno pouze jedna hodnota, výška první buňky u stěny je v celém modelu stejná. Na následujících schématech je znázorněno rozložení buněk v řezu výpočetní sítě v doménách kolem rotoru a statoru. Jak se později ukázalo, výsledky varianty IIIa 37-37 (0.005) byly zcela nereálné, a proto schéma této varianty není uvedeno. V závorkách ve jméně varianty je uveden počet elementů připadající na rotor a stator.

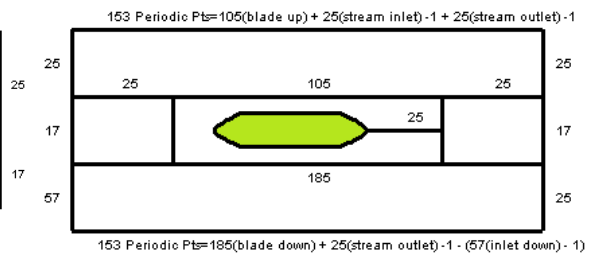
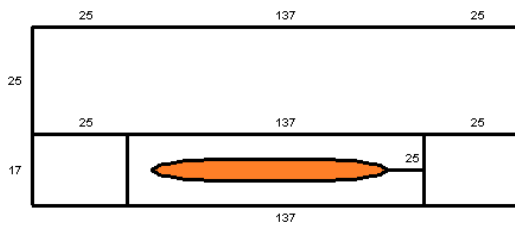
Oběžné kolo

Vratný kanál

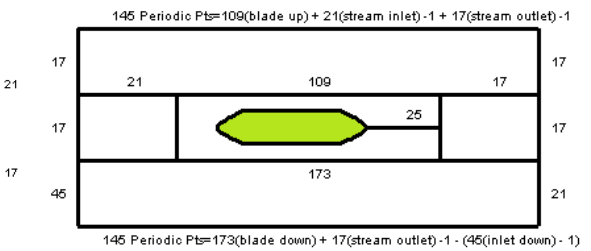
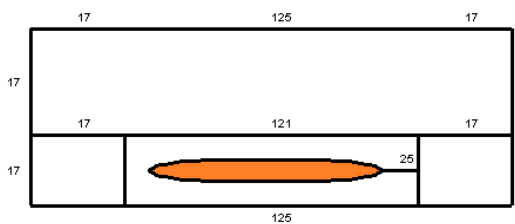
Ia 73-73 (1 013 760, 1 949 184):



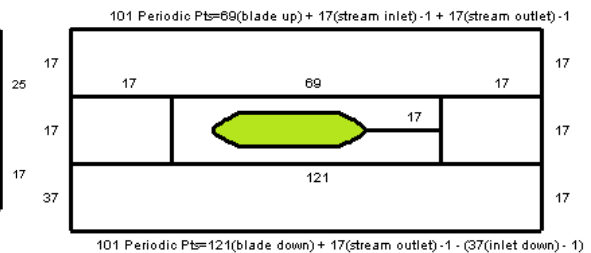
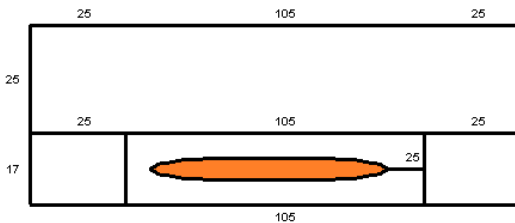
IIa 57-57 (573 440, 904 960):



I 93-89 (1 012 736, 1 944 448):



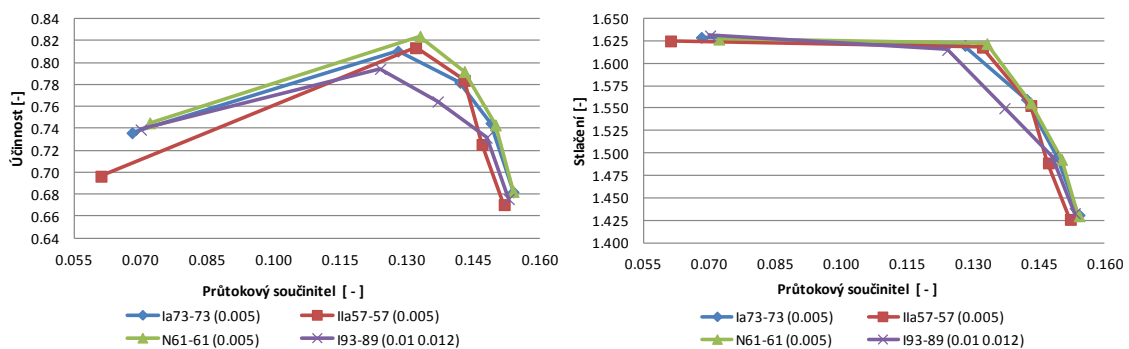
N 61-61 (696 960, 744 960):



Obr. 34: Schémata rozložení elementů sítě v okolí lopatek

Jak již bylo uvedeno, charakter proudění stlačovaného média ve stupních radiálních kompresorů je poměrně složitý, což je dáno vířením a odtrháváním proudu od stěn lopatek nebo průtočného kanálu kompresoru. Tyto nestacionární jevy negativním způsobem ovlivňují také stabilitu a konvergenci výpočtu. Od určité fáze výpočtu tak dochází k více či méně periodickému kolísání hmotnostního průtoku a dalších fyzikálních veličin v řešeném objemu v závislosti na aktuální proudové situaci.

Nestabilita proudění ve svém důsledku způsobuje kolísání vyhodnocovaných parametrů, a proto jsou vyhodnocovány průměry parametrů z posledních 2000 iteračních kroků. Tato metoda samozřejmě do výsledků přináší jistou nepřesnost, ale z inženýrského hlediska je to jediný způsob řešení problému, jinak by bylo nutné úlohy simulovat nestacionárně a došlo by k dramatickému nárůstu výpočetního času. Výkonové charakteristiky získané z okamžitých hodnot v některých případech postrádaly smysl.



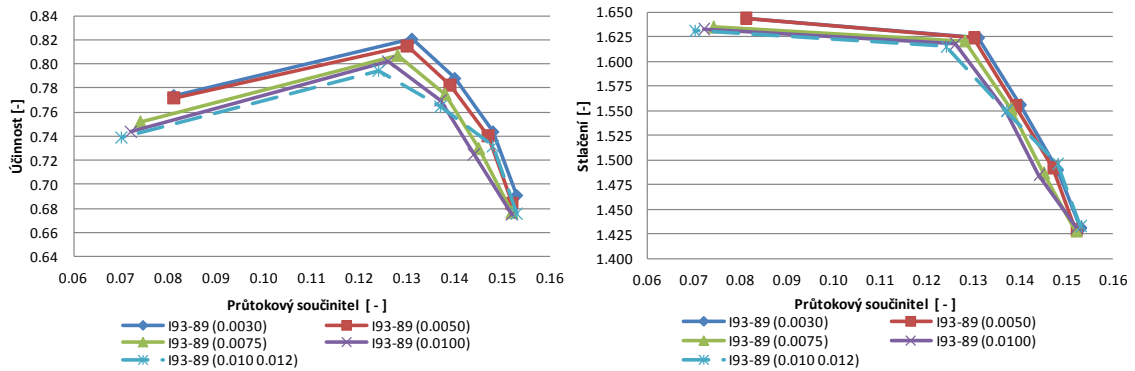
Obr. 35: Charakteristiky základních variant sítě pro citlivostní analýzu

Jak je vidět z uvedených charakteristik řešeného stupně, závislosti účinnosti a stlačení na průtokovém součiniteli variant Ia 57-57 (0.005) a I 93-89 (0.01 0.012) mají podezřelý tvar. U první zmíněné varianty je to dáno stále nedostačujícím počtem buněk sítě po výšce kanálu. V druhém případě je síť již dostatečně hustá, ale je zřejmé, že přesnost výpočtu značně ovlivňuje velikost první buňky u stěny.

Nabízejí se tak minimálně tři otázky:

- 1) Jakým způsobem ovlivňuje velikost první buňky u stěny dosažené výsledky?
- 2) Jak ovlivňuje přesnost výpočtu počet buněk po výšce kanálu?
- 3) Je pro výpočet zásadní celkový počet buněk výpočetní sítě?

Aby bylo možné odpovědět na první otázku, bylo provedeno několik simulací varianty I 93-89 s tím, že byly ponechány téměř všechny parametry sítě a měnila se jen velikost první buňky u stěny v rozsahu 0,003 až 0,012 mm.



Obr. 36: Vliv velikosti první buňky na charakteristiky stupně kompresoru

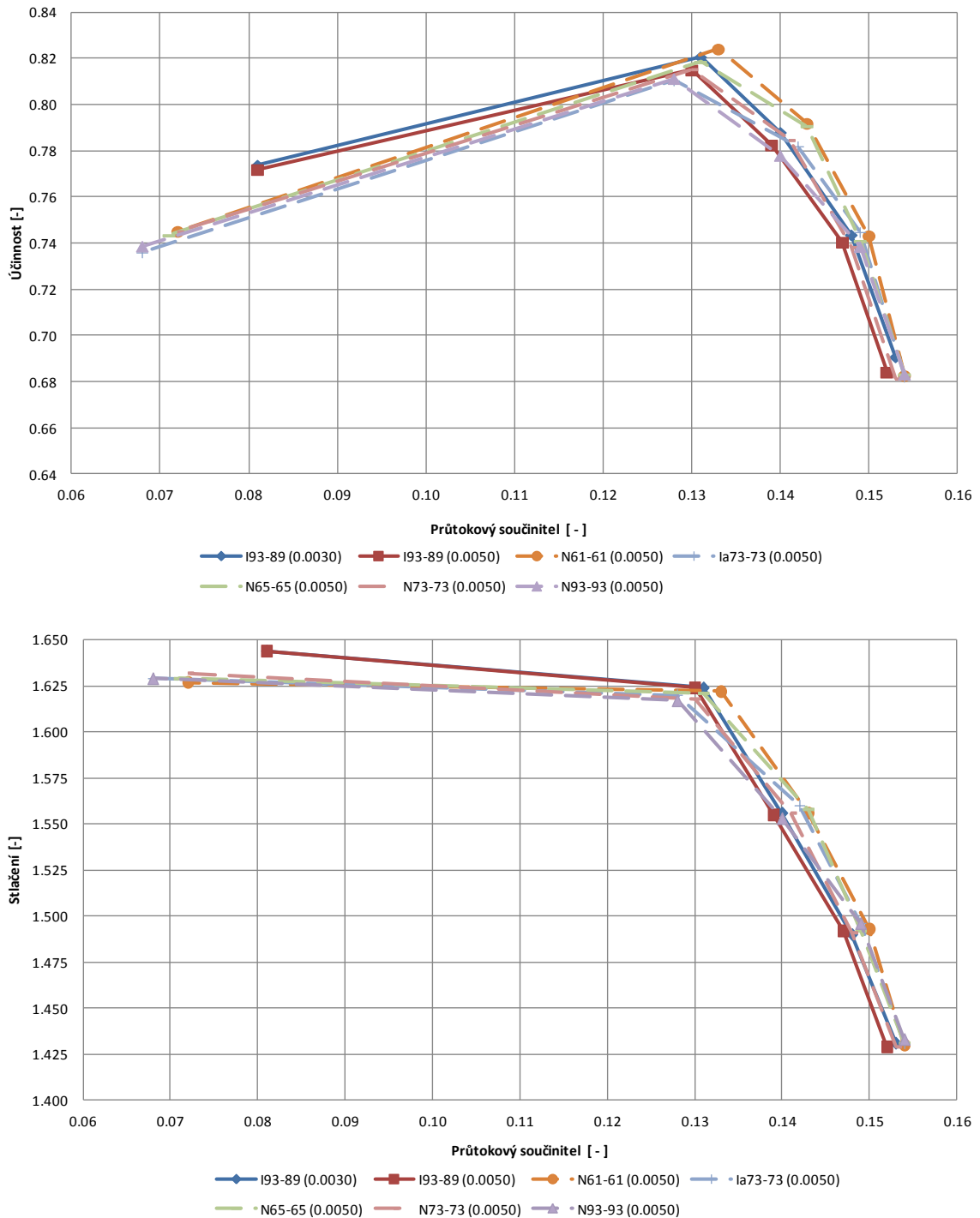
Z charakteristik jasně vyplývá, že se zmenšující se velikostí první buňky u stěny roste získané průtočné množství stupněm a také účinnost a stlačení stupně.

Pro zjištění vlivu počtu elementů po výšce kanálu stupně a vlivu hustoty sítě bylo připraveno několik variant sítě N 61-61 (0.005), přičemž se měnil pouze počet elementů po výšce kanálu v rozmezí 61 až 93 a rozložení elementů v doménách bylo stejné. K nárůstu celkového množství elementů tak docházelo pouze prostřednictvím většího počtu stejných vrstev. V následující tabulce jsou uvedeny parametry nově vzniklých variant výpočetní sítě.

Sít'	N 61-61 (0.005)	N 65-65 (0.005)	N 73-73 (0.005)	N 93-93 (0.005)
Počet elementů				
Rotor	696 960	743 424	836 352	1 068 672
Stator	744 960	794 624	893 952	1 142 272
Stupeň	1 441 920	1 538 048	1 730 304	2 210 944
Počet elementů po výšce				
Rotor / Stator	61	65	73	93

Tab. 5: Počet elementů sítě při analýze vlivu počtu buněk na výšku kanálu

Z charakteristik vyplývá, že se zvětšujícím se počtem elementů po výšce kanálu klesá dosažená účinnost a stlačení stupně. Zjistit vliv celkového počtu buněk na výsledky simulací je poměrně problematické. Je mnoho možností, jak změnit celkový počet buněk a tím pádem získat také mnoho různých závislostí. Z uskutečněných simulací vychází, že vliv celkového počtu buněk samozřejmě nějaký je, ale pravděpodobně nebude nijak dramatický, pokud bude při tvorbě sítě dodržen rozumný počet buněk. Například při porovnání variant I 93-89 (0.005) a N 93-93 (0.005) je vidět, že výkonové charakteristiky jsou si poměrně blízké, i když první uvedená varianta má ve statorové části o téměř 700 000 buněk více než druhá.



Obr. 37: Vliv hustoty sítě na charakteristiky stupně kompresoru

Při analýze získaných dat se došlo k závěru, že výpočetní sítě by měly mít první buňku u stěny o výšce 0,005 mm a počet buněk po výšce kanálu přibližně 70. Po zprovoznění měřicího standu a při porovnání výsledků bylo třeba tyto doporučené hodnoty upravit. Výška první buňky u stěny je v případě numerických simulací v této práci 0,003 mm a počet buněk po výšce kanálu vzrostl na 83.

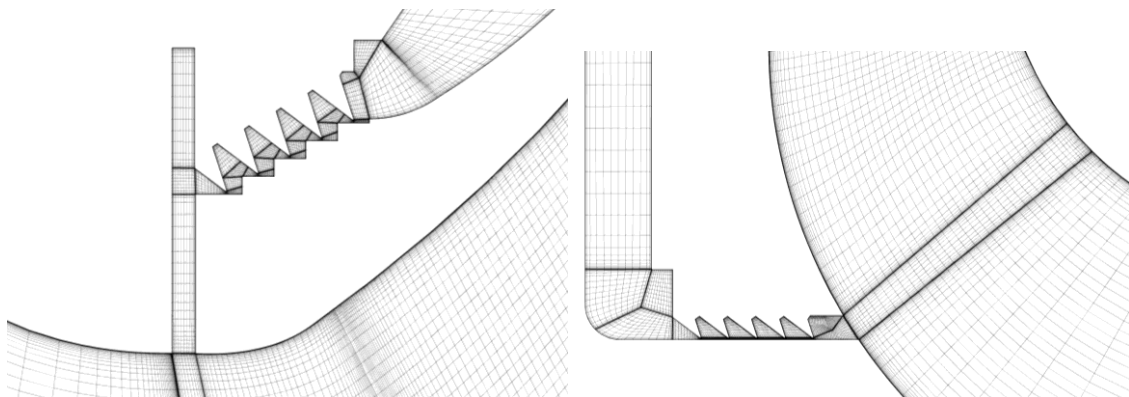
8 Numerické simulace kompresorových stupňů s ucpávkami krycího a nosného kotouče

Předchozí kapitola se týkala volby vhodného nastavení základních parametrů výpočetní sítě. Po rozšíření znalostí o jejich vlivu na dosažené výsledky bylo možné tyto znalosti uplatnit při výpočtech dalších kompresorových stupňů. Tato kapitola se zabývá numerickými simulacemi čtyř různých stupňů (RTK 01, RTK 02 a RTK 03), jejichž spočtené výkonové charakteristiky byly porovnány s měřením. Numerické simulace proudění v kompresorových stupních bylo provedeno se třemi různými otáčkami rotoru. Vždy šlo o jedny nízké, střední a vysoké provozní otáčky, přičemž největší pozornost byla věnována simulacím při středních otáčkách. Podle očekávání se spočtená data od naměřených liší, a proto byla provedena řada dalších simulací stupňů s rozšířeným geometrickým modelem o ucpávky krycího a nosného kotouče oběžného kola.

8.1 Příprava výpočetní sítě s ucpávkami oběžného kola

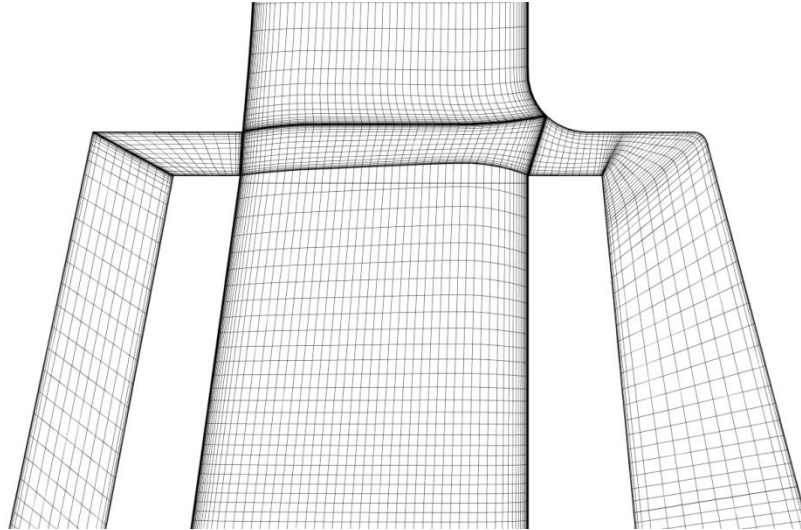
Kromě snadné přípravy výpočetní sítě ideálního průtočného kanálu prakticky jakéhokoliv lopatkového stroje je jednou z dalších výhod modeláře AutoGrid5TM možnost uživatelsky nenáročné přípravy a následného síťování meridionálních efektů. Stejně jako u definování tvaru průtočného kanálu stupně postačuje jako předloha pro modelování ucpávek 2D řez doménou ucpávek. Na rozdíl od síťování standardních domén v okolí lopatek je příprava rozšířené výpočetní sítě spojena s větším počtem manuálních zásahů při jejím vytváření.

V průběhu definování sítě s meridionálními efekty je velmi důležité zvolit způsob napojení sítě ucpávek na síť kanálu. Jsou možné dva přístupy. Podstatou prvního způsobu je vytvoření okrajové podmínky interface na rozhraní ucpávky a kanálu, protože síť ucpávek a kanálu má jiný počet a rozložení buněk v místě spoje. Nevýhodou tohoto způsobu je nepřesnost výpočtu způsobená interfacem a možná kolize stěn. Typickým případem je zaoblená plocha, kdy je k popisu jejího tvaru z obou stran použit různý počet bodů. Následkem toho dojde k lokálním přesahům nebo ke vzniku mezer.



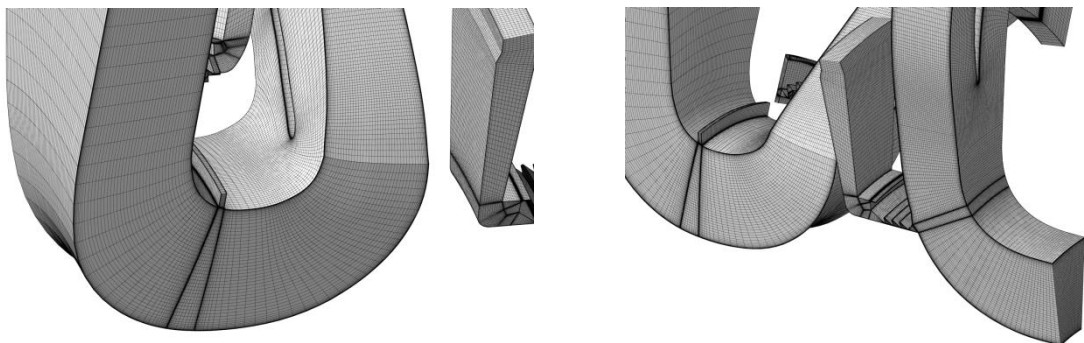
Obr. 38: Detail napojení sítě ucpávek krycího (vlevo) a nosného kotouče

Druhý způsob napojení sítě ucpávek a průtočného kanálu spočívá v přesném spojení sítě ucpávek a kanálu prostřednictvím okrajové podmínky *interior*. V tomto případě je celá síť přesná z hlediska geometrie, ale její nevýhodou je lokální zahuštění sítě kanálu v místě napojení ucpávek napříč celým průtočným kanálem.



Obr. 39: Detail napojení sítě ucpávek za oběžným kolem stupně

Lokální zahuštění výpočetní sítě může mít vliv na dosažené výsledky, a proto bylo provedeno několik orientačních testovacích simulací. Z výsledků vyplývá, že z hlediska konvergence úloh a věrohodnosti proudového a tlakového pole v ucpávkách je lepší použít přesné napojení ucpávkové sítě na kanál. Ukázalo se také, že lokální zahuštění má vliv na dosažené výsledky, ale rozdíl mezi spočtenými hodnotami je velmi malý. Všechny řešené úlohy s ucpávkami proto mají přesné napojení ucpávkové sítě a úlohy bez ucpávek mají naprosto shodnou síť v oblasti kanálu jako síť s ucpávkami pro lepší porovnatelnost dosažených výsledků.

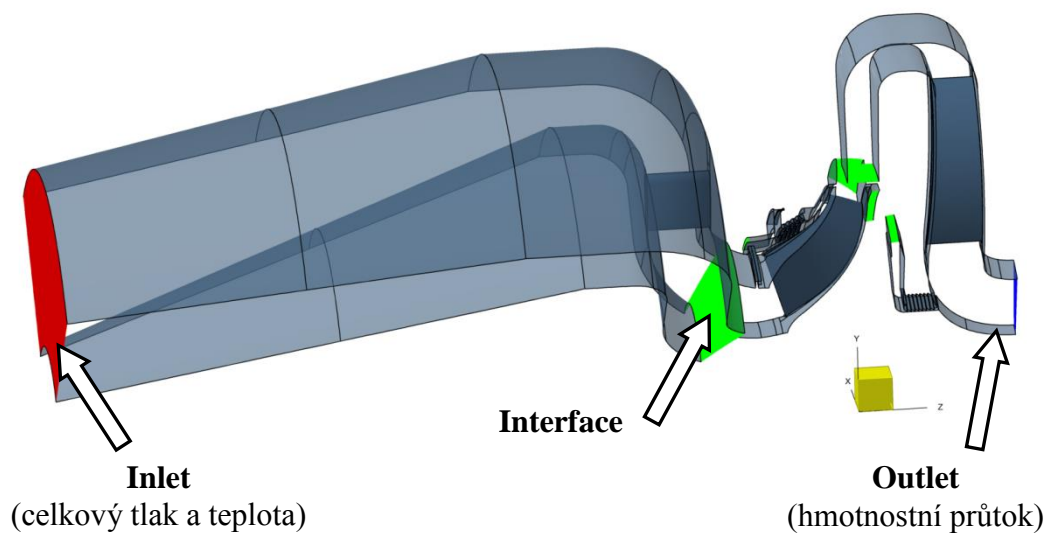


Obr. 40: Ukázka výpočetní sítě s ucpávkami

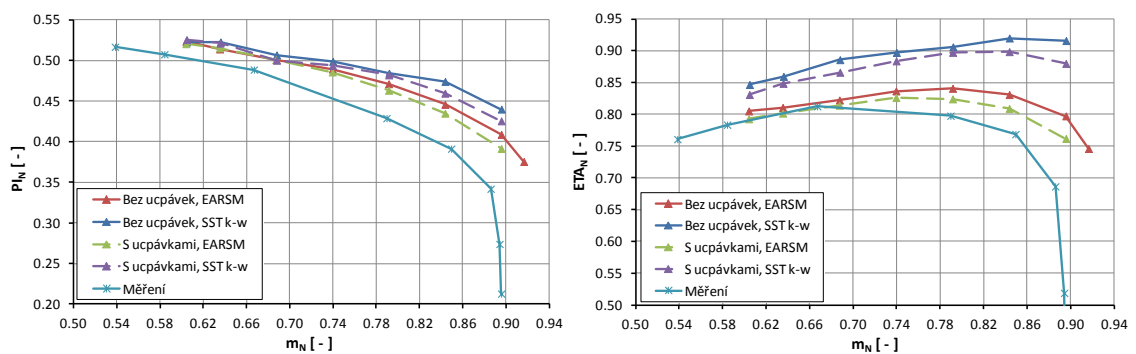
8.2 Stupeň RTK 01

RTK 01 je kompresorový stupeň s bezlopatkovým difuzorem. Součástí geometrického modelu je sací kus se čtyřmi nosnými žebry ve tvaru jednoduchých lopatek. Lopatky oběžného kola jsou 3D tvarované. Stupeň RTK 01 má poměrně velký průřez mezilopátkového kanálu a je určen pro stlačování většího množství plynu. Jedná se o nejširší stupeň řešený v rámci této práce.

Stejně jako u stupně RTK 00 v kapitole č. 7 byl při všech numerických simulacích dodržen stejný celkový tlak a teplota na vstupu do stupně kompresoru a měnil se pouze hmotnostní průtok na výstupu z vratného kanálu.



Obr. 41: Model průtočné části kompresorového stupně RTK 01 s ucpávkami

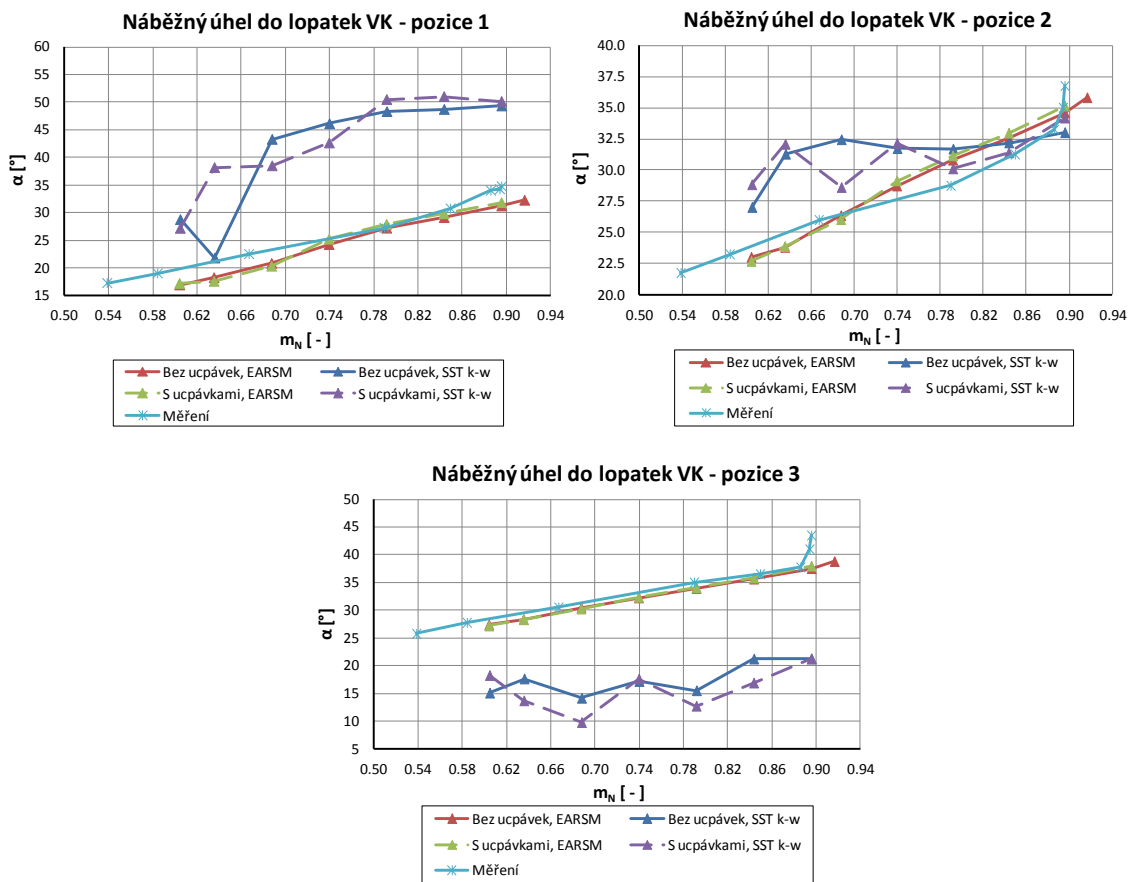


Obr. 42: Pracovní charakteristiky stupně RTK 01 - 13 568 ot/min

V grafech na obrázku č. 42 jsou uvedeny pracovní charakteristiky kompresorového stupně RTK 01. Numerické simulace stupně byly pro porovnání provedeny se dvěma modely turbulence - SST k- ω a EARSM. Jak se ukázalo, vliv modelu turbulence je podstatný a v závislosti na použitém modelu dochází ke vzniku zcela odlišného

proudového pole v různých oblastech průtočného kanálu. Typickým případem je popis odtržení proudu od stěny difuzoru.

