



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

AERODYNAMICKÝ NÁVRH POSLEDNÍHO STUPNĚ PARNÍ TURBÍNY

AERODYNAMIC DESIGN OF THE LAST STAGE OF A STEAM TURBINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Lukáš Jeřábek

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Petr Kracík, Ph.D.

BRNO 2018

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Lukáš Jeřábek**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Energetické inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Petr Kracík, Ph.D.**
Akademický rok: 2017/18

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č. 111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Aerodynamický návrh posledního stupně parní turbíny

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhnete nízkotlaké těleso parní turbíny pro následující parametry:

- hmotnostní průtok páry na vstupu do tělesa: 221,6 t/hod
- tlak páry na vstupu do tělesa: 3,7 bar(a)
- teplota páry na vstupu do tělesa: 216,5 °C
- teplota chladicí vody na vstupu do kondenzátoru: 20,0 °C

V nízkotlakém tělese uvažujte dva neregulované odběry. První na tlakové úrovni 1,17 bar s tepelným tokem cca 49,1 GJ/h a druhý neregulovaný odběr uvažujte při tlakové úrovni 16,8 kPa s tepelným tokem cca 16,2 GJ/h. Další nespecifikované parametry vhodně zvolte.

Cíle diplomové práce:

- (1) základní termodynamický návrh průtočného kanálu nízkotlakého tělesa,
- (2) detailní aerodynamický návrh posledního stupně na několika řezech s ohledem na minimalizaci výstupní ztráty,
- (3) z detailního návrhu vytvořit profily posledního stupně a pro něj definovat charakteristiku dovolených provozních stavů.

Seznam doporučené literatury:

FIEDLER, J. Parní turbíny: návrh a výpočet. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004, 66 s. ISBN 80-214-2777-9.

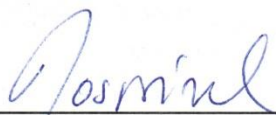
KRBEK, J., B. POLESNÝ a J. FIEDLER. Strojní zařízení tepelných centrál: návrh a výpočet. Brno: PC-DIR, 1999, 217 s. ISBN 80-214-1334-4.

KADRNOŽKA, J. Tepelné turbíny a turbokompresory: základy teorie a výpočtů. Brno: CERM, 2004, 308 s. ISBN 80-720-4346-3.

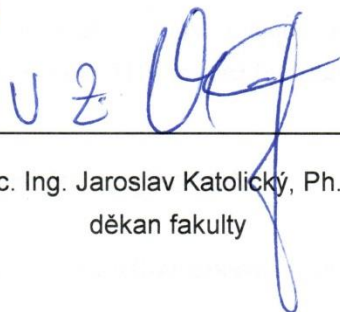
ŠKOPEK, J. Parní turbína: tepelný a pevnostní výpočet. Plzeň: Západočeská univerzita, 2007, 170 s., 54 s. příl. ISBN 978-80-7043-256-3.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18.

V Brně, dne 2. 10. 2017



doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
ředitel ústavu



doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá výpočtem nízkotlaké části vícetělesové parní turbíny s dvěma neregulovanými odběry dle zadání, aerodynamickým výpočtem posledních dvou stupňů turbíny a volbou operačního rozsahu s ohledem na ventilaci, výkonový rozsah, ztráty výstupní rychlostí a negativní efekty vysokých odchylek kondenzačního tlaku. Pro první tři stupně je proveden výpočet prizmatických akčních lopatek. Čtvrtý a pátý stupeň jsou navrženy s proměnnou reakcí po výšce lopatky a jejich výpočet je proveden metodou konstantní cirkulace. Pro tyto stupně je dále proveden návrh profilů s ohledem na jejich aerodynamické vlastnosti pomocí Beziérových křivek v programu MS Excel. Ověření vlastností profilů, jejich ztrát a průběhu izoentropického Machova čísla po profilu probíhalo pomocí programu MISES ve spolupráci s Doosan Škoda Power.

Klíčová slova

Turbína, aerodynamika, operační rozsah, akční, rovnotlaké lopatkování, MISES, Bézierova křivka

ABSTRACT

Diploma thesis deals with calculations of a steam turbine with two uncontrolled extraction points according to the assignment, aerodynamics of the last two stages and operating range with respect to ventilation, range of performance and straining of the last blading under the large condensation pressure deviations. For the first three stages the calculation of prismatic action blades is executed. The fourth and the fifth stages are designed with inconstant reaction over the blades length and their calculation is executed with constant circulation method. For these stages, aerofoil design with respect to their aerodynamic qualities is carried out using Bézier curves. During the whole time verification process of aerofoils qualities, their energy losses and isoentropic Mach number distribution is executed in MISES program in cooperation with Doosan Škoda Power.

Key words

Turbine, aerodynamics, operating range, action, impulse blading, MISES, Bézier curve

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

JEŘÁBEK, L. *Aerodynamický návrh posledního stupně parní turbíny*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2018. 82 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Petr Kracík, Ph.D.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma **Aerodynamický návrh posledního stupně parní turbíny** vypracoval(a) samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

.....
Datum

Bc. Lukáš Jeřábek

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto Ing. Petrovi Kracíkovi Ph.D. za vstřícný přístup a především hodnotné rady a připomínky, které mi při vypracování závěrečné práce poskytl, a Ing. Markovi Bobčíkovi za zasvěcené, obohacující a velmi přínosné konzultace. Dále bych chtěl také poděkovat svým rodičům, kteří mě ke studiu celý život příkladně motivovali.

podpis

OBSAH

ÚVOD.....	11
1 Teorie.....	12
1.1 Geometrie profilu.....	12
1.2 Aerodynamický návrh.....	13
1.2.1 Aerodynamika osamoceného profilu	14
1.2.2 Aerodynamika lopatkové mříže	14
1.2.3 Osamocený profil ve stlačitelném prostředí.....	16
1.3 Profilové ztráty	18
1.3.1 Ztráty třením a ztráty odtržením proudu	19
1.3.2 Ztráty vířením za odtokovou hranou lopatky	21
1.3.3 Vliv základních geometrických a proudových parametrů.....	22
1.4 Ztráty rázem při obtékání profilu	24
1.4.1 Vznik rázových vln	25
1.4.2 Charakteristika obtékání tělesa vysokou rychlostí	28
1.5 Bézierova křivka	28
2 Základní výpočty	30
2.1 Vstupní parametry.....	30
2.2 Tlak v kondenzátoru	30
2.3 Ztráta ve vstupní části turbíny a ve výstupním hrdle.....	31
2.4 Rozdělení spádu	32
3 Návrh prvních třech stupňů	34
3.1 Výpočty.....	35
3.2 Výběr profilů pro první tři stupně.....	43
4 Návrh čtvrtého a pátého stupně	44
4.1 Výpočty.....	44
4.2 Návrh průtočných kanálů v několika řezech.....	46
5 Shrnutí termodynamického návrhu	49
6 Operační rozsah	52
7 Aerodynamický návrh lopatky	56
7.1 Tvorba modelu	56
7.2 Vývoj profilů.....	61

7.2.1	Pevnostní výpočet.....	61
7.3	Kontrolní mechanismus.....	62
7.4	Navržené profily.....	64
ZÁVĚR		72
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ		74
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK		75
SEZNAM OBRÁZKŮ		79
SEZNAM TABULEK.....		81
SEZNAM PŘÍLOH.....		82

ÚVOD

Práce se věnuje výpočtu nízkotlakého tělesa vícetělsové turbíny o zadaných vstupních parametrech, stanovení jejího operačního rozsahu a návrhu profilů posledních a předposledních lopatek.

Evropská energetika prochází určitou revolucí z pohledu obnovitelných zdrojů a jejich vliv na energetickou soustavu je stále významnější. Tato skutečnost klade zvýšené nároky na provozování klasických zdrojů, například tepelných elektráren, které jsou přirozenými zdroji základního zatížení a neměly by tedy svůj výkon výrazně regulovat podle poměru výroby a spotřeby v síti. V dnešní době, kdy má spotřeba energie vyrobené z obnovitelných zdrojů prioritu před ostatními zdroji, je výhodou, když jsou i tyto klasické zdroje projektovány na proměnlivý výkon a přispívají tak ke stabilitě sítě. Zařazení do takzvaných podpůrných služeb může být pro danou výrobu i ekonomicky výhodné, v některých případech i přímo nezbytné. Tomuto tématu se věnuje kapitola 6. Operační rozsah.

Teoretická část je věnována hlavnímu tématu této práce – aerodynamickému návrhu. Její text je podkladem pro další práci, obzvláště v kapitole 7. Aerodynamický návrh lopatky. Věnuje se aerodynamickému návrhu obecně, souvisejícím profilovým ztrátám a nakonec i efektům při obtékání profilu vysokými rychlostmi.

Dále je proveden návrh turbíny, kterému předchází základní výpočty v kapitole 2. Zde je mimo jiné vysvětleno rozdělení spádu na jednotlivé stupně. Následně jsou vypočteny první tři stupně a dále i poslední dva v kapitolách 3 a 4. Při výpočtu parametrů turbíny je využito iterativních schopností programu MS Excel a doplňku Solver. Nejdříve jsou provedeny výpočty potřebných rovnic, odhadnuty parametry pro prvotní výpočet a poté cyklickými odkazy iteračně dopočítány správné hodnoty. Dále jsou využívány tabulky X steam tables vycházející ze standardu IF-97 z online zdroje [8]. Shrnutí výpočtu je provedeno v kapitole následující.

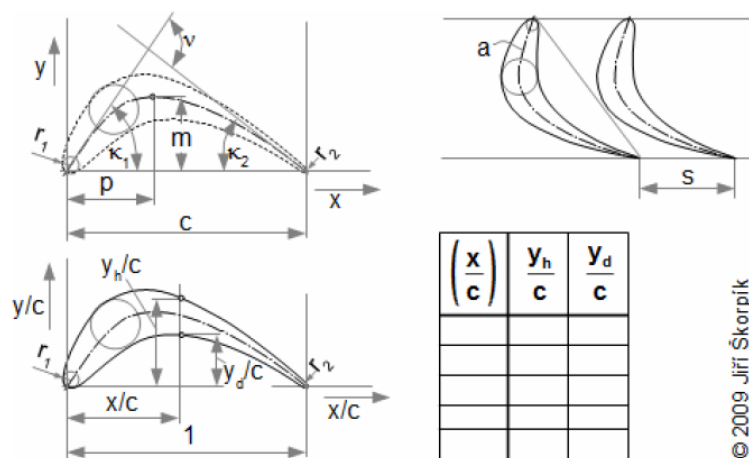
Konkrétní aerodynamický návrh posledních lopatek je běžnou záležitostí pro turbíny větších hmotnostních průtoků. Jde o nejdelší lopatky turbíny a jsou tedy nejvíce namáhané a kladou vysoké nároky na materiál, pevnostní i dynamický výpočet. Návrh posledního turbínového stupně v NT díle je velmi komplexní. Sdružuje při návrhu několik vědních disciplín a řadu protichůdných požadavků. Tyto navržené lopatky prochází také mnoha experimentálními ověřeními. Zpravidla také zpracovávají největší izoentropický spád a z toho důvodu nejvíce ovlivňují účinnost stroje. Jejich návrh je tedy prováděn s patřičnou pečlivostí. Postupně je popsána tvorba modelu, vývoj profilů a jejich konečná podoba.

1 Teorie

Aerodynamický návrh lopatky je úzce spjatý s celkovým návrhem parní turbíny. Při vývoji profilů, jejichž rozměry musí být vhodně zaznamenány, jsou aerodynamickými výpočty stanoveny profilové ztráty, které zpětně vstupují do předchozího energetického výpočtu stupňů. Dříve odhadnutá hodnota je tedy takto iteračně zpřesňována.

1.1 Geometrie profilu

Pro výrobu lopatky je nutné geometrii profilu, která vyplývá z vypočtených rychlostních trojúhelníků a aerodynamického výpočtu, vhodně zaznamenat. Existuje několik způsobů, jak popsat tvar profilu lopatky. Jedním z dříve, dnes už méně, používaných je například zapisování v souřadnicích y, c nebo pomocí nabalených kružnic na střední čáře profilu.



Obr. 1.1: Tvar profilu a kótování pomocí střední čáry profilu. [14]

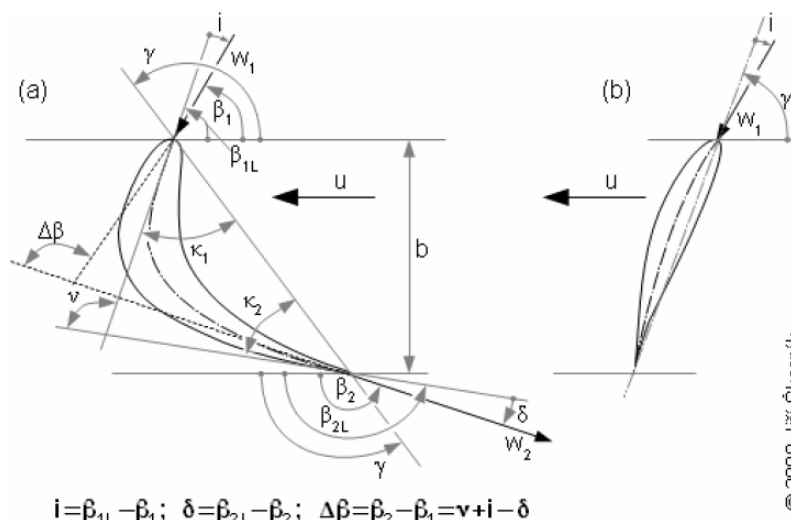
Postačující je ale i grafický výstup některého z CAD systémů, protože obráběcí stroje dnes umí takový výstup zpracovat.

Na základě výpočtů lze vybrat profil z katalogů profilů. Pokud je požadovaný profil tenký a málo zakřivený, je možné použít takzvaný základní profil, jehož prohnutím vznikne profil požadovaný. Není-li toto možné, je nutné přistoupit k vývoji lopatky a tu následně experimentálně odzkoušet.



Obr. 1.2: Základní profil a profil lopatky vzniklý prohnutím základního profilu. [14]

Popis lopatky z hlediska výroby se liší od popisu z hlediska umístění v lopatkové mříži. Praktické je použití několika geometrických a aerodynamických úhlů. Tyto úhly mají velký vliv na vlastnosti profilu, vstupují do výpočtů a na základě jejich změny lze při vývoji profilů dobře porovnávat experimentální výsledky. [1]



Obr. 1.3: Základní geometrické a aerodynamické úhly profilu v mříži. [14]

(a) nejpoužívanější systém kótování; (b) jiný systém kótování úhlu náběhu používaný u málo zakřivených profilů. γ [°] úhel nastavení profilu v mříži; β_{1L} [°] vstupní úhel profilu; β_{2L} [°] výstupní úhel profilu; i [°] úhel náběhu; δ [°] úhel deviační; $\Delta\beta$ [°] úhel zakřivení proudu; b [m] šířka lopatkové mříže; w_1 [m·s⁻¹] náběžná rychlost; w_2 [m·s⁻¹] odtoková rychlost.

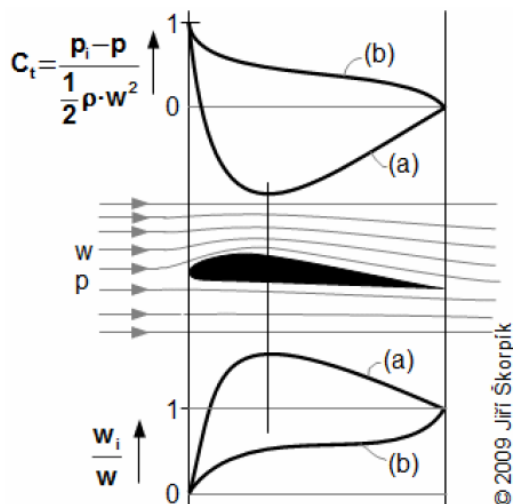
Podobně jako u kótování úhlů rychlostního trojúhelníku tak i v tomto případě se používá i jiné systémy kótování. [14]

1.2 Aerodynamický návrh

Aerodynamika vyšetřuje silové účinky proudění na obtékaná tělesa nebo kanál, ve kterém se nachází. Pomáhá určit některé vlastnosti lopatek, od povrchové úpravy, přes nejvýhodnější tvar, velikost a počet lopatek, po úhel nastavení lopatek v mříži, ale i další. U velkých turbín platí, že i malá změna tvaru lopatky může mít za vliv znatelné zvýšení účinnosti.