Při porovnání charakteristik se ukázalo, že model turbulence EARSM je pesimističtější s ohledem na účinnost stupně a dosažené stlačení. Zároveň ale bylo dosaženo lepší shody s naměřenými hodnotami. Přítomnost ucpávek v geometrickém modelu stupně kompresoru má zejména v případě EARSM modelu turbulence pozitivní vliv na tvar a sklon charakteristik stupně. Dochází k poklesu účinnosti a stlačení téměř v celém pracovním rozsahu na úroveň bližší naměřeným hodnotám, ale stále nebylo dosaženo stejného tvaru a polohy charakteristik.

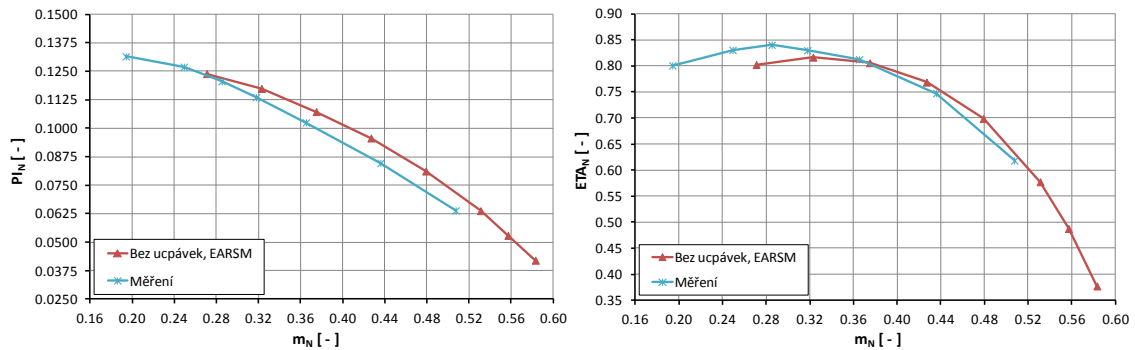


Obr. 43: Vyhodnocení náběžného úhlu do VK stupně RTK 01 - 13 568 ot/min

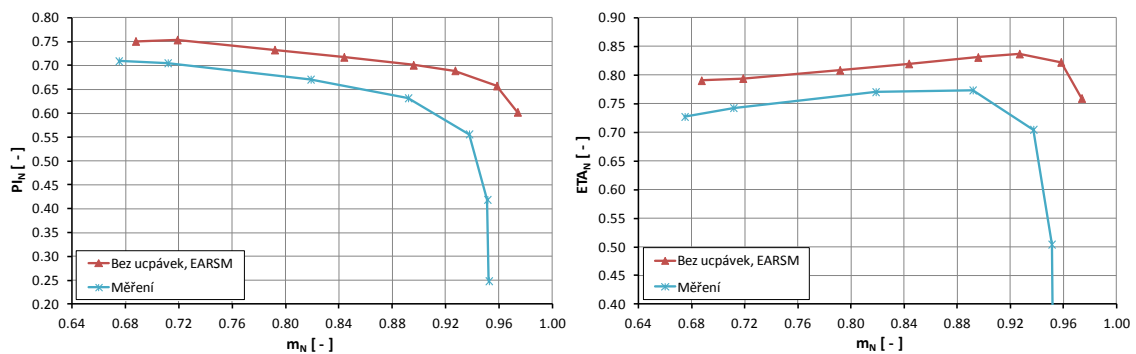
Velkou nevýhodou numerických simulací kompresorových stupňů je vždy omezená možnost predikce pumpovní meze. V blízkosti této hranice mohou vznikat rotující odtržení, která není možno zachytit stacionárním výpočtem na zjednodušeném geometrickém modelu. Nestacionární řešení celého kompresorového stupně je sice přesnější, ale na druhou stranu je mnohonásobně náročnější na dobu výpočtu. Stacionární výpočet je tak omezen v levé části charakteristiky, neboť s přibývajícím poruchami v proudovém poli klesá stabilita výpočtu a v určité fázi dojde k velkému odchýlení od předpokládaného stavu. V pracovních charakteristikách se tato hranice nejčastěji projevuje velkým poklesem účinnosti a stlačení. Z toho důvodu je při návrhu

kompressorových stupňů potřeba vycházet také ze zkušeností získaných při měření na reálných strojích.

Dalším problémem při řešení úloh je posun pracovních charakteristik ve srovnání s měřením. Jistý vliv na polohu charakteristiky mají ucpávky, protože zvyšují hmotnostní průtok v oběžném kole, v difuzoru a ve vratném kanálu. Tím pádem dochází dříve k zahlcení stupně. Dalším faktorem je zúžení průřezu kanálu přechodovým zaoblením mezi lopatkami a kotouči oběžného kola. Přes všechny snahy se zatím nepodařilo posun charakteristik odstranit.



Obr. 44: Pracovní charakteristiky stupně RTK 01 - 7 535 ot/min



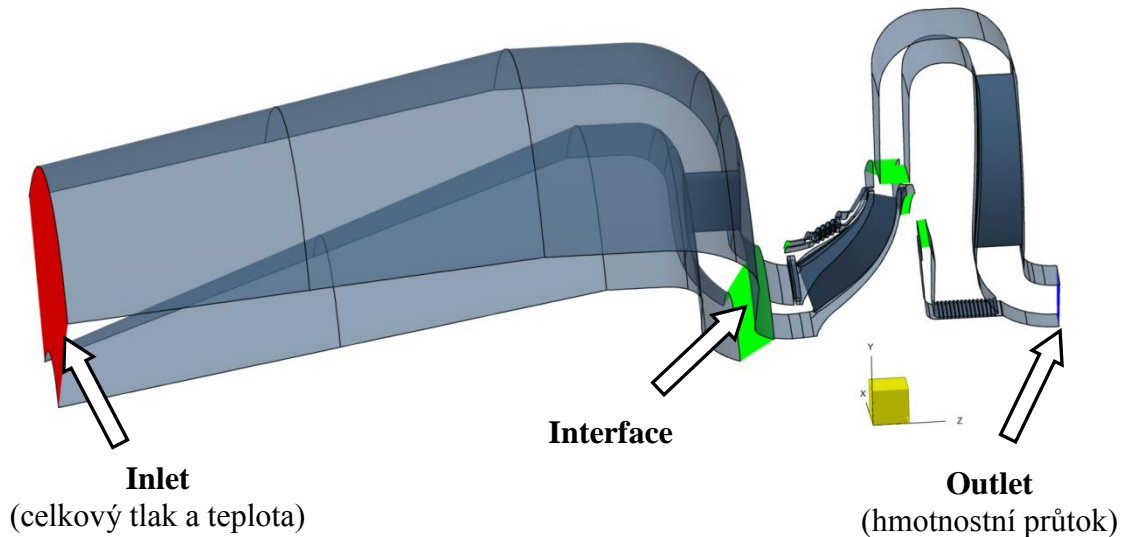
Obr. 45: Pracovní charakteristiky stupně RTK 01 - 15 600 ot/min

Další numerické simulace kompressorového stupně RTK 01 při otáčkách 7 535 a 15 600 ot/min přinesly také zajímavé výsledky. Ukázalo se, že s klesajícími otáčkami klesá rozdíl mezi spočtenou a změřenou účinností stupně a dochází dokonce k jejímu podhodnocení. Výpočet stupně při menších a vyšších otáčkách slouží pro kontrolu podobnosti pracovních charakteristik a dále především jako referenční stav pro navazující simulace s technologickými otvory v lopatkách oběžného kola stupně kompressoru.

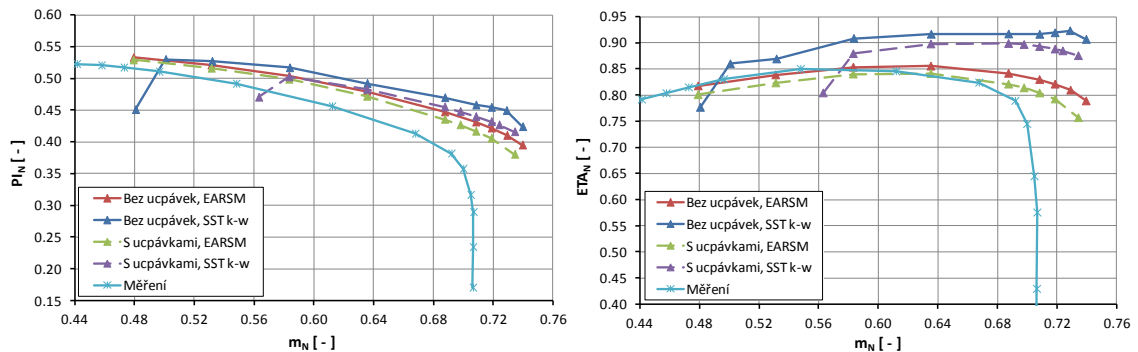
8.3 Stupeň RTK 02

Stupeň RTK 02 konstrukčně vychází ze stupně RTK 01. Jedná se o variantu stupně s užším průtočným kanálem. Tím pádem stupeň pracuje s menšími průtoky stlačeného plynu a dosahuje jiných hodnot stlačení. Z široké varianty stupně byl převzat počet a tvar lopatek. Zůstal také stejný tvar vnitřních ploch krycího kotouče

oběžného kola. Zúžení kanálu bylo dosaženo změnou nosného kotouče, mezistěny a dalších součástí. Numerické simulace stupně byly provedeny při stejných otáčkách jako v případě stupně RTK 01 a také byl zahrnut sací kus do geometrického modelu stupně.

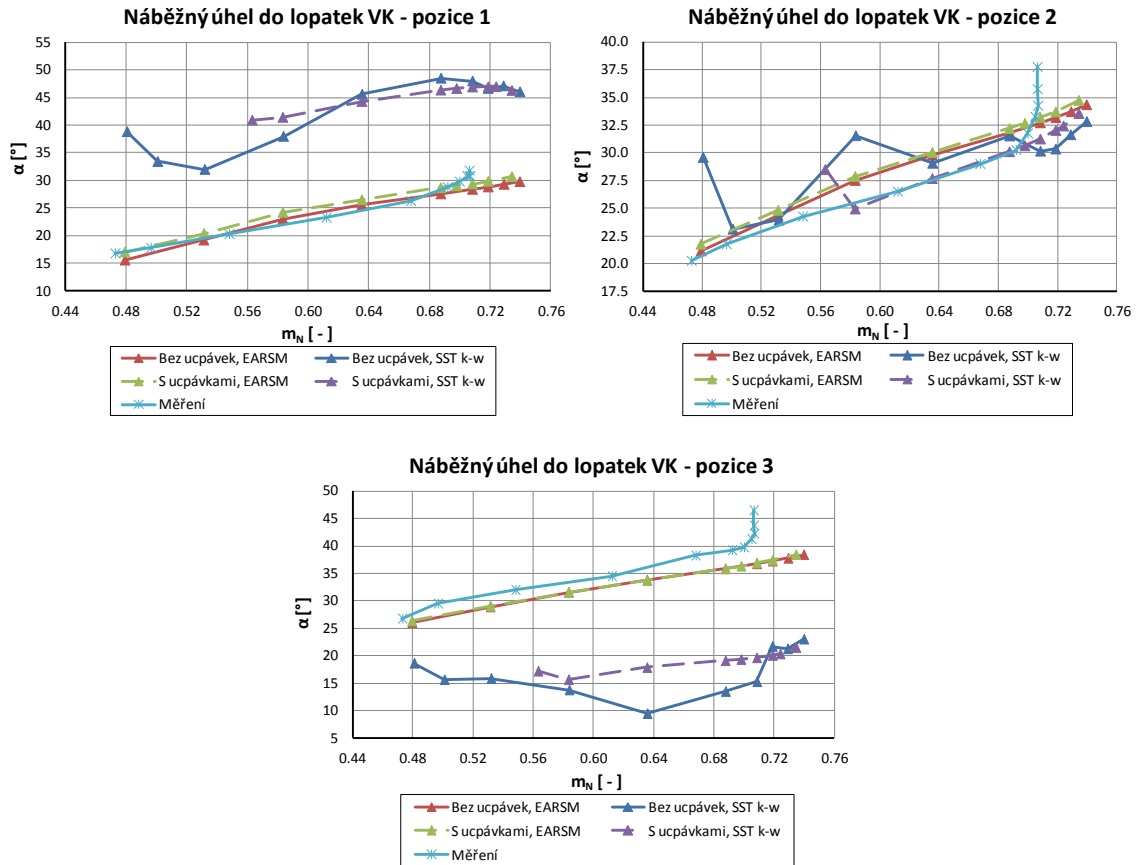


Obr. 46: Model průtočné části kompresorového stupně RTK 02 s ucpávkami

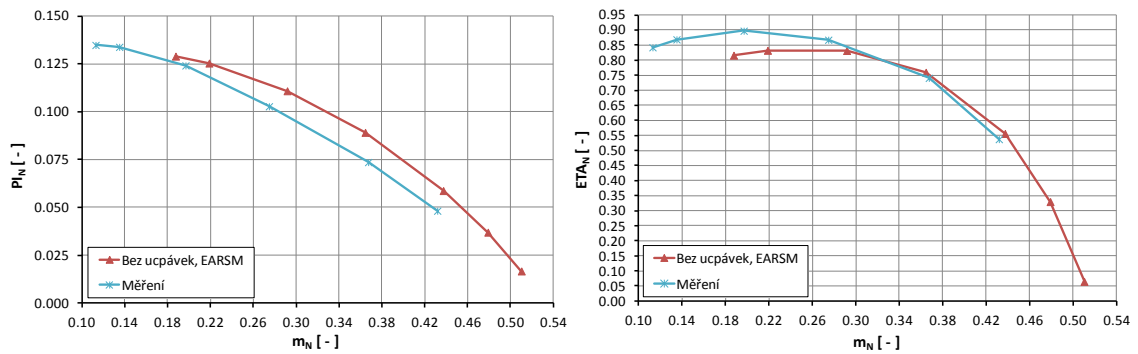


Obr. 47: Výkonové charakteristiky stupně RTK 02 - 13 568 ot/min

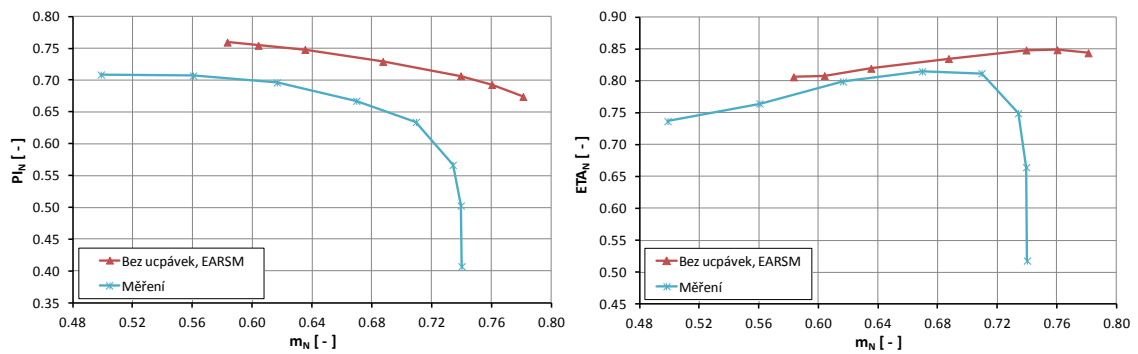
Numerické simulace stupně RTK 02 byly opět řešeny s použitím dvou modelů turbulence. Výsledky získané s modelem turbulence EARSIM jsou opět přesnější než v případě modelu SST k- ω . Se zahrnutými ucpávkami krycího a nosného kotouče oběžného kola v geometrickém modelu stupně bylo dosaženo téměř totožných hodnot účinností a stlačení jako při měření, ale opět dochází k posunu spočtených charakteristik v závislosti na hmotnostním průtoku stupněm. Dále je důležité vzít v úvahu skutečnost, že se v reálném kompresorovém stupni vyskytují ještě další ztráty než ztráty vzniklé v souvislosti s ucpávkami. Z toho důvodu by spočtené charakteristiky měly správně ležet ve vyšší hladině nad naměřenými charakteristikami.



Obr. 48: Vyhodnocení náběžného úhlu do VK stupně RTK 02 - 13 568 ot/min



Obr. 49: Pracovní charakteristiky stupně RTK 02 - 7 535 ot/min



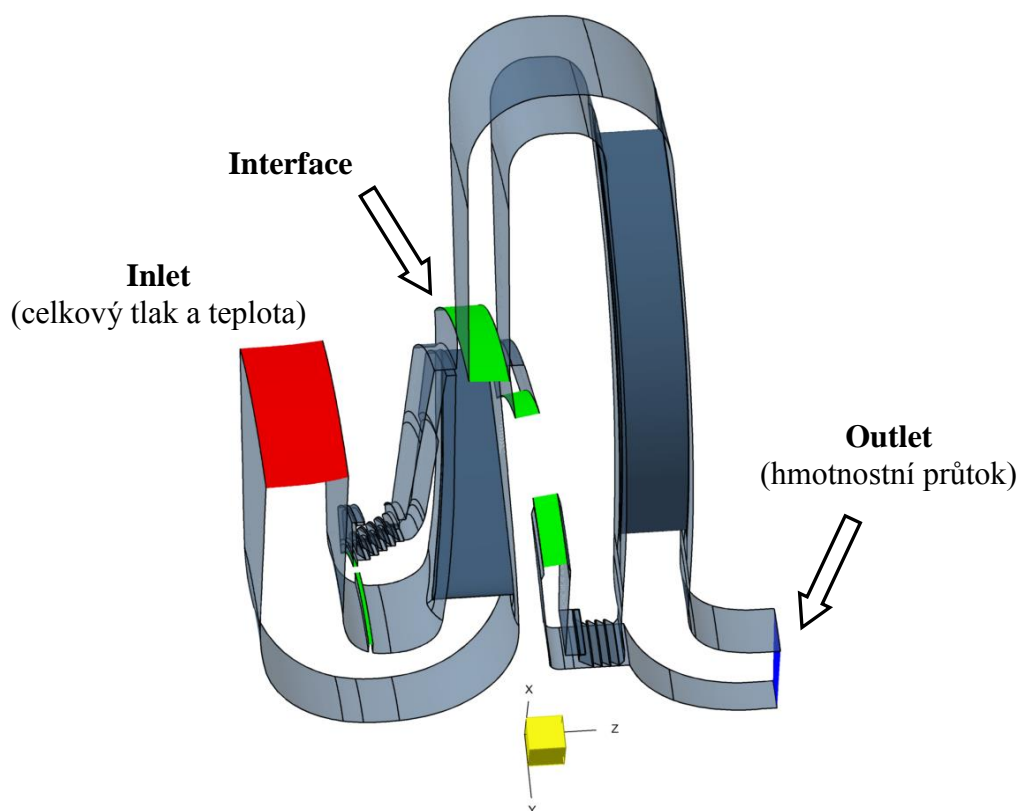
Obr. 50: Pracovní charakteristiky stupně RTK 02 - 15 600 ot/min

Z grafů na obrázcích. č. 49 a 50 je patrné, že s klesajícími otáčkami rotoru opět dochází k podhodnocování spočtených charakteristik. Charakteristiky jsou od sebe opět posunuty o určitou hodnotu hmotnostního průtoku.

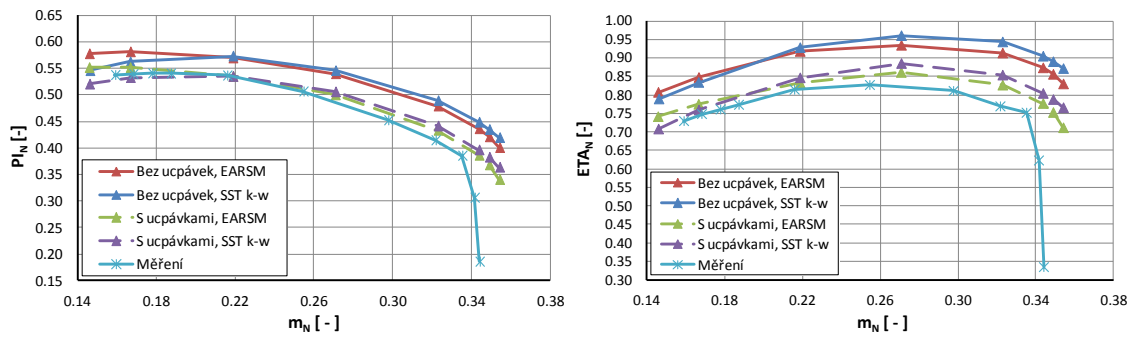
8.4 Stupeň RTK 03

Kompresorový stupeň RTK 03 je zcela odlišný od předchozích dvou řešených stupňů. Je to relativně úzký stupeň s 2D lopatkami určený pro provoz při menších průtocích stlačovaného plynu. Hlavní výhodou 2D stupňů je jednoduchý tvar lopatek a s tím související méně náročná výroba oběžného kola. Díky tomu má stupeň RTK 03 zanedbatelná přechodová zaoblení mezi lopatkami a kotouči oběžného kola a také se nabízí více způsobů výroby. Zpravidla se část lopatek obrobí na krycím kotouči a zbývající část se obrobí na nosném kotouči oběžného kola. Kolo vzniká následným svařením nebo spájením lopatek přibližně v polovině jejich výšky.

Numerické simulace stupně RTK 03 tentokrát nezahrnovaly oblast sacího dílu a vstup do sání je ve všech řešených případech v radiálním směru. Simulace proběhly při otáčkách rotoru 7 535, 12 666, 13 568 a 16 395 ot/min.

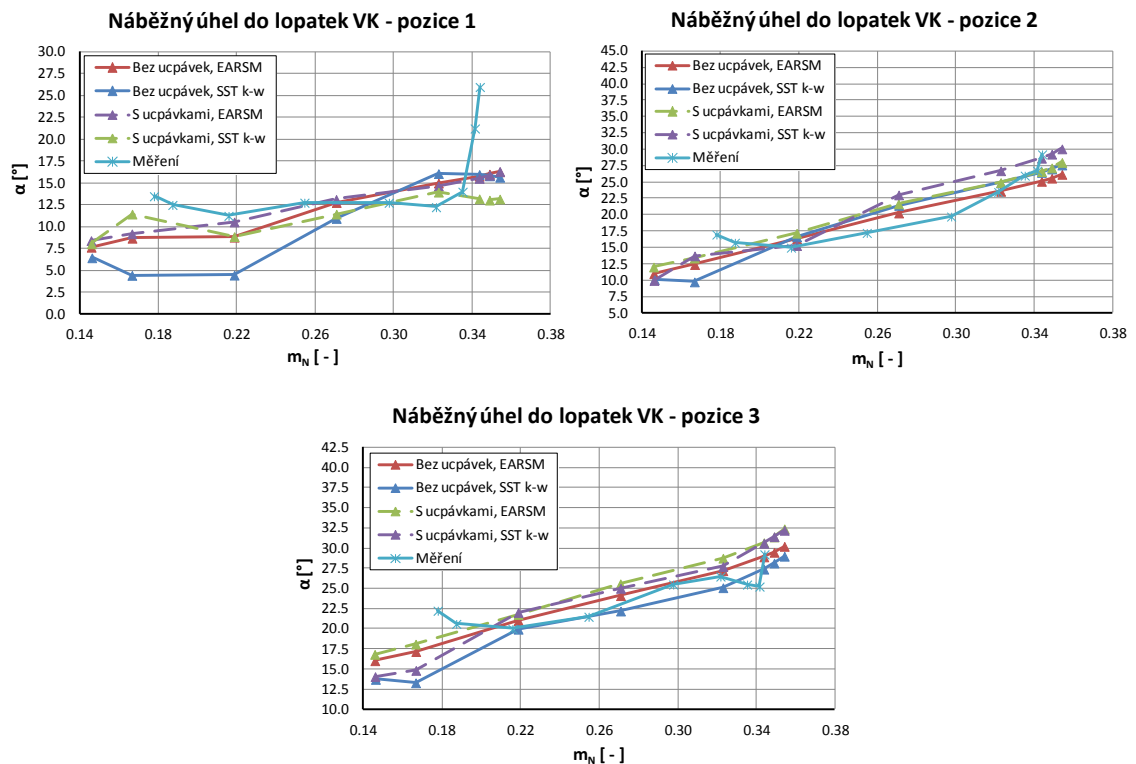


Obr. 51: Model průtočné části kompresorového stupně RTK 03 s ucpávkami

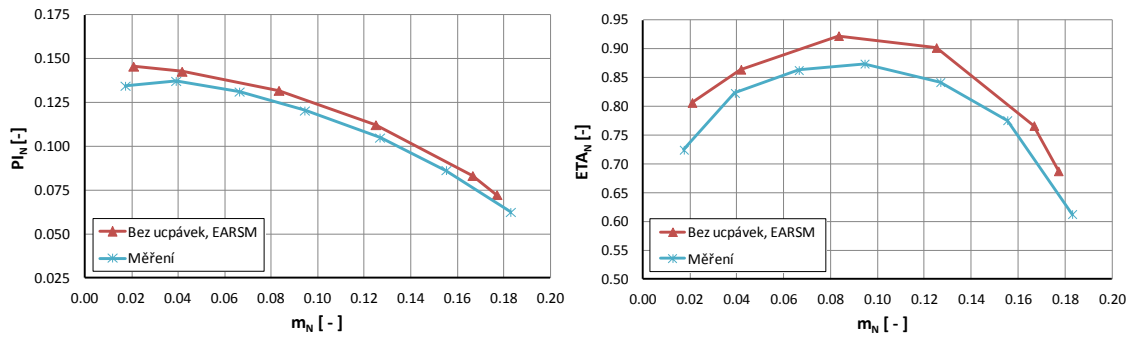


Obr. 52: Pracovní charakteristiky stupně RTK 03 - 13 568 ot/min

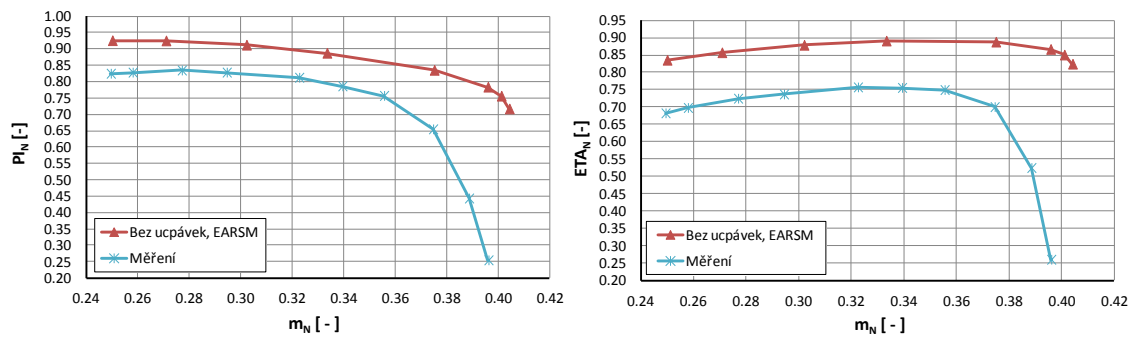
Vyhodnocení pracovních charakteristik stupně RTK 03 je uvedeno na obrázku č. 52. V případě tohoto stupně vycházejí poměrně malé rozdíly mezi naměřenými a spočtenými hodnotami. Také se ukazuje, že v případě numerických simulací 2D kompresorových stupňů lze pravděpodobně mnohem přesněji určit jejich pumpovní mez.



Obr. 53: Vyhodnocení náběžného úhlu do VK stupně RTK 03 - 13 568 ot/min



Obr. 54: Pracovní charakteristiky stupně RTK 03 - 7 535 ot/min

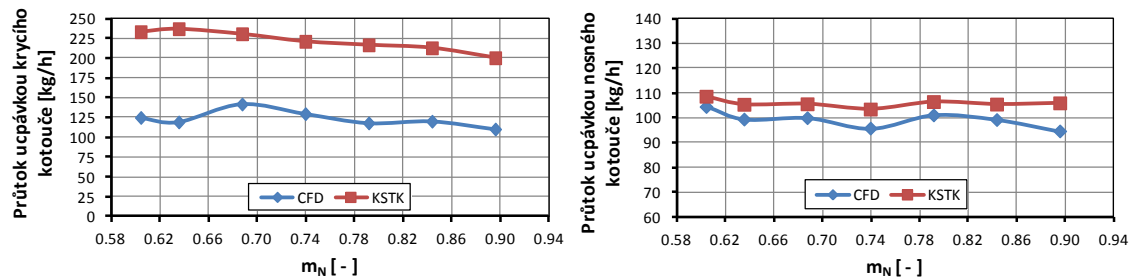


Obr. 55: Pracovní charakteristiky stupně RTK 03 - 16 395 ot/min

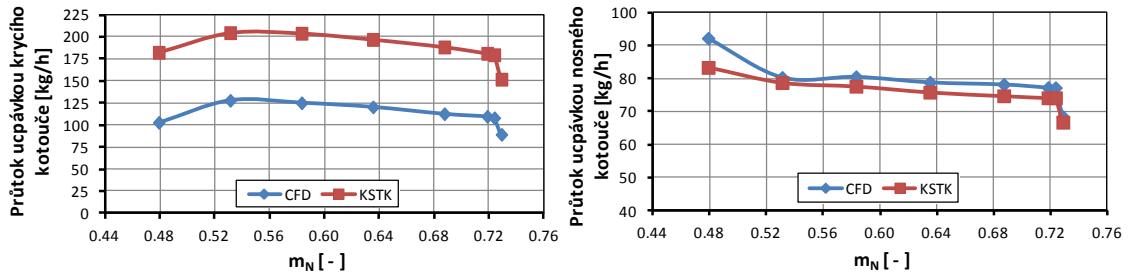
Z vyhodnocení numerických simulací ostatních provozních režimů vyplývá, že s klesajícími otáčkami rotoru opět dochází k podhodnocení výkonových parametrů, ale je mnohem menší než v případě 3D stupňů. Vliv otáček se také projevil na vzájemnou polohu spočtených a naměřených charakteristik, přičemž s klesajícími otáčkami se zmenšuje zmíněný rozdíl.

8.5 Průtok ucpávkami krycího a nosného kotouče

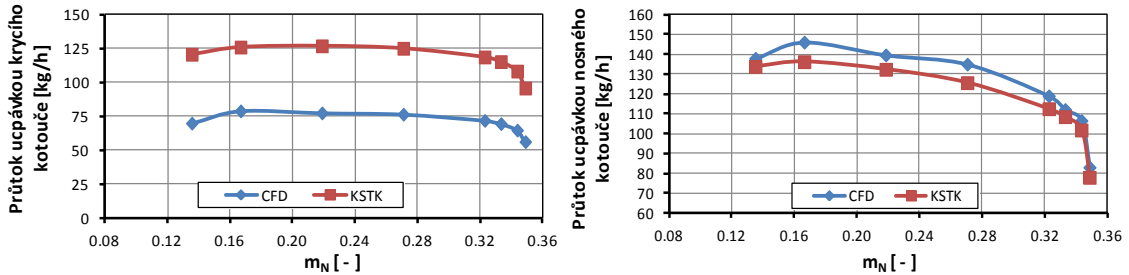
Ucpávkové ztráty jsou závislé na množství stlačeného plynu, který protéká ucpávkami zpět proti smyslu hlavního proudu. Pro správný návrh tvaru a počtu břitů ucpávek je tak nutné znát množství, které jimi bude za určitých stavů protékat. V následujících grafech je provedeno porovnání množství protékajícího ucpávkami zjištěné ze simulací v softwaru NUMECA s návrhovým nástrojem KSTK.



Obr. 56: Hmotnostní průtok ucpávkami stupně RTK 01 při 13 568 ot/min



Obr. 57: Hmotnostní průtok ucpávkami stupně RTK 02 při 13 568 ot/min



Obr. 58: Hmotnostní průtok ucpávkami stupně RTK 03 při 12 666 ot/min

Je vidět, že ve všech řešených stupních vychází průtočné množství v ucpávkách nosného kotouče poměrně blízko návrhových hodnotám podle programu KSTK, ale v hodnotách hmotnostního průtoku ucpávkami krycího kotouče je rozdíl velký. V některých bodech pracovního rozsahu kompresorových stupňů dochází k velkým výchylkám hodnot průtoků. Je to způsobeno nestabilním charakterem proudění v kompresorovém stupni a následným ovlivněním prostoru ucpávek.

8.6 Shrnutí dosažených výsledků

V průběhu řešení numerických simulací kompresorových stupňů se ukázalo, že hlavní vliv na dosažené výsledky má volba modelu turbulence. Z vyhodnocení výsledků vyplynulo, že v prostředí NUMECA FINE/Turbo je vhodnější použít model turbulence EARSM, který dokáže lépe popsat sekundární proudění. S tímto modelem turbulence bylo dosaženo věrohodnějšího rozložení proudového pole v difuzoru za oběžným kolem při porovnání výsledků s naměřenými hodnotami.

Vliv přítomnosti ucpávek oběžného kola v geometrických modelech řešených kompresorových stupňů se podle očekávání projevil poklesem účinnosti o 2 až 5 % ve využitelných oblastech pracovní charakteristiky v závislosti na řešeném stupni. Nejlepší shody s měřením bylo dosaženo u stupně RTK 03 - pravděpodobně díky stabilnějšímu charakteru proudění ve 2D stupních obecně a díky menšímu výskytu odtržení proudu od stěn. Zahrnutí ucpávek do geometrického modelu mělo samozřejmě negativní vliv také na dosažené stlačení stupňů.

Při vyhodnocení hmotnostního průtoku ucpávkami oběžného kola se ukázalo, že shoda CFD řešení s 1D návrhovým nástrojem je pouze částečná a je třeba se této problematice nadále věnovat.

9 Numerické simulace se zahrnutím přechodových zaoblení oběžných lopatek do geometrického modelu stupně

Přechodové zaoblení na lopatkách oběžného kola je v určitých případech nezbytným prvkem, bez kterého by nebylo možné vyrobit kolo kompresoru. Jedná se o zaoblení na přechodu mezi lopatkami a krycím a nosným kotoučem oběžného kola. Přechodová zaoblení mezi plochami mají obecně pozitivní vliv na únavové vlastnosti výrobku, jelikož do jisté míry zvyšují pevnost a brání vytváření trhlin v materiálu v místě spojení ploch.

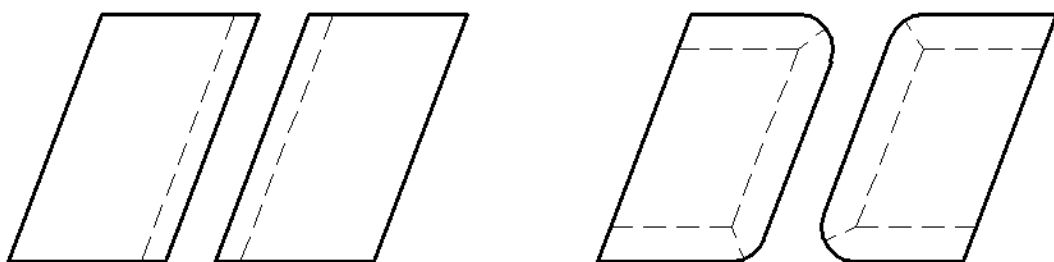
V případě konstrukčních řešení 2D oběžných kol jsou tato zaoblení malá a prakticky zanedbatelná, protože lopatky těchto kol zaujímají příznivou polohu vůči kotoučům oběžného kola a obráběcí nástroj se zároveň snadno dostane do všech koutů.

Konstrukce 3D oběžných kol je mnohem komplikovanější, neboť jejich lopatky jsou často umístěny pod velkým úhlem vůči krycímu a nosnému kotouči a přechodová zaoblení tak mají poměrně velký poloměr, který způsobuje zúžení průtočného kanálu mezi lopatkami. Tím pádem dochází k posunutí pracovních charakteristik směrem doleva, protože dříve nastává zahlcení stupně.

9.1 Příprava výpočetní sítě

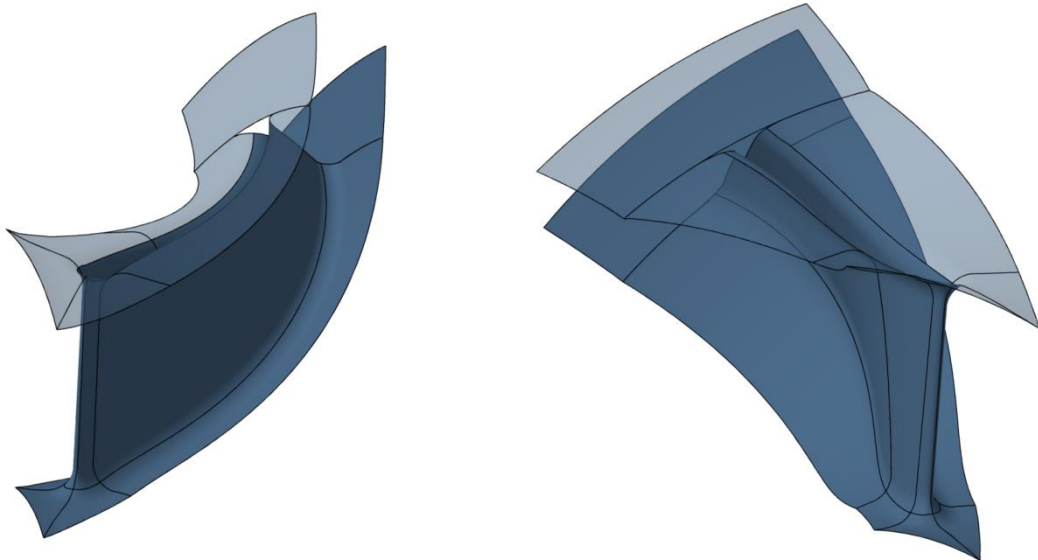
Jak již bylo naznačeno v několika kapitolách této práce, při vytváření sítě je někdy nutné manuálně upravit tvar některých bloků nebo definovat bloky nové. Aby bylo možné do modelu oběžného kola zahrnout přechodová zaoblení, nelze využít automatický generátor sítě. Veškeré operace se odehrávají v prostředí IGG manuálně na základě předem vytvořené geometrie v programu ANSA. Vzhledem k nárůstu tvarové složitosti lopatek je zároveň třeba navrhnout unikátní strukturu bloků sítě pro každý řešený stupeň. Výjimku tvoří stupně se zaoblenou odtokovou hranou oběžných lopatek. V tomto případě lze využít automatické generování zaoblení. Většina konstrukčních řešení je ale s tupým zakončením lopatek.

Na obrázku č. 59 je uvedeno zjednodušené schéma rozmístění bloků v mezilopátkovém kanálu.



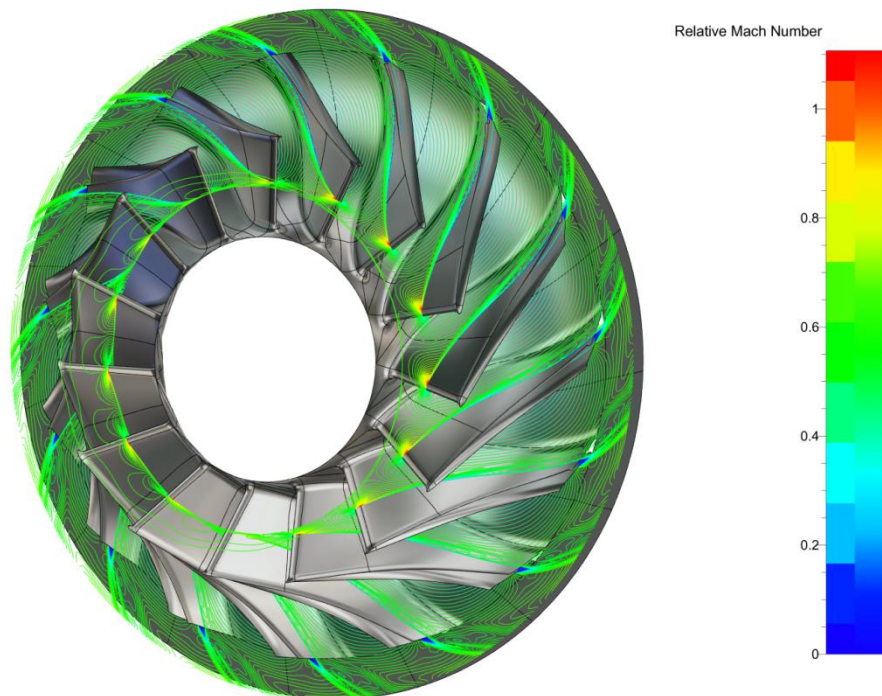
Obr. 59: Porovnání blokových struktur výpočetní sítě

Na první pohled se může zdát, že bloková struktura není příliš složitá, ale uživatel musí manuálně vytvořit geometrii řešených domén, definovat umístění bloků, počet elementů každého bloku ve všech směrech nebo rozložení elementů na všech hranách. Pracnost tedy narůstá několikanásobně a příprava výpočetní sítě jednoho stupně kompresoru se zpravidla prodlouží na týden.



Obr. 60: Příklad provedení oběžného kola s přechodovým zaoblením

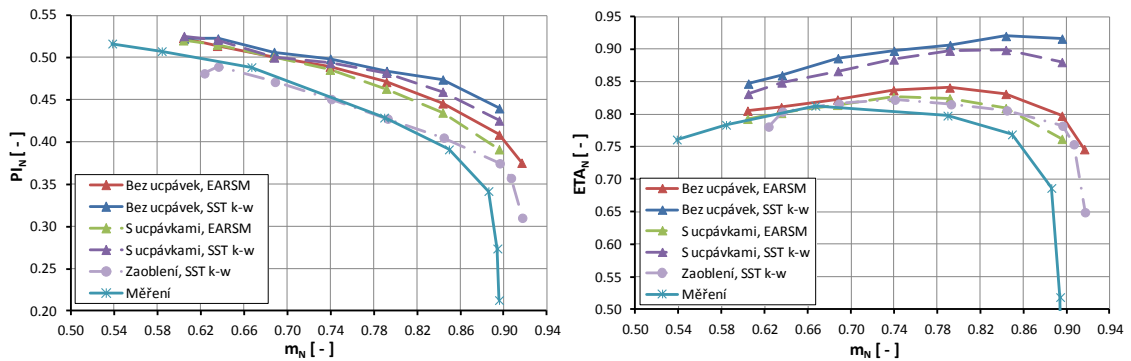
NUMECA



Obr. 61: Příklad provedení oběžného kola s přechodovým zaoblením

Do výpočetní sítě řešených stupňů byly zahrnuty také ucpávky oběžného kola. Nastavení okrajových podmínek bylo převzato z předchozích výpočtů z kapitoly č. 8.

9.2 Numerický výpočet kompresorového stupně RTK 01

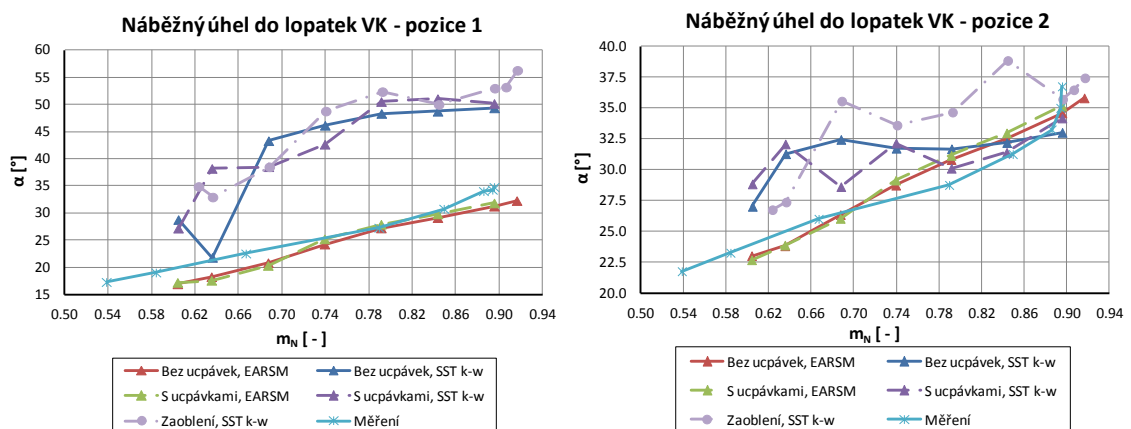


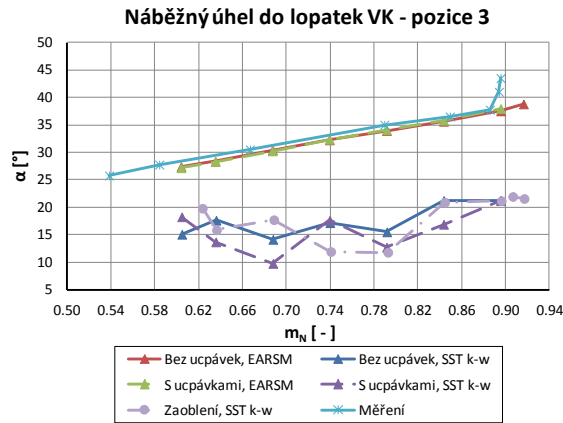
Obr. 62: Pracovní charakteristiky stupně RTK 01 - 13 568 ot/min, zaoblení

V průběhu řešení numerických simulací se ukázalo, že výpočet na nestandardní síti je mnohem citlivější z hlediska stability úloh. Například s modelem EARSM nebylo možné tento stupeň s přechodovým zaoblením řešit vůbec a nepodařilo se spočítat ani jeden pracovní bod.

Výpočet s modelem turbulence SST k- ω byl mnohem stabilnější a pracovní charakteristiky stupně byly spočteny v celém pracovním rozsahu stupně. Jak je vidět na obrázku č. 62, došlo ke značnému poklesu účinnosti oproti ostatním SST k- ω variantám na úroveň EARSM modelu turbulence. Podle očekávání se také charakteristiky mírně posunuly ve směru doleva vlivem zúžení mezilopátkového kanálu oběžného kola.

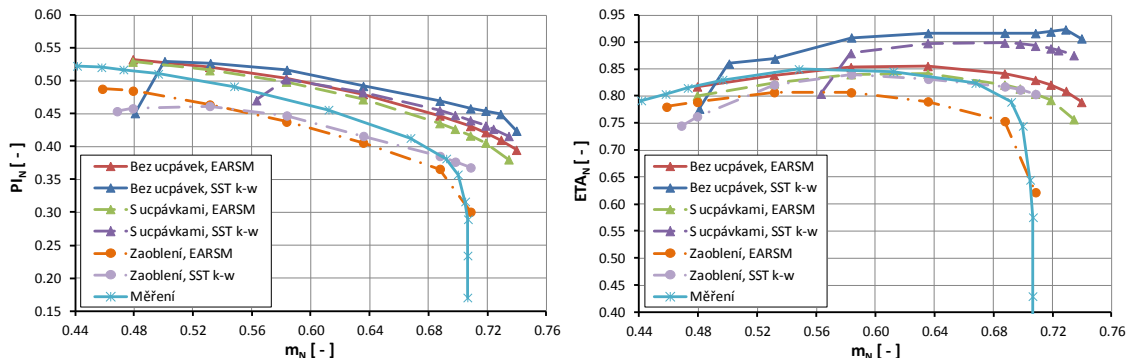
Navzdory věrohodnějším charakteristikám se stále nepodařilo eliminovat velké odtržení proudu od krycí stěny difuzoru, což dokazují grafy na obrázku č. 63.





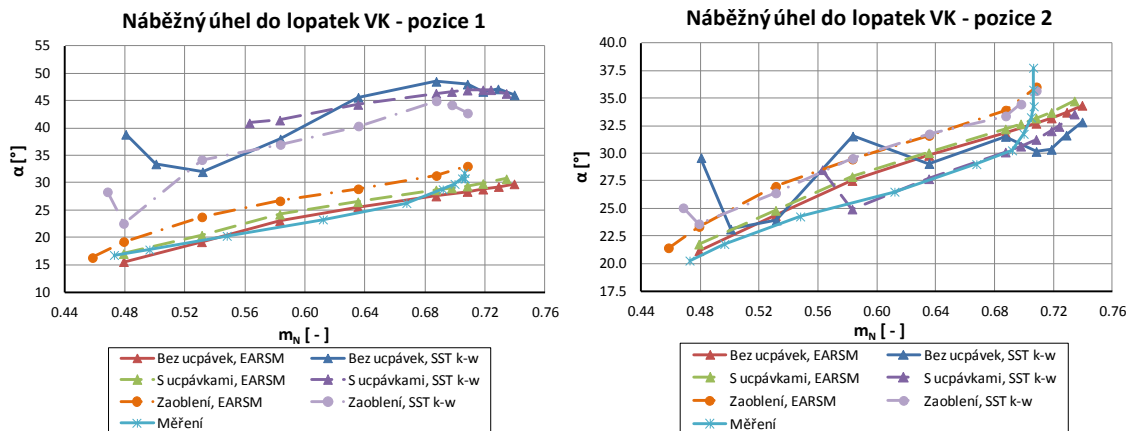
Obr. 63: Náběžný úhel do lopatek VK stupně RTK 01 - 13 568 ot/min, zaoblení

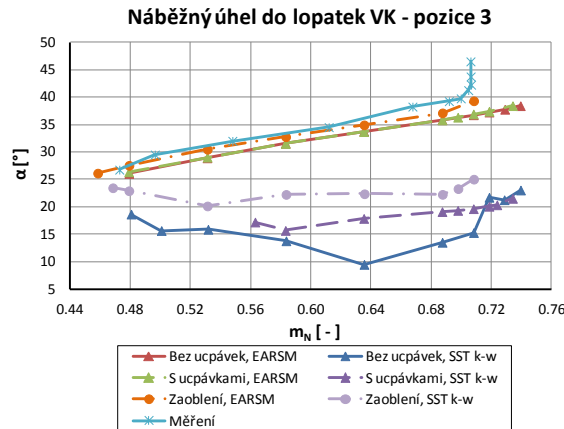
9.3 Numerický výpočet kompresorového stupně RTK 02



Obr. 64: Pracovní charakteristiky stupně RTK 02 - 13 568 ot/min, zaoblení

V případě stupně RTK 02 se již podařilo řešit úlohy s modelem turbulence EARSM v celém pracovním rozsahu stupně. V souladu s výsledky simulací tohoto stupně z kapitoly č. 8 došlo opět k podhodnocení stlačení a dosažené účinnosti. Pracovní charakteristika účinnosti s použitým modelem turbulence SST k- ω opět klesla na úroveň EARSM řešení geometrického modelu s ucpávkami a účinnost EARSM řešení podle očekávání vyšla menší než naměřené hodnoty.





Obr. 65: Náběžný úhel do lopatek VK stupně RTK 02 - 13 568 ot/min, zaoblení

9.4 Shrnutí dosažených výsledků

Přítomnost přechodových zaoblení oběžných lopatek v geometrickém modelu kompresorového stupně má negativní vliv na účinnost a stlačení stupně. Ukázalo se, že v případě řešení stupně RTK 02 s EARSIM modelem turbulence dochází k poměrně velkému poklesu těchto parametrů i vůči geometrické variantě s ucpávkami. Jedná se přibližně o dalších 5 % účinnosti. Je ale otázkou, do jaké míry dosažené výsledky ovlivnila nestandardní a zcela odlišná struktura výpočetní sítě mezilopátkového kanálu.

Přechodová zaoblení mezi lopatkami a kotouči oběžného kola se také projevila posunem pracovních charakteristik směrem doleva, což bylo patrné zejména při vyhodnocení stupně RTK 02

Značnými nevýhodami komplexních geometrických modelů je zhoršená stabilita numerických výpočtů, zdoluhavá příprava výpočetní sítě a možné ovlivnění dosažených výsledků strukturou sítě. Vzhledem k těmto faktům je přínos rozšířených modelů o přechodová zaoblení oběžných lopatek spekulativní.

10 Vliv technologického otvoru v lopatkách oběžného kola na pracovní charakteristiky kompresorových stupňů

Podobně jako v případě ucpávek může mít přítomnost technologického otvoru v lopatkách oběžného kola nezanedbatelný vliv na účinnost a dosažené stlačení plynu stupněm. Pokud by se ukázalo, že ovlivnění pracovní charakteristiky stupně otvorem je velké, muselo by se s případným vlivem technologického otvoru počítat už při jeho návrhu. K posouzení vlivu technologického otvoru byly provedeny numerické simulace na stupních RTK 01, RTK 02 i RTK 03.

Všechny numerické simulace v této kapitole byly provedeny na zjednodušených modelech kompresorových stupňů bez ucpávek se stejnými okrajovými podmínkami, se kterými proběhly simulace z kapitoly č. 8.

10.1 Výpočetní síť technologického otvoru

V případě zahrnutí technologických otvorů do výpočetní sítě je situace s přípravou sítě mnohem složitější než například generování domén ucpávek. AutoGrid5TM disponuje automatickým generátorem otvorů v lopatkách, ale jak se ukázalo, není možné ho vždy využít vzhledem ke struktuře sítě v okolí oběžných lopatek.

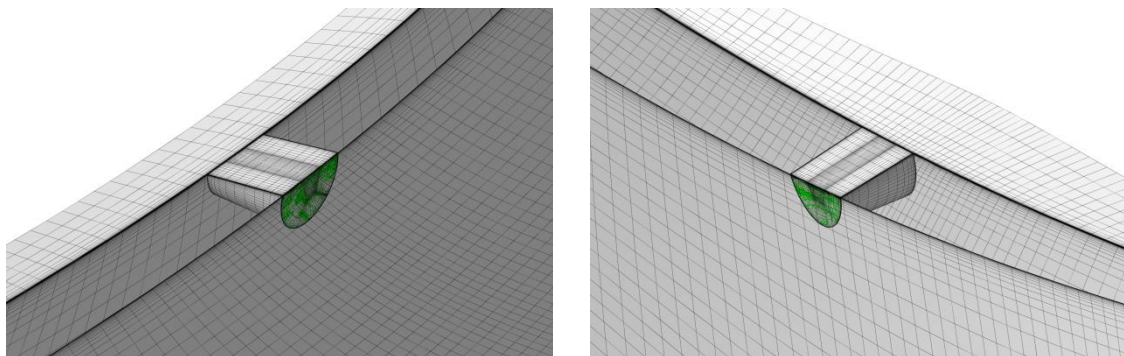
Podobně jako u přípravy ucpávkové sítě jsou možné dva přístupy při vytváření sítě technologických otvorů. První z nich je celkem snadný a časově nenáročný, protože se vytvořená doména otvoru spojí pomocí okrajové podmínky *interface* s doménami kolem lopatky oběžného kola. Druhý způsob spočítá v odebrání malé oblasti domén v okolí otvoru a náhradou novými doménami přesně napojenými na síť otvoru. Nové domény jsou opět s okolím spojeny okrajovou podmínkou *interface*. Protože nebylo jasné, který z principů je vhodnější vzhledem k přesnosti dosažených výsledků, byla provedena pro porovnání výsledků menší analýza na kompresorovém stupni RTK 01.

Podrobnosti ohledně velikosti otvoru a jeho poloha v závislosti na geometrické variantě budou popsány dále v kapitole 10.2, která se zabývá numerickou simulací stupně RTK 01.

10.1.1 Metoda č. 1 - napojení domény otvoru přes OP interface

Jak již bylo zmíněno, tato metoda úpravy výpočetní sítě je poměrně snadná, protože se do automaticky vytvořené sítě z programu AutoGrid bez jakýchkoliv dalších modifikací přidávají bloky tvořící doménu otvoru v oběžné lopatce oběžného kola. Doménu otvoru je sice třeba vytvořit ručně v modulu IGG, ale jedná se pouze o čtyři bloky s jednoduchým tvarem a rozložením elementů výpočetní sítě. Pomocná geometrie a geometrie otvoru byly importovány z programu ANSA.

Velkou nevýhodou této metody je, že vinou zkreslení okrajovou podmínkou *interface* nejsou přesně definovány hrany otvoru. Přesnost výpočtu je tím pádem závislá na lokální hustotě sítě v okolí otvoru - čím je jemnější, tím přesnější napojení otvoru bude. Další související nevýhodou je různé rozložení buněk po délce lopatky. Z toho důvodu nelze při vyhodnocování numerických simulací počítat s konstantní odchylkou, protože přesnost napojení je pokaždé jiná v závislosti na poloze otvoru.

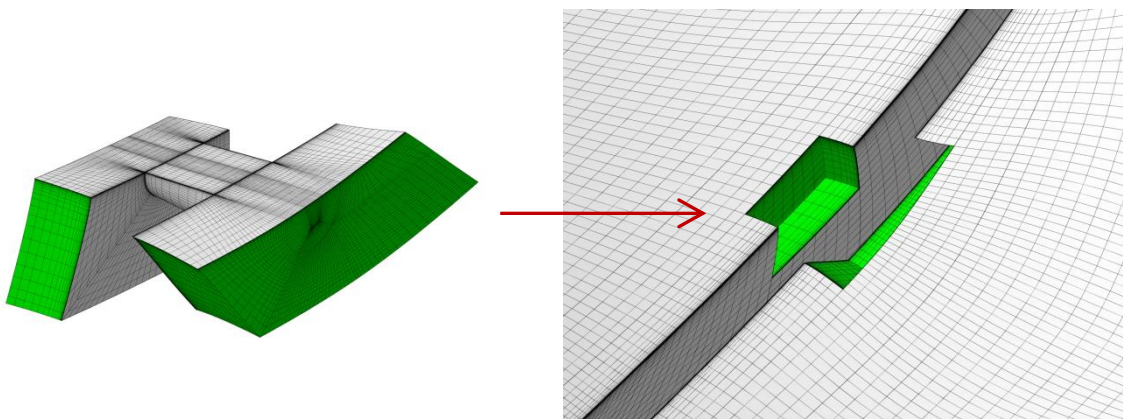


Obr. 66: Domény technologického otvoru - připojení k lopatce přes OP interface

Na obrázku č. 66 je zobrazen příklad domény otvoru a způsob jejího napojení na okolní domény mezilopatkového kanálu. Jak je vidět, při vytváření sítě se postupovalo podle stejných zásad jako při generování ostatních sítí. To znamená, že byly dodrženy kvalitativní parametry elementů sítě a také byla ponechána výška první buňky u stěny otvoru 0,003 mm.