Lze vyšetřovat aerodynamiku osamocenému profilu nebo aerodynamiku lopatkové mříže a při vysokých rychlostech má svůj vliv i stlačitelnost. Do cca 0,3 Machova čísla obvykle považujeme prostřední za nestlačitelné, protože jeho chování se nestlačitelnému podobá. Ve vyšších rychlostech dochází k pomalejšímu šíření tlakových poruch a prostředí se od nestlačitelného začíná odlišovat. V oblasti nadzvukových rychlostí proudění vznikají efekty při proudění vysokými rychlostmi provázené skokovými změnami stavových veličin. [14]

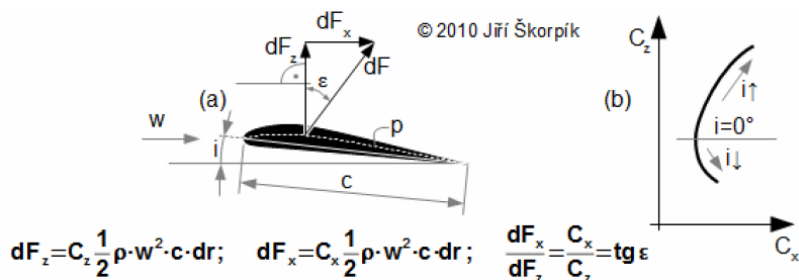
Trend změny tlaku po profilu je užitečný pro odhad vývoje mezní vrstvy u profilu, která souvisí s vývinem rázových vln při nadzvukovém proudění (kap. 1.4), a zároveň pro vyšetřování odtržení proudu od profilu (kap. 1.3.1). Pro nestlačitelné proudění může být postačující určení trendu tlakových změn z Bernoulliho rovnice. Průběh tlaku není po délce profilu konstantní, ale mění se. Na jedné straně profilu je tlak vyšší - přetlaková strana (PS) lopatky a na druhé straně profilu je tlak nižší - sací strana lopatky (SS). Tento rozdíl tlaků, způsobený prouděním tekutiny, má za výsledek sílu působící na lopatku, která je tím větší, čím větší je rozdíl tlaků. K rozdílu tlaků dochází při obtékání nesouměrného tělesa a je-li úhel náběhu rozdílný od nuly tak i souměrného tělesa. Pro stlačitelné proudění je průběh tlaků měřitelný experimentem pomocí měřících otvorů v profilu. [2]



Obr. 1.4: Změna tlaku podél osamoceného profilu. (a) Průběh tlakového součinitele C_t nad profilem, (b) průběh tlakového součinitele C_t pod profilem. [14]

1.2.1 Aerodynamika osamoceného profilu

Výslednou sílu působící na profil lze rozložit na sílu vztakovou a sílu odporovou. Vztaková síla (F_z) je kolmá na střední aerodynamickou rychlost, zatím co odporová síla (F_x) je důsledkem tření tekutiny a s náběžnou rychlostí má stejný směr. Tyto síly lze určit pomocí součinitelů (C_z , C_x) získaných měření a za použití Newtonových vztahů pro odpor tělesa. [14]



Obr. 1.5: Síly působící na osamocený elementární profil. [14]

(a) síly působící na osamocený profil; (b) grafická podoba závislosti $C_z(C_x)$ tzv. polára profilu. dF_x [N] odporová síla; dF_z [N] vztaková síla; ϵ [°] klouzavý úhel; C_x [-] součinitel odporu; C_z [-] součinitel vztaku; c [m] délka tětiny; i [°] úhel náběhu; p střední čára profilu; dr [m] elementární šířka profilu. Geometrické a aerodynamické veličiny lopatkových mříží. [14]

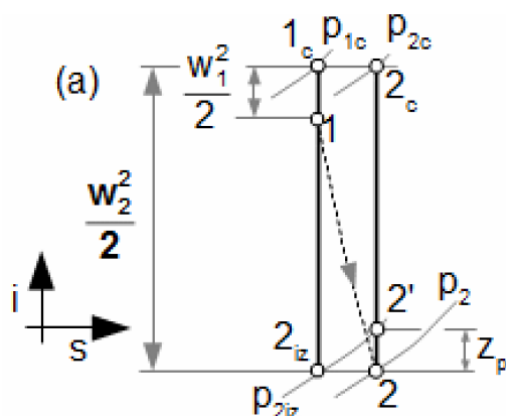
Deviační úhel vzniká kvůli rozdílné délce sací a přetlakové strany. Důsledkem kratší přetlakové strany totiž proudí tekutina podél ní nižší rychlostí, a tedy i ztráty při průtoku tekutiny jsou menší. Po smíchání proudů na odtokové hraně bude výsledný směr proudění bližší části proudu, která ztratila méně celkové energie, tedy přetlakové straně lopatky. V ideálním případě při proudění beze ztrát by ke snižování této energie nedocházelo, proud by měl směr střední čáry profilu lopatky a deviační úhel bude roven nule. [14]

1.2.2 Aerodynamika lopatkové mříže

Rozdílem oproti aerodynamice osamoceného profilu je fakt, že za lopatkovou mříží už neplatí, že tlak a rychlost na vstupu jsou stejné jako tlak a rychlost na výstupu. Odstředivá síla zvyšuje tlak na přetlakové straně lopatky a snižuje na sací straně lopatky. Tento rozdíl tlaků je

funkcí rychlostí, hustoty tekutiny, poměru křivosti a rozteče lopatkové mříže. Součinitel tlaku C_t na odtokové hraně konfuzorové lopatkové mříže bude menší než 0 a u difuzorové bude kladný, naopak u osamoceného profilu je na odtokové hraně lopatky v ideálním případě tlak stejný na sací i přetlakové straně. [10]

„Profilová ztráta mříže představuje rozdíl entalpií, o který se musí zvýšit entalpický spád v mříži, aby rychlostní trojúhelník na výstupu byl stejný jako v případě proudění beze ztrát.“ [14] Konstrukce skutečného silového trojúhelníku působící na profil vychází z této definice a součinitelé vzlaku a odporu profilu jsou v lopatkové mříži vztahovány ke střední aerodynamické rychlosti v lopatkové mříži. [14]

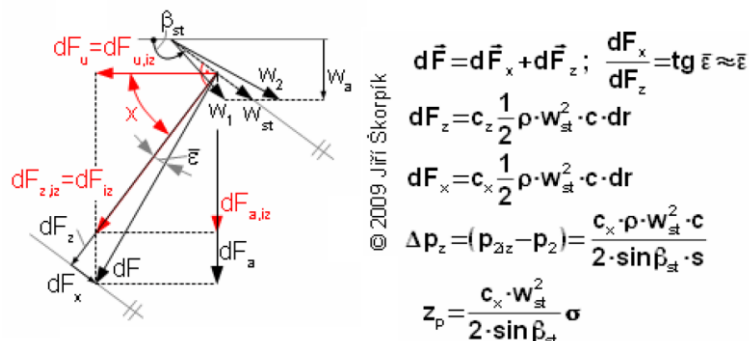


Obr. 1.6: Profilová ztráta v lopatkové mříži zobrazená v i-s diagramu. [14]

(a) situace v konfuzorové mříži; i [$J \cdot kg^{-1}$] měrná entalpie; s [$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$] měrná entropie; p_c [Pa] celkový tlak v daném místě mříže; z_p [$J \cdot kg^{-1}$] profilové ztráty. [14]

Z obr. 1.6 a předchozího textu vyplývá, že pro dosažení stejných výstupních rychlostí z mříže jako při proudění beze ztrát je nutné zvýšit rozdíl tlaků o hodnotu $\Delta p_z = p_{2iz} - p_2$.

Z obr. 1.7 lze vidět, že u konfuzorových mříží způsobí třecí síla zvětšení síly působící na lopatky v axiálním směru, avšak při souhlasných trojúhelnících se ztrátami i beze ztrát zůstávají obvodové síly stejné. Uvažování třecí síly částečně zvyšuje i sílu vztakovou (nutné pro zachování stejné obvodové síly).



Obr. 1.7: Skutečné síly působící na lopatku elementární délky v lopatkové mříži. [14]

(a) situace v konfuzorové mříži (turbínová); (b) situace v difuzorové mříži (pracovních strojů). β [°] úhel relativní rychlosti; dF_u [N] obvodová síla působící na element lopatky. ϵ [-]

klouzací poměr; w_{st} [$m \cdot s^{-1}$] střední aerodynamická rychlost v lopatkové mříži; β_{st} [$^\circ$] úhel střední aerodynamické rychlosti; C_z , C_x [-] součinitel vztlaku a odporu profilu v lopatkové mříži – zde jsou označeny malými písmeny, aby se označení nepletlo se stejnými součiniteli osamoceného profilu; Δp_z [Pa] tlaková ztráta v lopatkové mříži; σ [-] hustota lopatkové mříže. Odvozeno z rovnice Prvního zákona termodynamiky pro otevřený systém pro nestlačitelné proudění při zanedbání vlivu změny potenciální energie. [14]

1.2.3 Osamocený profil ve stlačitelném prostředí

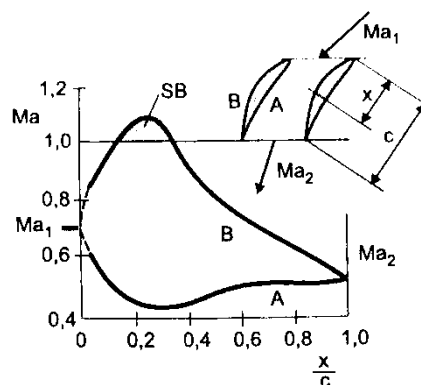
Proudění vykazuje specifické vlastnosti při rychlostech různě vzdálených od rychlosti zvuku. Pro popis jevů bylo zavedeno Machovo číslo jako poměr rychlost proudění/tělesa a rychlosti zvuku v tomto prostředí.

$$Ma = \frac{c}{a}; a = \sqrt{\kappa p v} = \sqrt{\frac{dp}{d\rho}} \quad (1.1)$$

Ze vzorce (1.1) vyplývá, že pro podzvukové proudění je $Ma < 1$, pro rychlost zvuku v daném prostředí je $Ma = 1$ a pro nadzvukové proudění je $Ma > 1$. Podle velikosti Machova čísla rozlišujeme několik základních druhů proudění:

- Subsonické proudění: nedosahuje v žádném bodě proudového pole kolem tělesa rychlosti zvuku.
- Transsonické proudění: Machovo číslo před tělesem dosahuje takové velikosti, že v některém místě profilu dosáhne proudění i nadzvukové rychlosti. Machovo číslo, při kterém proudění spadá do transsonické oblasti se nazývá kritické Machovo číslo.
- Supersonické proudění: ve všech bodech proudového pole je rychlost nadzvuková.
- Hypersonické proudění: Machovo číslo je před obtékaným tělesem větší jak 5. [14]

Příklad transsonického proudění v lopatkové mříži je uveden na obr. 1.8.



Obr. 1.8: Průběh Machova čísla po profilu v kompresorové lopatkové mříži. [14]

$Ma_1 < 1$, $Ma_2 < 1$, SB – oblast supersonického proudění (supersonická bublina). [11]

Pokud proudění kolem lopatky neodpovídá podmínkám (díky změně hustoty pracovní látky), při kterých byly aerodynamické veličiny změřeny, je vhodné je přepočítat pro jiné

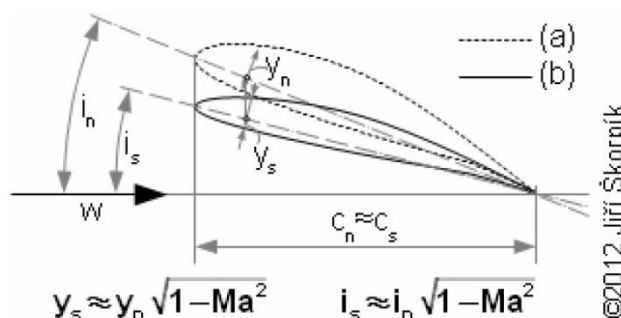
parametry podle Glaubert-Prandtlova pravidla (rov. (1.2)-(1.4)), některé ze vzorců by totiž nemusely platit s dostatečnou přesností. Konstantní hustota však zjednodušuje většinu aerodynamických problémů a lze je řešit jako při nestlačitelném prostředí a postačují pro většinu úloh. [14]

$$\frac{C_{t,s}}{C_{t,n}} = \frac{1}{\sqrt{1 - Ma^2}} \quad (1.2)$$

$$\frac{C_{z,s}}{C_{z,n}} = \frac{1}{\sqrt{1 - Ma^2}} \quad (1.3)$$

$$C_{x,s} \approx C_{x,n} \quad (1.4)$$

Z pravidla plyne, že pro zachování součinitelů je nezbytné původní geometrii změnit v daném poměru. Ve stejném poměru se přibližně změní i náběžný úhel a prohnutí profilu. Parametry rovnoběžné s rychlostí zůstávají stejné. [14]

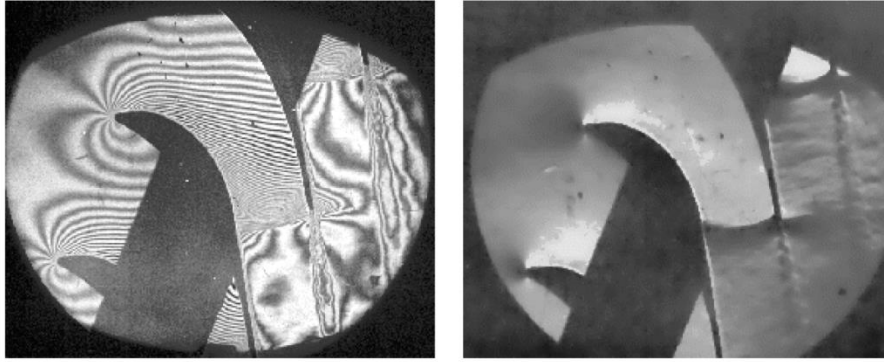


Obr. 1.9: Praktická aplikace Glaubert-Prandtlova pravidla. [14]

(a) Profil obtékaný nestlačitelným prouděním, (b) profil obtékaný stlačitelným prouděním. Profil (b) bude mít podle Glaubert-Prandtlova pravidla, stejné aerodynamické vlastnosti jako profil (a). [14]

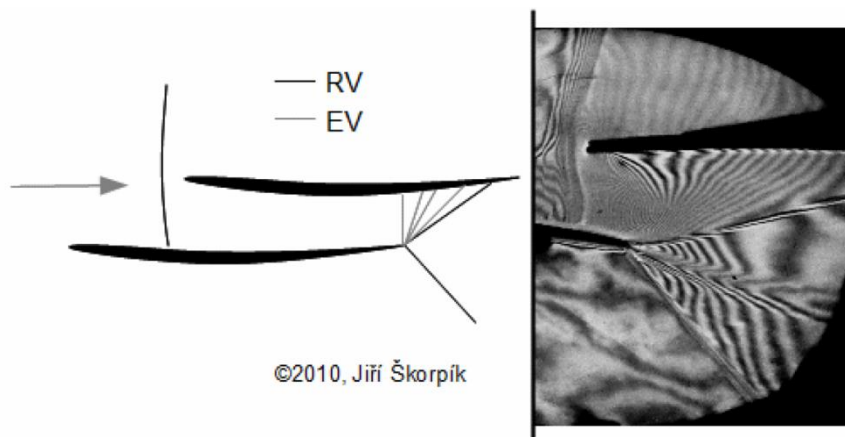
Z obr. 1.9 a předchozího textu je evidentní, že pro vyšší rychlosti obtékání postačují tenké málo zakřivené profily. Lze tedy říci, že od určitých vyšších podzvukových rychlostí (cca od $Ma = 0,3$) jsou součinitelé $C_{x,z}$ funkcí jak úhlu náběhu, tak i Machova čísla. Vliv Machova čísla je nejvyšší v oblasti rychlosti zvuku a pro vyšší rychlosti opět klesá. Odlišné je také působíště, které se kolem rychlosti zvuku posouvá blíže náběžné hraně. [14]

Přesné analytické řešení stlačitelného proudění v lopatkové mříži je ekvivalentní analytickému návrhu trysek nebo difuzorů a k tomu je obtížné a nedostatečně přesné. Je tedy nevhodné pro inovace a zvyšování účinnosti. V takových případech je nutné výpočet doplňovat měřením proudění v aerodynamických tunelech: [14]



Obr. 1.10: Transonické proudění v lopatkové mříži. [14]

Vlevo interferogram – proužky představují izochory; vpravo obraz proudového pole u stejného případu pořízený zákalovou (šlírovou) metodou. Proudění v lopatkové mříži tvořené profilem SE 1050-geometrie odpovídá lopatkové mříži posledního stupně parní turbíny 500 MW, 320 mm od paty lopatky. Na obrázcích je situace pro $Ma_1 = 0,4$; $Ma_{2iz} = 0,9$, úhel náběhu $i = 0^\circ$. Mříž navržena pro jmenovité parametry $Ma_1 = 0,41$; $Ma_{2iz} = 1,200$. Pořízeno v [8] Machovým–Zehnderovým interferometrem. [14]



Obr. 1.11: Supersonické proudění v mříži. [14]

Vlevo případ proudění plynu turbínovou mříží, kdy již před mříží je nadzvuková rychlost. Vpravo interferogram stejného případu - na tomto zobrazení je jasně patrný supersonický odklon proudu na výstupu z mříže. Na interferogramu je pouze výstupní část mezilopatkového kanálu. RV rázové vlny; EV expanzní vlny. Na obrázku situace pro $Ma_1 = 1,19$; $Ma_{2iz} = 2,003$, úhel náběhu $i = -1,5^\circ$. Pořízeno Machovým–Zehnderovým interferometrem [14]

Na obr. 1.11 lze vidět rázové vlny vznikající ještě před mříží a soustavu šikmých rázových a expanzní vln na výstupu. Tyto odklání směr proudu a mění velikost rychlosti, jedná se o klasický problém při nadzvukovém proudění (více o jejich vzniku v kap. 1.4). Dnes již lze i složitá proudění stlačitelné látky modelovat numericky pomocí výkonného hardwaru a CFD softwaru. [14]

1.3 Profilové ztráty

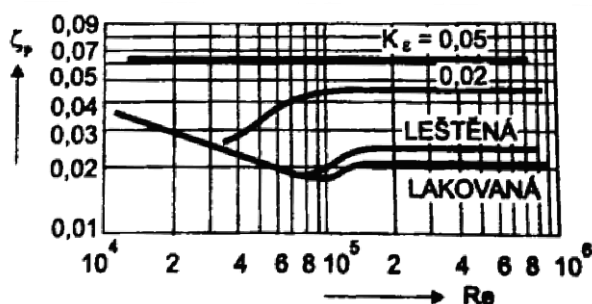
Profilové ztráty jsou jedním z výstupů aerodynamického návrhu. Jejich stanovení vstupuje zpět do energetického výpočtu stupňů. To ovlivňuje vstupní a výstupní úhel do profilu, je tedy potřeba jim opět přizpůsobit profil a probíhá tedy iterační postup. [11]

Rozdělení ztrát je poněkud složitá a do jisté míry subjektivní záležitost jednotlivých autorů a proto jednotlivé dílčí ztráty z důvodu své různosti se definice mohou zahrnovat odlišný rozsah jednotlivých procesů a tím pádem i odlišný podíl celkových ztrát. Profilové ztráty lze určit při uvažování nekonečně dlouhých lopatek, jediné pak lze ostatní ztráty zanedbat. Dělení dle místa vzniku a fyzikální podstaty dle [11]:

- Ztráty třením v mezní vrstvě
- Ztráty vířením při odtržení proudu od profilu
- Ztráty vířením za odtokovou hranou lopatky
- Rázové ztráty při nadzvukovém proudění (pro svou obsáhlost probráno zvlášť v kap. 1.4)

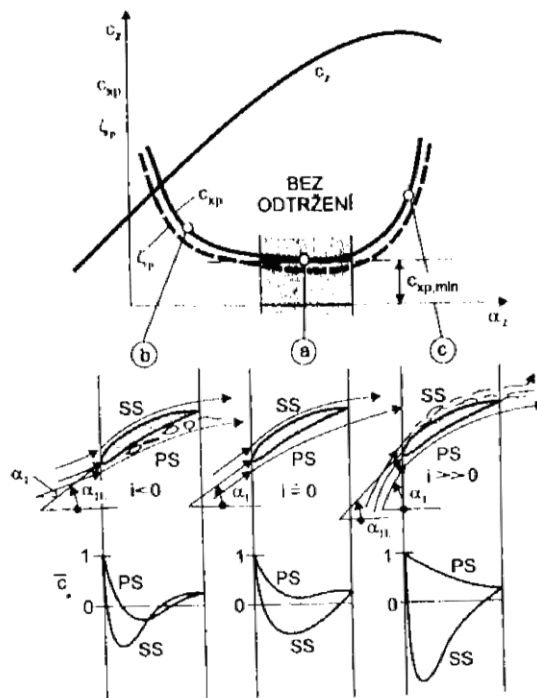
1.3.1 Ztráty třením a ztráty odtržením proudu