10.1.2 Metoda č. 2 - náhrada části mezilopatkového kanálu novými bloky

Druhá metoda přípravy výpočetní sítě s otvorem v lopatce oběžného kola taktéž využívá okrajovou podmínku *interface*, ale napojení domény otvoru k mezilopatkovému kanálu je provedeno v určité vzdálenosti od povrchu lopatky. Tím pádem lze získat přesně definovanou geometrii otvoru včetně jeho hran.

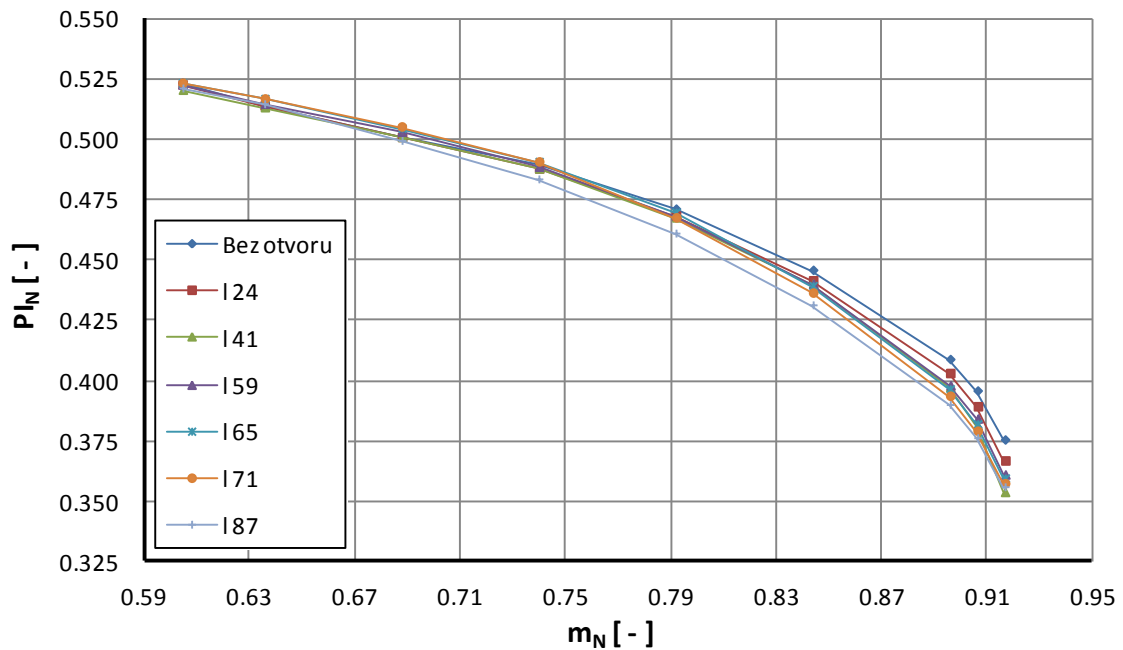


Obr. 67: Domény technologického otvoru - nové bloky sítě a způsob jejich připojení

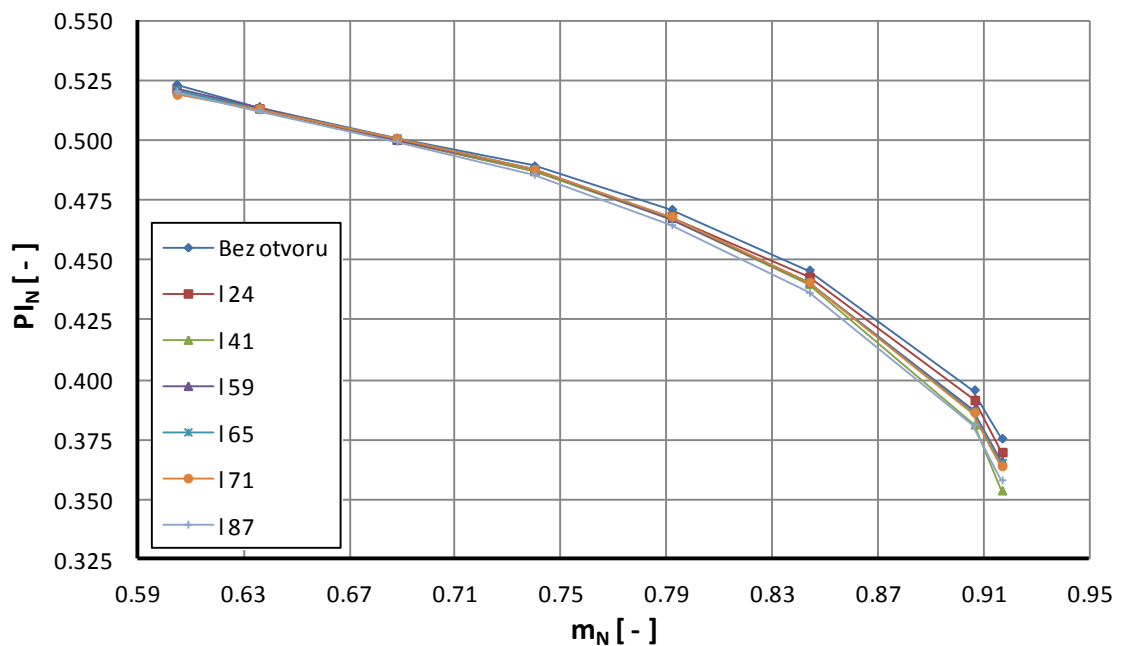
Aby bylo možné posunout *interface* do prostoru dále od povrchu lopatky, bylo nutné odebrat části bloků původní sítě v okolí otvoru a nahradit je novými, ručně připravenými bloky. Jedná se o poměrně zdoluhavý proces, během kterého je důležité kontrolovat místo řezu původních bloků výpočetní sítě, aby byla dodržena struktura sítě vyhovující multigridovému způsobu výpočtu při řešení úloh v Numece. Bloky je možné dělit pouze v souřadnicích $4 \cdot n + 1$. Pokud je toto pravidlo porušeno, klesne počet úrovní řešení z původních tří a mnohonásobně vzroste potřebný čas ke zkonvergování úlohy. V extrémních případech může jít až o desetinásobné prodloužení doby výpočtu.

S náhradou části domény mezilopatkového kanálu novými bloky souvisí pracnější příprava pomocné geometrie pro jejich správné umístění v prostoru. Také vzroste počet bloků v závislosti na poloze otvoru, protože není možné kdekoliv rozdělit původní síť v nejvhodnějším místě z důvodu multigridového řešení úloh. Stále je však nutné zachovat dostatečnou kvalitu nové sítě, a tím pádem je třeba vyplnit vzniklý prostor několika bloky navíc.

10.1.3 Porovnání výsledků

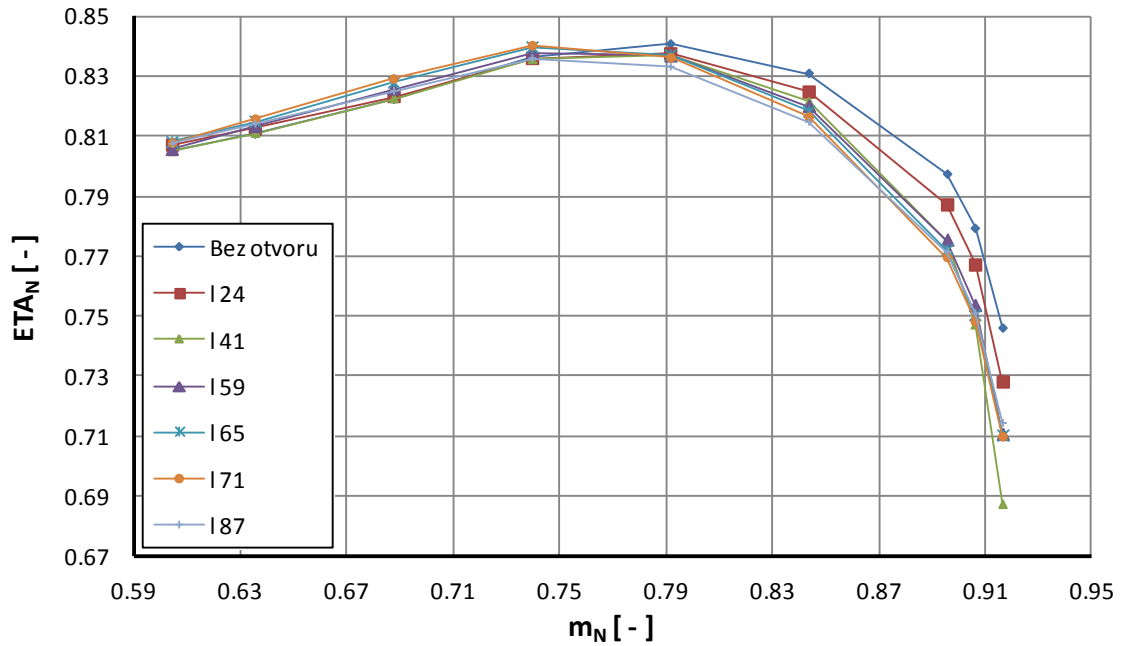


Obr. 68: Vliv tech. otvoru na stlačení stupně RTK 01 - 13 568 ot/min, interface

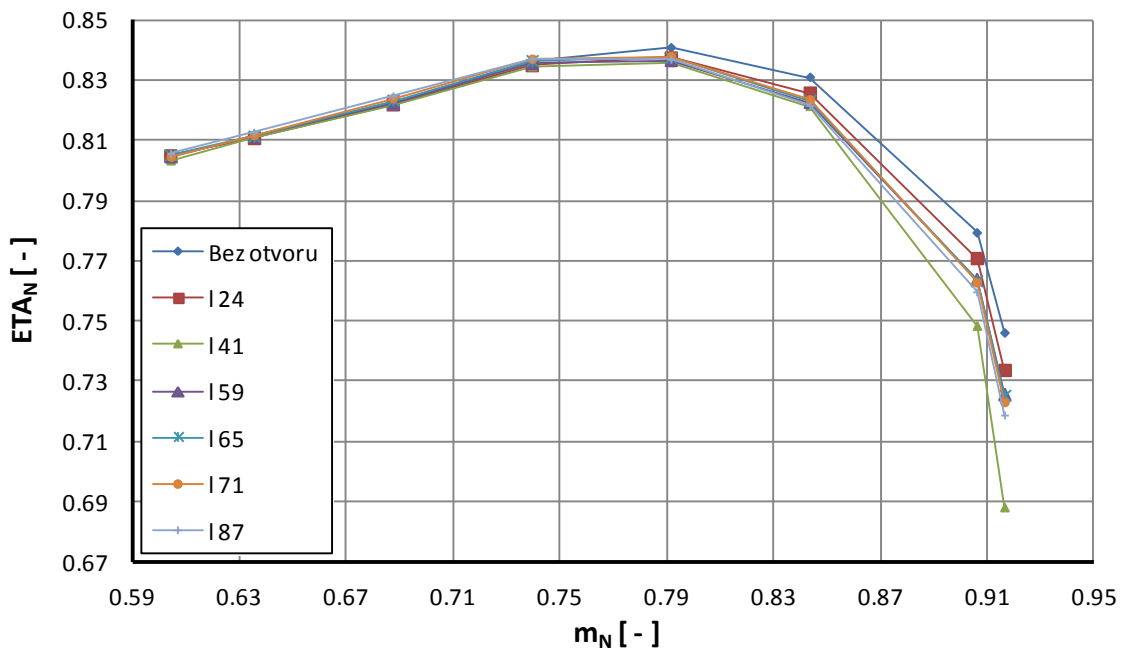


Obr. 69: Vliv tech. otvoru na stlačení stupně RTK 01 - 13 568 ot/min, přesná geometrie otvoru

V grafech na obrázcích č. 68 a 69 jsou vyneseny charakteristiky stlačení stupně RTK 01 s různým způsobem napojení technologického otvoru na okolní síť. Ze vzájemného porovnání charakteristik vyplývá, že proudové pole je více ovlivněno v případě nepřesného řešení technologického otvoru. Dochází ke většímu poklesu stlačení a také k větší vzájemné neuspořádanosti charakteristik.

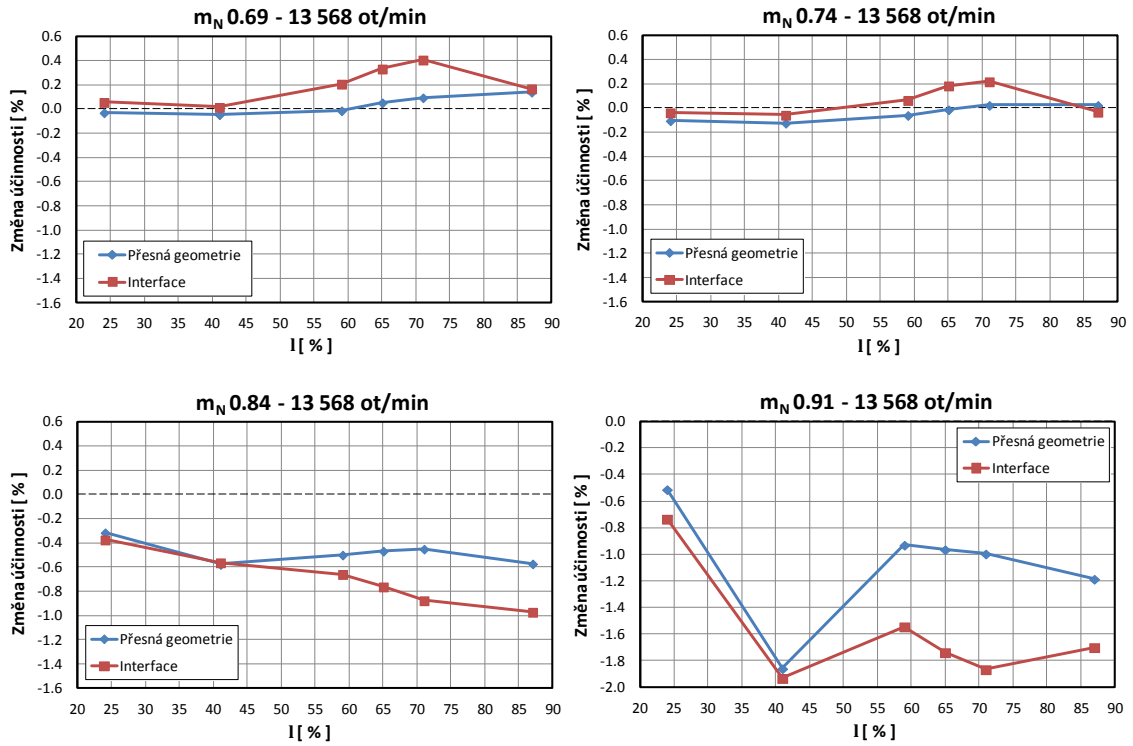


Obr. 70: tech. otvoru na účinnost stupně RTK 01 - 13 568 ot/min, interface

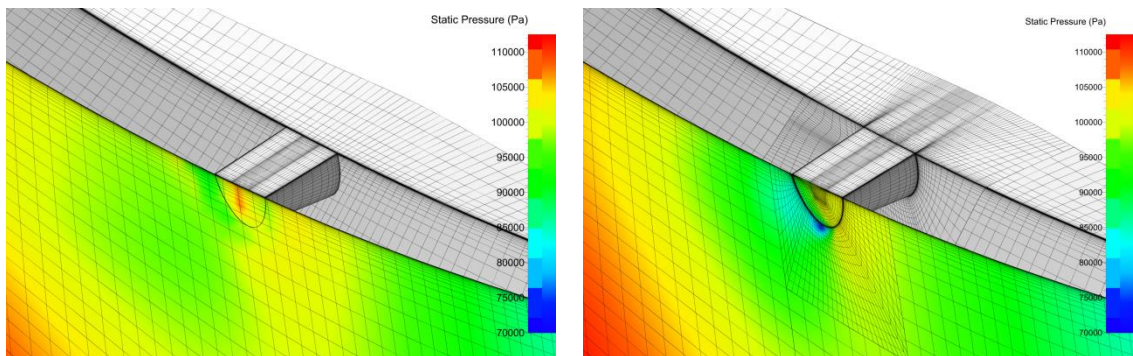


Obr. 71: Vliv tech. otvoru na účinnost stupně RTK 01 - 13 568 ot/min, přesná geometrie otvoru

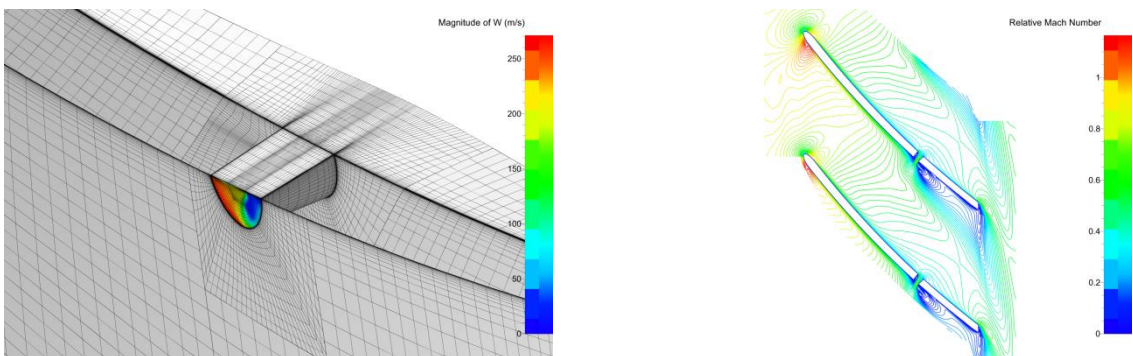
Vyhodnocení charakteristik účinnosti kompresorového stupně potvrdilo, že nepřesně napojený otvor na síť mezilopatkového kanálu způsobuje větší narušení okolního proudového pole. Tento fakt je také zachycen na obrázku č. 72, kde je v grafech zachyceno porovnání změny skutečné účinnosti v závislosti na poloze otvoru a hmotnostním průtokem stupněm. Kladná změna účinnosti je projevem posunutí a naklopení charakteristik vůči původnímu stavu. Následkem je dřívější zahlcení kompresorového stupně a s tím související větší pokles účinnosti při větších hmotnostních průtocích.



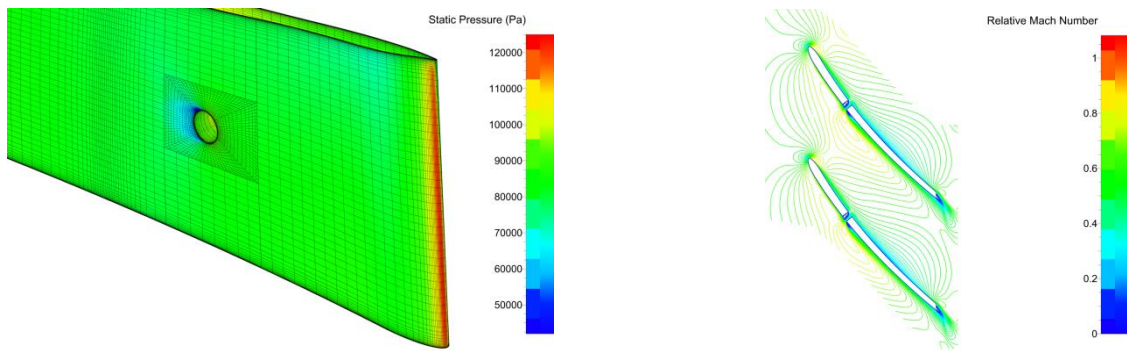
Obr. 72: Porovnání způsobů geometrického provedení technologického otvoru



Obr. 73: Porovnání tlakového pole na podtlakové straně oběžné lopatky - RTK 01



Obr. 74: Relativní rychlost na výstupu z otvoru a relativní Machovo číslo v řezu kanálem - RTK 01



Obr. 75: Statický tlak na podtlakové straně a relativní Machovo číslo v řezu kanálem - RTK 03

Rozhodujícím faktorem pro stanovení vhodnější metody bylo grafické vyhodnocení proudového pole v okolí technologického otvoru. Při vyhodnocení se potvrdilo velké zkreslení fyzikálních veličin v místě napojení otvoru vlivem odlišné hustoty sítě na obou stranách okrajové podmínky *interface*. Rozdíl je zachycen na obrázku č. 73. Na dalších obrázcích jsou uvedeny další zajímavá vyhodnocení z okolí technologického otvoru.

Z důvodu velkých nepřesností bylo nakonec rozhodnuto pro připojení otvoru formou posunutě okrajové podmínky *interface* směrem dále do proudu od stěny oběžné lopatky.

10.2 Vliv přítomnosti technologického otvoru na výkonové parametry kompresorového stupně RTK 01

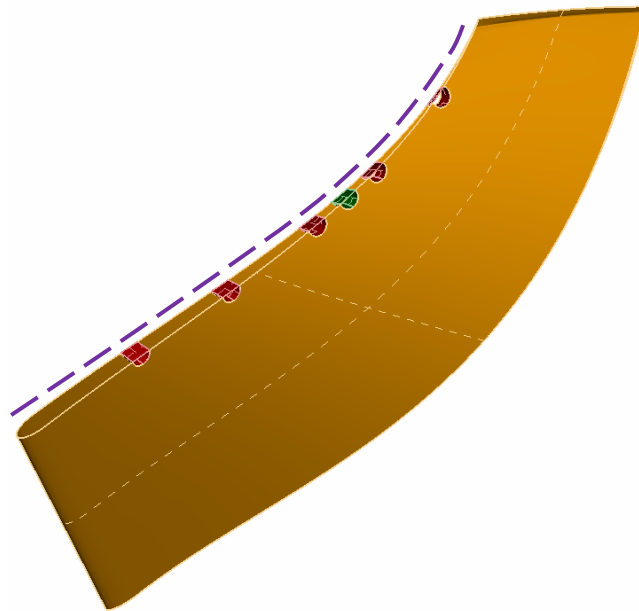
Prvním stupněm, u kterého byl zkoumán vliv přítomnosti technologického otvoru na pracovní charakteristiky, je stupeň RTK 01 s 3D lopatkováním oběžného kola. Vzhledem k tvarové složitosti lopatek a velkým nárokům na přesnost výroby je možné technologický otvor umístit pouze na kraj lopatky ke krycímu kotouči oběžného kola a díky tomu má otvor přibližně půlkruhový průřez.

Důležitými faktory při návrhu otvoru jsou jeho průměr a také jeho orientace. Ve všech řešených variantách má osa otvoru normálový směr vůči středové ekvidistantní ploše oběžné lopatky. Teto popis se může zdát složitý, ale je nutné si uvědomit, že zejména 3D lopatky jsou vůči krycímu a nosnému kotouči skloněny pod různým úhlem a při dodržení normálového směru osy otvoru má pak vstupní a výstupní průřez otvoru různou velikost. Z tohoto důvodu je dobré definovat průřez otvoru ve středu tloušťky lopatky na tzv. středové ekvidistantní ploše a vstupní a výstupní průřez otvoru vznikne po vytažení na povrch lopatky.

Jelikož se jedná o první analýzu tohoto typu a nejsou známy potřebné parametry otvoru v závislosti na jeho konkrétní poloze, byl dodržen konstantní střední průřez otvoru o průměru 5 mm s ohledem na předpokládanou podobnost technologie výroby.

Poloha otvoru na kraji oběžné lopatky je standardně definována radiální souřadnicí, ale pro potřeby této práce je polohu otvoru uvádět v procentuální vzdálenosti od náběžné lopatky. Jedná se pravděpodobně o nejvhodnější způsob vzhledem k tvarové složitosti a natočení lopatek vůči souřadnému systému.

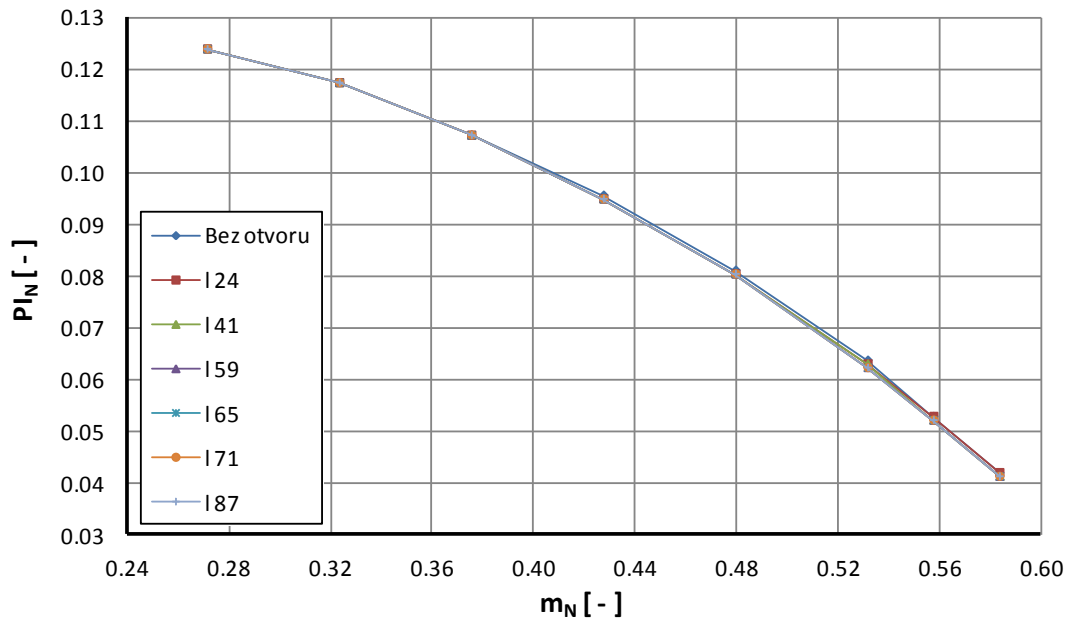
Referenční vzdáleností je délka lopatky v místě jejího spoje s krycím kotoučem. Otvor byl v jednotlivých geometrických variantách postupně umístěn do vzdálenosti 24, 41, 59, 65, 71 a 87 %. Polohu technologického otvoru popisuje schéma na obrázku č. 76. Základní poloha otvoru je na něm vyznačena zelenou barvou a referenční vzdálenost je znázorněna čárkovanou fialovou čarou. Další možné umístění otvoru lze předpokládat mezi vzdálenostmi 59 a 71 % od náběžné hrany lopatky. Jiné polohy pravděpodobně nebudou vyhovovat z důvodu technologie výroby nebo pevnostního namáhání oběžného kola kompresoru.



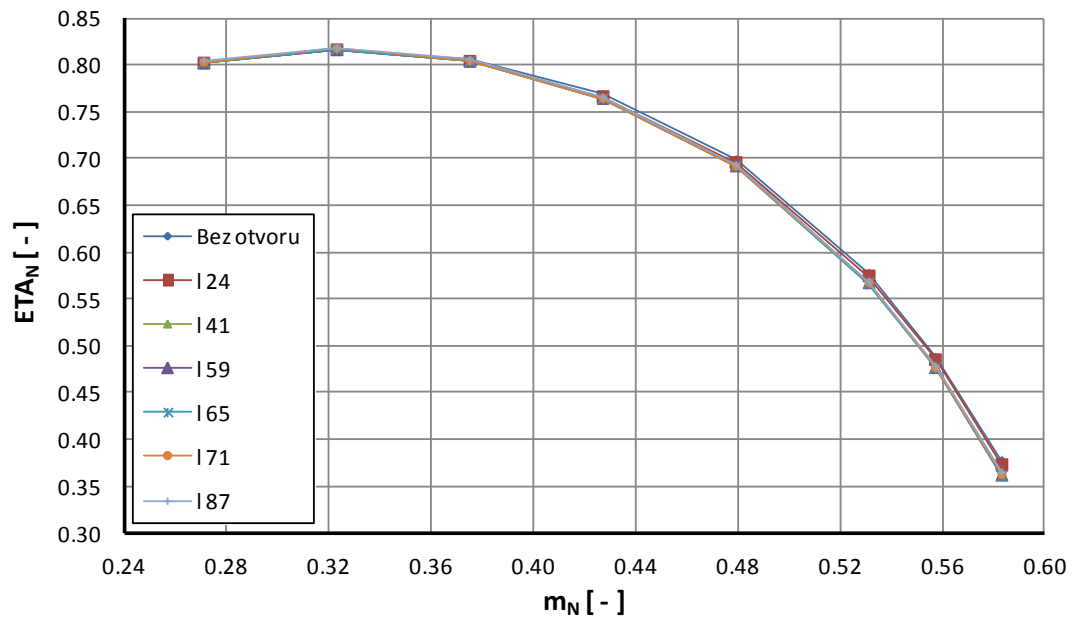
Obr. 76: Poloha technologického otvoru v závislosti na variantě - RTK 01

Vliv přítomnosti technologického otvoru byl zkoumán při třech provozních otáčkách stupně - 7 535, 13 568 a 15 600 ot/min. Předpokladem bylo větší ovlivnění proudového pole v mezilopatkovém kanálu oběžného kola s rostoucími otáčkami rotoru.