Nedochází-li k odtržení proudu od profilu, lze ztráty určit z energetické tloušťky mezní vrstvy. Jak lze vidět z obr. 1.12, ztráty třením jsou v jejich závislosti na drsnosti obtékaného profilu a Reynoldsově čísla podobné Nikuradseho diagramu pro součinitel třecích ztrát v potrubí. [11]

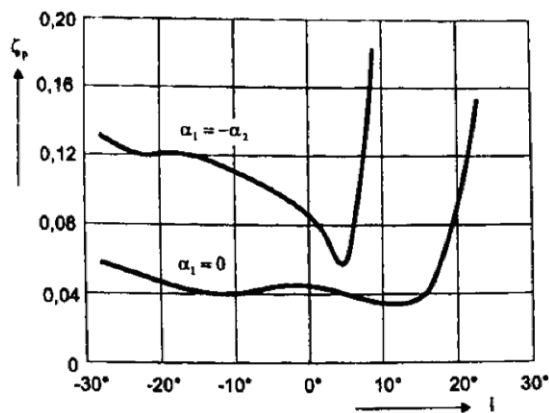


Obr. 1.12: Vliv drsnosti a Reynoldsova čísla na velikost profilových ztrát v reakční turbínové lopatkové mříži [11]

Z obr. 1.13 a obr. 1.14 vyplývá několik souvislostí. Změna úhlu náběhu je vždy spojena s růstem odporu C_{xp} a profilové ztráty. Pro náběžné úhly menší než 0 dochází k odtržení proudu na přetlakové straně a pro náběžné úhly větší než 0 na podtlakové straně. Přesto, že při úhlu náběhu menším než 0 se ztráty zvyšují pomaleji, při odtržení proudu mohou dosáhnout značných hodnot. Jak lze vidět na horním grafu, pouze malá oblast náběžových úhlů, označená textem „bez odtržení“, je tedy vhodná k použití. Lze si rovněž povšimnout, že k minimálním ztrátám nedochází při nulovém náběžném úhlu, ale při mírně kladném. [11]



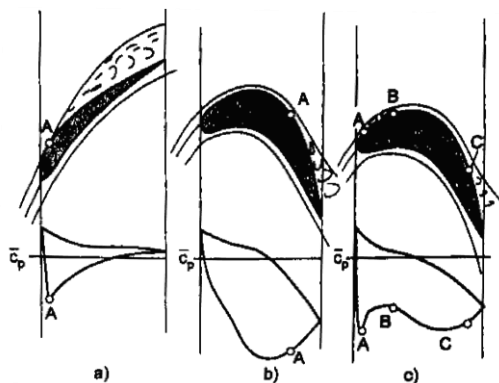
Obr. 1.13: Souvislost mezi odtržením proudu a vzrůstem součinitele odporu c_{xp} a energetických ztrát ξ_p v kompresorové lopatkové mříži. [11]



Obr. 1.14: Vliv úhlu náběhu i na velikost profilových ztrát podle Ainley-Mathieson (1951) pro turbínovou reakční lopatkovou mříž ($\alpha_1 = 0$) a pro akční lopatkovou mříž ($\alpha_1 = \alpha_2$) [11]

„V závislosti na tvaru profilu, úhlu nastavení profilu v mříži γ a poměrné rozteči s/c lze rozlišovat tři základní typy vyvinutého odtržení proudu (obr. 1.15)

- Odtržení za náběžnou hranou lopatky – k odtržení laminární vrstvy dochází za výrazným tlakovým extrémem v oblasti náběžné hrany.
- Odtržení na koncovém úseku sací strany lopatky – k odtržení dochází ve vyvinuté mezní vrstvě ve větší vzdálenosti za tlakovým minimem.
- Odtržení s lokální separací – je kombinací obou předchozích, mezní vrstva se odtrhne v blízkosti náběžné hrany, následně však přilne opět k povrchu a odtrhne se opět až před odtokovou hranou.“ [11]

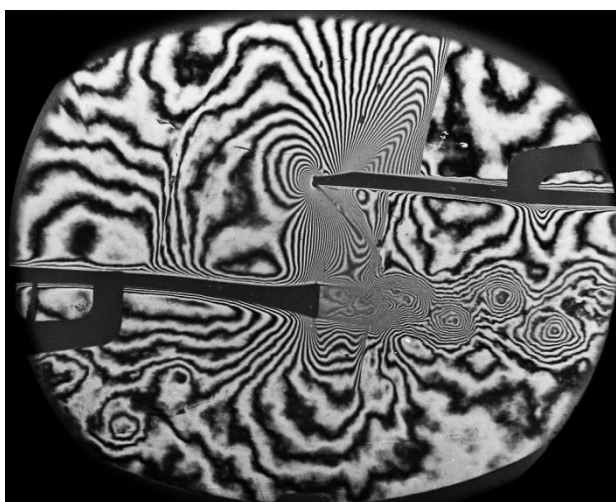


Obr. 1.15: Základní typy vyvinutého odtržení proudu od lopatky. [11]

a) odtržení za náběžnou hranou, b) odtržení na sací straně lopatky v poslední třetině, c) odtržení s lokální separací A-B na začátku sací strany lopatky, b,c – turbínová lopatková mříž. [11]

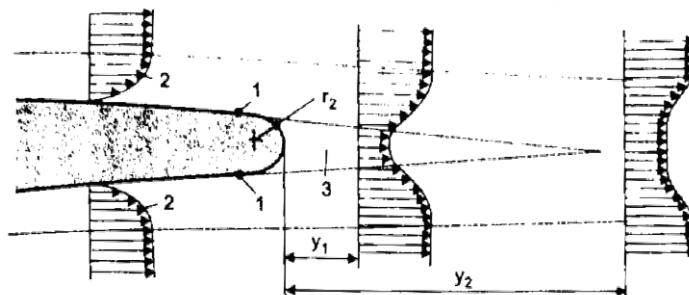
1.3.2 Ztráty vířením za odtokovou hranou lopatky

Na profilových ztrátách se také podílí úplav způsobený konečnou tloušťkou odtokové hrany. Odtoková hrana má totiž kvůli výrobním omezením tvar kružnice. Tvoří se tak na ní počátek Karmánovy vírové stezky, tzv. vírový úplav (obr. 1.17).



Obr. 1.16: Proudění v profilové mříži s netradičně navrženým profilem pro špičku dlouhé lopatky, interferogram, $i = -2^\circ$, $M_{2is} = 0,912$. [7]

Proud však vzniklý úplav vyrovnává (silněji v turbulentním proudu) velmi brzy ho na úkor energie proudu vyrovnává. Více o číselném vyjádření ztráty vířením za odtokovou hranou v [11].

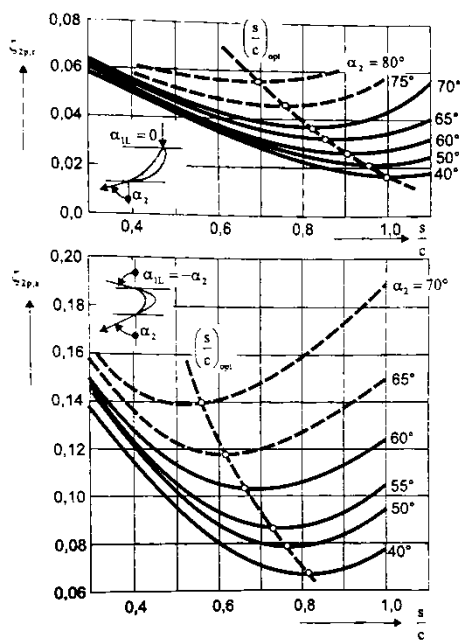


Obr. 1.17: Průběh rychlostí za odtokovou hranou lopatky. [11]

1 – body separace, 2 – mezní vrstva na lopatce, 3 – vírová oblast (vírová stopa) [11]

1.3.3 Vliv základních geometrických a proudových parametrů

Jedním z hlavních geometrických parametrů je tzn. poměrná rozteč s/c , která ovlivňuje tvar mezilopátkového kanálu a tudíž rozložení tlaku po profilu a mezní vrstvu. Dle obr. 1.18 lze najít optimální rozteč, při které jsou ztráty nejmenší. Při snižování poměrné rozteče totiž zhušťujeme lopátkovou mříž a přesto, že je proud dobře veden a nedochází k odtrhávání proudu, jsou ztráty způsobeny třením v mezní vrstvě a úplavem, které díky zhušťování mříže mají větší podíl než jádro proudu. V řidší mříži se však zvýší podíl jádra a ztráty klesnou. Při dalším zředění mříže může dojít ke stavu, kdy je proud tekutiny hůře veden a může docházet k odtržení proudu. [11]



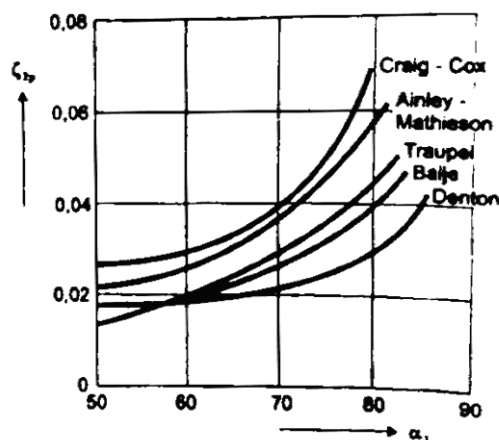
Obr. 1.18: Profilové ztráty turbínových lopátkových mříží podle AMDC

pro $s/c = 0,20$, $Ma_2 < 0,6$, $Re > 2 \cdot 10^5$, $i = 0$. [11]

Další vlastností lopátkových mříží, kterou lze vyvodit z obr. 1.18 je, že profilové ztráty reakční lopátkové mříže jsou značně menší než akční.

Značný vliv na tuto skutečnost má úhel ohybu proudu, který je pro akční mříž dvojnásobný. S úhlem ohybu proudu souvisí i růst ztrát při zvýšení výstupního úhlu α_2 , jehož růst rovněž zároveň zmenšuje při daném s/c šířku hrdla a tím zvyšuje podíl mezních vrstev a

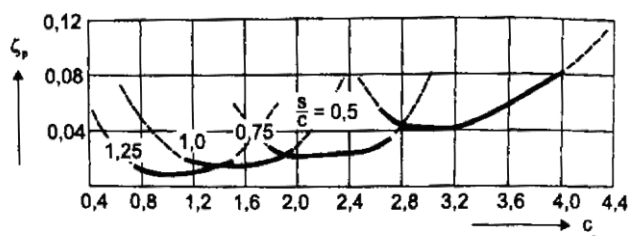
úplavu proti jádru proudu. Dle několika autorů lze vidět tento vliv v grafickém provedení na obr. 1.19. [11]



Obr. 1.19: Vzdělání profilových ztrát s rostoucím výstupním úhlem pro reakční turbínovou lopatkovou mříž. [11]

$$(\alpha_{1L} = 0, Re = 2 \cdot 10^5, Ma < 0,5, s/c = (s/c)_{opt}) [11]$$

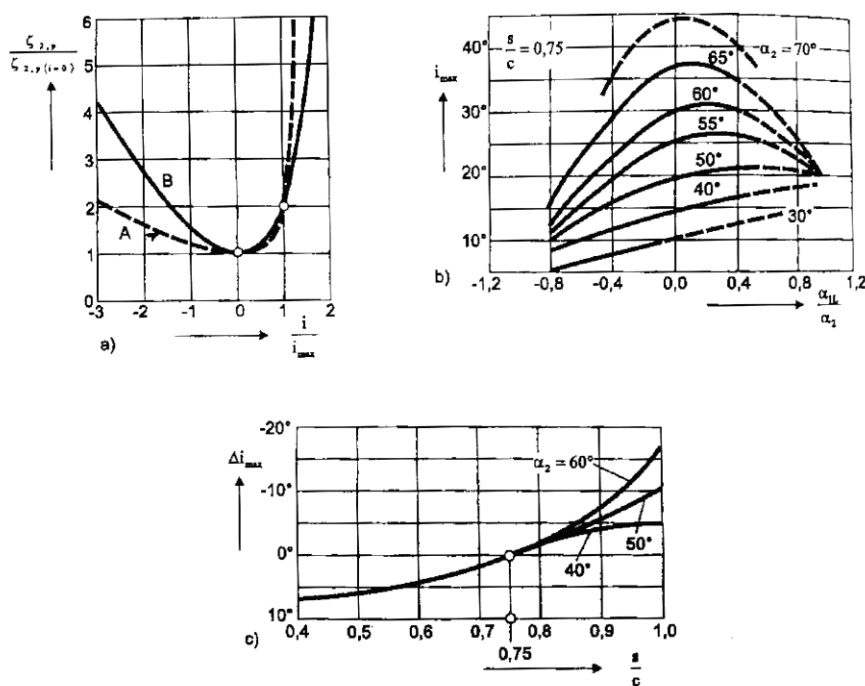
Hodnota součinitele vztlaku z obr. 1.20 se dá vyložit jako rostoucí silové působení proudu na lopatkovou mříž, které rovněž vzniká při zvyšování úhlu ohybu. Lze tedy vyvodit, že s rostoucím úhlem ohybu se optimální rozteč zmenšuje, což potvrzuje i obr. 1.18. [11]



Obr. 1.20: Závislost profilových ztrát na vztlakovém součiniteli c_z a na poměrné rozteči s/c . [11]

Poměrná rozteč však rovněž ovlivňuje výstupní úhel α_2 , deviací (popsáno v kap. 1.2.1). Do $s/c = 0,6$ však nemá změna poměrné rozteče na výstupní úhel téměř vliv, avšak pro větší poměrné rozteče se deviace s růstem s/c zvětšuje. [11]

Jak již bylo řečeno v kap. 1.3.1, na velikost profilových ztrát má vliv i úhel náběhu i . Z průběhů tlaků na obr. 1.13 a obr. 1.15 vyplývá, že sací strana profilu je všeobecně hůře obtékána než přetlaková. obr. 1.21a) potvrzuje předchozí tvrzení o tom, že kladné úhly přispívají k profilovým ztrátám více než záporné úhly náběhu. Veličina i_{max} představuje kladný úhel náběhu, při kterém se ztráty zdvojnásobí proti minimální hodnotě (v okolí $i = 0$) a jeho hodnotu lze odečíst z obr. 1.21b) v závislosti na α_{1L}/α_2 (tzv. míra přetlakovosti) a výstupním úhlu α_2 . Uvedená závislost je odvozena pro $s/c = 0,75$. Dle obr. 1.21c) lze provést korekci pro jinou poměrnou rozteč. [11]



Obr. 1.21: Změna profilové ztráty s úhlem náběhu u turbínové lopatkové mříže podle Ainley a Mathieson (1951). [11]

A – z měření lopatkových mříží (jen změna ξ_p), B – z měření na lopatkové řadě (včetně vlivu sekundárních ztrát) [11]

1.4 Ztráty rázem při obtékání profilu

Při obtékání profilů se rychlost proudění kolem něj mění podle toho, jak se mění průběh tlaku podél profilu lopatky. V případě, že proudění před profilem dosahuje kritického Machova čísla, dosáhne, v jisté části profilu, i nadzvukovou rychlost. Při poklesu rychlosti zpět do podzvukové rychlosti může vzniknout za jistých podmínek rázová vlna. [14]

Na obr. 1.22 je uveden příklad tlakové poruchy (=zvuku), která se šíří stlačitelným prostředím rychlostí zvuku a . Dává tak informaci o tlaku v okolí zdroje této poruchy a tím se stlačitelné prostředí přizpůsobuje zdroji této poruchy, například rozestupováním proudnic ještě před profilem. [14]

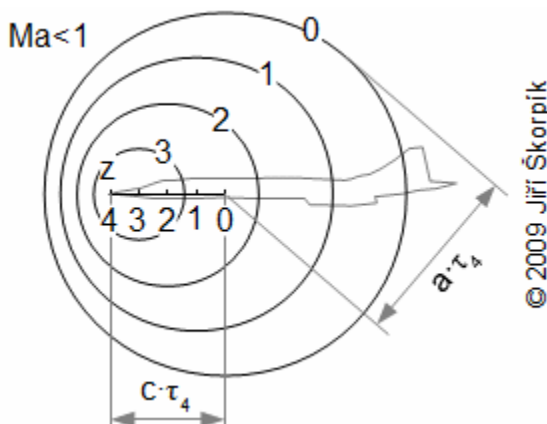


Obr. 1.22: Charakter podzvukového proudění. [14]

Z - zdroj tlakové poruchy (zdroj zvuku). Zvuk se šíří rychleji než profil a energie zvukové vlny způsobuje rozestupování proudnic ještě před profilem. [14]

„Tlaková porucha se v homogenním prostředí šíří v kulových plochách tj. všemi směry. Je-li zdroj tlakové poruchy v klidu (např. reproduktor...) tvoří hranici zvukové vlny v jednotlivých časech soustředné koule, v jejichž středu je zdroj z tlakové poruchy. Rozdíl tlaku na rozhraní neporušeného prostředí a zvukové vlny se zmenšuje s rostoucím poloměrem zvukové vlny (klesá její energetická hustota neboli intenzita zvuku), tím také klesá vliv zvukové vlny

na okolní prostředí.“ [14] Pro názornost je použit obrázek letadla, závěry však platí i pro lopatkový kanál, kde těleso je nehybné a vysokých rychlostí dosahuje proudění (zákon akce a reakce).



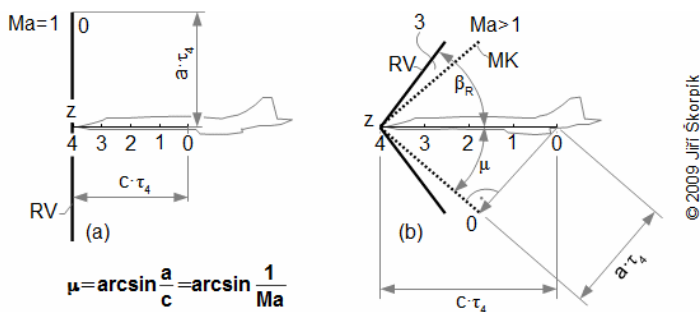
Obr. 1.23: Šíření zvukových vln při pohybu zdroje tlakové poruchy. [14]

Kružnice 0 1 2 3 představují hranici zvukových vln v prostředí v čase $\tau = 0 \dots 3$. V čase 0 je zdroj právě na souřadnici 0 v čase 1 na souřadnici 1 atd. Tj. v bodě 0 vyvolá zdroj tlakovou poruchu, která se šíří rychlostí zvuku v kulové ploše poté co urazí zdroj vzdálenost 0-z bude mít poloměr zvukové vlny označený na obrázku 0. Stejný postup platí i pro tlakovou poruchu vyvolanou zdrojem v bodě 1 atd. [14]

1.4.1 Vznik rázových vln

V případě, že se zdroj tlakové poruchy pohybuje rychlostí zvuku, kružnice z obr. 1.23 se v místě zdroje dotýkají. Při rychlostech vyšších než je rychlost zvuku, se dokonce protínají a dochází přitom ke skokovým změnám stavových veličin (za rázovou vlnou je vyšší tlak, teplota i hustota) a tlaková porucha se šíří formou rázových vln. V těchto případech se proudnice pozvolna nerozestupují a toto těleso je nuceno svým objemem okolní plyn vytěsnit prudkou kompresí, avšak energie pro tuto kompresi je v případě lopatkového profilu odebrána z energie proudící tekutiny. Rázovou vlnou se nazývá hranice mezi zkomprimovaným plynem a okolním doposud neovlivněným plynem. [11]

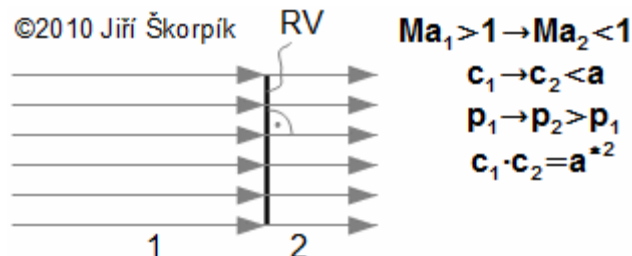
Typický tvar kužele rázové vlny je vyobrazen na obr. 1.24, kde je popsán i vliv rychlosti a velikosti tělesa na její sklon.



Obr. 1.24: Šíření rázové vlny – let letounu různou rychlostí. [14]

(a) zdroj se pohybuje zvukovou rychlostí. (b) zdroj se pohybuje nadzvukovou rychlostí. μ [°] Machův úhel; β_R [°] sklon rázové vlny ($\mu < \beta_R$); MK Machův kužel – okraj šíření zvukových vln v případě nekonečně tenkého tělesa; RV rázová vlna. [14]

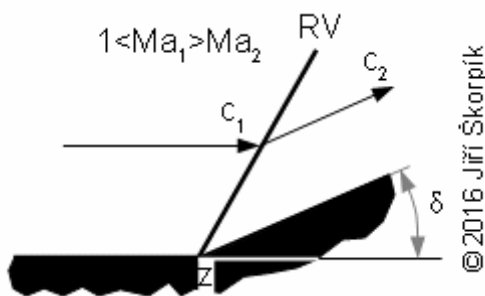
Kolmá rázová vlna nemění směr proudění, avšak skokově se mění tlak, hustota i teplota. Za ní je rychlost proudění menší než rychlost zvuku. Fyzikálně jde o skokovou kompresi plynu se ztrátami. [14]



Obr. 1.25: Průchod kolmou rázovou vlnou. [14]

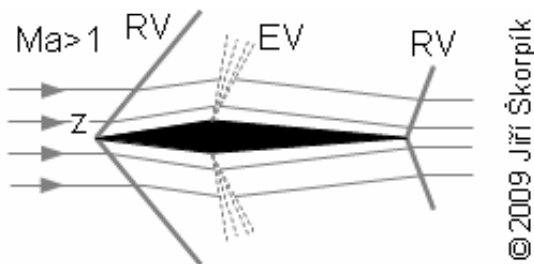
a^* [m·s⁻¹] kritická rychlost viz níže. Po průchodu kolmou rázovou vlnou se změní parametry plynu z hodnot označeny indexem 1 na hodnoty označené indexem 2. [14]

Ztráty v šikmé rázové vlně jsou menší než v kolmé a jsou tím menší, čím je menší sklon rázové vlny β_R . Odlišností jsou i skutečnosti, že za rázovou vlnou může být proudění podzvukové i nadzvukové a rovněž dochází navíc ke změně směru proudění o δ . Šikmá rázová vlna vzniká například při náhlé změně průtočného průřezu, na hranách profilů, na výrobních nerovnostech, kapičkách nestlačitelné tekutiny, nebo na rozhraní mezi nadzvukovým proudem a okolním prostředím. [14]



Obr. 1.26: Vznik šikmé rázové vlny u paty náhle se zvedající obtékané plochy. [14]

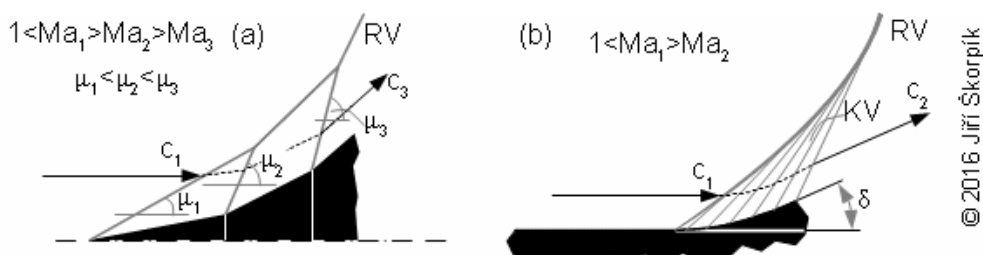
Šikmá rázová vlna vzniká i při šikmé srážce dvou nadzvukových proudění (viz obr. 1.27). Zajímavá situace nastane v případě, jestliže náhle zvedající se plocha je nahrazena obloukem viz následující kapitola.



Obr. 1.27: Ideální obtékání lichoběžníkového profilu nadzvukovým proudem. [14]

EV expanzní vlny. Všimněte si vzniku rázových vln při šikmé "srážce" dvou nadzvukových proudů na odtokové hraně. [14]

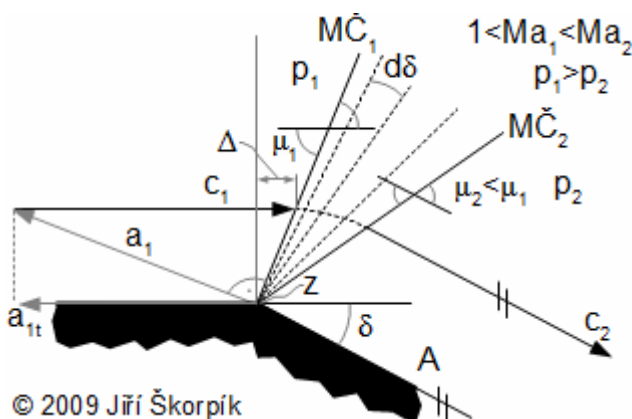
Nedosažitelné kompresní vlny vznikají, nahradíme-li náhlý zlom z předchozího případu plynulou změnou povrchu. Tento děj však nemůže reálně nastat, protože by zužování muselo probíhat pomocí nekonečně malých změn. Podobný případ je případ, kdy za jednou rázovou vlnou vznikne druhá s větším Machovým úhlem. Po jejich střetnutí vznikne nová rázová vlna s hodnotou Machova úhlu mezi hodnotami vln, z kterých nová rázová vlna vznikla. [14]



Obr. 1.28: Kumulace šikmých rázových vln. [14]

(a) stupňující se plocha; (b) vznik kompresních vln u pozvolna se zvedající plochy. KV soustava kompresních vln. [14]

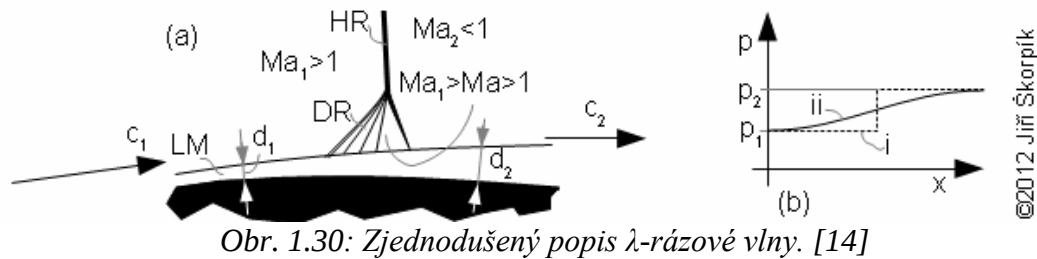
Expanzní vlny jsou opakem šikmých rázových vln a nedosažitelných kompresních vln. Vznikají v místech, kde proudění expanduje do vyšší rychlosti, tedy v místech se zvyšujícím se průtočným průřezem při obtékání tupých úhlů, zároveň dojde i k vychýlení směru proudícího plynu o úhel delta od původního směru. [14]



Obr. 1.29: Obtékání tupého úhlu nadzvukovou rychlostí. [14]

MČ Machova čára; Δ [rad] odklon proudy při obtékání tupého úhlu. [14]

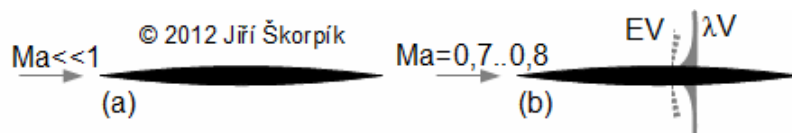
V případě Lambda rázových vln jde o kumulované šikmé rázové vlny vznikající od hranice laminární mezní vrstvy tělesa obtékaného transsonickou rychlostí vytvářející svůj typický tvar, podobný řeckému písmenu λ . Při podzvukovém proudění se zvyšuje tlak na úkor rychlosti a tím se zvětšuje i tloušťka mezní vrstvy, čímž vzniká klín. Turbulentní proudění však není tak citlivé na změnu tlaku a v jeho případě je klín velmi malý, někdy vzniká přímo kolmá rázová vlna. [14]



(a) celkový náhled; (b) průběh změny tlaku v rázové vlně a v mezní vrstvě. i průběh tlaku v jádru proudu těsně před a za rázovou vlnou; ii průběh tlaku v laminární mezní vrstvě. P stěna profilu; x [m] souřadnice profilu; LM laminární mezní vrstva; d [m] tloušťka mezní vrstvy; HR hlavní přímá rázová vlna; DR druhotné šikmé rázové vlny vznikající v důsledku zvětšení tloušťky mezní vrstvy. [14]

1.4.2 Charakteristika obtékání tělesa vysokou rychlostí

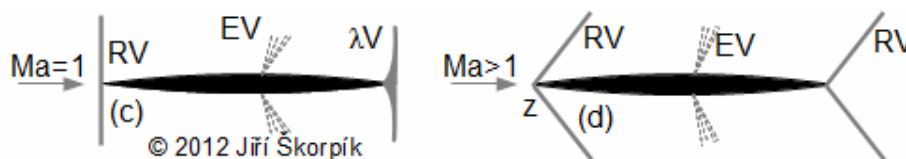
Z obr. 1.4 je zřejmé, že se podél profilu rychlost proudění nejdříve zvyšuje, a poté co dosáhne svého maxima, se rychlost začne snižovat. Při dosažení rychlosti zvuku tím v místě zúžení způsobí expanzní vlny a rychlost proudění se za tímto bodem ještě více zvýší. Podzvuková rychlost za profilem zase způsobí, že ještě před odtokovou hranou vznikne lambda rázová vlna. [14]



Obr. 1.31: Charakteristika obtékání čočkovitého profilu podzvukovým prouděním. [14]

(a) podzvuková rychlost; (b) vznik efektů při transsonických rychlostech. [14]

Zvyšováním rychlosti před profilem se lambda rázová vlna posouvá více ke konci profilu, až při rychlosti zvuku před profilem se přesouvá na úplný konec a na náběžné hraně vzniká kolmá rázová vlna (obr. 1.32c)). Oblasti proudění, kdy vzniká lambda rázová vlna, ať už v průběhu profilu, nebo na jeho konci, vykazují největší energetické ztráty. Po přechodu z transsonického proudění k supersonickému proudění se vytváří šikmé rázové vlny místo kolmé a lambda rázové vlny ztráty a ztráty opět klesají. [14]



Obr. 1.32: Charakteristika obtékání čočkovitého profilu zvukovým a nadzvukovým prouděním. [14]

(c) rychlost proudění dosahuje právě rychlosti zvuku; (d) efekty při nadzvukovém proudění. [14]

1.5 Bézierova křivka

Křivky pojmenované po francouzském inženýru Pierru Bézierovi se řadí mezi nejpopulárnější aproximační křivky. Pro tvorbu bodů Bézierovi křivky n -tého stupně (tedy zastoupené $n+1$ body) se dnes používá de Casteljau algoritmus:

$$P(t) = \sum_{i=0}^n \binom{n}{i} (1-t)^{n-i} t^i P_i, \quad t \in (0,1) \quad (1.5)$$

Bézierovy křivky prochází pouze počátečním a koncovým bodem, lze však vidět z rovnice (1.5), že každý bod křivky je více či méně ovlivněn polohou každého z řídících

bodů. Při návrhu lopatky jsou některá místa přesně definována, protože vychází z výpočtů, je to například poloha odtokové hrany, poloha náběžné hrany nebo poloha hrdla. Proto je výhodné výslednou křivku profilu skládat z více Bézierových křivek a spojovat je právě v těchto přesně definovaných místech.

Spojení Bézierových křivek lze provést, tak že poslední bod první křivky a první bod druhé křivky budou mít stejnou polohu – jedná se o prosté nehladké spojení dvou křivek, takzvaná parametrická spojitost C0. Pro vyšší hladkost spojení je vhodné dodržet i spojitost C1 (rovnost tečných vektorů spojení, tedy prvních derivací) a spojitost C2 (rovnost druhých derivací ve spojení), což jsou matematická vyjádření hladkosti přechodu. [3]

Mějme například dvě křivky s 5 řídicími body $P_0 - P_4$ a $Q_0 - Q_4$. Pak je spojitost C0 dodržena v případě, že $P_4 = Q_0$, spojitost C1 v případě, že $P'(1) = Q'(0)$, spojitost C2 v případě, že $P''(1) = Q''(0)$. [1]

De Casteljau algoritmus pro křivky čtvrtého stupně vypadá následovně:

$$P(t) = (1-t)^4 P_0 + 4t(1-t)^3 P_1 + 6t^2(1-t)^2 P_2 + 4t^3(1-t) P_3 + t^4 P_4 \quad (1.6)$$

$$\frac{dP(t)}{dt} = -4(1-t)^3 P_0 + (1-4t)(1-t)^2 P_1 + 2t(2t^2 - 3t + 1) P_2 + (3-4t)t^2 P_3 + 4t^3 P_4 \quad (1.7)$$

$$P'(1) = 4(P_4 - P_3) \quad (1.8)$$

Obdobně pro křivku $Q(t)$ platí:

$$Q'(0) = 4(Q_1 - Q_0) \quad (1.9)$$

Pro dodržení C1 spojitosti je tedy potřeba rovnost následující rovnost

$$Q_1 = P_4 - P_3 + Q_0 \quad (1.10)$$

Výsledkem analogického výpočtu druhých derivací je tato rovnost

$$Q_2 = P_2 - 2P_3 + P_4 - P_0 + 2P_1 \quad (1.11)$$

V případě, že má křivka $P(t)$ jen 4 řídicí body, vypadá vzorec pro C1 spojitost následně

$$Q_1 = \frac{3}{4}(P_3 - P_2) + Q_0 \quad (1.12)$$

2 Základní výpočty

2.1 Vstupní parametry

Zadané jsou tyto hodnoty:

Hmotnostní průtok páry na vstupu:

$$M_A = 221,6 \text{ t/h} = \frac{221,6}{3,6} \text{ kg/s} = 61,56 \text{ kg/s} \quad (2.1)$$

Tlak páry na vstupu do tělesa:

$$p_A = 3,7 \text{ bar} = 0,37 \text{ MPa} \quad (2.2)$$

Teplota páry na vstupu do tělesa:

$$t_A = 216,5 \text{ }^\circ\text{C} \quad (2.3)$$

Teplota chladicí vody na vstupu do kondenzátoru:

$$t_{ch1} = 20,0 \text{ }^\circ\text{C} \quad (2.4)$$

V nízkotlakém tělese uvažujte dva neregulované odběry.

Tlak prvního odběru:

$$p_{I.odběr} = 1,17 \text{ bar} = 117 \text{ kPa} \quad (2.5)$$

Tepelný tok prvního odběru:

$$\dot{q}_{I.odběr} = 49,1 \text{ GJ/h} \quad (2.6)$$

Tlak druhého odběru:

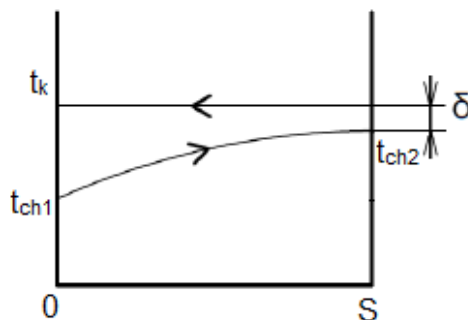
$$p_{II.odběr} = 16,8 \text{ kPa} \quad (2.7)$$

Tepelný tok druhého odběru:

$$\dot{q}_{II.odběr} = 16,2 \text{ GJ/h} \quad (2.8)$$

2.2 Tlak v kondenzátoru

V hlavním kondenzátoru turbosoustrojí probíhá po straně páry izobaricko-izotermický děj. Po straně chladicí vody probíhá ohřev z teploty t_{ch1} na teplotu t_{ch2} .