10.2.1 RTK 01 - 7 535 ot/min

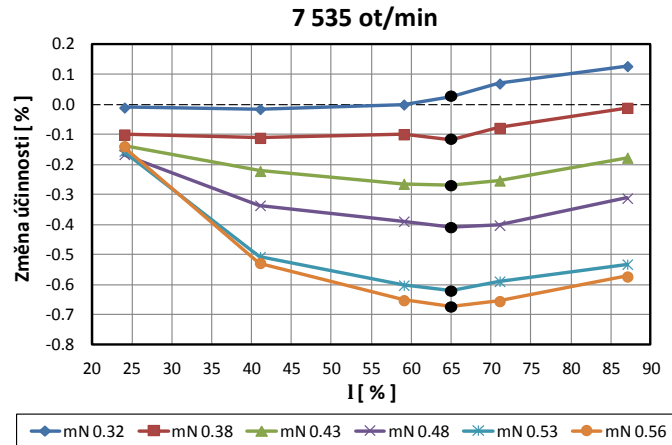


Obr. 77: Vliv tech. otvoru na stlačení stupně RTK 01, 7 535 ot/min



Obr. 78: Vliv tech. otvoru na účinnost stupně RTK 01, 7 535 ot/min

Na obrázcích č. 77 a 78 jsou vyneseny charakteristiky normovaného stlačení a účinnosti při různých provedeních technologického otvoru. Z vyhodnocení vyplynulo, že ovlivnění kompresního poměru stupně je minimální ve všech řešených variantách. Porovnání dosažených účinností stupně je vzhledem k měřítku grafu a citlivosti vhodnější provést zvlášť v závislosti na konkrétním hmotnostním průtoku z důvodu větší přehlednosti.

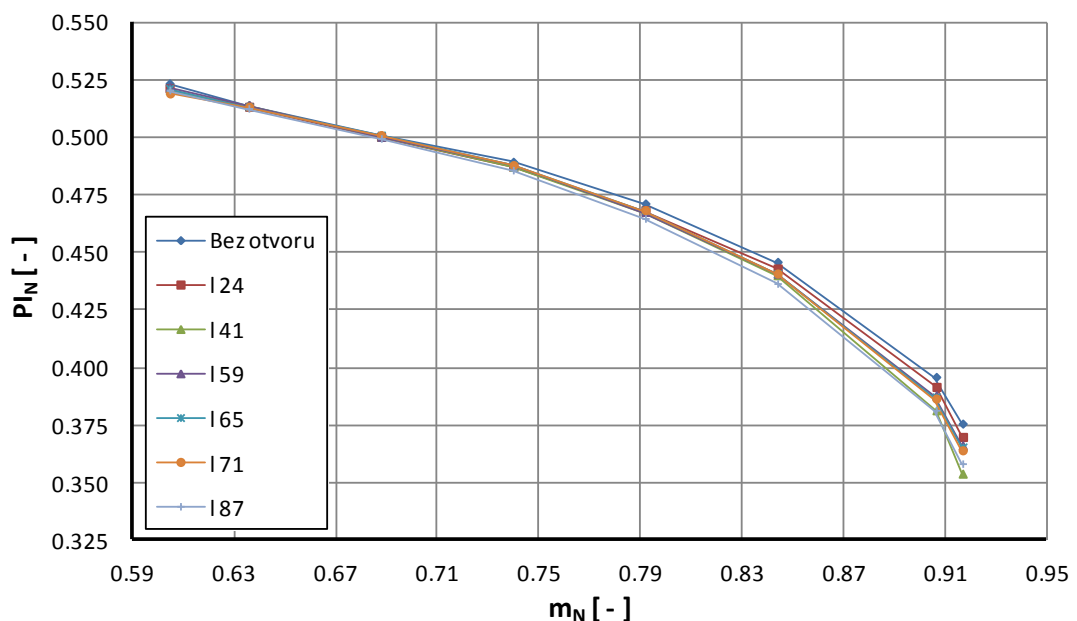


Obr. 79: Vzájemné porovnání provedení tech. otvorů - RTK 01, 7 535 ot/min

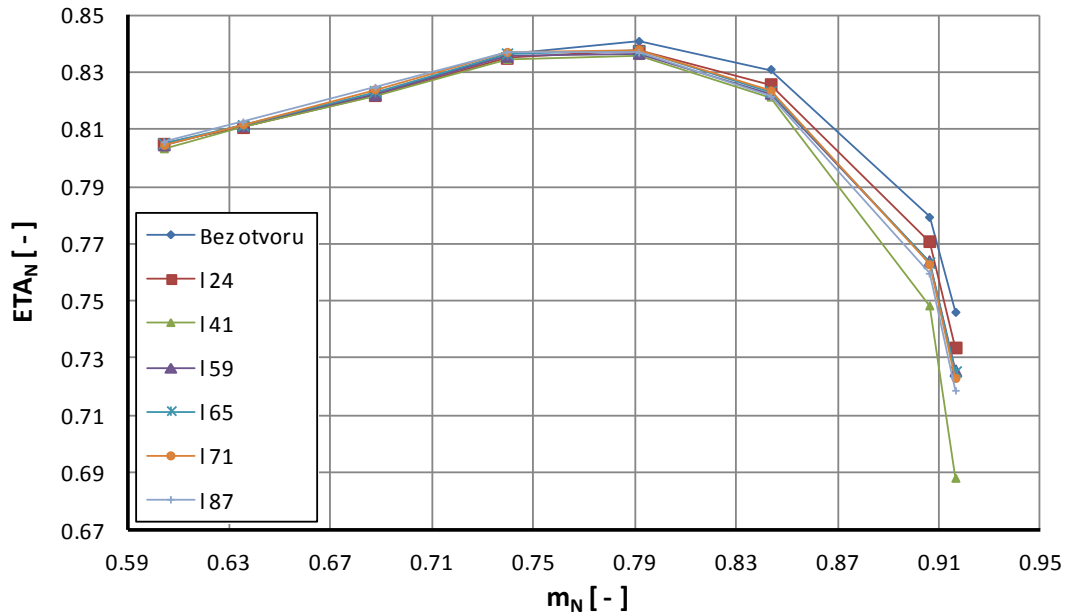
Obrázek č. 79 ukazuje, že tendence změny účinnosti je v závislosti na poloze technologického otvoru a na hmotnostním průtoku stupněm podobná. Stávající konstrukční řešení otvoru předpokládá jeho umístění do vzdálenosti 65 % náběžné hrany. V grafu je základní geometrická varianta otvoru vyznačena černými body. Jak se ukazuje, tato varianta je v mnoha pracovních bodech nejméně vhodná, nicméně pokles účinnosti není dramatický.

V grafu se také objevuje pozitivní změna účinnosti. V tomto a dalších podobných případech, které budou uvedeny v této práci, se často jedná pouze o lokální změnu k lepšímu, neboť přítomnost technologického otvoru může způsobit posun charakteristik směrem doleva nebo změnu jejich sklonu. Posun charakteristiky znamená dřívější zahlcení stupně a tedy menší maximální průtok stupněm. V souvislosti se změnou charakteristiky je pak důležité, jakou její část výrobce preferuje.

10.2.2 RTK 01 - 13 568 ot/min

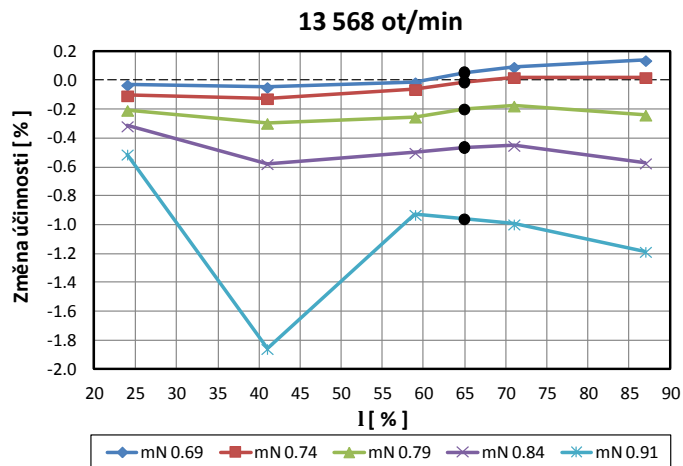


Obr. 80: Vliv tech. otvoru na stlačení stupně RTK 01, 13 568 ot/min



Obr. 81: Vliv tech. otvoru na účinnost stupně RTK 01, 13 568 ot/min

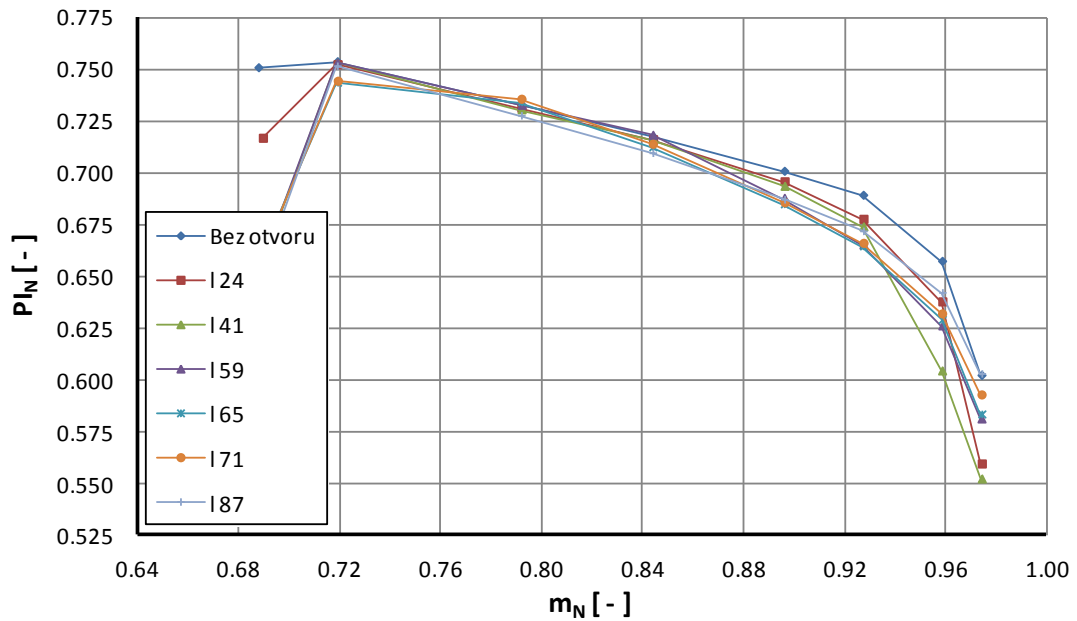
Jak je vidět z grafů na obrázcích č. 80 a 81, se stoupajícími otáčkami rotoru dochází k většímu ovlivnění pracovních charakteristik stupně. Vliv technologického otvoru je tentokrát více patrný i na průběhu stlačení. K největšímu poklesu parametrů dochází v pravé části charakteristik.



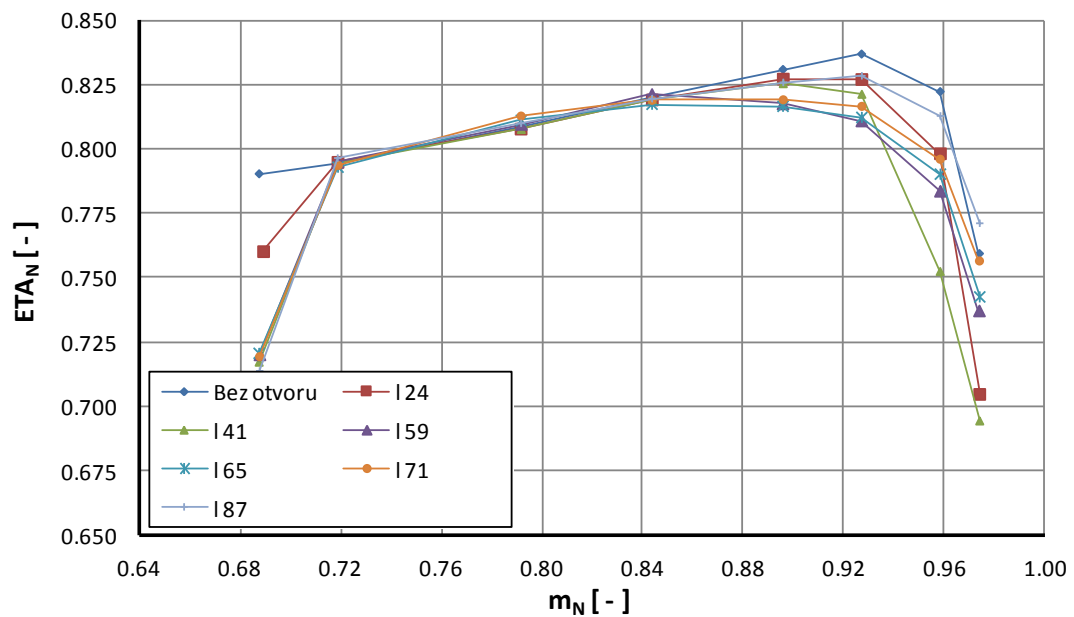
Obr. 82: Vzájemné porovnání provedení tech. otvorů - RTK 01, 13 568 ot/min

Porovnání všech řešených geometrických variant provedení technologického otvoru na obrázku č. 82 potvrzuje, že k největšímu poklesu účinnosti dochází v případě větších hmotnostních průtoků stlačovaného plynu stupněm. Na vyhodnocených parametrech se opět projevuje lehké posunutí a změna sklonu charakteristik, když byl otvor umístěn do vzdálenosti 71 a 87 %. Typickými příznaky posunutí směrem doleva jsou lehký nárůst účinnosti při nízkých průtocích a naopak rostoucí ztráty v závislosti na rostoucím průtoku.

10.2.3 RTK 01 - 15 600 ot/min

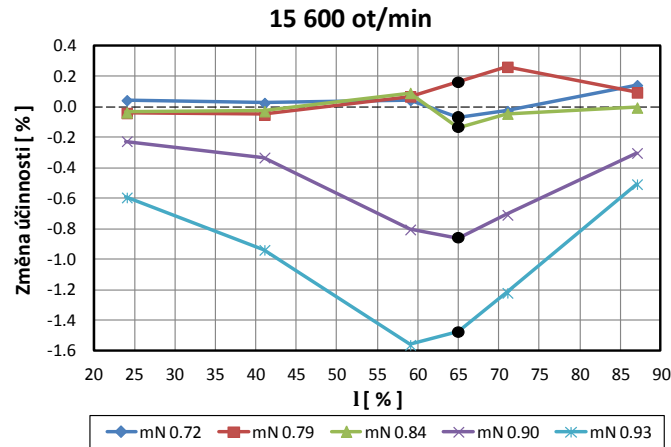


Obr. 83: Vliv tech. otvoru na stlačení stupně RTK 01, 15 600 ot/min



Obr. 84: Vliv tech. otvoru na účinnost stupně RTK 01, 15 600 ot/min

Na obrázcích č. 83 a 84 jsou vykresleny charakteristiky stupně RTK 01 při 15 600 ot/min. Po vyhodnocení numerických simulací se ukázalo, že při těchto otáčkách dochází k největším změnám tvaru pracovních charakteristik. Pokles stlačení a účinnosti je největší zejména na pravé straně charakteristik, ale k výrazným změnám dochází v celém jejich rozsahu.



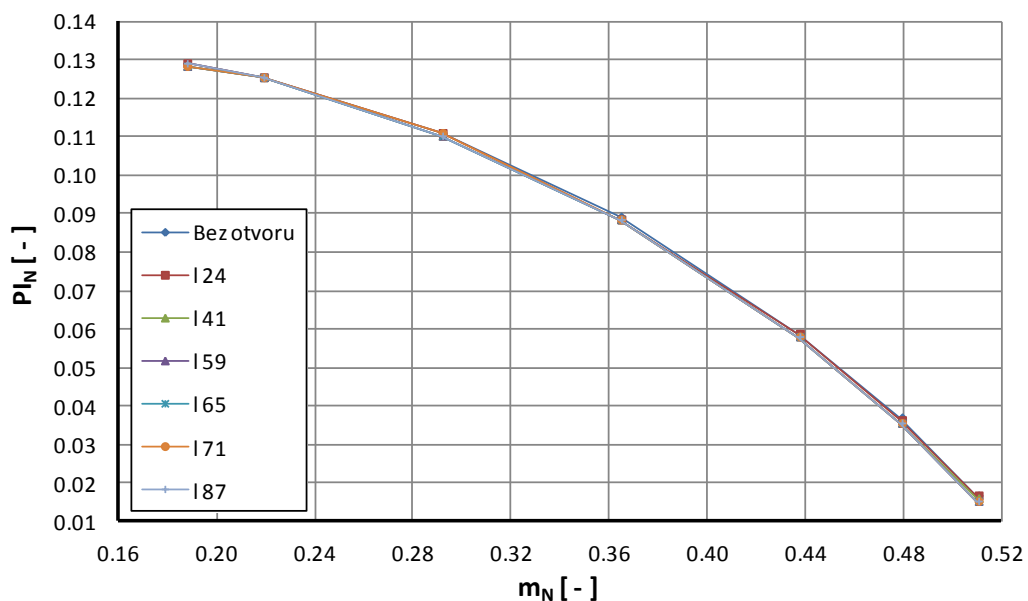
Obr. 85: Vzájemné porovnání provedení tech. otvorů - RTK 01, 15 600 ot/min

V grafu na obr. č. 85 se opět projevuje změna sklonu pracovních charakteristik nárůstem účinnosti při nižších průtocích a zároveň poměrně velkým propadem účinnosti při normovaném průtoku 0,90 a vyšších. V případě volby nejvhodnější polohy technologického otvoru by velmi záleželo na velikosti bezpečnostního omezení právě části pracovní charakteristiky.

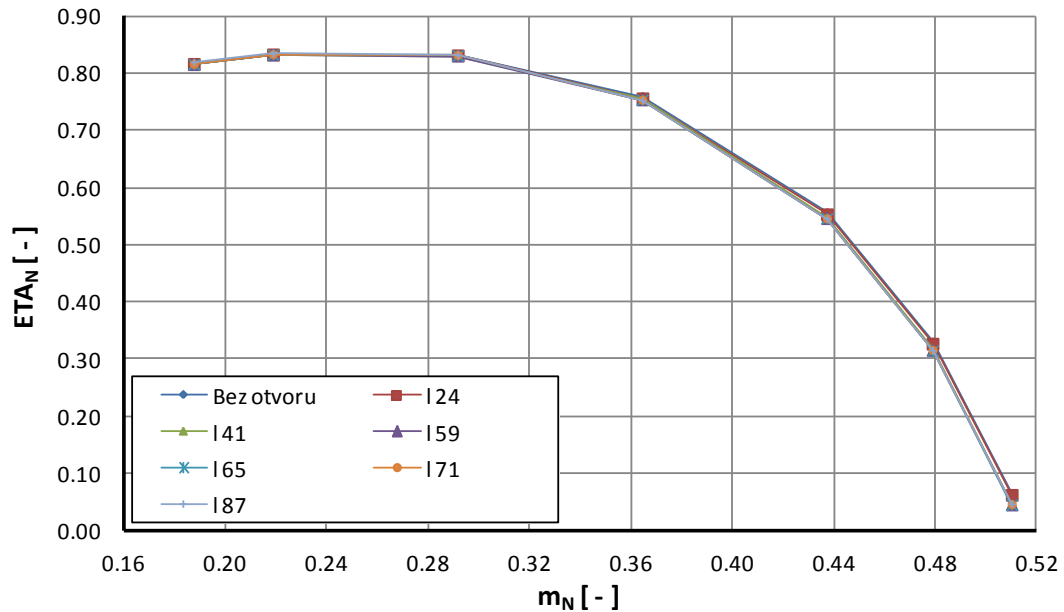
10.3 Vliv přítomnosti technologického otvoru na výkonové parametry kompresorového stupně RTK 02

Stupeň RTK 02 je užší variantou kompresorového stupně RTK 01. Má tedy stejný tvar lopatek a stejnou geometrii vnitřní plochy krycího kotouče oběžného kola. OK se liší hlavně tvarem kanálu nosného kotouče. Díky zachování konstrukční podobnosti těchto dvou stupňů bylo možné dodržet stejnou polohu technologického otvoru ve všech řešených geometrických variantách jako ve stupni RTK 01.

10.3.1 RTK 02 - 7 535 ot/min

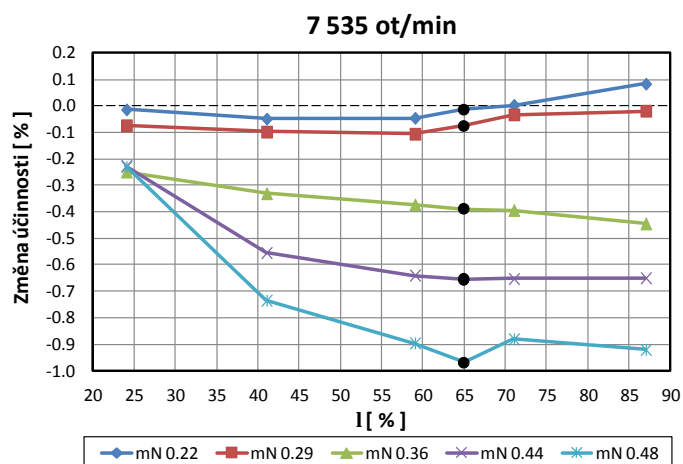


Obr. 86: Vliv tech. otvoru na stlačení stupně RTK 02, 7 535 ot/min



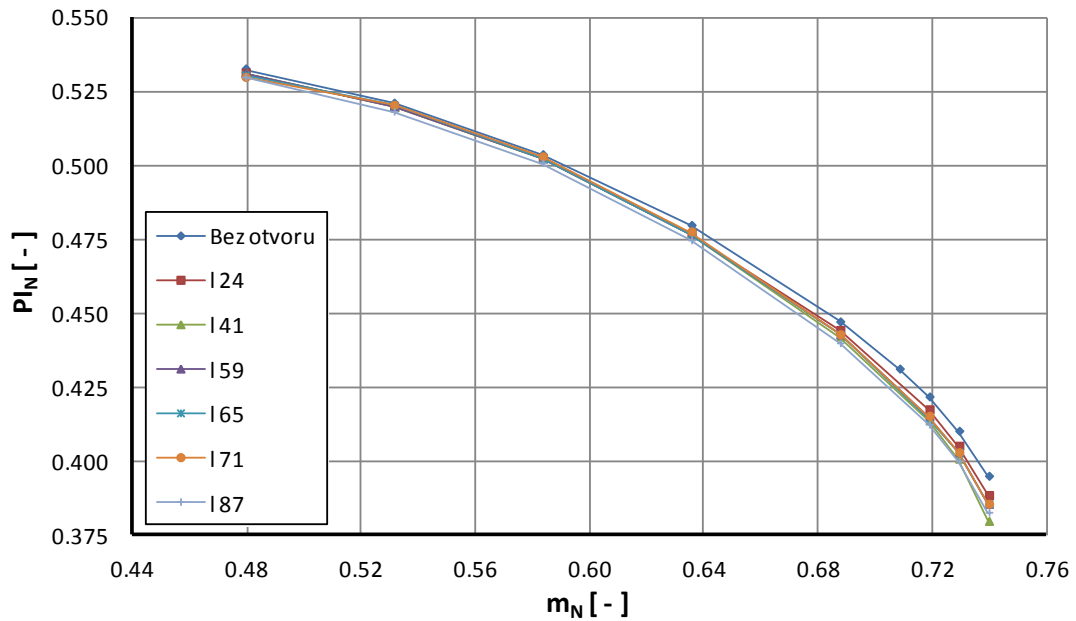
Obr. 87: Vliv tech. otvoru na účinnost stupně RTK 02, 7 535 ot/min

Stejně jako u stupně RTK 01 jsou si při nízkých otáčkách rotoru pracovní charakteristiky velmi podobné a nedochází k velkým změnám stlačení a účinnosti v celém pracovním rozsahu stupně. Velkým poklesem účinnosti se projevuje až normovaný hmotnostní průtok 0,48. Tento bod se ale již možná nachází na hranici bezpečnostního omezení pracovního rozsahu stupně. Ze vzájemného porovnání geometrických variant na obr. č. 88 vychází lehce odlišná závislost účinnosti na hmotnostním průtoku kompresorovým stupněm než u stupně RTK 01, ale hodnoty změny účinnosti se drží průměrných stavů.

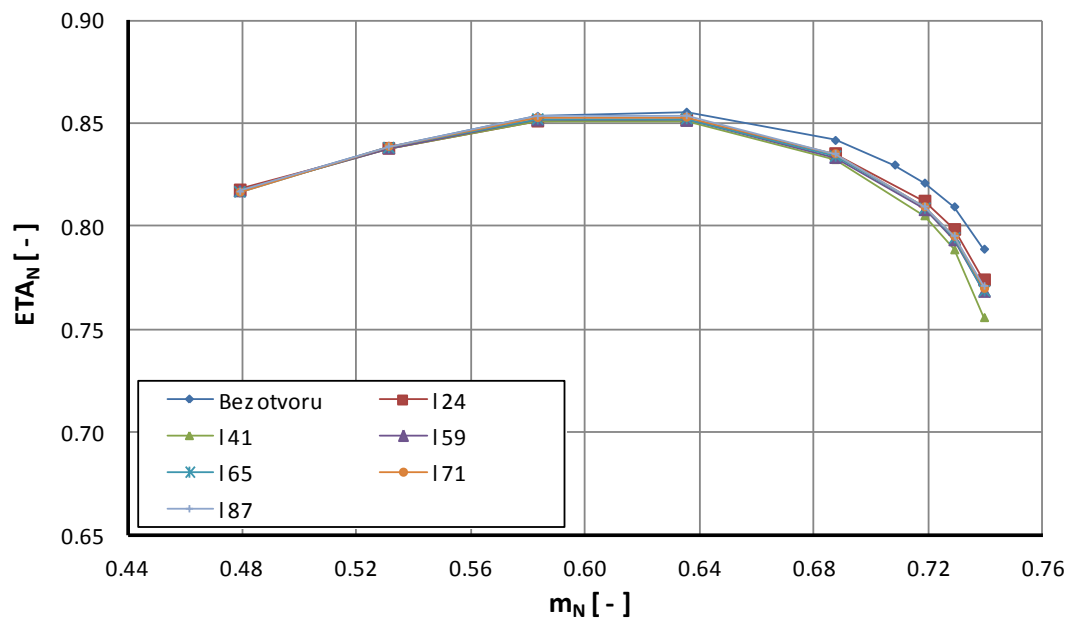


Obr. 88: Vzájemné porovnání provedení tech. otvorů - RTK 02, 7 535 ot/min

10.3.2 RTK 02 - 13 568 ot/min

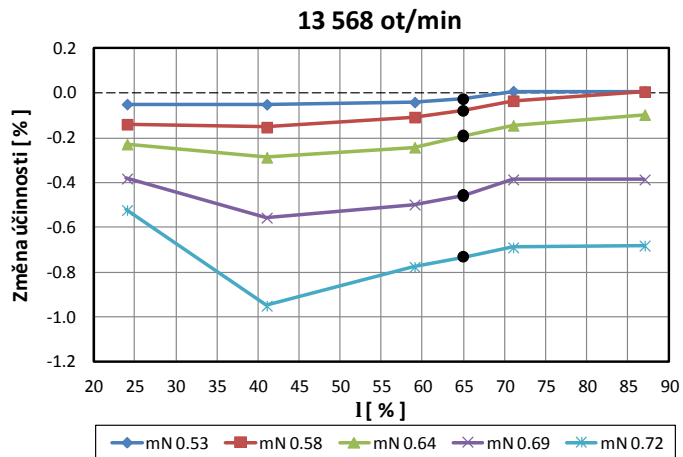


Obr. 89: Vliv tech. otvoru na stlačení stupně RTK 02, 13 568 ot/min



Obr. 90: Vliv tech. otvoru na účinnost stupně RTK 02, 13 568 ot/min

Při otáčkách 13 568 ot/min dochází ke většímu propadu stlačení v celém pracovním rozsahu kompresorového stupně RTK 02 než při režimu 7 535 ot/min. Navzdory tomu se pokles účinnosti způsobený přítomností technologického otvoru drží v přijatelných mezích, jak ukazuje obrázek č. 91.