Obr. 2.1 Průběh teplot v kondenzátoru

V případě, že je zadána pouze teplota chladicí vody na vstupu do kondenzátoru, je nutno zvolit teplotu nedohřevu $\delta = 5^\circ\text{C}$ a dále i maximální ohřev $\Delta t_{ch} = 6,36^\circ\text{C}$. Z průběhů teplot znázorněných na obr. 2.1 lze odvodit následující vztahy. Nejdříve je vypočtena teplota chladicí vody na výstupu z kondenzátoru.

$$t_{ch2} = t_{ch1} + \Delta t_{ch} = 20^\circ\text{C} + 6,36^\circ\text{C} = 26,36^\circ\text{C} \quad (2.9)$$

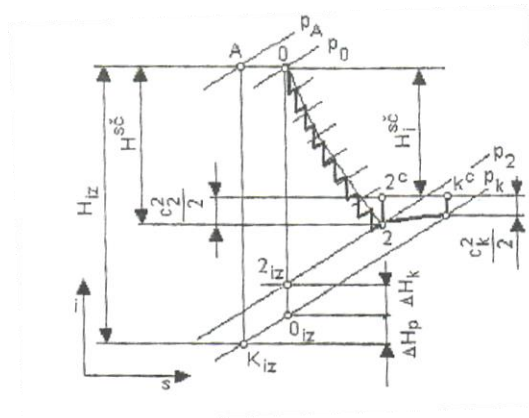
Z teploty na výstupu z kondenzátoru je stanovena kondenzační teplota a následně i kondenzační tlak pomocí parních tabulek.

$$t_{kond} = t_3 = t_2 = t_{ch2} + \delta_{kond} = 26,36^\circ\text{C} + 5^\circ\text{C} = 31,36^\circ\text{C} \quad (2.10)$$

$$p_{kond} = f(t_{kond}; x = 0) = 0,00459 \text{ MPa} \quad (2.11)$$

2.3 Ztráta ve vstupní části turbíny a ve výstupním hrdle

„Tlakové ztráty mezi přírubou spouštěcího a rychlouzávěrného ventilu a kanálem první satorové řady lopatek jsou závislé na konstrukci vstupního ústrojí: tvar rychlouzávěrného ventilu, parní síto, umístění vzhledem k turbíně, typ regulačních ventilů a aerodynamika vstupního kanálu k první satorové řadě lopatek.“ [9]



Obr. 2.2: Ztráta ve vstupní části turbíny a výstupním hrdle v i-s diagramu. [9]

„Obdobně výstupní ztráta vzniká vlivem tlakových odporů ve výstupním hrdle turbíny. Stanovení této ztráty velmi závisí na typu stroje – protitlaková nebo kondenzační turbína a provedení výstupního hrdla (svařované/odlévané).“ [9]

Poměry pro tlakové ztráty jsou zvoleny $\frac{p_0}{p_A} = 0,98$ a $\frac{p_k}{p_2} = 0,98$. Je tedy uvažován případ bez použití difuzoru, kterým je jinak možné dosáhnout i poměru pro tlakovou ztrátu výstupního hrdla vyšší než 1.

$$p_2 = \frac{p_k}{0,98} = \frac{0,00459 \text{ MPa}}{0,98} = 0,004683 \text{ MPa} \quad (2.12)$$

$$p_0 = 0,98p_A = 0,98 \cdot 0,37 \text{ MPa} = 0,3626 \text{ MPa} \quad (2.13)$$

Následující parametry byly určeny pomocí X Steam Tables:

$$i_A = i_0 = f(p_A; t_A) = 2896,73 \text{ kJ/kg} \quad (2.14)$$

$$s_A = f(p_A; t_A) = 7,2819 \text{ kJ/kg} \quad (2.15)$$

$$i_{K_{IZ}} = f(p_K; s_A) = 2210,14 \text{ kJ/kg} \quad (2.16)$$

$$s_0 = f(p_0; i_0) = 7,2911 \text{ kJ/kg/K} \quad (2.17)$$

$$i_{2_{iz}} = f(p_2; s_0) = 2215,36 \text{ kJ/kg} \quad (2.18)$$

$$i_{0_{iz}} = f(p_K; s_0) = 2212,93 \text{ kJ/kg} \quad (2.19)$$

Poměrné tlakové ztráty jsou počítány z jednotlivých spádů:

$$\begin{aligned} H_{iz} &= i_A - i_{K_{IZ}} = 2896,73 \text{ kJ/kg} - 2210,14 \text{ kJ/kg} \\ &= 686,59 \text{ kJ/kg} \end{aligned} \quad (2.20)$$

$$H_P = i_{2_{IZ}} - i_{0_{IZ}} = 2215,36 \text{ kJ/kg} - 2212,93 \text{ kJ/kg} = 2,79 \text{ kJ/kg} \quad (2.21)$$

$$\begin{aligned} H_K &= i_{0_{IZ}} - i_{K_{IZ}} = 2212,93 \text{ kJ/kg} - 2210,14 \text{ kJ/kg} \\ &= 2,43 \text{ kJ/kg} \end{aligned} \quad (2.22)$$

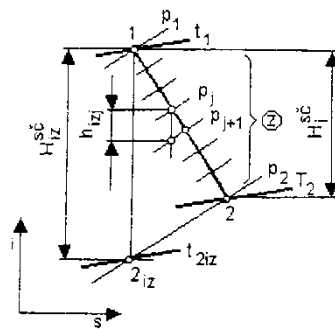
Zbývá už jen stanovit poměrné ztráty vstupního a výstupního hrdla:

$$\xi_P = \frac{\Delta H_P}{H_{IZ}} = 0,004066 \quad (2.23)$$

$$\xi_K = \frac{\Delta H_K}{H_{IZ}} = 0,003543 \quad (2.24)$$

2.4 Rozdělení spádu

První průtočný kužel, tedy od vstupu do turbíny po první odběr, je rozdělena na dva stupně. Druhý průtočný kužel, tedy od prvního odběru po druhý odběr, je rovněž rozdělen na dva stupně. Třetí průtočný kužel, tedy od druhého odběru po výstupní hrdlo turbíny, bude tvořen pouze jedním stupněm. Toto prvotní rozdělení spádu se později ukázalo jako vyhovující.



Obr. 2.3: Součinitel zpětného využití ztrát[9]

Tyto spády průtočných kuželů je dále nutno rozdělit mezi jednotlivé stupně. K tomu je v souladu s obr. 2.3 využit vzorec pro stanovení součinitele zpětného využití:

$$i_{2_{IZ}}^{SKI} = f(s_0; p_{1.\text{odběr}}) = 2676,25 \text{ kJ/kg} \quad (2.25)$$

$$H_{IZ}^{SK1} = i_0 - i_{2_{IZ}}^{SKI} = 2897,05 \text{ kJ/kg} - 2676,25 \text{ kJ/kg} = 220,48 \text{ kJ/kg} \quad (2.26)$$

$$\sum h_{IZ}^{SK1} = (1 + f_{SK1})H_{IZ}^{SK1} = (1 + 1,00729)220,48 \text{ kJ/kg} = 222,08 \text{ kJ/kg} \quad (2.27)$$

Je tedy evidentní, že mezi stupně nelze jednoduše rozdělit přímo spád H_{IZ}^{SK1} , ale jak z obr. 2.3 vyplývá, ztráty energie z jednoho stupně zvyšují spád pro stupeň následující. Toto znovu využití ztrátové energie vyjadřuje právě součinitel zpětného využití $1 + f$:

$$1 + f_{SK1} = 1 + k(1 - \eta_{TDi}^{SK1}) \frac{H_{IZ}^{SK1}}{419} \frac{z - 1}{z} = 1 + 0,2(1 - 0,8614) \frac{220,48}{419} \frac{3 - 1}{3} = 1,00729 \quad (2.28)$$

Následně lze stanovit spád pro přímo daný stupeň. Spád prvního průtočného kužele je pro první a druhý stupeň rozdělen rovnoměrně:

$$h_{IZ_1} = h_{IZ_2} = \frac{\sum h_{IZ}^{SK1}}{2} = \frac{222,08}{2} = 111,04 \text{ kJ/kg} \quad (2.29)$$

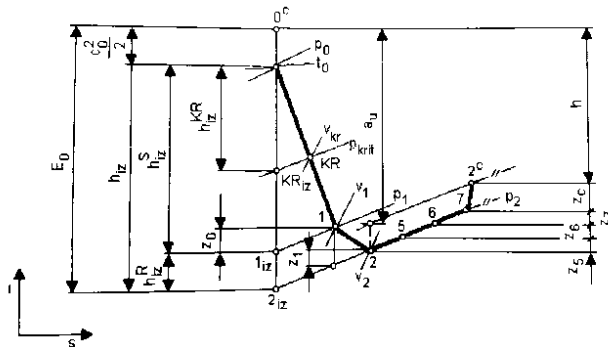
Do výpočtu součinitele zpětného využití je iteračně dosazena termodynamická účinnost celé skupiny dle vzorce (3.64), tyto účinnosti jsou uvedeny v kap. 5. Dále je zvolena experimentální konstanta k dle [9].

Tab. 2.1: Předběžné rozdělení izoentropických spádů

Veličina	Symbol	Jednotka	První skupina		Druhá skupina		Třetí skupina	Turbína
Experimentální konstanta	k	-	0,2		0,16		0,16	-
Izoentropický spád celé skupiny	H_{IZ}	kJ/kg	220,48		298,43		166,38	681,37
Počet stupňů skupiny	z	-	2		2		1	5
Součinitel zpětného využití	f	-	0,007291		0,009164		0	0,012123
Součet jednotlivých izoentropických spádů	$\sum h_{IZ}$	kJ/kg	222,08		301,17		166,38	689,63
Stupeň	-	-	První stupeň	Druhý stupeň	Třetí stupeň	Čtvrtý stupeň	Pátý stupeň	
Předběžné rozdělení izoentropických spádů do stupňů	h_{IZ}	kJ/kg	111,04	111,04	133,14	165,87	166,38	

3 Návrh prvních třech stupňů

Návrh prvních třech stupňů bude proveden pro prizmatický typ lopatkování, tj. lopatka bude mít konstantní průřez po výšce a výpočet bude zjednodušen na střední průměr daného stupně, viz rovnice (4.4).



Obr. 3.1: Průběh expanze [9]

Výpočet je demonstrován na prvním stupni a indexy stavů jsou v souladu s obr. 3.1.

Nejdříve jsou stanoveny vstupní parametry:

$$i_0 = f(p_0; t_0) = 2897,05 \text{ kJ/kg}$$

$$s_0 = f(p_0; t_0) = 7,2917 \text{ kJ/kg/K}$$

$$v_0 = f(p_0; t_0) = 0,6129 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$x_0 = f(p_0; t_0) = 1$$

Poissonovu konstantu pro mokrou páru lze určit ze Zeunerova empirického vztahu:

$$\kappa_0 = 1,035 + 0,1x_0 \quad (3.1)$$

Pro přehřátou páru lze Poissonovu konstantu určit pomocí X Steam Tables:

$$\kappa_0 = \frac{C_p}{C_v} = \frac{f_{C_p}(p_0; t_0)}{f_{C_v}(p_0; t_0)} = \frac{2,0635}{1,5521} = 1,3295 \quad (3.2)$$

Dále je pro výpočet Machova čísla na vstupu do rozváděcí řady potřeba rychlost zvuku

$$a_0 = \sqrt{v_0 p_0 \kappa_0} = \sqrt{0,6129 \cdot 0,3626 \cdot 1,3295} \text{ m/s} = 543,58 \text{ m/s} \quad (3.3)$$

$$Ma_0 = \frac{c_0}{a_0} = \frac{32,27}{543,58} = 0,0594 \quad (3.4)$$

Dalším důležitým parametrem, který je nezbytné určit je hmotnostní průtok. Ten pro první stupeň vyplývá ze zadání, avšak pro třetí stupeň je nutné odečíst hmotnostní průtok odběru. Odběr je neregulovaný a průtok je tedy dán entalpií za stupněm, za kterým je umístěný odběr, a tepelným tokem odběru ze zadání. Uveden je příklad pro první odběr za druhým stupněm:

$$M_{l.odběr} = \frac{\dot{q}_{l.odběr}}{\dot{i}_{l.odběr}} = \frac{49,10}{2689,38} \cdot \frac{1}{3,6 \cdot 10^{-3}} \text{ kg/s} = 5,07 \text{ kg/s} \quad (3.5)$$

Pro výrobu elektřiny předpokládáme na hřídeli společně s turbínou nejčastěji používaný dvoupólový asynchronní generátor s hladkým rotorem. Pro takový stroj platí:

$$2p = 2 \quad (3.6)$$

$$n = \frac{f}{p} = \frac{50}{1} \text{ s}^{-1} = 50 \text{ s}^{-1} = 3000 \text{ min}^{-1} \quad (3.7)$$

3.1 Výpočty

Pomocí dříve vypočítaného izoentropického spádu lze určit tlak za stupněm.

$$i_{2IZ} = i_0 - h_{IZ1} = 2897,05 \text{ kJ/kg} - 111,0412 \text{ kJ/kg} = 2786,01 \text{ kJ/kg} \quad (3.8)$$

$$p_2 = f(s_0; i_{2IZ}) = 0,2131 \text{ MPa} \quad (3.9)$$

Jedním z hlavních dimenzovaných parametrů je střední průměr lopatkování, který je v případě této práce jedním z měněných parametrů pro optimalizaci termodynamické účinnosti turbíny v zadání pro Solver. Prvotní odhad byl 1,5 m a dále byl Solverem zpřesněn na:

$$D = 1,4995 \quad (3.10)$$

Vzhledem k počtu zvolených stupňů na spád je vhodné použít rovnotlaké lopatkování. Dále je tedy zvolen stupeň reakce a tím i rozdělení spádu mezi rotor a stator.

$$\rho = 0,1 \quad (3.11)$$

$$h_{IZ}^S = (1 - \rho)h_{IZ} = (1 - 0,1) \cdot 111,0412 \text{ kJ/kg} = 99,94 \text{ kJ/kg} \quad (3.12)$$

$$h_{IZ}^R = \rho h_{IZ} = 0,1 \cdot 111,0412 \text{ kJ/kg} = 11,10 \text{ kJ/kg} \quad (3.13)$$

$$i_{1IZ} = i_0 - h_{IZ}^S = 2897,05 \text{ kJ/kg} - 99,94 \text{ kJ/kg} = 2797,11 \text{ kJ/kg} \quad (3.14)$$

$$p_1 = f(s_0; i_{1IZ}) = 0,2254 \text{ MPa} \quad (3.15)$$

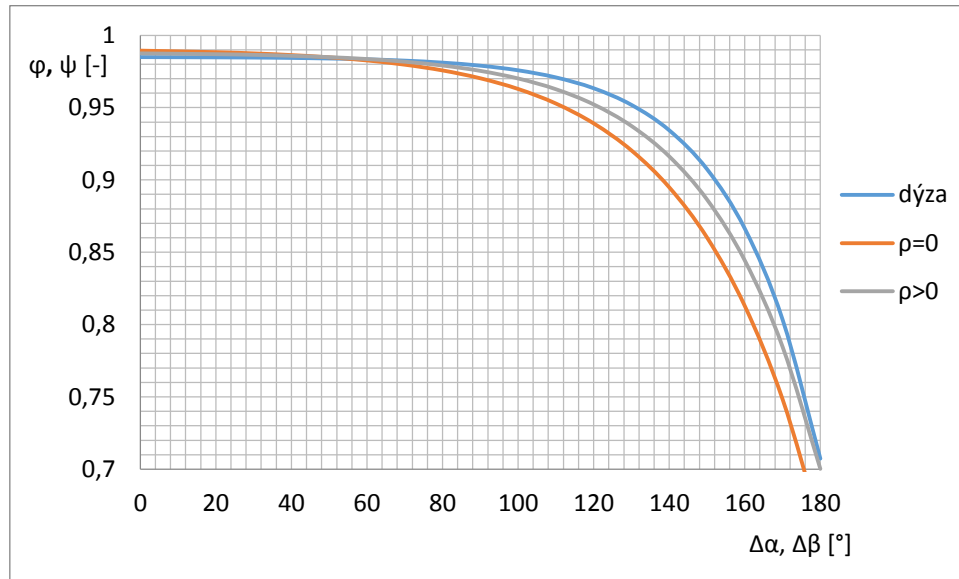
V případě, že by byl celý spád rotoru přeměněn na rychlost, šlo by o ideální případ a rychlost by byla dána rovnicí:

$$c_{1IZ} = \sqrt{2h_{IZ}^S + c_0^2} = \sqrt{2 \cdot 99,94 + 32,27^2} \text{ m/s} = 448,2364 \text{ m/s} \quad (3.16)$$

Nyní je možné stanovit ztráty ve statoru

$$z_0 = \frac{c_{1IZ}}{2} (1 - \phi^2) = \frac{448,24}{2} (1 - 0,9820^2) \text{ kJ/kg} = 3,5849 \text{ kJ/kg} \quad (3.17)$$

Kde rychlostní součinitel $\phi = 0,9820$ stanovujeme z grafu na obr. 3.2 pomocí zakřivení proudu v rozváděcí lopatce $\Delta\alpha = \alpha_1 - \alpha_0 = 74^\circ$.



Obr. 3.2: Výpočet rychlostních součinitelů

Stanovení rychlostních trojúhelníků se neobejde bez zvolení α_{1P} , tedy návrhový úhel, pod kterým vystupuje proud z rozváděcích lopatek. Pro první stupeň je zvoleno:

$$\alpha_{1P} = 16^\circ \quad (3.18)$$

Reálný výstupní úhel závisí na kritickém tlaku. Nastane-li stav, kdy $p_1 < p_{krit}$, pak dochází k odklonu proudu na výstupu z rozváděcích lopatek a to dle rovnice (3.30)

Pro další postup je tedy potřeba stanovit kritický tlak:

$$i_{0c} = i_0 + \frac{c_0^2}{2} = 2897,05 \text{ kJ/kg} + \frac{32,27^2}{2} \text{ kJ/kg} = 2897,57 \text{ kJ/kg} \quad (3.19)$$

$$p_{0c} = f(i_{0c}; s_0) = 0,3634 \text{ MPa} \quad (3.20)$$

$$p_{krit} = p_{0c} \left(\frac{2}{\kappa_0 + 1} \right)^{\frac{1}{\kappa_0 - 1}} = 0,3634 \cdot \left(\frac{2}{1,3295 + 1} \right)^{\frac{1}{1,3295 - 1}} \text{ MPa} = 0,1964 \text{ MPa} \quad (3.21)$$

Zbývá určit zbytek parametrů pro rovnici (3.30). Jsou tím vlastnosti tekutiny v bodě 1 za rozváděcí lopatkou:

$$i_1 = i_{1IZ} + z_0 = 2797,11 \text{ kJ/kg} + 3,58 \text{ kJ/kg} = 2800,6973 \text{ kJ/kg} \quad (3.22)$$

$$v_1 = f(p_1; i_1) = 0,8850 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (3.23)$$

$$c_1 = \phi c_{1IZ} = 0,9820 \cdot 448,24 \text{ m/s} = 440,17 \text{ m/s} \quad (3.24)$$

A vlastnosti tekutiny v místě, kde je dosaženo kritického tlaku:

$$i_{IZ}^{krit} = f(p_{krit}; s_0) = 2770,20 \text{ kJ/kg} \quad (3.25)$$

$$h_{IZ}^{krit} = i_0 - i_{IZ}^{krit} = 2897,05 \text{ kJ/kg} - 2770,20 \text{ kJ/kg} = 126,85 \text{ kJ/kg} \quad (3.26)$$

$$c_{krit} = \phi \sqrt{2h_{IZ}^{krit}} = 0,9820 \sqrt{2 \cdot 126,85} \text{ m/s} = 494,63 \text{ m/s} \quad (3.27)$$

$$i_{krit} = i_{IZ}^{krit} + z_0 \frac{h_{IZ}^{krit}}{h_{IZ}^s} = 2770,20 \text{ kJ/kg} + 3,58 \frac{126,85}{99,94} \text{ kJ/kg} = 2774,75 \text{ kJ/kg} \quad (3.28)$$

$$v_{krit} = f(p_{krit}; i_{krit}) = 0,9842 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (3.29)$$

Pro reálný úhel α_1 se zohledněním odklonu proudu platí:

$$\alpha_1 = \sin^{-1} \left(\frac{v_1}{v_{krit}} \frac{c_{krit}}{c_1} \sin \alpha_{1P} \right) \quad (3.30)$$

Nicméně pro první stupeň platí $p_1 > p_{krip}$ a proto $\alpha_1 = \alpha_{1P}$. Jde o veličinu nezbytnou pro stanovení rychlostních trojúhelníků. Dále stanovíme obvodovou rychlost:

$$u = \pi D n = \pi \cdot 1,4995 \cdot 50 \text{ m/s} = 235,54 \text{ m/s} \quad (3.31)$$

Nyní máme dostatek hodnot pro výpočet tlakového součinitele, který na konci kontrolujeme.

$$\psi_t = \frac{h_{IZ1}}{\frac{1}{2}u^2} = \frac{111,04}{\frac{1}{2} \cdot 235,54^2} = 4,0028 \quad (3.32)$$

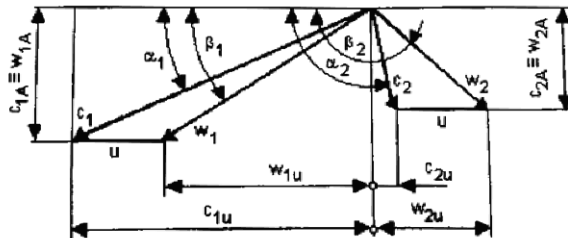
Dle [11] se má tlakové číslo pohybovat od 4,0 do 7,0 pro rovnotlaký stupeň. Stupně jsou navrženy tak aby v daném průtočném kuželu byly všechny stupně stejně zatíženy.

Dalším z parametrů, který je vhodné vyčíslit je rychlostní poměr $\frac{u}{c_{IZ}}$. Jeho definice se různí, v této práci je vztažen k veličině c_{IZ} . Lze postupovat i tak, že je střední průměr stupně dopočítáván právě z nejdříve zvoleného rychlostního poměru. Zde je volen postup, kdy ze zvoleného průměru středního stupně dopočítáváme rychlostní poměr.

$$c_{IZ} = \sqrt{2h_{IZ} + c_0^2} = \sqrt{2 \cdot 111,04 + 32,27^2} \text{ m/s} = 472,36 \text{ m/s} \quad (3.33)$$

$$\frac{u}{c_{IZ}} = \frac{235,54}{472,36} = 0,4987 \quad (3.34)$$

Po základních výpočtech a rozvržení spádu mezi rozváděcí a oběžnou lopatku lze přistoupit k návrhu rychlostních trojúhelníků. Značení je provedeno dle obr. 3.3.



Obr. 3.3: Značení rychlostních trojúhelníků [9]

Rychlostní součinitel umožňuje určit absolutní a relativní rychlost na výstupu z rozváděcí lopatky. Absolutní byla určena už při výpočtu skutečného α_1 a pro relativní platí:

Pomocí dříve zvoleného úhlu α_1 jsou dopočítány axiální a unášivé složky absolutní a relativní rychlosti:

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2c_1u \cos(\alpha_1)} =$$

$$= \sqrt{440,17^2 + 235,55^2 - 440,17 \cdot 235,55 \times \cos(16^\circ)} \text{ m/s} = 223,39 \text{ m/s} \quad (3.35)$$

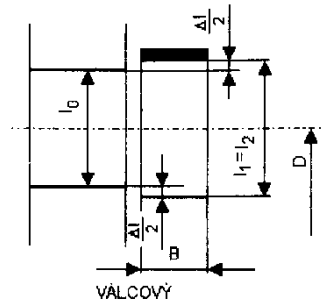
$$c_{1u} = c_1 \cos \alpha_1 = 440,17 \cos(16^\circ) \text{ m/s} = 423,11 \text{ m/s} \quad (3.36)$$

$$w_{1u} = c_{1u} - u = 423,11 \text{ m/s} - 235,55 \text{ m/s} = 187,57 \text{ m/s} \quad (3.37)$$

$$w_{1a} = c_{1a} = c_1 \sin \alpha_1 = 440,17 \sin(16^\circ) \text{ m/s} = 121,33 \text{ m/s} \quad (3.38)$$

Na rozváděcí lopatce zbývá už jen určit úhel relativní rychlosti:

$$\beta_1 = \cos^{-1} \left(\frac{w_{1u}}{w_1} \right) = \cos^{-1} \left(\frac{187,57}{223,39} \right) = 32,90^\circ \quad (3.39)$$



Obr. 3.4: Válcové omezení průtočného kanálu [9]

Pro první tři stupně jsou navrženy válcové průtočné kanály dle obr. 3.4:

$$l_0 = \frac{Mv_1}{\pi D c_1 \sin \alpha_1} = \frac{61,56 \cdot 0,8850}{\pi \cdot 1,4995 \cdot 440,17 \cdot \sin(16^\circ)} = 95,3 \text{ mm} \quad (3.40)$$

Zvolený přesah oběžné lopatky je $\Delta l = 2 \text{ mm}$.

$$l_1 = l_2 = l_0 + \Delta l = 95,3 \text{ mm} + 2 \text{ mm} = 97,3 \text{ mm} \quad (3.41)$$

Následuje výpočet rychlostního trojúhelníku oběžné lopatky.

$$w_{2IZ} = \sqrt{2h_{IZ}^r + w_1^2} = \sqrt{2 \cdot 11,10 + 223,39^2} \text{ m/s} = 268,53 \text{ m/s} \quad (3.42)$$

$$w_2 = \psi w_{2IZ} = 0,9546 \cdot 268,53 \text{ m/s} = 256,33 \text{ m/s} \quad (3.43)$$

Kde rychlostní součinitel $\psi = 0,9546$ je stanovený opět z grafu na obr. 3.2 a to pomocí zakřivení proudu v oběžné lopatce $\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1 = 118,04^\circ$. Určení β_2 je opět iterační, protože zatím není známa entalpie na výstupu z oběžné lopatky i_2 .

$$v_2 = f(p_2; i_2) = 0,9274 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (3.44)$$

$$\beta_2 = 180^\circ - \sin^{-1} \left(\frac{Mv_2}{\pi D w_2 l_2} \right) = 180^\circ - \sin^{-1} \left(\frac{61,56 \cdot 0,9474}{\pi \cdot 1,4995 \cdot 256,33 \cdot 0,0973} \right) = 150,93^\circ \quad (3.45)$$

Absolutní rychlost na výstupu z oběžné lopatky se stává zároveň vstupní absolutní rychlostí do rozváděcí lopatky dalšího stupně.

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2w_2u \cos(180^\circ - \beta_2)} =$$

$$= \sqrt{256,33^2 + 235,55^2 - 2 \times 256,33 \cdot 235,55 \cos(180^\circ - 150,93^\circ)} \text{ m/s} = 125,06 \text{ m/s} \quad (3.46)$$

Nyní lze dopočítat axiální a unášivé složky absolutní a relativní rychlosti:

$$w_{2u} = w_2 \cos(180^\circ - \beta_2) = 256,33 \cos(180^\circ - 150,93^\circ) = 224,05 \text{ m/s} \quad (3.47)$$

$$c_{2u} = w_{2u} - u = 224,02 \text{ m/s} - 235,55 \text{ m/s} = -11,49 \text{ m/s} \quad (3.48)$$

$$w_{2a} = c_{2a} = w_2 \sin(180^\circ - \beta_2) = 256,33 \sin(180^\circ - 150,93^\circ) = 124,53 \text{ m/s} \quad (3.49)$$

Úhel absolutní rychlosti na výstupu z oběžné lopatky se stává zároveň vstupním úhlem absolutní rychlosti do rozváděcí lopatky dalšího stupně.

$$\alpha_2 = 180^\circ - \tan^{-1} \left(\frac{c_{2a}}{c_{2u}} \right) = 180^\circ - \tan^{-1} \left(\frac{124,53}{-11,49} \right) = 84,73^\circ \quad (3.50)$$

Nakonec lze určit stav na výstupu z oběžné lopatky pomocí ztrát v rotoru:

$$z_1 = \frac{w_{2IZ}^2}{2} (1 - \psi^2) = \frac{268,53}{2} (1 - 0,9546^2) \text{ kJ/kg} = 3,20 \text{ kJ/kg} \quad (3.51)$$

$$i_2 = i_1 - h_{IZ}^R + z_1 =$$

$$= 2800,70 \text{ kJ/kg} - 11,10 \text{ kJ/kg} + 3,20 \text{ kJ/kg} = 2792,80 \text{ kJ/kg} \quad (3.52)$$

Vnitřní účinnost stupně lze určit dopočítáním ztráty výstupní rychlostí:

$$z_c = \frac{c_2^2}{2} = \frac{125,07^2}{2} \text{ kJ/kg} = 7,82 \text{ kJ/kg} \quad (3.53)$$

$$a_u = h_{IZ} + \frac{c_0^2}{2} - z_0 - z_1 - z_c =$$

$$= 111,04 \text{ kJ/kg} + \frac{32,27^2}{2} \text{ kJ/kg} - 3,58 \text{ kJ/kg} - 3,20 \text{ kJ/kg} - 7,82 \text{ kJ/kg} = 96,95 \text{ kJ/kg} \quad (3.54)$$

$$\eta_u = \frac{a_u}{E_0} = \frac{a_u}{h_{IZ} + \frac{c_0^2}{2}} = \frac{96,95}{111,04 + \frac{32,27^2}{2}} = 0,8691 \quad (3.55)$$

Stav i_2 však není konečný a pro výpočet termodynamické účinnosti je nezbytné určit i ostatní ztráty dle [9], tedy ztrátu radiální mezerou kolem bandáže, ztrátu třením (ventilací) disku a ztrátu parciálním ostřikem. Turbína je navrhována bez rozváděcího kola a ztráta parciálním ostřikem je tedy ztráta parciálním ostřikem nulová: $\xi_6 = 0$.

Pro ztrátu ventilací je $k_{tř}$ v rozsahu od $0,45 \cdot 10^{-3}$ do $0,8 \cdot 10^{-3}$

$$S = \pi D l_1 \sin \alpha_1 = \pi \cdot 1,4995 \cdot 0,0973 \sin(16^\circ) = 0,1264 \text{ m}^2 \quad (3.56)$$

$$\xi_5 = k_{tř} \frac{D^2}{S} \left(\frac{u}{\sqrt{2h_{Iz}}} \right)^3 = 6,5 \cdot 10^{-4} \frac{1,4995^2}{0,1264} \left(\frac{235,55}{\sqrt{2 \cdot 111,04}} \right)^3 = 0,0014 \quad (3.57)$$

Pro ztrátu radiální mezerou kolem bandáže je zvolen počet břitů $z_r = 3$.

$$\delta_a = 0,0005 \text{ m} \quad (3.58)$$

$$\delta_r = 0,0002 \text{ m} \quad (3.59)$$

$$\rho_s = 1 - (1 - \rho) \left(\frac{\frac{D}{l_1}}{1 + \frac{D}{l_1}} \right)^2 = 1 - (1 - 0,1) \left(\frac{\frac{1,4995}{0,0973}}{1 + \frac{1,4995}{0,0973}} \right)^2 = 0,2063 \quad (3.60)$$

$$\delta_{ekv} = \frac{1}{\sqrt{\frac{4}{\delta_a^2 + 1,5 \frac{z_r}{\delta_r^2}}}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{4}{0,0005^2 + 1,5 \frac{3}{0,0002^2}}}} \text{ m} = 8,8 \times 10^{-5} \text{ m} \quad (3.61)$$

$$\begin{aligned} \xi_7 &= \delta_{ekv} \sqrt{\frac{\rho_s}{1 - \rho}} \eta_u \frac{\pi(D + l_0)}{S} = \\ &= 8,8 \cdot 10^{-5} \sqrt{\frac{0,2063}{1 - 0,1}} \cdot 0,8691 \cdot \frac{\pi(1,4995 + 0,0953)}{0,1264} = 0,0015 \end{aligned} \quad (3.62)$$

Na závěr lze stanovit termodynamickou účinnost, vnitřní výkon a koncový bod expanze. Termodynamická účinnost je dle obr. 3.1 definována:

$$\eta_{TDi} = \frac{h}{E_0} = \frac{\frac{c_0^2}{2} + i_0 - i_7 - \frac{c_2^2}{2}}{\kappa_1 \frac{c_0^2}{2} + i_0 - i_{2Iz} - \kappa_2 \frac{c_2^2}{2}} \quad (3.63)$$

Vzorec lze použít pro celou turbínu, jednotlivé průtočné kužely nebo jednotlivé stupně. Volba konstant $\kappa_1 = 1$ a $\kappa_2 = 0$ definuje účinnost daného celku izolovaně od zbytku turbíny – pro jednotlivý stupeň se tedy přímo ve vzorci neuvažuje se zpracováním výstupní rychlosti v dalším stupni přesto, že tomu tak je. Tato skutečnost je zohledněna teprve ve výpočtu účinnosti celé turbíny. Dále je touto volbou konstant κ_1 a κ_2 započítávána celá vstupní rychlost do izoentropického spádu. Analogicky tedy pro každý stupeň, průtočný kužel nebo celou turbínu platí vztah:

$$\eta_{TDi}^{SK1} = \frac{\left(\frac{c_0^2}{2} \right)_I + (i_0)_I - (i_2)_{II} - \left(\frac{c_2^2}{2} \right)_{II}}{\left(\frac{c_0^2}{2} \right)_I + (i_0)_I - (i_{2Iz})_{II}} = \frac{\frac{32,27^2}{2} + 2897,05 - 2689,38 - \frac{143,05^2}{2}}{\frac{32,27^2}{2} + 2897,05 - 2682,70} = 0,8614 \quad (3.64)$$

Z definice termodynamické účinnosti plynou i následující vztahy pro první stupeň:

$$\eta_{TDi} = \eta_u - \xi_5 - \xi_6 - \xi_7 = 0,8691 - 0,0014 - 0 - 0,0015 = 0,8662 \quad (3.65)$$

$$P_i = M h_{Iz} \eta_{TDi} = 61,56 \cdot 111,04 \cdot 0,8662 \text{ kW} = 5920 \text{ kW} \quad (3.66)$$

$$i_{2c} = i_0 + \frac{c_0^2}{2} - h = i_0 + \frac{c_0^2}{2} - \eta_{TDi} \left(h_{1z} + \frac{c_0^2}{2} \right) =$$

$$= 2897,05 + \frac{32,27^2}{2} - 0,8662 \cdot \left(111,04 + \frac{32,27^2}{2} \right) = 2800,9387 \text{ kJ/kg} \quad (3.67)$$

Tab. 3.1: Výpočet prvních tří stupňů

Veličina	Symbol	Jednotka	Hodnota		
			1. stupeň	2. stupeň	3. stupeň
Hmotnostní průtok na vstupu	M_0	kg/s	61,5556	61,5556	56,4842
Tlak na vstupu	p_0	MPa	0,3626	0,2131	0,1170
Teplota na vstupu	t_0	°C	216,5000	162,1204	107,6260
Entropie na vstupu	s_0	kJ/kg/k	7,2917	7,3081	7,3258
Entalpie na vstupu	i_0	kJ/kg	2897,0495	2793,1191	2689,3785
Měrný objem na vstupu	v_0	m ³ /kg	0,6129	0,9278	1,4777
Suchost na vstupu	x_0	-	1,0000	1,0000	1,0000
Rychlost páry na vstupu	c_0	m/s	32,2746	125,0565	143,0458
Poissonova konstanta vstupu	κ_0	-	1,3295	1,3339	1,3379
Rychlost zvuku na vstupu	a_0	m/s	543,5753	513,5218	480,9504
Machovo číslo na vstupu	Ma_0	-	0,0594	0,2435	0,2974
Otáčky	n	s ⁻¹	50		
Izoentropický spád	h_{1z}	kJ/kg	111,0412	110,4184	133,1402
Izoentropická entalpie za stupněm	i_{2iz}	kJ/kg	2786,0083	2682,7007	2556,2383
Tlak za stupněm	p_2	MPa	0,2131	0,1170	0,0519
Střední průměr lopatkování	D	m	1,4995	1,6273	1,6950
Patní průměr	D_p	m	1,4042	1,5004	1,5002
Stupeň reakce	ρ	-	0,1000	0,1000	0,1000
Izoentropický spád statoru	h_{1z}^S	kJ/kg	99,9371	99,3766	119,8262
Izoentropický spád rotoru	h_{1z}^R	kJ/kg	11,1041	11,0418	13,3140
Izoentropická entalpie za rozváděcí mříží	i_{1iz}	kJ/kg	2797,1125	2693,7425	2569,5523
Tlak za rozváděcí mříží	p_1	MPa	0,2254	0,1247	0,0565
Teoretická rychlost na výstupu z rozváděcí mříže	c_{1iz}	m/s	448,2364	463,0251	510,0142
Ztráty v rozváděcí mříži	z_0	kJ/kg	3,5849	3,6739	4,2391
Zakřivení proudu rozváděcí mříže	$\Delta\alpha$	°	74,0000	67,7264	57,1152
Výstupní úhel z rozváděcí mříže navržený	α_{1p}	°	16	17	18
Celková entalpie na vstupu	i_{0c}	kJ/kg	2897,5704	2800,9387	2699,6095
Celkový tlak na vstupu	p_{0c}	MPa	0,3634	0,2216	0,1241
Kritický tlak	p_{krit}	MPa	0,1964	0,1196	0,0669
Entalpie za rozváděcí mříží	i_1	kJ/kg	2800,6973	2697,4165	2573,7914
Měrný objem za rozváděcí mříží	v_1	m ³ /kg	0,8850	1,4016	2,7949
Suchost za rozváděcí mříží	x_1	-	1,0000	1,0000	0,9667
Poissonova konstanta za rozváděcí mříží	κ_1	-	1,3000	1,3000	1,1317
Rychlost zvuku za rozváděcí mříží	a_1	m/s	509,2515	476,7347	422,6347
Machovo číslo za rozváděcí mříží absolutní	Ma_{1a}	-	0,8643	0,9545	1,1869
Machovo číslo za rozváděcí mříží relativní	Ma_{1r}	-	0,438660113	0,4687	0,6170
Rychlostní součinitel rozváděcí mříže	ϕ	-	0,9820	0,9827	0,9836
Absolutní rychlost na výstupu z rozváděcí mříže	c_1	m/s	440,1660	455,0213	501,6337
Izoentropická entalpie při kritickém tlaku	i_{1zkrit}	kJ/kg	2770,1950	2686,4849	2596,4492