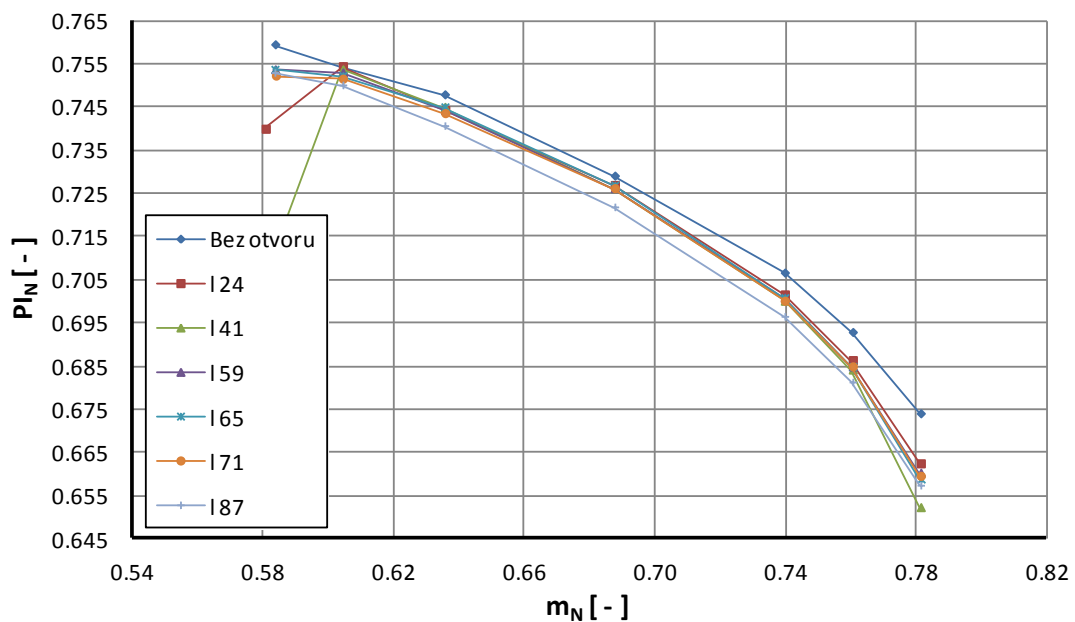


Obr. 91: Vzájemné porovnání provedení tech. otvorů - RTK 02, 13 568 ot/min

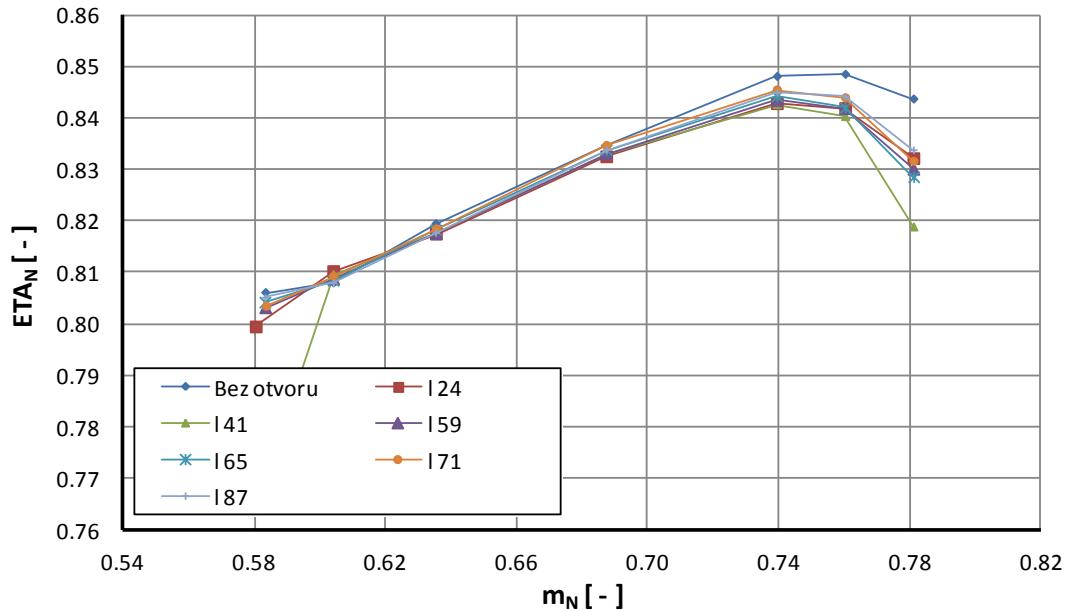
Zajímavé chování vykazuje geometrická varianta otvoru umístěného ve vzdálenosti 41 % od náběžné hrany lopatky. V oblasti maximálních průtoků dochází k velkému propadu účinnosti oproti jiným pracovním bodům. Podobně se chová také stupeň RTK 01 se stejným technologickým otvorem při stejných otáčkách rotoru kompresorového stupně, jak je vidět na obrázcích č. 82 a 91.

10.3.3 RTK 02 - 15 600 ot/min

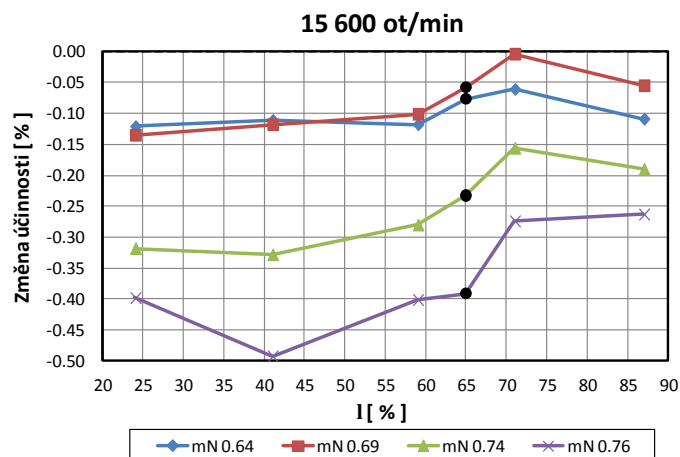
Při otáčkách 15 600 ot/min opět dochází k většímu poklesu dosaženého stlačení stupně oproti předchozím numerickým simulacím s nižšími otáčkami rotoru, ale účinnost kompresorového stupně zůstává přibližně stejná.



Obr. 92: Vliv tech. otvoru na stlačení stupně RTK 02, 15 600 ot/min



Obr. 93: Vliv tech. otvoru na účinnost stupně RTK 02, 15 600 ot/min



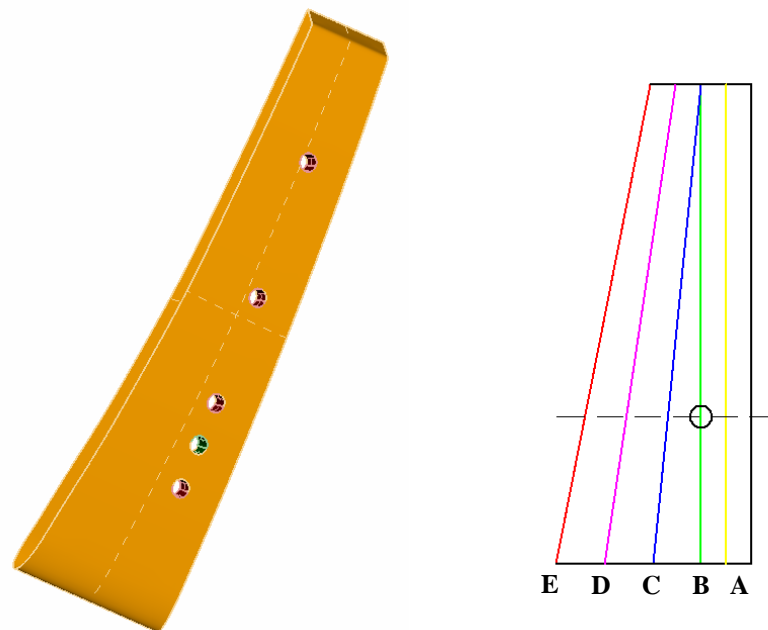
Obr. 94: Vzájemné porovnání provedení tech. otvorů - RTK 02, 15 600 ot/min

Vzájemné porovnání geometrických variant provedení technologického otvoru na obrázku č. 94 ukazuje překvapivě malý pokles účinnosti v závislosti na pracovním bodu kompresorového stupně. K největšímu ovlivnění proudového pole opět dochází při vyšších průtocích stupněm, ale pokles účinnosti se pohybuje do 0,5 %.

10.4 Vliv přítomnosti technologického otvoru na výkonové parametry kompresorového stupně RTK 03

V kapitole 8.4 byly podrobně rozebrány výsledky numerických simulací a měření stupně RTK 03 při různých provozních parametrech. Za účelem zjištění vlivu přítomnosti technologického otvoru v oběžné lopatce stupně na jeho pracovní charakteristiky byly provedeny numerické simulace při 7 535, 12 666 a 16 395 ot/min.

Jelikož se jedná o poměrně jednoduchý 2D stupeň, je v případě svařované varianty oběžného kola možné umístit svar spojující krycí a nosný kotouč i na jiná místa než ke kraji oběžných lopatek u krycího kotouče. Vzhledem k jednodušší výrobě 2D kol se určitá část lopatek vyrábí na krycím kotouči a zbylá část na nosném kotouči stupně. Svar se pak standardně umísťuje do pomyslného svislého řezu procházejícího polovinou odtokové hrany oběžné lopatky. Technologický otvor se opět nachází na určitém poloměru v závislosti na pevnostním namáhání stupně podobně, jako je tomu v případě 3D stupňů, a osa otvoru opět leží v normálovém směru vůči ekvidistanční střední ploše oběžné lopatky. Na rozdíl od krajních poloh technologického otvoru v je tomto případě jeho průřez kruhový a konstantní po celé jeho délce. Otvory v lopatkách stupně RTK 04 mají průměr 4 mm.



Obr. 95: Poloha technologického otvoru v závislosti na variantě - RTK 03

Stejně jako v případě stupně RTK 01 je definice polohy otvoru určena procentuální vzdáleností osy otvoru od náběžné hrany lopatky. Referenčním rozměrem je ale tentokrát délka lopatky ve výchozím svislém řezu polovinou odtokové hrany. Tento pomyslný řez je vyznačen na obrázku č. 95 zelenou čarou.

Základní poloha otvoru je tedy u tohoto stupně v rovině procházející středem odtokové hrany lopatky ve vzdálenosti 30 % od náběžné hrany. Při řešení numerických úloh opět docházelo k posouvání otvoru na jiné vzdálenosti, ale také bylo možné otvor posouvat v axiálním směru díky jednodušší technologii výroby oběžného kola. Poloha těchto otvorů však je stále vztažena k referenční rovině. Díky tomu leží příslušné otvory na stejných radiálních souřadnicích.

Průměr otvoru byl ve všech řešených případech stejný kromě krajní polohy u krycího kotouče, kde je otvor půlkruhový a zužující se. Průměr otvoru u kraje oběžných lopatek je 5,6 mm. Přestože je průměr otvoru větší, jeho průtočný průřez je menší vlivem zúžení. Tím pádem jsou tyto geometrické varianty otvoru hůře porovnatelné s ostatními, ale pro úplnost jsou zahrnuty ve stejných grafech.

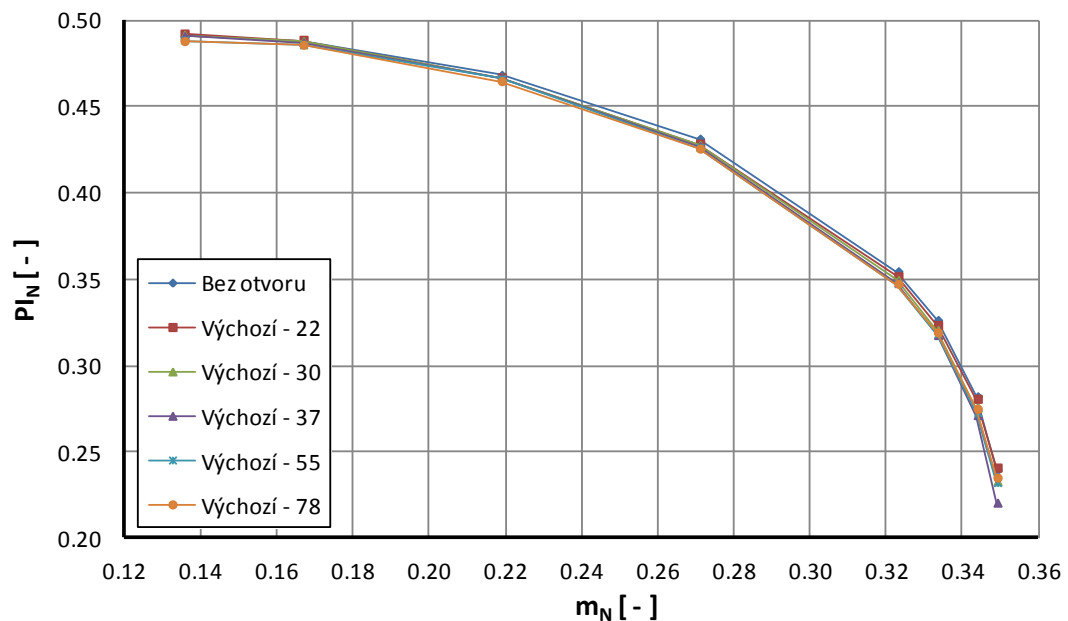
Technologické otvory byly umístěny v následujících rovinách:

- **Čtvrtina délky odtokové hrany oběžné lopatky** - blíže k nosnému kotouči, konstantní vzdálenost od kotouče (A)
- **Polovina délky odtokové hrany** - výchozí rovina (B)
- **Polovina délky lopatky** - různá vzdálenost od nosného kotouče v závislosti na radiální souřadnici otvoru (C)
- **Tři čtvrtiny délky lopatky** - blíže ke krycímu kotouči, různá vzdálenost od kotouče v závislosti na radiální souřadnici otvoru (D)
- **Kraj oběžné lopatky** - v místě spoje s krycím kotoučem (E)

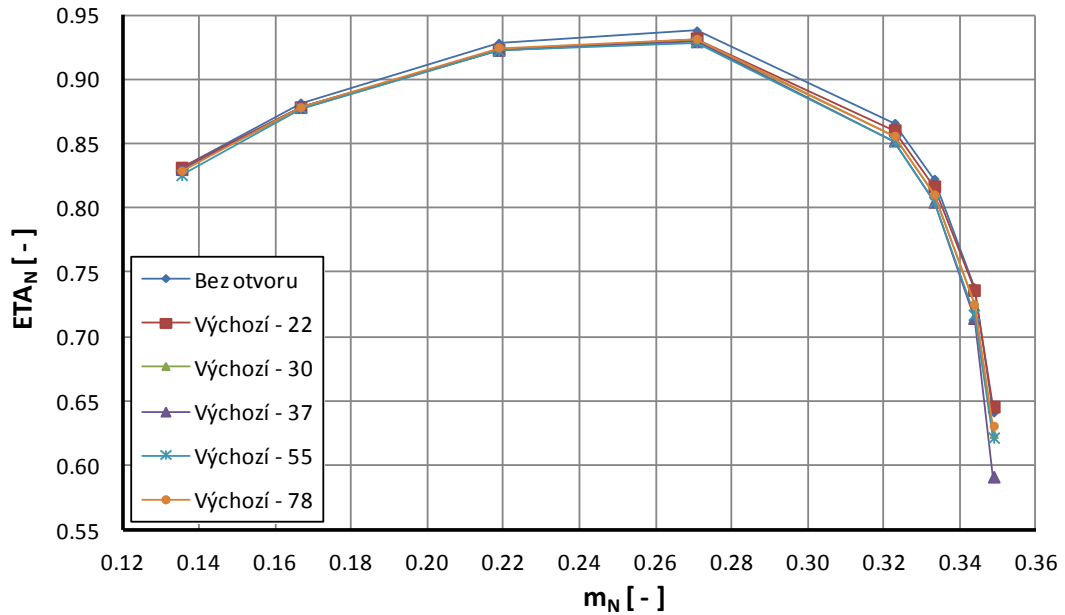
Jak bylo napsáno dříve, radiální souřadnice otvorů byly ve všech uvedených rovinách stejné. Otvory ležely v referenční rovině v 22, 30, 37, 55 a 78 % délky od náběžné hrany. Schéma umístění otvorů je znázorněno na obrázku č. 95.

Při zjišťování vlivu technologického otvoru na výkonové parametry kompresorového stupně byly nejdříve spočteny charakteristiky pro 12 666 ot/min pro všechny geometrické varianty polohy otvoru. Pro názornost budou uvedeny pouze charakteristiky stupňů s otvory ve výchozí rovině a u kraje oběžné lopatky.

10.4.1 RTK 04 - 12 666 ot/min

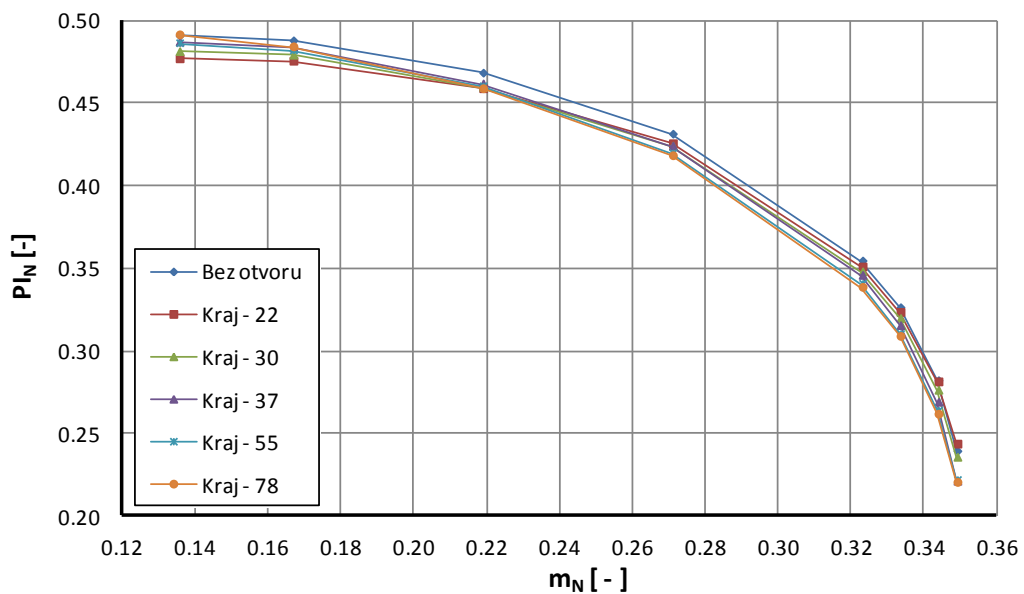


Obr. 96: Vliv tech. otvoru na stlačení stupně RTK 03, 12 666 ot/min, výchozí

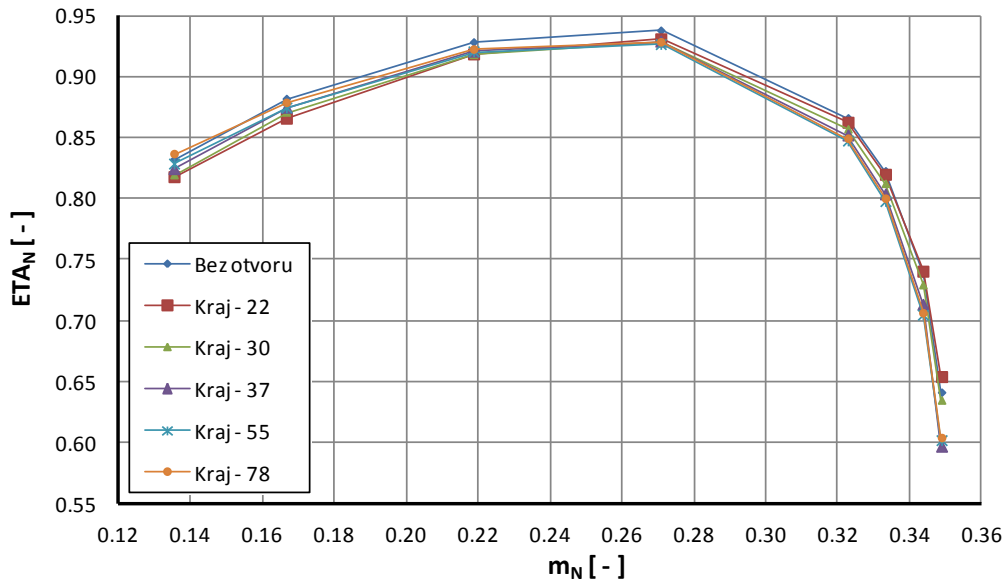


Obr. 97: Vliv tech. otvoru na účinnost stupně RTK 02, 12 666 ot/min, výchozí

V grafech na obrázcích č. 96 a 97 jsou vyneseny normované účinnosti a stlačení v závislosti na normovaném průtoku stlačovaného plynu stupněm pro případ, kdy jsou technologické otvory umístěny ve výchozí rovině. Oproti stupňům RTK 01 a RTK 02 dochází pouze k malému naklonění nebo posunu charakteristik směrem doleva v závislosti na poloze otvoru.

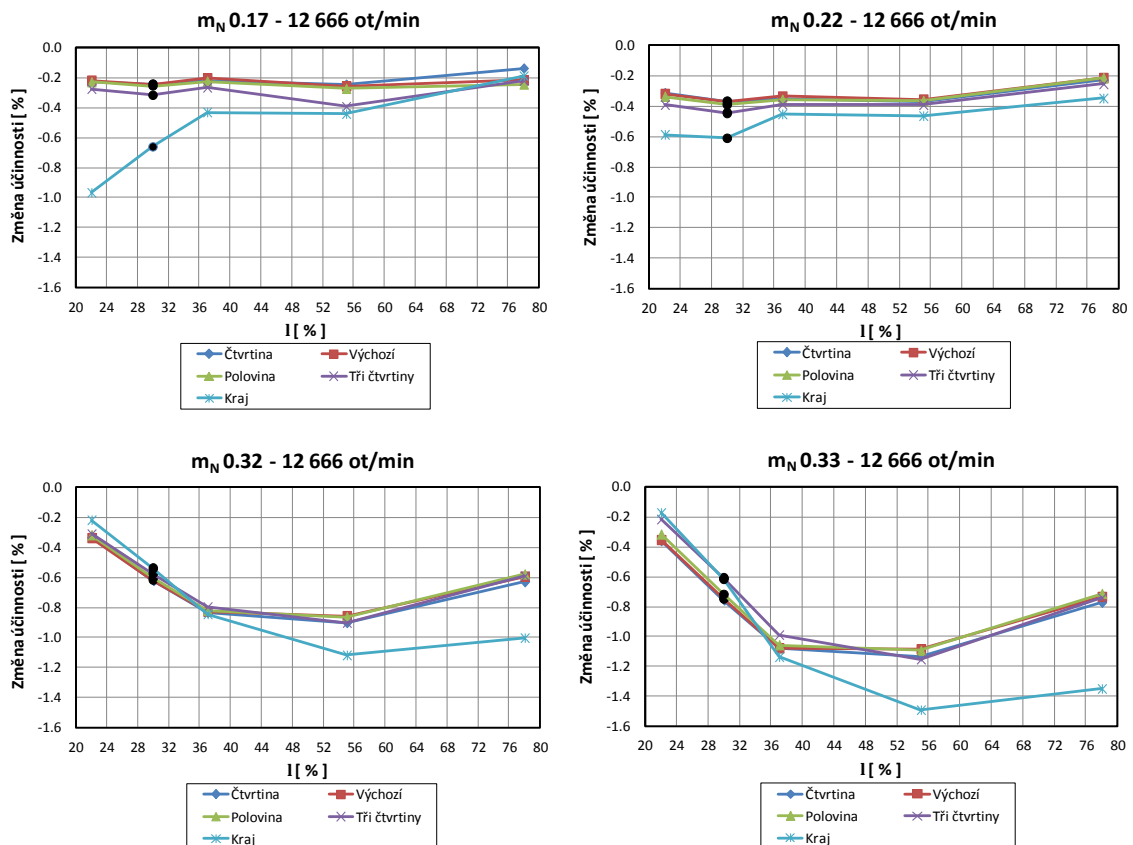


Obr. 98: Vliv tech. otvoru na stlačení stupně RTK 03, 12 666 ot/min, kraj



Obr. 99: Vliv tech. otvoru na účinnost stupně RTK 03, 12 666 ot/min, kraj

Obrázky č. 98 a 99 zobrazují pracovní charakteristiky kompresorových stupňů s otvory na kraji oběžných lopatek u krycího kotouče. U těchto geometrických variant dochází k velkým změnám sklonu charakteristik, přičemž velmi záleží na poloze otvoru. Pracovní charakteristiky stupňů, které mají technologický otvor umístěný na menších radiálních souřadnicích odpovídajících 37 % délky lopatky, se sklánějí na levé straně. Ostatní charakteristiky se sklánějí k opačné straně.



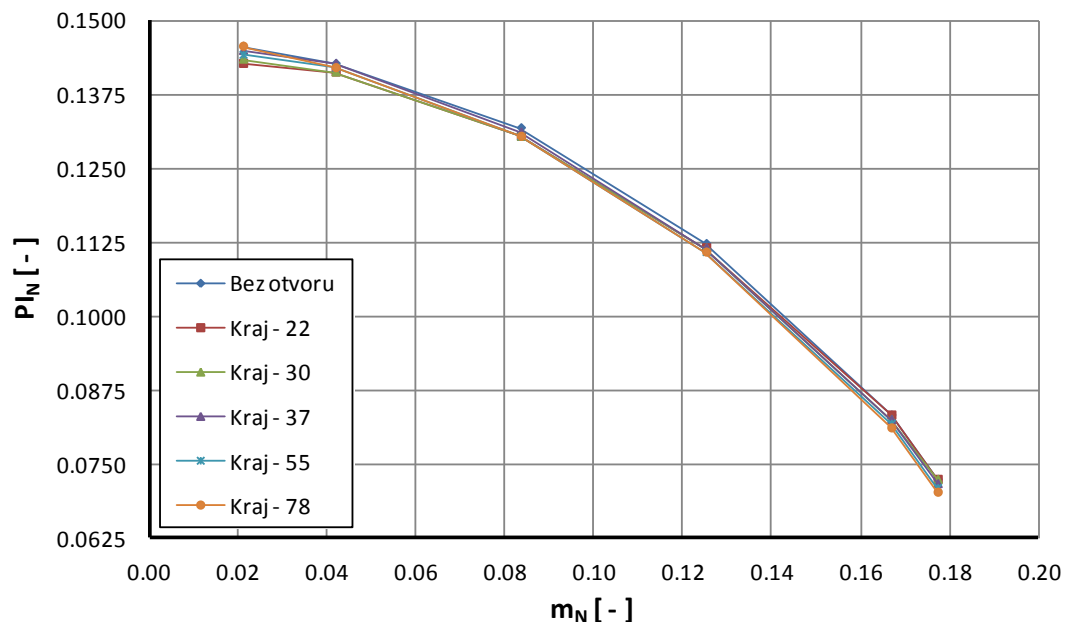
Obr. 100: Vzájemné porovnání provedení tech. otvorů - RTK 03, 12 666 ot/min

Z porovnání výsledků na obrázku č. 100 jednoznačně vyplývá, že k největšímu negativnímu ovlivnění pracovních charakteristik dochází v případě technologických otvorů umístěných na kraji oběžných lopatek. Dále platí, že čím blíže jsou otvory umístěny ke krycímu kotouči, tím větší pokles účinnosti nastane. Preferovány jsou především pracovní body v levé a střední části charakteristiky s větším stlačením. Stávající umístění otvoru do roviny procházející polovinou délky odtokové hrany oběžných lopatek je vyhovující. Současné by otvory mohly být umístěny v rovině procházející rovinou ve čtvrtině délky odtokové hrany, ale rozdíl dosažených hodnot mezi těmito dvěma variantami je zanedbatelný.

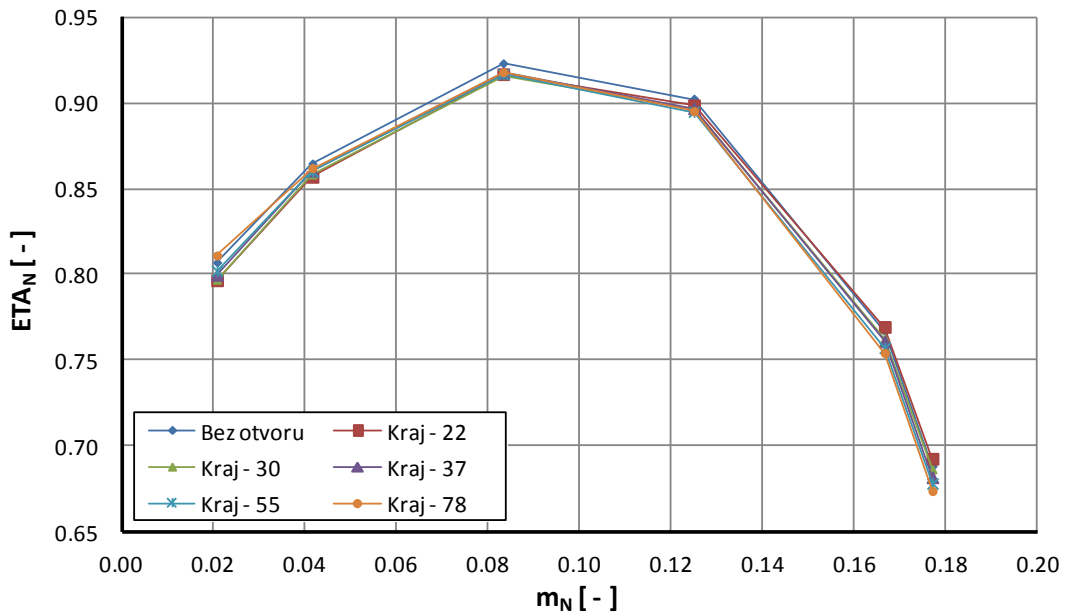
Při porovnání vlivu technologických otvorů na vlastnosti stupně s ohledem na jejich vzdálenost od náběžné hrany lopatky vychází, že by měly být preferovány otvory umístěné ve 22 až 30 % délky lopatky. Z pohledu ztrát by také mohly být vhodné otvory umístěné ve vzdálenosti 55 až 78 %, ale dochází u nich k velkému propadu účinnosti při větších hmotnostních průtocích a jejich poloha také nevyhovuje z pevnostních důvodů.

Na základě získaných dat bylo další vyšetřování vlivu přítomnosti technologických otvorů při provozních otáčkách 7 535 a 16 359 ot/min omezeno pouze na geometrické varianty s otvory umístěnými na kraji oběžných lopatek u krycího kotouče a v rovině procházející polovinou délky odtokové hrany.