Veličina	Symbol	Jednotka	Hodnota		
			1. stupeň	2. stupeň	3. stupeň
Izoentropický spád kritický	h_{izkrit}	kJ/kg	126,8545	106,6342	92,9293
Teoretická rychlost při kritickém tlaku	c_{krit}	m/s	494,6265	453,8271	424,0291
Měrný objem při kritickém tlaku	v_{krit}	m ³ /kg	0,9842	1,4477	2,4058
Rozdíl p_1 a p_{krit}	$p_1 - p_{krit}$	MPa	0,0290	0,0051	-0,0104
Výstupní úhel z rozváděcí mříže reálný	α_1	°	16,0000	17,0000	17,6655
Obvodová rychlost na středním průměru	u	m/s	235,5452	255,6119	266,2445
Tlakové číslo	ψ	-	4,0028	3,3799	3,7565
Rozdíl tlakových čísel	$\psi_3 - \psi_4$	-	-	-	0,0320
Teoretická rychlost za stupněm	c_{iz}		472,3601	486,2880	535,4834
Rychlostní poměr	u/c_{iz}	-	0,4987	0,5256	0,4972
Relativní rychlost na výstupu z rozváděcí mříže	w_1	m/s	223,3883	223,4467	260,7757
Obvodová složka absolutní rychlosti z rozváděcí mříže	c_{1u}	m/s	423,1147	435,1391	477,9789
Obvodová složka relativní rychlosti z rozváděcí mříže	w_{1u}	m/s	187,5695	179,5272	211,7344
Axiální složka rel. a abs. rychlosti z rozváděcí mříže	$c_{1a} = w_{1a}$	m/s	121,3262	133,0354	152,2252
Úhel relativní rychlosti na výstupu z rozváděcí mříže	β_1	°	32,8961	36,5396	35,7140
Délka rozváděcí lopatky	l_0	m	0,0953	0,1269	0,1948
Přesah lopatek	Δl	m	0,0020	0,0020	0,0020
Délka oběžné lopatky na vstupu	l_1	m	0,0973	0,1289	0,1968
Délka oběžné lopatky na výstupu	l_2	m	0,0973	0,1289	0,1968
Teoretická rychlost na výstupu z oběžné mříže	w_{2iz}	m/s	268,5341	268,3507	307,6232
Relativní rychlost na výstupu z oběžné mříže	w_2	m/s	256,3316	258,0741	295,8982
Rychlostní součinitel oběžné mříže	ψ	-	0,9546	0,9617	0,9619
Zakřivení proudu oběžné mříže	$\Delta\beta$	°	118,0386	111,1272	110,9289
Úhel relativní rychlosti na výstupu z oběžné mříže	β_2	°	150,9348	147,6668	146,6429
Absolutní rychlost na výstupu z oběžné mříže	c_2	m/s	125,0565	143,0458	163,8174
Obvodová složka relativní rychlosti z oběžné mříže	w_{2u}	m/s	224,0510	218,0602	247,1520
Obvodová složka absolutní rychlosti z oběžné mříže	c_{2u}	m/s	-11,4942	-37,5516	-19,0926
Axiální složka rel. a abs. rychlosti z oběžné mříže	$c_{2a} = w_{2a}$	m/s	124,5272	138,0289	162,7010
Úhel absolutní rychlosti na výstupu z oběžné mříže	α_2	°	84,7264	74,7807	83,3071
Ztráty v oběžné mříži	z_1	kJ/kg	3,2024	2,7049	3,5381
Entalpie za oběžnou mříží	i_2	kJ/kg	2792,7956	2689,0796	2564,0155
Měrný objem za oběžnou mříží	v_2	m ³ /kg	0,9274	1,4771	3,0179
Suchost za oběžnou mříží	x_2	-	1,0000	1,0000	0,9641
Machovo číslo za rozváděcí mříží absolutní	Ma_{2a}	-	0,2435	0,2974	0,3892
Machovo číslo za rozváděcí mříží relativní	Ma_{2r}	-	0,4992	0,5366	0,7030
Ztráta výstupní rychlostí	z_c	kJ/kg	7,8196	10,2311	13,4181
Obvodová práce stupně	a_u	kJ/kg	96,9552	101,6281	122,1760
Obvodová účinnost stupně	η_u	-	0,8691	0,8595	0,8522
Poměrná ztráta parciálním ostřikem	ξ_6	-	0	0	0
Konstanta pro ξ_5	k_{tr}	-	6,5E-04	6,5E-04	6,5E-04
Průtočný průřez pro páru	S	m ²	0,1264	0,1926	0,3179
Poměrná ztráta ventilací	ξ_5	-	0,0014	0,0014	0,0008
Počet břitů bandáže	z_r	-	3	3	3
Axiální vůle mezi statorem a rotorem	δ_a	m	0,0005	0,0005	0,0005
Radiální vůle mezi statorem a rotorem	δ_r	m	0,0002	0,0002	0,0002
Stupeň reakce na špičce lopatky	ρ_s	-	0,2063	0,2272	0,2775
Ekvivalentní vůle	δ_{ekv}	-	8,8E-05	8,8E-05	8,8E-05
Poměrná hodnota ztráty radiální mezerou s bandáží	ξ_7	-	0,0015	0,0011	0,0008

Veličina	Symbol	Jednotka	Hodnota		
			1. stupeň	2. stupeň	3. stupeň
Vnitřní termodynamická účinnost stupně	η_{tdi}	-	0,8662	0,8570	0,8506
Vnitřní výkon stupně	P_i	kW	5920,4495	5824,8667	6396,6200
Koncový bod expanze ve stupni	i_{2c}	kJ/kg	2800,9387	2699,6095	2577,6610
Koncová teplota expanze	t_{2c}	°C	165,9312	112,5667	82,2370
Koncový měrný objem expanze	v_{2c}	m ³ /kg	0,9365	1,4985	3,0364
Koncový suchost expanze	x_{2c}	-	1,0000	1,0000	0,9700
Koncová entropie expanze	s_{2c}	kJ/kg/K	7,3260	7,3524	7,3861

3.2 Výběr profilů pro první tři stupně

Profilů pro první tři stupně jsou vybrány dle [9] pomocí tab. 10.2 a 10.3. Prvním krokem je výběr podle Machova čísla, pro rozváděcí řadu vybíráno podle Machova čísla vypočteného z absolutních rychlostí, pro oběžnou řadu je vybíráno podle Machova čísla vypočteného z relativních rychlostí.

Tab. 3.2: Výběr lopatek pro první tři stupně

Veličina	Symbol	Jednotka	Hodnoty		
			1. stupeň	2. stupeň	3. stupeň
Rozváděcí lopatka			TS-2A	TS-3A	TS-3B
Poměrná rozteč	s/c	-	0,8	0,75	0,75
Délka tětiy	c	m	0,0456	0,0456	0,0456
Úhel nastavení profilu	γ	°	44	43	43
Axiální tětíva	c_{ax}	m	0,0328	0,0333	0,0333
Rozteč	s	m	0,0365	0,0342	0,0342
Počet	z	-	129	149	155
Oběžná lopatka			TR-3A	TR-4A	TR-4A
Poměrná rozteč	s/c	-	0,59	0,6	0,6
Délka tětiy	c	m	0,0456	0,0456	0,0456
Úhel nastavení profilu	γ	°	13	15	15
Axiální tětíva	c_{ax}	m	0,0444	0,0440	0,0440
Rozteč	s	m	0,0269	0,0274	0,0274
Počet	z	-	175	186	194

4 Návrh čtvrtého a pátého stupně

Rovnice pro tyto stupně jsou velmi obdobné jako pro první až třetí stupeň. Liší se pouze v několika vztazích, proto budou dále vyjmenovány pouze tyto odlišnosti. Pro tyto stupně byly zvoleny délky lopatek v počátku návrhu a dále optimalizovány pro plynulou změnu tvaru průtočného průřezu turbíny, výhodnější rychlostní trojúhelníky z hlediska ventilačních ztrát a vyšší termodynamickou účinnost. Tyto stupně nebylo z ekonomických a pevnostních důvodů možné osadit ideálně dlouhými lopatkami. Zvolené délky lopatek, respektive odtokových hran lopatek, jsou uvedeny v kap. 5. Špičky rozváděcích lopatek jsou následně upraveny tak, aby se průtočný kanál rozšiřoval plynule.

4.1 Výpočty

α_1 nyní není třeba volit a je přímo dopočítané z délky rozváděcí lopatky na výstupu.

$$\alpha_1 = \sin^{-1} \left(\frac{M v_1}{\pi D c_1 l_{1r}} \right) = \sin^{-1} \left(\frac{56,48 \cdot 5,39}{\pi \cdot 1,9 \cdot 464,38 \cdot 0,39} \right) = 16,35^\circ \quad (4.1)$$

Dalším rozdílem je, že čtvrtý a pátý stupeň není bandážovaný, proto je nutné ztráty radiální mezerou vypočítat podle jiného vzorce:

$$\xi_7 = 1,5 \frac{\mu_1 S_{1R} \eta_u}{S} \sqrt{\frac{\rho_s}{1-\rho}} = 1,5 \frac{0,5 \cdot 0,0036 \cdot 0,8340}{0,6553} \sqrt{\frac{0,5924}{1-0,4079}} = 0,0034 \quad (4.2)$$

Dle [9] je $\mu_1 = 0,5$.

$$S_{1R} = \pi(D + l_{1r})\delta_r = \pi(1,9 + 0,39) \cdot 0,0005 \text{ m}^2 = 0,0036 \text{ m}^2 \quad (4.3)$$

Další výpočty jsou už stejné jako pro první tři stupně.

Tab. 4.1: Výpočet čtvrtého a pátého stupně

Veličina	Symbol	Jednotka	Hodnota	
			4. stupeň	5. stupeň
Hmotnostní průtok na vstupu	M_0	kg/s	56,4842	54,6164
Tlak na vstupu	p_0	MPa	0,0519	0,0168
Teplota na vstupu	t_0	°C	82,2370	56,3381
Entropie na vstupu	s_0	kJ/kg/k	7,3483	7,3814
Entalpie na vstupu	i_0	kJ/kg	2564,2429	2409,2757
Měrný objem na vstupu	v_0	m ³ /kg	3,0182	8,2732
Suchost na vstupu	x_0	-	0,9642	0,9184
Rychlost páry na vstupu	c_0	m/s	163,8174	197,8054
Poissonova konstanta vstupu	κ_0	-	1,1314	1,1268
Rychlost zvuku na vstupu	a_0	m/s	420,8899	395,7512
Machovo číslo na vstupu	Ma_0	-	0,3892	0,4998
Otáčky	n	s ⁻¹	50	50
Izoentropický spád	h_{iz}	kJ/kg	165,8746	166,3804
Izoentropická entalpie za stupněm	i_{2iz}	kJ/kg	2398,3683	2242,8953
Tlak za stupněm	p_2	MPa	0,0168	0,0047
Střední průměr lopatkování	D	m	1,9000	2,3250
Patní průměr	D_p		0,7500	0,7500

Veličina	Symbol	Jednotka	Hodnota	
			4. stupeň	5. stupeň
Stupeň reakce na patě	ρ_p	-	0,0500	0,1000
Stupeň reakce	ρ	-	0,4079	0,6254
Izoentropický spád statoru	h_{iz}^S	kJ/kg	98,2152	62,3277
Izoentropický spád rotoru	h_{iz}^R	kJ/kg	67,6594	104,0527
Izoentropická entalpie za rozváděcí mříží	i_{1iz}	kJ/kg	2466,0277	2346,9479
Tlak za rozváděcí mříží	p_1	MPa	0,0271	0,0106
Teoretická rychlost na výstupu z rozváděcí mříže	c_{1iz}	m/s	472,5109	404,7004
Ztráty v rozváděcí mříži	z_0	kJ/kg	3,8094	3,3755
Zakřivení proudu rozváděcí mříže	$\Delta\alpha$	°	66,9568	89,3327
Výstupní úhel z rozváděcí mříže navržený	α_{1p}	°	17	20
Celková entalpie na vstupu	i_{0c}	kJ/kg	2577,6610	0,0000
Celkový tlak na vstupu	p_{0c}	MPa	0,5649	106,2677
Kritický tlak	p_{krit}	MPa	0,0327	0,0112
Entalpie za rozváděcí mříží	i_1	kJ/kg	2469,8371	2350,3234
Měrný objem za rozváděcí mříží	v_1	m ³ /kg	5,3877	12,5040
Suchost za rozváděcí mříží	x_1	-	0,9356	0,0000
Poissonova konstanta za rozváděcí mříží	κ_1	-	1,1286	1,0350
Rychlost zvuku za rozváděcí mříží	a_1	m/s	405,6719	370,6068
Machovo číslo za rozváděcí mříží absolutní	Ma_{1a}	-	1,1447	1,0693
Machovo číslo za rozváděcí mříží relativní	Ma_{1r}	-	0,485193784	0,313702478
Rychlostní součinitel rozváděcí mříže	ϕ	-	0,9828	0,9792
Absolutní rychlost na výstupu z rozváděcí mříže	c_1	m/s	464,3789	396,2720
Izoentropická entalpie při kritickém tlaku	i_{izkrit}	kJ/kg	2493,6757	0,0000
Izoentropický spád kritický	h_{izkrit}	kJ/kg	70,5672	55,3195
Teoretická rychlost při kritickém tlaku	c_{krit}	m/s	369,2130	325,6970
Měrný objem při kritickém tlaku	v_{krit}	m ³ /kg	4,5556	11,9238
Rozdíl p_1 a p_{krit}	$p_1 - p_{krit}$	MPa	-0,0056	-0,0006
Výstupní úhel z rozváděcí mříže reálný	α_1	°	16,3503	16,9350
Obvodová rychlost na středním průměru	u	m/s	298,4513	365,2101
Tlakové číslo	ψ	-	3,7245	2,4873
Teoretická rychlost za stupněm	c_{iz}	m/s	598,8200	609,8260
Rychlostní poměr	u/c_{iz}	-	0,4984	0,5989
Relativní rychlost na výstupu z rozváděcí mříže	w_1	m/s	196,8295	116,2603
Obvodová složka absolutní rychlosti z rozváděcí mříže	c_{1u}	m/s	445,5989	379,0879
Obvodová složka relativní rychlosti z rozváděcí mříže	w_{1u}	m/s	147,1476	13,8777
Axiální složka rel. a abs. rychlosti z rozváděcí mříže	$c_{1a} = w_{1a}$	m/s	130,7266	115,4290
Úhel relativní rychlosti na výstupu z rozváděcí mříže	β_1	°	41,6180	83,1444
Teoretická rychlost na výstupu z oběžné mříže	w_{2iz}	m/s	417,2057	470,7672
Relativní rychlost na výstupu z oběžné mříže	w_2	m/s	401,5903	462,4803
Rychlostní součinitel oběžné mříže	ψ	-	0,9626	0,9824
Zakřivení proudu oběžné mříže	$\Delta\beta$	°	110,1635	66,8268
Úhel relativní rychlosti na výstupu z oběžné mříže	β_2	°	151,7815	149,9712
Absolutní rychlost na výstupu z oběžné mříže	c_2	m/s	197,8054	234,1017
Obvodová složka relativní rychlosti z oběžné mříže	w_{2u}	m/s	353,8617	400,4036
Obvodová složka absolutní rychlosti z oběžné mříže	c_{2u}	m/s	55,4104	35,1934

Veličina	Symbol	Jednotka	Hodnota	
			4. stupeň	5. stupeň
Axiální složka rel. a abs. rychlosti z oběžné mříže	$c_{2a} = w_{2a}$	m/s	189,8859	231,4412
Úhel absolutní rychlosti na výstupu z oběžné mříže	α_2	°	106,2677	98,6463
Ztráty v oběžné mříži	z_1	kJ/kg	6,3929	3,8669
Entalpie za oběžnou mříží	i_2	kJ/kg	2408,5706	2250,1376
Měrný objem za oběžnou mříží	v_2	m ³ /kg	8,2705	26,1675
Suchost za oběžnou mříží	x_2	-	0,9181	0,8728
Machovo číslo za rozváděcí mříží absolutní	Ma_{2a}	-	0,4999	0,6312
Machovo číslo za rozváděcí mříží relativní	Ma_{2r}	-	1,0149	1,2470
Ztráta výstupní rychlostí	z_c	kJ/kg	19,5635	27,4018
Obvodová práce stupně	a_u	kJ/kg	149,5269	151,2997
Obvodová účinnost stupně	η_u	-	0,8340	0,8137
Poměrná ztráta parciálním ostřikem	ξ_6	-	0	0
Konstanta pro ξ_5	$k_{tř}$	-	6,5E-04	6,5E-04
Průtočný průřez pro páru	S	m ²	0,6553	1,7234
Poměrná ztráta ventilací	ξ_5	-	0,0005	0,0005
Počet břitů bandáže	z_r	-	0	0
Průtokový součinitel	μ_1	m	0,5000	0,5000
Radiální mezera	δ	-	5,0E-04	5,0E-04
Průřez radiální mezery	S_{1R}	m	0,0036	0,0049
Stupeň reakce na špičce lopatky	ρ_s	-	0,5924	0,7940
Poměrná hodnota ztráty radiální mezerou bez bandáže	ξ_7	-	0,0034	0,0025
Vnitřní termodynamická účinnost stupně	η_{tdi}	-	0,8300	0,8106
Vnitřní výkon stupně	P_i	kW	7776,9753	7366,2622
Koncový bod expanze ve stupni	i_{2c}	kJ/kg	2428,8391	2278,1077
Koncová teplota expanze	t_{2c}	°C	56,3381	31,7160
Koncový měrný objem expanze	v_{2c}	m ³ /kg	8,3477	26,5132
Koncový suchost expanze	x_{2c}	-	0,9266	0,8843
Koncová entropie expanze	s_{2c}	kJ/kg/k	7,4408	7,4969

4.2 Návrh průtočných kanálů v několika řezech

Vzhledem k vysokému poměru délky lopatky ke střednímu průměru dané řady je nezbytné návrh provést v několika řezech po výšce. Pro výpočet parametrů jsou použity rovnice pro lopatkování s konstantní cirkulací, kdy $c_u r = konst.$ a $c_a = konst.$ Výpočet všech dříve vypočítaných parametrů stupně je demonstrován středním průměru vypočítaným podle vzorce:

$$D_s = D_p + \frac{l_{1r} + l_{1o}}{2} = 1,5 + \frac{0,41 + 0,39}{2} m = 1,9 m \quad (4.4)$$

Tento střední průměr stupně, definovaný jako průměrný střední průměr vypočtený ze středního průměru výstupní hrany rozváděcí lopatky a vstupní hrany oběžné lopatky, se liší od středních průměrů použitých pro výpočet středních profilů – tedy pro určení vstupní a výstupní α . Ty musí být vypočítány přesně ve středu dané lopatky, ne tedy ve středu celého stupně. Platí pro ně tedy rovnice:

$$D_{s1} = D_p + l_{1r} = 1,5 + 0,39 m = 1,89 m \quad (4.5)$$

$$D_{s2} = D_p + l_2 = 1,5 + 0,41 \text{ m} = 1,91 \text{ m} \quad (4.6)$$

Tyto průměry jsou rovněž uvedeny v tab. 5.3.