10.4.2 RTK 04 - 7 535 ot/min

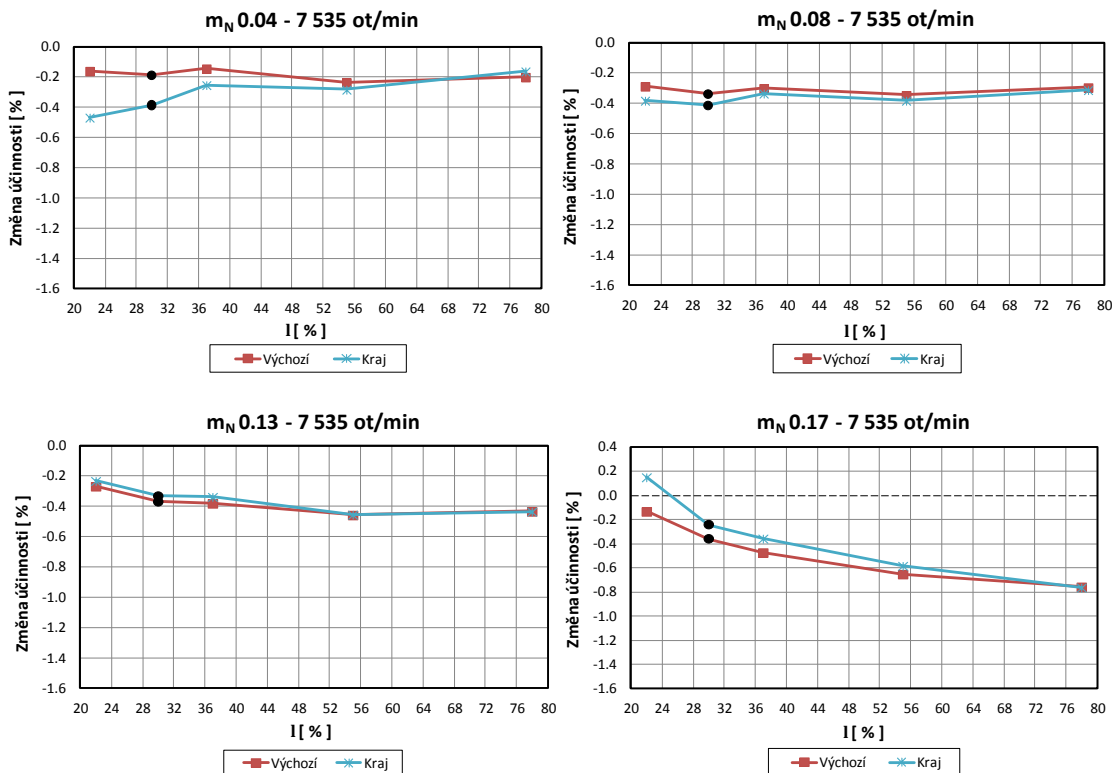


Obr. 101: Vliv tech. otvoru na stlačení stupně RTK 03, 7 535 ot/min, kraj



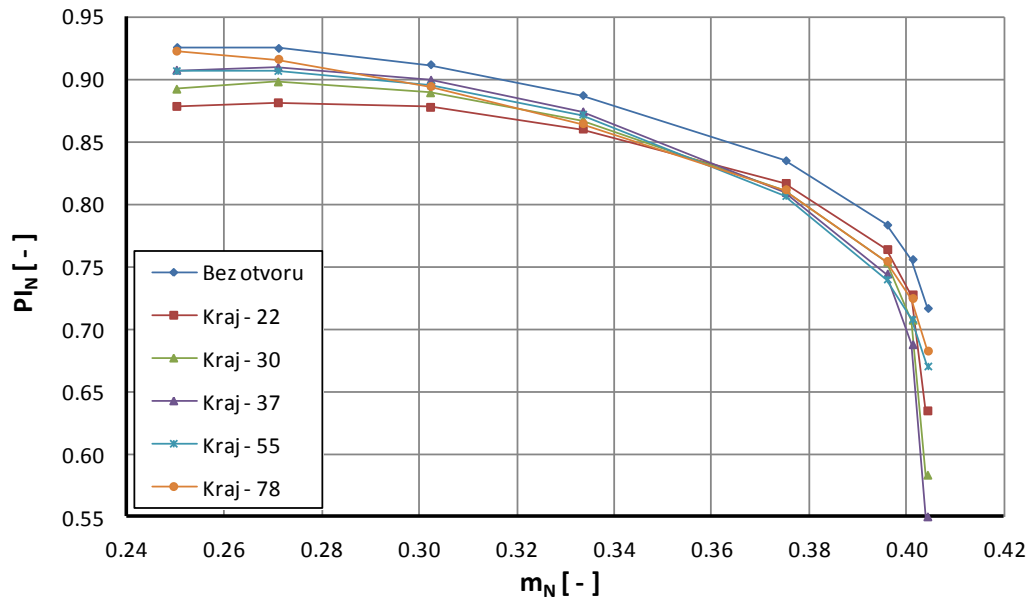
Obr. 102: Vliv tech. otvoru na účinnost stupně RTK 03, 7 535 ot/min, kraj

Grafy na obrázku č. 103 ukazují, že při nízkých otáčkách rotoru je vliv přítomnosti technologického otvoru na provozní charakteristiky velmi malý bez ohledu na geometrickou variantu. Maximální pokles účinnosti je přibližně 0,8 % v pracovních bodech těsně před zahlcením stupně. V ostatních bodech charakteristiky se pokles účinnosti pohyboval od 0,2 do 0,5 %.

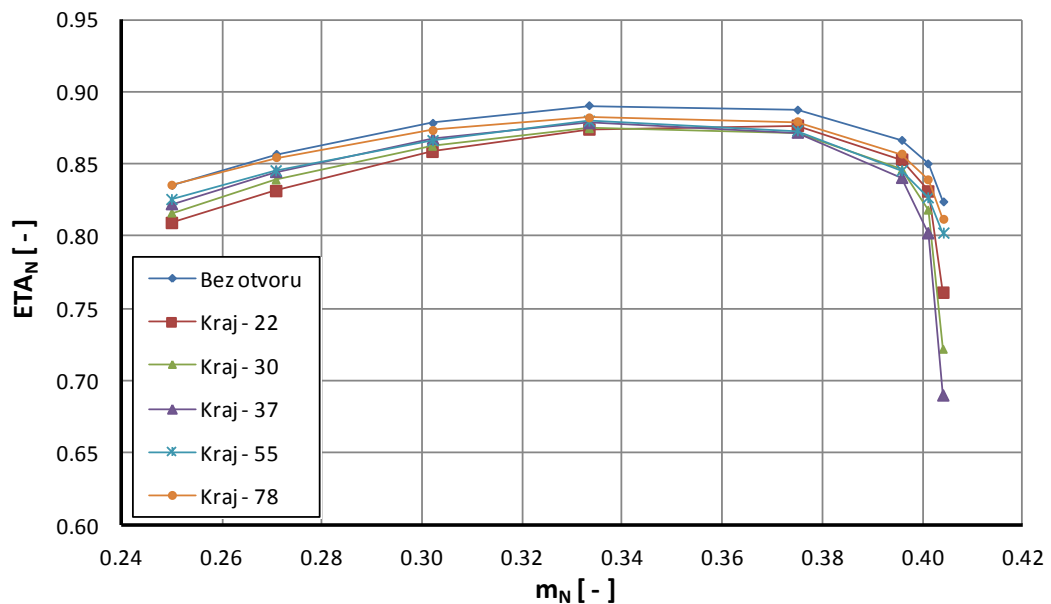


Obr. 103: Vzájemné porovnání provedení tech. otvorů - RTK 03, 7 535 ot/min

10.4.3 RTK 04 - 16 395 ot/min

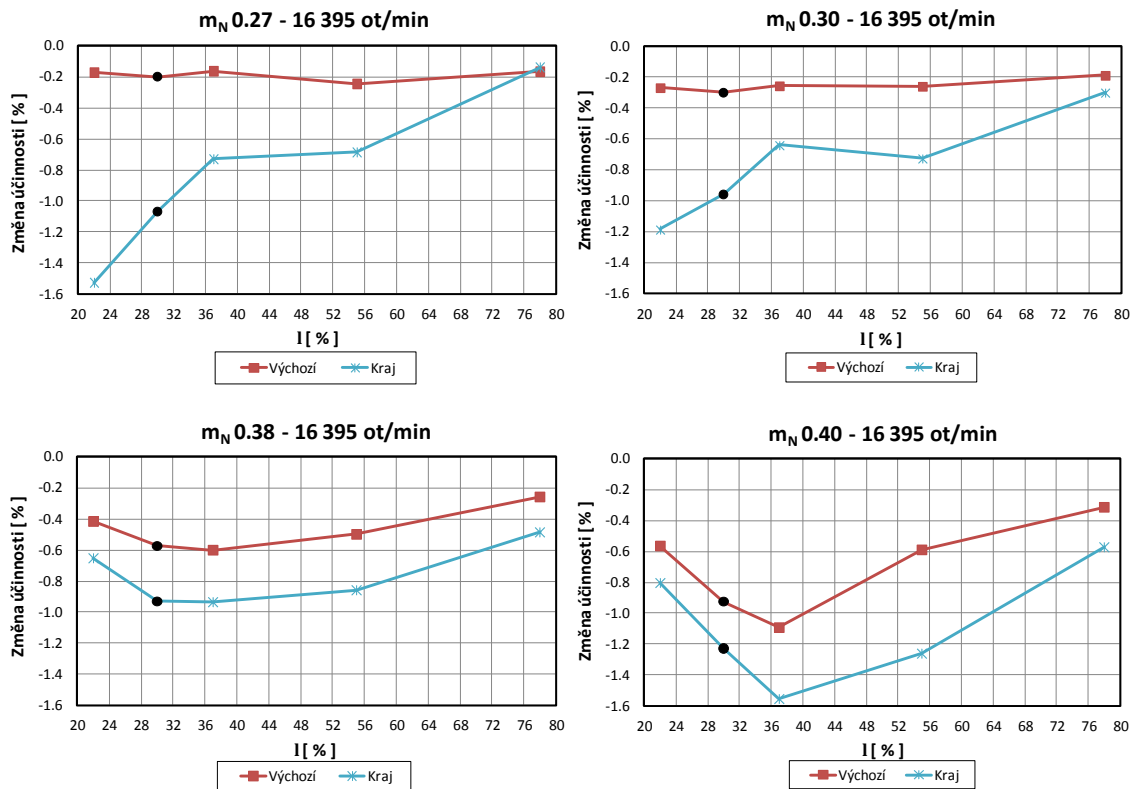


Obr. 104: Vliv tech. otvoru na stlačení stupně RTK 03, 16 395 ot/min, kraj



Obr. 105: Vliv tech. otvoru na účinnost stupně RTK 03, 16 395 ot/min, kraj

Numerický výpočet stupně RTK 03 s technologickým otvorem v oběžných lopátkách při 16 395 ot/min potvrdil velký negativní vliv na účinnost v případě otvorů umístěných na kraji lopatek. Propad účinnosti při větších průtocích stupněm kompresoru dosahuje téměř 1,6 %. Technologické otvory umístěné do výchozí roviny způsobují maximální propad účinnosti kolem 1 %. Výpočet zároveň potvrdil překvapivě dobré energetické vlastnosti stupně, pokud je technologický otvor umístěn v 55 až 78 % délky lopatky.



Obr. 106: Vzájemné porovnání provedení tech. otvorů - RTK 03, 16 395 ot/min

10.5 Shrnutí dosažených výsledků

Vyhodnocení získaných dat potvrdilo původní předpoklad negativního ovlivnění pracovních charakteristik kompresorového stupně možnou přítomností technologického otvoru. Ukázalo se, že v případě kompresorových stupňů pracujících za relativně normálních podmínek dochází k poklesu účinnosti do 2 %. Byly tak vyvráceny původní obavy, že pokles účinnosti stupně bude mnohem větší - v řádu desítek procent.

V případě 3D stupňů RTK 01 a RTK 03 se potvrdil předpoklad rostoucího poklesu účinnosti s pracovními otáčkami stroje. 2D stupeň RTK 02 se choval atypicky, jelikož pokles účinnosti byl v závislosti na otáčkách stupně přibližně stejný.

Jelikož bylo řešeno více geometrických provedení technologického otvoru, nabízí se zde určitý prostor pro vylepšení stávající situace, i když zmírnění poklesu účinnosti je v mnoha případech téměř zanedbatelné.

V případě kompresorových stupňů RTK 01 a RTK 02 by pravděpodobně došlo k mírnému zlepšení, pokud by byl technologický otvor umístěn přibližně do 71 % délky lopatky (měřeno od náběžné hrany).

U kompresorového stupně RTK 03 je trend opačný. Vzhledem ke stabilitě dosažených výsledků je vhodnější otvor umístit do oblasti 22 až 30 % délky lopatky.

11 Závěr

Práce se zabývá vlivem přítomnosti různých konstrukčních prvků na pracovní charakteristiky stupňů radiálních kompresorů. Jednalo se převážně o numerické simulace v prostředí softwaru NUMECA FINE/Turbo, kdy spočtené charakteristiky byly porovnány s naměřenými hodnotami z výzkumného kompresorového standu.

V průběhu řešení práce byla postupně zpřesňována metodika přípravy výpočetních sítí v závislosti na konkrétním objektu zájmu s ohledem na přesnost dosažených výsledků. Zároveň byla zpracována metodika vyhodnocení a zpracování dat získaných z numerických simulací kompresorových stupňů.

Hlavními zkoumanými prvky, které do jisté míry ovlivňují účinnost stupně, byly ucpávky oběžného kola kompresoru, dále pak přechodová zaoblení mezi lopatkami a krycím a nosným kotoučem oběžného kola a velká část práce byla věnována vyšetřování vlivu přítomnosti technologického otvoru v oběžných lopatkách.

Ukázalo se, že největším vlivem na dosažené výsledky numerických simulací je volba turbulentního modelu vazkosti, protože zásadně ovlivňuje proudové pole v určitých doménách průtočného kanálu. Jedná se hlavně o správný odhad odtržení proudu od stěny a zpětného přimknutí zpět ke stěně. Problematickou oblastí byl zejména difuzor za oběžným kolem, kde se nejvíce osvědčil model turbulence EARSM.

Vliv přítomnosti ucpávek oběžného kola kompresoru se podle očekávání projevil poklesem pracovních parametrů řešených stupňů. Konkrétně dojde k poklesu účinnosti přibližně o 2 až 5 % v závislosti na stupni. Ucpávky se také projeví lehkým posunem charakteristik směrem doleva, neboť způsobují zvýšený průtok oběžným kolem a vratným kanálem. Vyšší průtok má za následek dřívější zahlcení kompresorového stupně.

Další část práce se zabývá vlivem přechodových zaoblení lopatek oběžného kola. Z výsledků numerických simulací, které byly provedeny v rámci této problematiky, se bohužel nedají vyvodit obecné závěry, neboť se ukázalo, že kvůli nutnosti použití nestandardních výpočetních sítí klesá stabilita výpočtu a nebyl získán dostatek výsledků. Na základě dosavadních dat lze s jistotou říci, že přítomnost přechodových zaoblení opět zužuje kanál oběžného kola a dochází tak k dřívějšímu zahlcení stupně. Očekávaný pokles účinnosti se pohybuje mezi 5 až 8 % vůči geometrickým variantám modelu s ucpávkami.

Závěrečná část disertační práce je věnována zjištění vlivu přítomnosti technologického otvoru v lopatkách oběžného kola na výkonové charakteristiky stupně. Vyhodnocení získaných dat potvrdilo původní předpoklad negativního ovlivnění pracovních charakteristik kompresorového stupně možnou přítomností technologického otvoru. Ukázalo se, že v případě kompresorových stupňů pracujících za relativně normálních podmínek dochází k poklesu účinnosti do 2 %. Byly tak vyvráceny původní

obavy, že pokles účinnosti stupně bude mnohem větší - v řádu desítek procent. Zároveň byla zjištěna možnost drobného snížení negativního vlivu technologického otvoru na výkonové parametry stupňů v závislosti na typu lopatkování oběžného kola. V případě 3D stupňů by došlo ke zlepšení, pokud by se otvor posunul o malou vzdálenost dále od náběžné hrany lopatky. U 2D stupně RTK 03 se projevil spíše opačný trend.

12 Literatura

- [1] Bečvář, J. a kol., *Tepelné turbíny*, SNTL Praha, 1968
- [2] Boyce, M. P., *Principles of Operation and Performance Estimation of Centrifugal Compressors*, 22nd Turbomachinery Symposium, Dallas, TX., 1993
- [3] Kadrnožka, J.: *Tepelné turbíny a turbokompresory I*, CERM Brno, 2004, ISBN 80-7204-346-3
- [4] Kadrnožka, J.: *Lopátkové stroje*, CERM Brno, 2003, ISBN 80-7204-297-1
- [5] Menter, F. R., Garbaruk, A. V., Egorov, Y.: *Explicit algebraic reynolds stress models for anisotropic wall-bounded flows*, Progress in Flight Physics 3 (2012) 89-104, EDP Sciences, 2012
- [6] Mareš, R.: *Kapitoly z termomechaniky*, Západočeská univerzita, Plzeň, 2008

13 Publikovaná literatura

Příspěvky na konferencích:

- [1] Syka, T., *Vliv geometrických úprav na ztrátový součinitel vstupního dílu parní turbíny*, ES 2014, Plzeň, Západočeská univerzita v Plzni, 2014, ISBN: 978-80-261-0348-6
- [2] Matas, R., Syka, T., Čibera, V.: *Modelling of flow in pipes and ultrasonic flowmeter bodies*, Experimental Fluid Mechanics 2013, Liberec, Technická univerzita v Liberci, 2013, s. 447-452, ISBN: 978-80-260-5375-0
- [3] Matas, R., Syka, T.: *Modelování proudění v průtočných částech ultrazvukových průtokoměrů*, TechSoft Engineering ANSYS 2013: setkání uživatelů a konference Praha, Techsoft Engineering, 2013, s. 103-108, ISBN: 978-80-905040-2-8
- [4] Syka, T., Luňáček, O., Kňourek, J.: *Numerical simulations of radial compressor stages with seals and technological holes*, Experimental Fluid Mechanics 2013, Liberec, Technická univerzita Liberec, 2013, s. 698-705, ISBN: 978-80-260-5375-0
- [5] Syka, T., Luňáček, O.: *Vliv geometrických úprav na účinnost lopatkového stroje*, Turbostroje 2013: současné trendy při návrhu, výpočtu a zkoušení turbostrojů, Praha, Print Produkce Praha, 2013, s. 187-192, ISBN: 978-80-905040-3-5
- [6] Matas, R., Syka, T.: *CFD výpočty 3D stupňů lopatkových strojů, stanovení jejich parametrů a účinnosti*, Modelování a měření v energetice - Moderní technologie pro přeměnu energie, Plzeň, Vědeckotechnická společnost Škoda, 2012, s. 39-40.
- [7] Kňourek, J., Kůs, M., Syka, T.: *Measuring thermal characteristics of the heat exchanger*, EPJ Web of Conferences, EFM11, Experimental Fluid Mechanics 2011, Les Ulis CEDEX A: EDP Sciences, 2012, s. "01041-1"- "01041-4"., ISSN: 2100-014X
- [8] Syka, T., Luňáček, O.: *Numerical simulation of radial compressor stage*, Experimental Fluid Mechanics 2012, Liberec, Technical University of Liberec, 2012, s. 665-668, ISBN: 978-80-7372-912-7
- [9] Matas, R., Sedláček, J., Syka, T., Švantner, M.: *Přehled problémů řešených v NTC pomocí systému ANSYS v projektech MPO*, Sborník TechSoft Engineering ANSYS 2012: setkání uživatelů a konference, Praha, ARCADEA, 2012, ISBN: 978-80-905040-1-1
- [10] Syka, T., Kůs, M.: *Numerical heat transfer simulation in air-air plate-fin heat exchanger with replacing fins by porous zone boundary condition*, Experimental Fluid Mechanics 2010, Liberec, Technical University of Liberec, 2010, s. 648-655, ISBN: 978-80-7372-670-6
- [11] Matas, R., Syka, T.: *Simulace proudění v ultrazvukových průtokoměrech - úvodní studie*, ANSYS konference 2010 pro Českou republiku a Slovensko, Brno, SVS FEM, 2010, ISBN: 978-80-254-8388-6

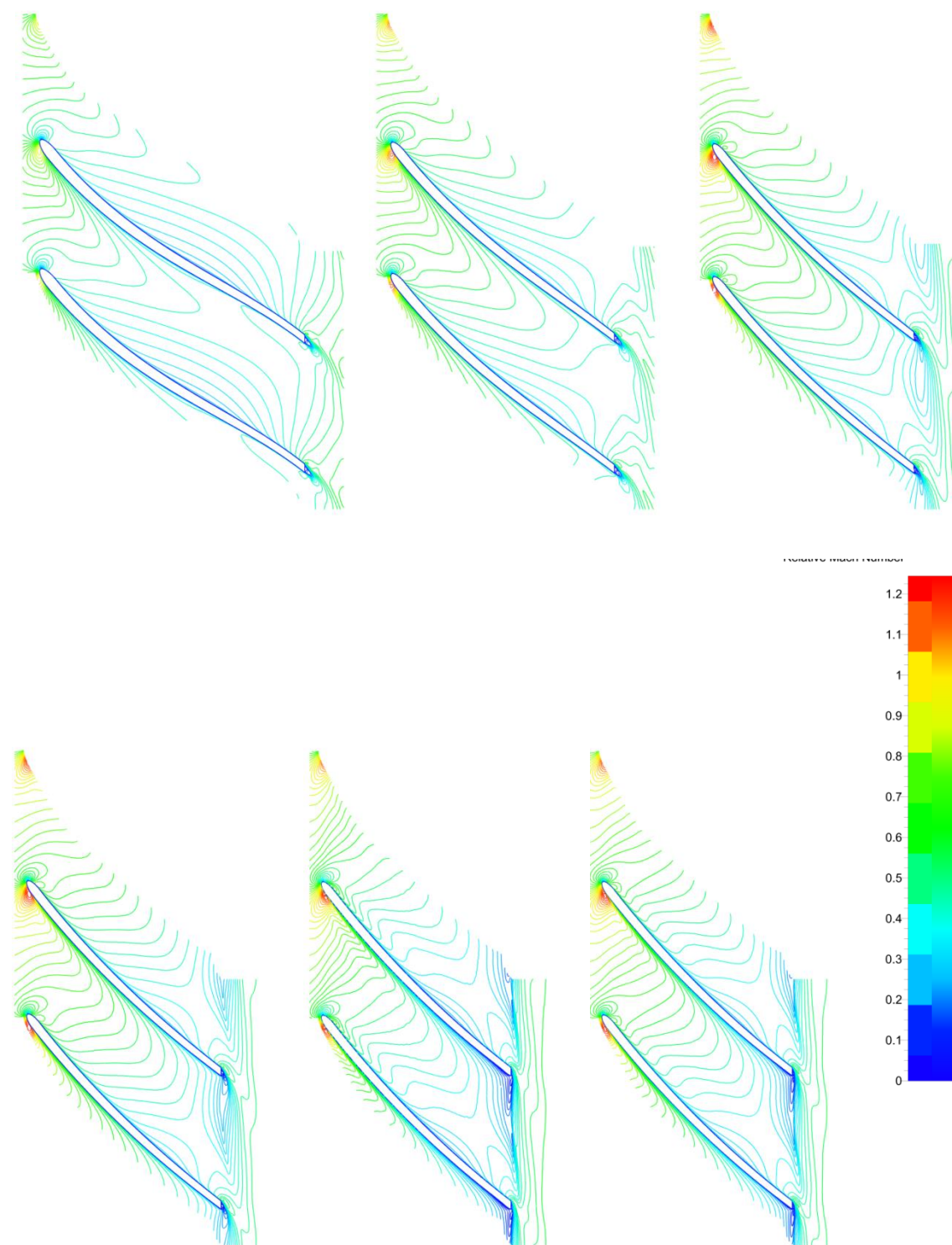
Technické zprávy:

- [1] Syka, T., Kňourek, J.: *Doplnění podkladů v oblasti úzkých stupňů radiálního kompresoru - numerické simulace stupňů 302u a 303u*, 2014.
- [2] Syka, T., Matas, R.: *Numerická simulace stupně PCA4s s ucpávkami*, 2014.
- [3] Syka, T., Lávička, D.: *Numerický výpočet stupně PCA1u s ucpávkami a přechodovými rádiusy lopatek oběžného kola*, 2014.
- [4] Syka, T., Kkovařík, P.: *Numerický výpočet stupně PCA2s s ucpávkami*, 2014.
- [5] Syka, T., Kňourek, J.: *Numerický výpočet stupně PCA2u s ucpávkami*, 2014.
- [6] Matas, R., Sedláček, J., Syka, T.: *Vyhodnocení naměřených úhlů na vstupu do vratného lopatkování u stupňů PCA1 a PCA2 a jejich porovnání s výsledky numerických simulací*, 2014.
- [7] Matas, R., Syka, T.: *Numerická simulace vlivu některých parametrů na rychlostní pole víceprskového průtokoměru*, 2013.
- [8] Syka, T., Matas, R.: *Numerické simulace vybraných kompresorových stupňů*, 2013.
- [9] Syka, T., Kovařík, P.: *Numerický výpočet kompresorového stupně 303s*, 2013.
- [10] Syka, T., Matas, R.: *Numerický výpočet kompresorového stupně PCA1u s ucpávkami - Zjištění základních charakteristik kompresorového stupně*, 2013.
- [11] Syka, T., Matas, R.: *Numerický výpočet kompresorového stupně PCA1u s ucpávkami a technologickým otvorem*, 2013.
- [12] Syka, T., Lávička, D.: *Numerický výpočet stupně 302 s vlivem ucpávek a technologického otvoru*, 2013.
- [13] Matas, R., Syka, T.: *Porovnání dosud získaných charakteristik stupně PCA1 pro otáčky 13568 1/min*, 2013.
- [14] Syka, T., Kňourek, J.: *Vliv přítomnosti sacího kusu a přechodových rádiusů lopatek kola kompresoru na pracovní charakteristiky stupně PCA1s*, 2013.
- [15] Syka, T., Kňourek, J.: *Citlivostní analýza numerické sítě kompresorového stupně 572*, 2012.
- [16] Syka, T., Matas, R., Kovařík, P.: *Metodika přípravy, výpočtu a vyhodnocování numerických simulací radiálních kompresorových stupňů*, 2012.
- [17] Kňourek, J., Syka, T.: *Numerická simulace a analýza proudění ve stupních parní turbíny*, Plzeň, Doosan Škoda Power s.r.o., 2012.
- [18] Syka, T., Matas, R.: *Numerický výpočet kompresorového stupně 731VIS s ucpávkami*, 2012.
- [19] Syka, T., Matas, R.: *Numerický výpočet kompresorového stupně PCA1*, 2012.
- [20] Syka, T.: *Numerický výpočet kompresorového stupně PCA1S s ucpávkami*, 2012.
- [21] Matas, R., Syka, T.: *Rychlostní pole v 3D modelu prototypu víceprskového průtokoměru ELIS DN100*, 2012.
- [22] Matas, R., Syka, T.: *Simulace proudění kapaliny v ultrazvukových průtokoměrech ELIS - Metodika vyhodnocování výsledků numerických simulací pro sw korekce vlivu průtočné části*, 2012.

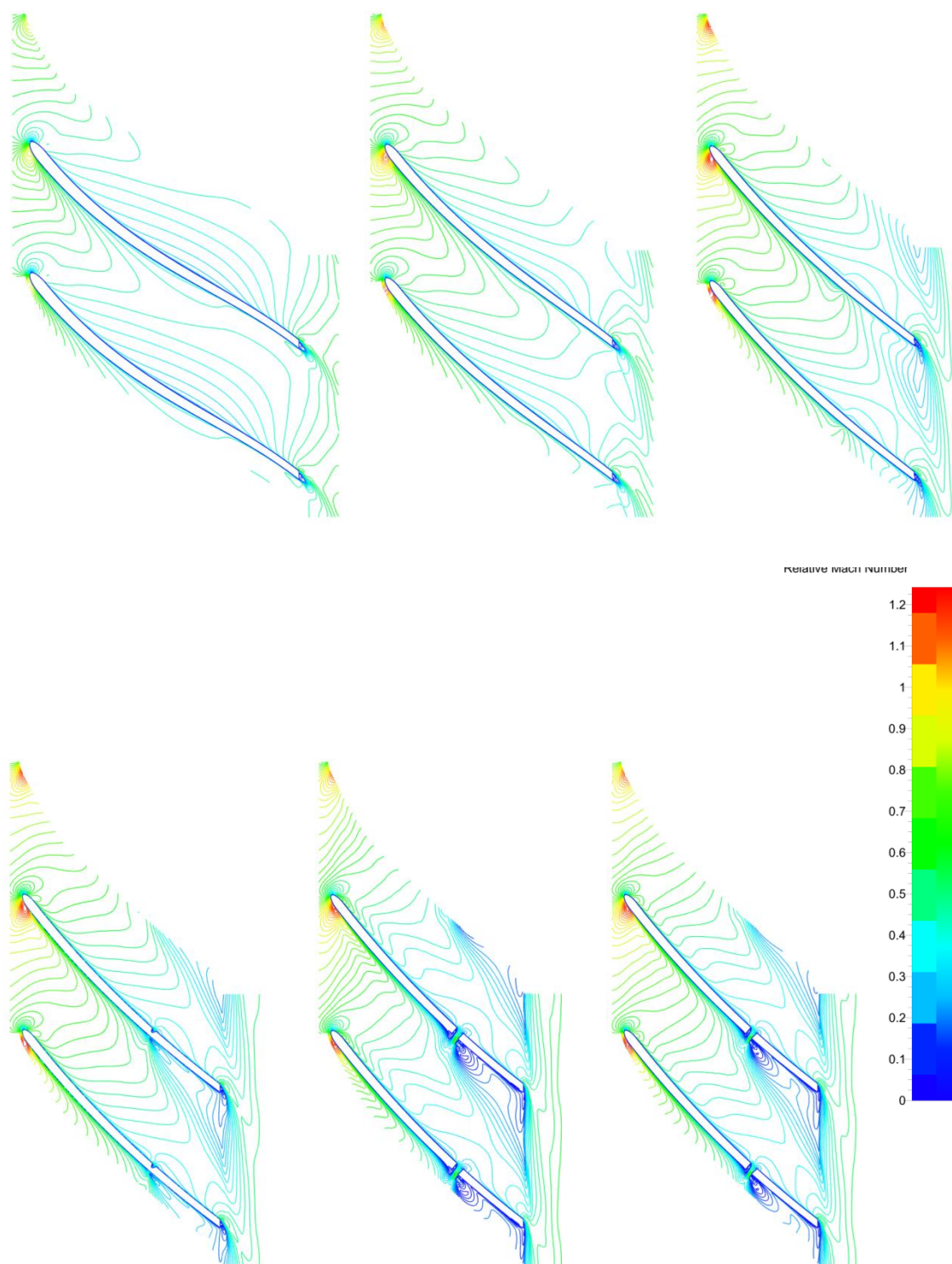
- [23] Sedláček, J., Syka, T.: *Výpočetní analýza čidla indukčního průtokoměru DN100 s využitím NiFe slitin (permalloy)*, 2012.
- [24] Syka, T., Matas, R.: *Numerická simulace stupně radiálního kompresoru - úvodní studie referenčních výpočtů CFD systémem NUMECA FINE/Turbo*, 2011.
- [25] Syka, T., Matas, R.: *Simulace proudění vody v ultrazvukových průtokoměrech ELIS - Metodika vyhodnocování výsledků numerických simulací*, 2011.
- [26] Syka, T., Matas, R.: *Simulace proudění vody v ultrazvukových průtokoměrech ELIS - Posouzení vlivu vysunutí sond a tvaru usměrňovačů na proudové pole v průtokoměru DN100*, 2011.
- [27] Syka, T., Kůs, M.: *Simulace proudění vody v ultrazvukových průtokoměrech ELIS - Vliv strmosti vstupních a výstupních kuželů na proudové pole v průtokoměru DN200*, 2011.
- [28] Syka, T., Matas, R.: *Simulace proudění vody v ultrazvukových průtokoměrech ELIS - Vliv změny úhlu ultrazvukového paprsku vůči směru proudění na rychlostní profil po délce paprsku v průtokoměru DN100*, 2011.
- [29] Syka, T., Matas, R.: *Simulace vysokotlakého turbínového stupně s vyrovnávacím kanálem a nadbandážovou ucpávkou*, 2011.
- [30] Mareška, P., Hrůza, V., Syka, T.: *Ultrazvuková sonda US11.0*, 2011.
- [31] Sedláček, J., Syka, T.: *Výpočetní analýza a optimalizace čidla indukčního průtokoměru DN100*, 2011.
- [32] Sedláček, J., Syka, T.: *Výpočetní analýza a optimalizace čidla indukčního průtokoměru DN20*, 2011.
- [33] Syka, T., Sedlák, K.: *Hledání optimální polohy vefukovací štěrbin v deflektoru výstupního hrdla parní turbíny 220 MW*, Západočeská univerzita v Plzni, 2010.
- [34] Kňourek, J., Kůs, M., Lávička, D., Kovařík, P., Syka, T.: *Měření NACA0012, 1. etapa*, Plzeň, 2010
- [35] Kňourek, J., Kůs, M., Lávička, D., Kovařík, P., Syka, T.: *Měření NACA0012, 2. etapa*, Plzeň, 2010.
- [36] Syka, T., Matas, R.: *Předběžná studie pětipaprskového průtokoměru ELIS DN 150*, Plzeň, 2010.
- [37] Syka, T., Matas, R.: *Simulace proudového pole v ultrazvukových průtokoměrech ELIS*, Plzeň, 2010
- [38] Syka, T., Matas, R.: *Studie pro optimalizaci umístění sond třípaprskového průtokoměru ELIS DN 100*, Plzeň, 2010.
- [39] Syka, T., Matas, R.: *Studie vlivu konstrukčních úprav v ultrazvukových průtokoměrech ELIS DN 80*, Plzeň, 2010.
- [40] Mareška, P., Kočandrlé, L., Syka, T.: *Ultrazvuková sonda US10.0*, 2010.
- [41] Mareška, P., Hrůza, V., Syka, T.: *Ultrazvuková sonda US10.1*, 2010.
- [42] Syka, T., Sedlák, K.: *Vliv posunu čelní stěny na ztrátový součinitel výstupního NT tělesa při zachování tvaru deflektoru*, Západočeská univerzita v Plzni, 2010.

PŘÍLOHA č. 1

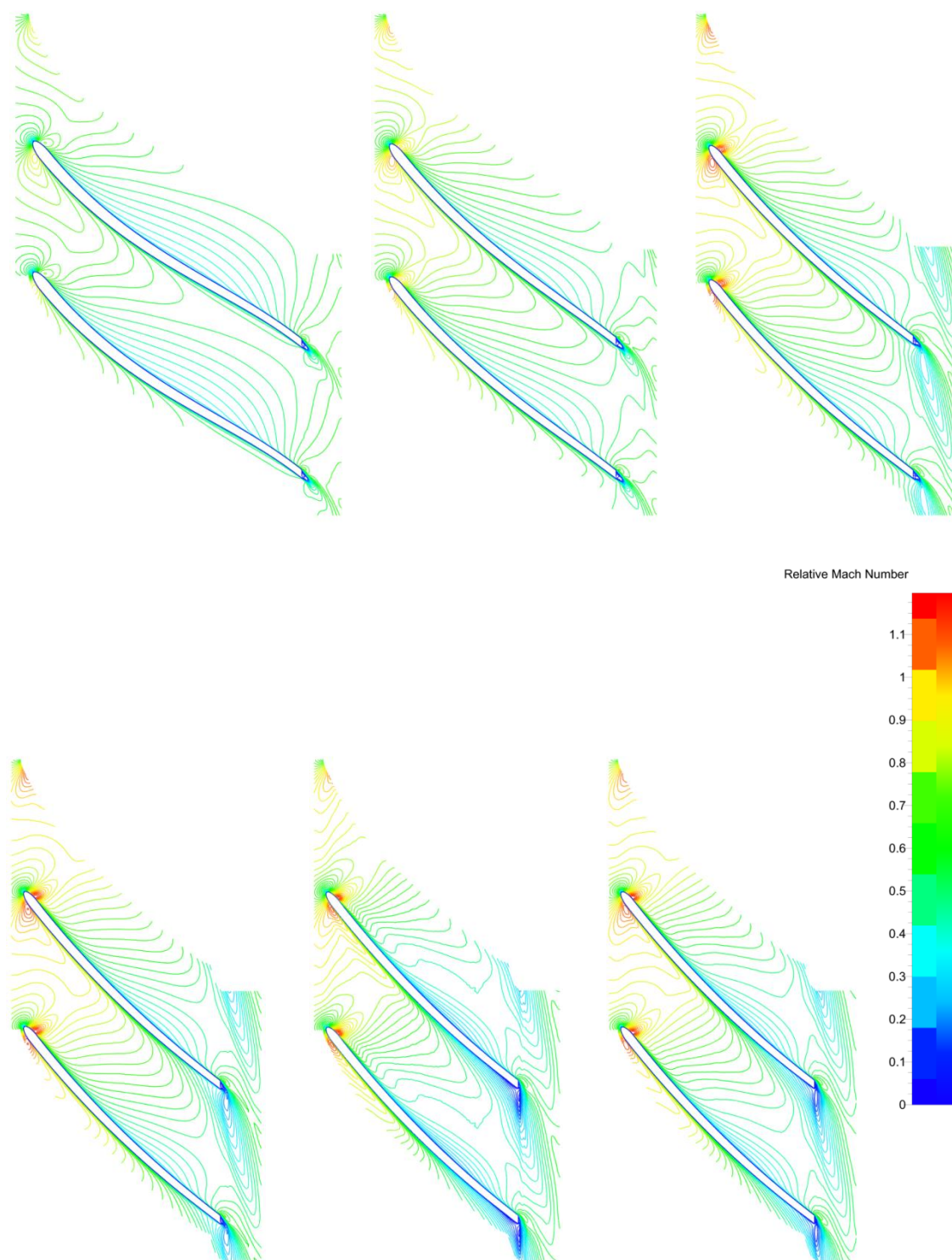
Ukázka grafického vyhodnocení proudového pole mezi lopatkami oběžního kola stupně RTK 01



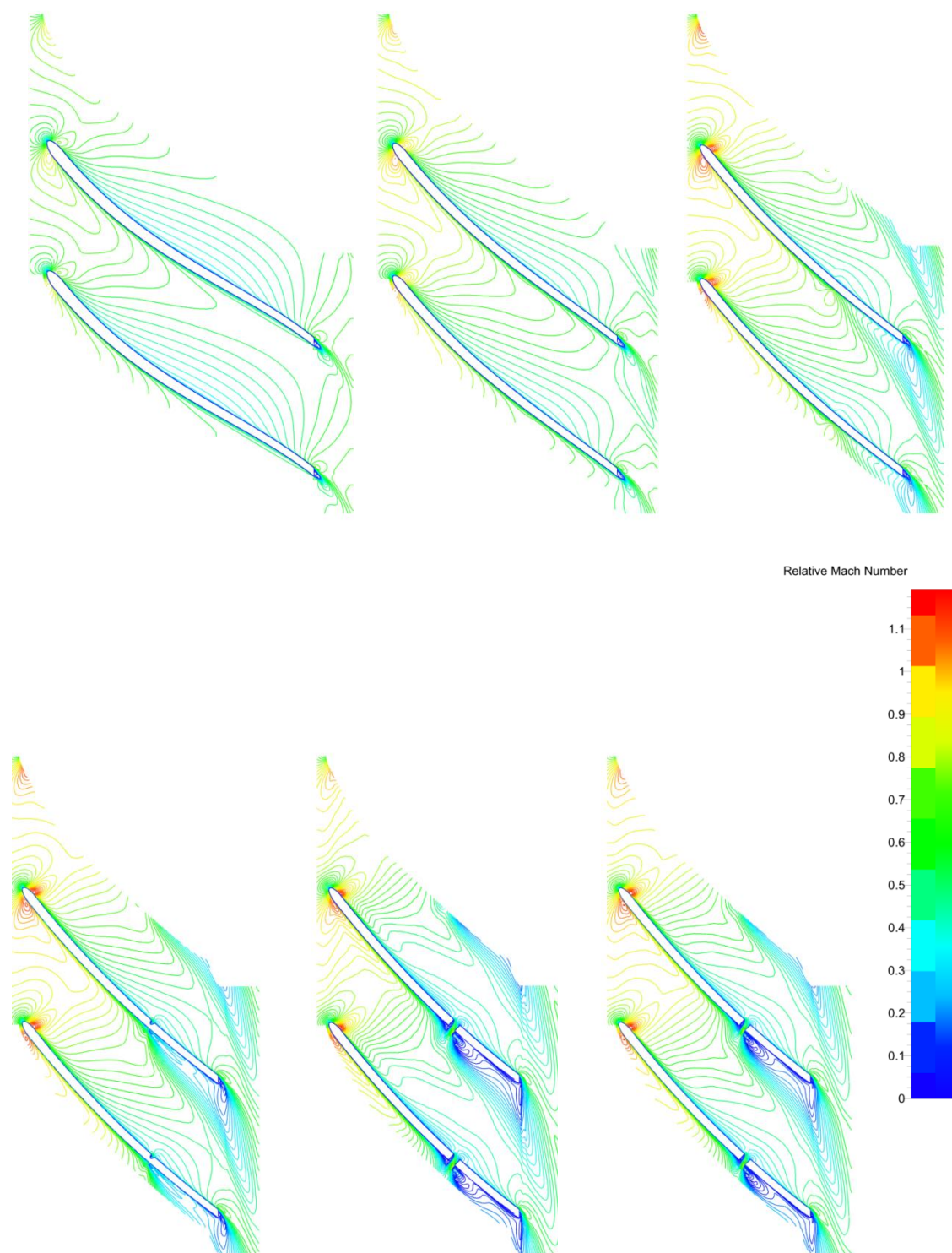
Obr. 107: Vyhodnocení Machova čísla mezi lopatkami stupně RTK 01, 13 568 ot/min, bez otvoru (vyhodnocení bylo provedeno v 50, 75, 90, 95, 97 a 98 % výšky kanálu), $m_N = 0,69$



Obr. 108: Vyhodnocení Machova čísla mezi lopatkami stupně RTK 01, 13 568 ot/min, otvor v 65 % délky lopatky (vyhodnocení bylo provedeno v 50, 75, 90, 95, 97 a 98 % výšky kanálu), $m_N = 0,69$



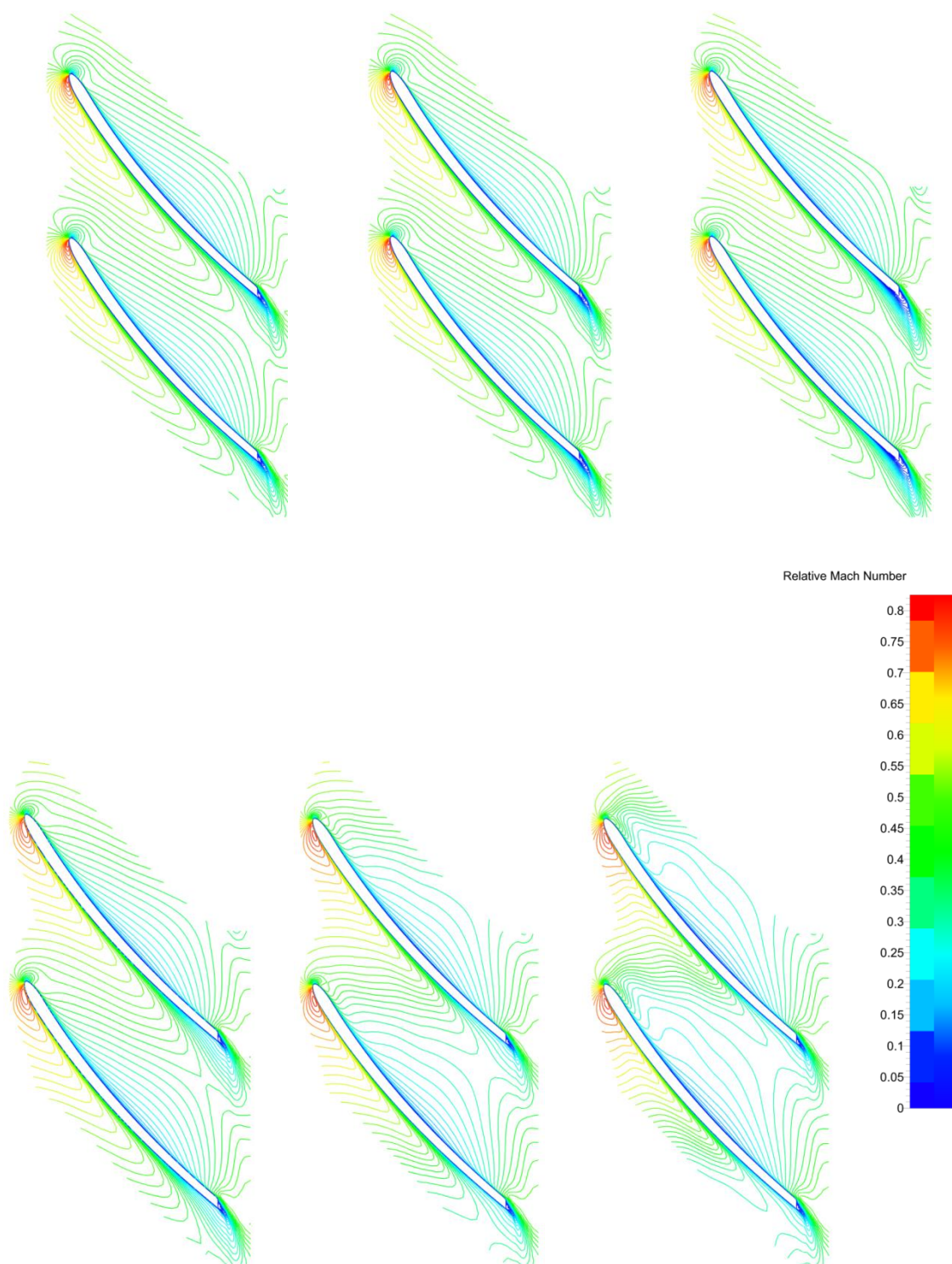
Obr. 109: Vyhodnocení Machova čísla mezi lopatkami stupně RTK 01, 13 568 ot/min, bez otvoru (vyhodnocení bylo provedeno v 50, 75, 90, 95, 97 a 98 % výšky kanálu), $m_N = 0,84$



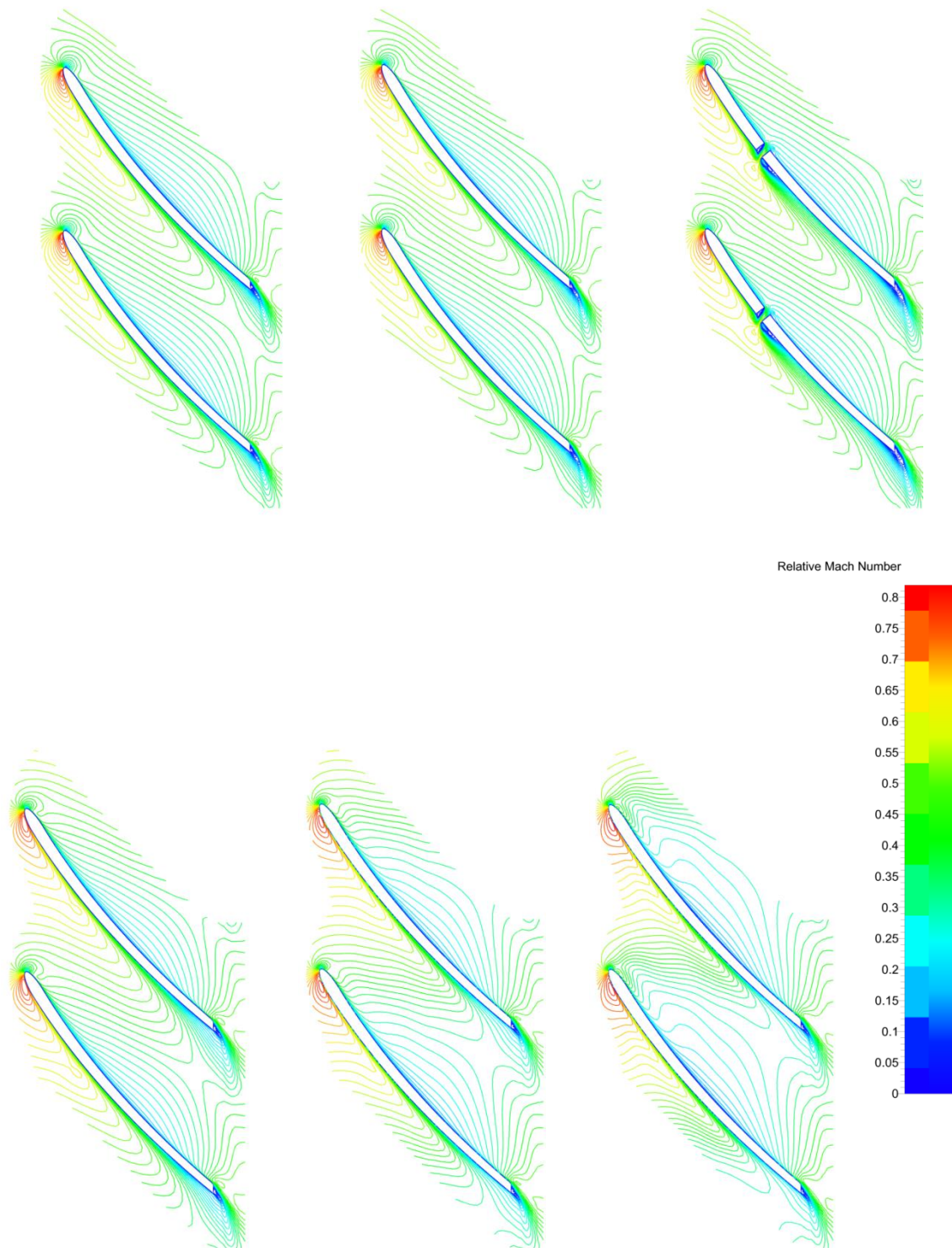
Obr. 110: Vyhodnocení Machova čísla mezi lopatkami stupně RTK 01, 13 568 ot/min, otvor v 65 % délky lopatky (vyhodnocení bylo provedeno v 50, 75, 90, 95, 97 a 98 % výšky kanálu), $m_N = 0,84$

PŘÍLOHA č. 2

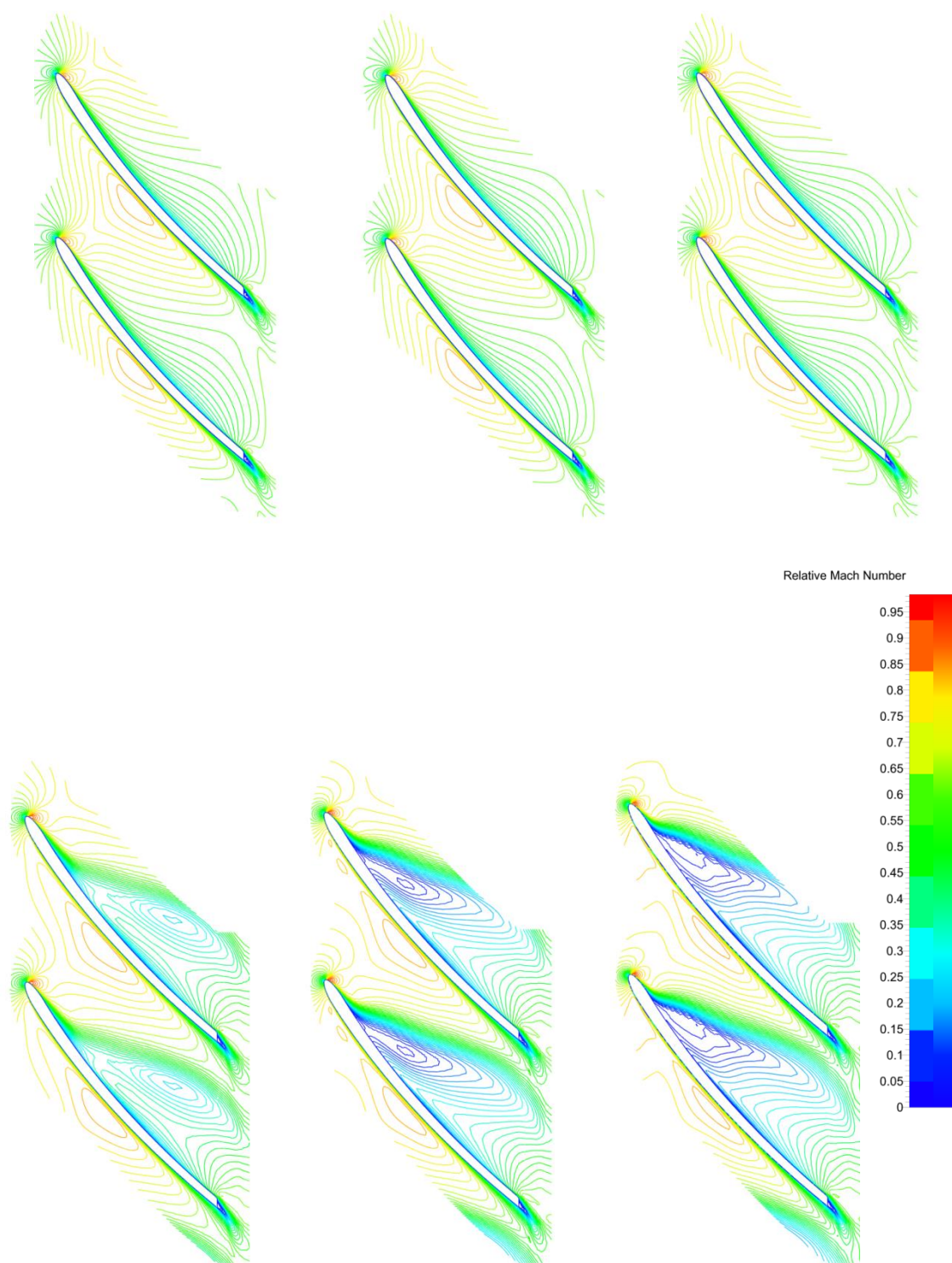
Ukázka grafického vyhodnocení proudového pole mezi lopatkami oběžního kola stupně RTK 03



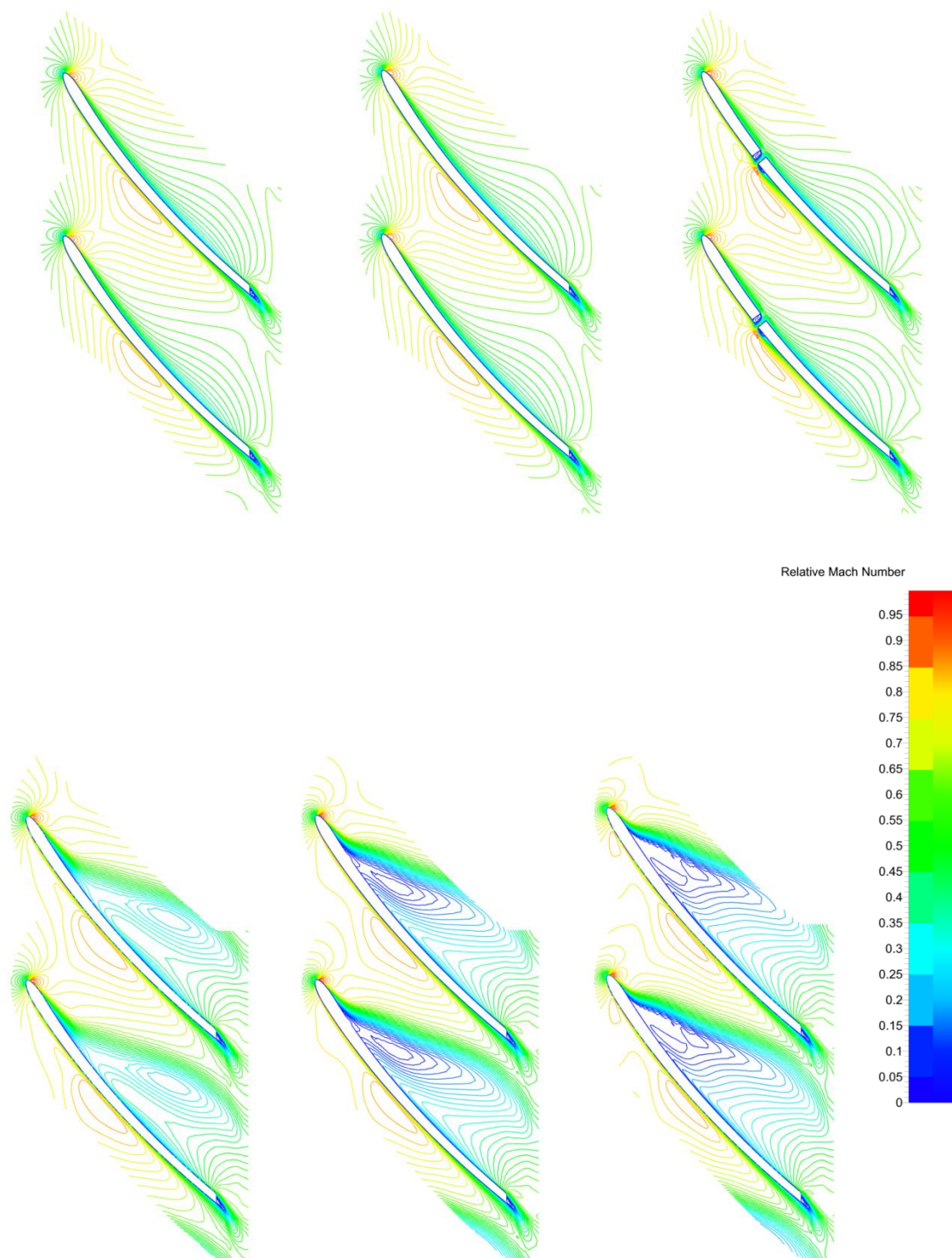
Obr. 111: Vyhodnocení Machova čísla mezi lopatkami stupně RTK 03, 12 666 ot/min, bez otvoru (vyhodnocení bylo provedeno v 15, 25, 50, 75, 85 a 90 % výšky kanálu), $m_N = 0,22$



Obr. 112: Vyhodnocení Machova čísla mezi lopatkami stupně RTK 03, 12 666 ot/min, otvor ve 30% délky lopatky (vyhodnocení bylo provedeno v 15, 25, 50, 75, 85 a 90 % výšky kanálu), $m_N = 0,22$



Obr. 113: Vyhodnocení Machova čísla mezi lopatkami stupně RTK 03, 12 666 ot/min, bez otvoru (vyhodnocení bylo provedeno v 15, 25, 50, 75, 85 a 90 % výšky kanálu), $m_N = 0,33$



Obr. 114: Vyhodnocení Machova čísla mezi lopatkami stupně RTK 03, 12 666 ot/min, otvor ve 30% délky lopatky (vyhodnocení bylo provedeno v 15, 25, 50, 75, 85 a 90 % výšky kanálu), $m_N = 0,33$