Výpočet je demonstrován na čtvrtém stupni, konkrétně na stanovení parametrů na patním poloměru (r) výpočtem ze středního poloměru (r_s) stupně.

$$u = 2\pi r = 2\pi \cdot 0,75 \text{ m/s} = 235,62 \text{ m/s} \quad (4.7)$$

Po délce lopatky se také mění tlakové číslo. Pro rozvržení spádu mezi stupně v kap. 2.4 je však směrodatné pouze tlakové číslo na středním průměru stupně.

$$\psi_t = \frac{h_{Iz}}{\frac{1}{2}u^2} = \frac{165,87}{\frac{1}{2} \cdot 235,62^2} = 5,98 \quad (4.8)$$

Důležitým parametrem je rovněž stupeň reakce. Z akčního lopatkování na patě se postupně stává reakční na špičce.

$$\rho = 1 - (1 - \rho_s) \left(\frac{r_s}{1 + r} \right)^2 = 1 - (1 - 0,4079) \cdot \left(\frac{0,95}{1 + 0,75} \right)^2 = 0,05 \quad (4.9)$$

Zásadní vliv má zkrucování lopatky na tvar rychlostních trojúhelníků:

$$\alpha_1 = \tan^{-1} \left(\frac{r}{r_s} \tan \alpha_s \right) = \tan^{-1} \left(\frac{0,75}{0,95} \tan 16,35^\circ \right) = 13,04^\circ \quad (4.10)$$

$$c_1 = c_{1u_s} \frac{r_s}{r \cos \alpha_1} = 445,60 \frac{0,95}{0,75 \cos 13,04^\circ} \text{ m/s} = 579,37 \text{ m/s} \quad (4.11)$$

$$w_1 = c_1 \frac{\sin \alpha_1}{\sin \beta_1} = 579,37 \frac{\sin(13,04^\circ)}{\sin(21,68^\circ)} \text{ m/s} = 353,84 \text{ m/s} \quad (4.12)$$

$$c_{1u} = c_{1u_s} \frac{r_s}{r} = 445,60 \frac{0,95}{0,75} \text{ m/s} = 564,43 \text{ m/s} \quad (4.13)$$

$$c_{1a} = w_{1a} = \sqrt{c_1^2 - c_{1u}^2} = \sqrt{579,37^2 - 564,43^2} \text{ m/s} = 130,73 \text{ m/s} \quad (4.14)$$

$$w_{1u} = \sqrt{w_1^2 - w_{1a}^2} = \sqrt{353,84^2 - 130,73^2} \text{ m/s} = 328,81 \text{ m/s} \quad (4.15)$$

$$\beta_1 = \tan^{-1} \left\{ \frac{c_{1a} r}{r_s \left[c_{1u_s} - u_s \left(\frac{r}{r_s} \right)^2 \right]} \right\} = \tan^{-1} \left\{ \frac{130,73 \cdot 0,75}{0,95 \left[445,60 - 298,45 \left(\frac{0,75}{0,95} \right)^2 \right]} \right\} = 21,68^\circ \quad (4.16)$$

$$\beta_2 = 180^\circ - \tan^{-1} \left\{ \frac{c_{2a} r}{r_s \left[u_s \left(\frac{r}{r_s} \right)^2 + c_{2u_s} \right]} \right\} = 180^\circ - \tan^{-1} \left\{ \frac{189,89 \cdot 0,75}{0,95 \left[298,45 \left(\frac{0,75}{0,95} \right)^2 + 55,41 \right]} \right\} = 148,16^\circ \quad (4.17)$$

$$w_2 = \frac{c_{2a}}{\sin \beta_2} = \frac{189,89}{\sin(148,16^\circ)} \text{ m/s} = 359,96 \text{ m/s} \quad (4.18)$$

$$c_2 = \frac{c_{2u}}{\cos \alpha_2} = \frac{70,19}{\cos 110,29^\circ} \text{ m/s} = -202,44 \text{ m/s} \quad (4.19)$$

$$c_{2u} = c_{2u_s} \frac{r_s}{r} = 55,41 \frac{0,95}{0,75} \text{ m/s} = 70,19 \text{ m/s} \quad (4.20)$$

$$c_{2a} = w_{2a} = \sqrt{c_2^2 - c_{2u}^2} = \sqrt{(-202,44)^2 - 70,19^2} \text{ m/s} = 189,89 \text{ m/s} \quad (4.21)$$

$$w_{2u} = \sqrt{w_2^2 - w_{2a}^2} = \sqrt{359,96^2 - 189,89^2} \text{ m/s} = 305,81 \text{ m/s} \quad (4.22)$$

$$\alpha_2 = 180^\circ - \tan^{-1} \left(\frac{c_{2u_s}}{c_{2u}} \tan \alpha_{2s} \right) = 180^\circ - \tan^{-1} \left(\frac{55,41}{70,19} \tan(106,27^\circ) \right) = 110,29^\circ \quad (4.23)$$

Údaje pro patní průměr, střední průměr stupně, střední průměr rozváděcí lopatky, střední průměr oběžné lopatky a špičkový průměr čtvrtého a pátého stupně jsou uvedeny v tab. 4.2 a tab. 4.3.

Tab. 4.2: Výpočet čtvrtého stupně metodou konstantní cirkulace

Čtvrtý stupeň			Pata	Střed I1	Střed stupně	Střed I2	Špička
			r_p	r_{s1}	r_s	r_{s2}	r_s
Poloměr	r	m	0,7500	0,9450	0,9500	0,9550	1,1600
Obvodová rychlost na středním průměru	u	m/s	235,62	296,88	298,45	300,02	364,42
Tlakové číslo	ψ	-	5,98	3,76	3,72	3,69	2,50
Výstupní úhel z rozváděcí mříže reálný	α_1	°	13,04	16,27	16,35	16,43	19,71
Stupeň reakce	ρ	-	0,0500	0,4016	0,4079	0,4141	0,6029
Absolutní rychlost na výstupu z rozváděcí mříže	c_1	m/s	579,37	466,64	464,38	462,14	387,64
Relativní rychlost na výstupu z rozváděcí mříže	w_1	m/s	353,84	199,78	196,83	193,93	130,73
Obvodová složka absolutní rychlosti z rozváděcí mříže	c_{1u}	m/s	564,43	447,96	445,60	443,27	364,93
Obvodová složka relativní rychlosti z rozváděcí mříže	w_{1u}	m/s	328,81	151,08	147,15	143,24	0,51
Axiální složka rel. a abs. rychlosti z rozváděcí mříže	$c_{1a} = w_{1a}$	m/s	130,73	130,73	130,73	130,73	130,73
Úhel relativní rychlosti na výstupu z rozváděcí mříže	β_1	°	21,68	40,87	41,62	42,38	89,78
Úhel relativní rychlosti na výstupu z oběžné mříže	β_2	°	148,16	151,70	151,78	151,87	155,14
Relativní rychlost na výstupu z oběžné mříže	w_2	m/s	359,96	400,46	401,59	402,72	451,66
Absolutní rychlost na výstupu z oběžné mříže	c_2	m/s	-202,44	-197,89	197,81	-197,72	-195,23
Obvodová složka relativní rychlosti z oběžné mříže	w_{2u}	m/s	305,81	352,58	353,86	355,14	409,80
Obvodová složka absolutní rychlosti z oběžné mříže	c_{2u}	m/s	70,19	55,70	55,41	55,12	45,38
Axiální složka rel. a abs. rychlosti z oběžné mříže	$c_{2a} = w_{2a}$	m/s	189,89	189,89	189,89	189,89	189,89
Úhel absolutní rychlosti na výstupu z oběžné mříže	α_2	°	110,29	106,35	106,27	106,19	103,44

Tab. 4.3: Výpočet pátého stupně metodou konstantní cirkulace

Pátý stupeň			pata	střed I1	střed ref	střed I2	špička
			r_p	r_{s1}	r_s	r_{s2}	r_s
Poloměr	r	m	0,75	1,16	1,16	1,17	1,59
Obvodová rychlost na středním průměru	u	m/s	235,62	362,85	365,21	367,57	499,51
Tlakové číslo	ψ	-	5,98	2,52	2,49	2,46	1,33
Výstupní úhel z rozváděcí mříže reálný	α_1	°	11,11	16,83	16,94	17,04	22,61
Stupeň reakce	ρ	-	0,10	0,62	0,63	0,63	0,80
Absolutní rychlost na výstupu z rozváděcí mříže	c_1	m/s	598,82	398,63	396,27	393,95	300,24
Relativní rychlost na výstupu z rozváděcí mříže	w_1	m/s	370,41	116,93	116,26	115,79	250,53
Obvodová složka absolutní rychlosti z rozváděcí mříže	c_{1u}	m/s	587,59	381,55	379,09	376,66	277,16
Obvodová složka relativní rychlosti z rozváděcí mříže	w_{1u}	m/s	351,97	18,70	13,88	9,09	-222,35
Axiální složka rel. a abs. rychlosti z rozváděcí mříže	$c_{1a} = w_{1a}$	m/s	115,43	115,43	115,43	115,43	115,43
Úhel relativní rychlosti na výstupu z rozváděcí mříže	β_1	°	18,16	80,80	83,14	85,50	152,56
Úhel relativní rychlosti na výstupu z oběžné mříže	β_2	°	141,42	149,84	149,97	150,10	156,22
Relativní rychlost na výstupu z oběžné mříže	w_2	m/s	371,16	460,64	462,48	464,33	573,97
Absolutní rychlost na výstupu z oběžné mříže	c_2	m/s	-237,78	-234,14	234,10	-234,07	-232,87
Obvodová složka relativní rychlosti z oběžné mříže	w_{2u}	m/s	290,17	398,28	400,40	402,53	525,24
Obvodová složka absolutní rychlosti z oběžné mříže	c_{2u}	m/s	54,55	35,42	35,19	34,97	25,73
Axiální složka rel. a abs. rychlosti z oběžné mříže	$c_{2a} = w_{2a}$	m/s	231,44	231,44	231,44	231,44	231,44
Úhel absolutní rychlosti na výstupu z oběžné mříže	α_2	°	103,26	98,70	98,65	98,59	96,34

5 Shrnutí termodynamického návrhu

Termodynamické účinnosti dle rovnice (3.64) pro celou turbínu a jednotlivé skupiny stupňů jsou uvedeny v tab. 5.1.

Tab. 5.1: Výsledné termodynamické účinnosti skupin stupňů a turbíny

Veličina	Symbol	Jednotka	První skupina	Druhý skupina	Třetí skupina	Turbína
Termodynamická účinnost	η_{TDI}	-	0,8614	0,8392	0,8106	0,8389

Tab. 5.2: Výsledné vnitřní výkony jednotlivých stupňů a turbíny

Veličina	Symbol	Jednotka	První stupeň	Druhý stupeň	Třetí stupeň	Čtvrtý stupeň	Pátý stupeň	Turbína
Vnitřní výkon	P_i	kW	5920	5825	6397	7777	7366	33285

V tab. 5.3 jsou uvedeny parametry čtvrtého a pátého stupně nezbytné pro sestavení průtočného průřezu. Délky axiálních tětív jsou výsledkem návrhu profilů z kap. 7.4. Úhel zkosení lopatky je výsledkem optimalizace průtočného průřezu, tak aby docházelo k jeho plynulému rozšiřování. Geometrické parametry prvních třech stupňů vyplývají z jejich výběru profilů, viz tab. 3.2.

Tab. 5.3: Geometrické parametry čtvrtého a pátého stupně

Stupeň		4. stupeň				5. stupeň			
Poloha		Odtoková hrana OL	Nátoková hrana OL	Odtoková hrana RL	Náběžná hrana RL	Odtoková hrana OL	Nátoková hrana OL	Odtoková hrana RL	Náběžná hrana RL
Označení		2	1o	1r	0	2	1o	1r	0
Délka	l	m	0,41	0,41	0,39	0,27	0,84	0,84	0,81
Střední průměr	D	m	1,91	1,91	1,89	1,77	2,34	2,34	2,31
Patní poloměr	r_p	m	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75
Axiální tětíva na špičce	c_{axs}	mm	71,00		102,77		90,41		204,04
Axiální tětíva na patě	c_{axp}	mm	142,89		70,12		230,47		109,75
Úhel zkosení lopatky	ε	°	0		50		0		50

Pro sestavení průtočného průřezu je rovněž nezbytné určit axiální a radiální vůle, rozestupy mezi stupni a vzít v úvahu i tloušťku bandáže, uvedené parametry jsou seskupeny v tab. 5.4.

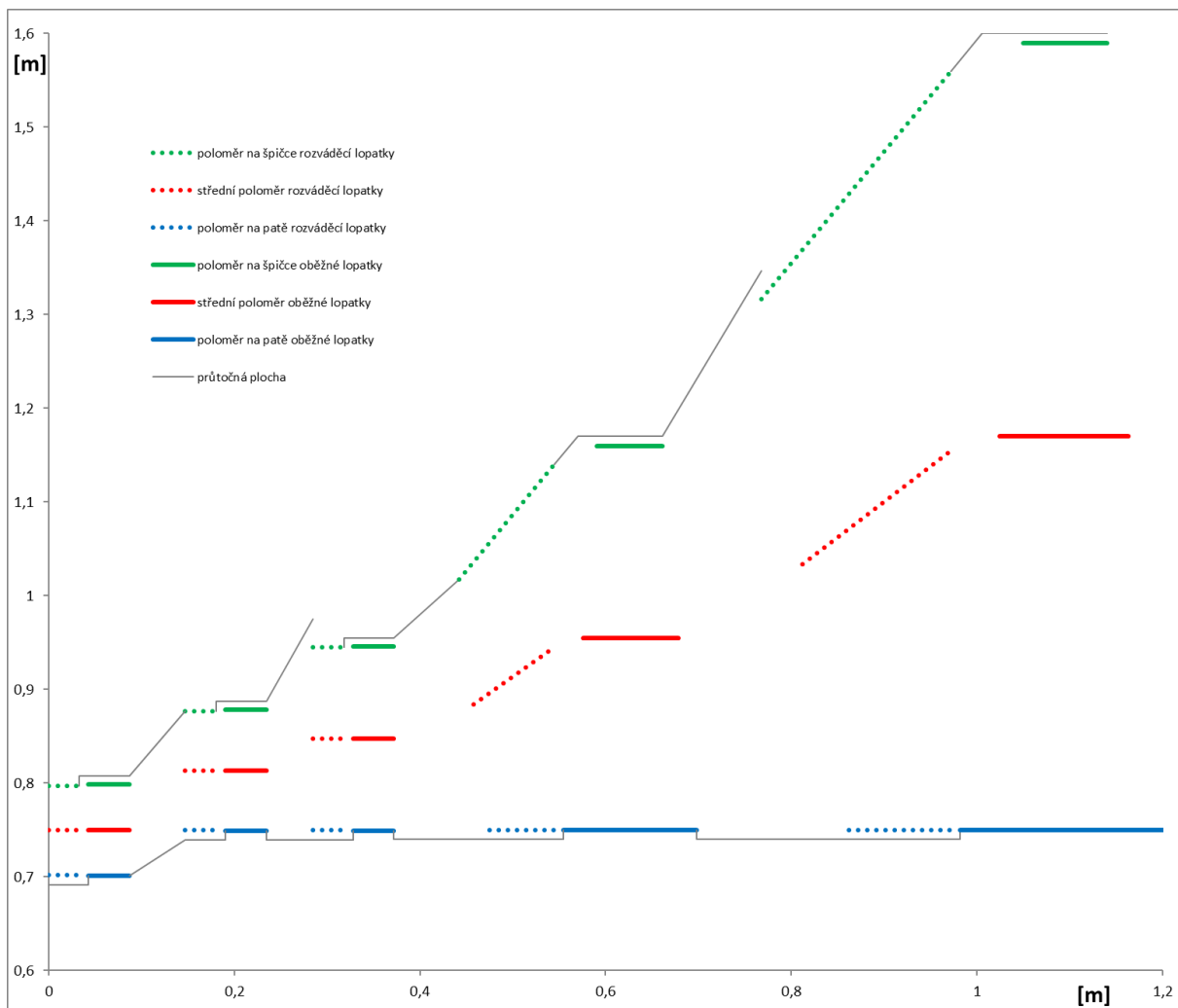
Tab. 5.4: Vůle a bandáže

Stupeň	Jednotka	1	2	3	4	5
Tloušťka bandáže rozváděcí lopatky	m	0,0003	0,0003	0,0003	0	0
Tloušťka bandáže oběžné lopatky	m	0,0003	0,0003	0,0003	0	0
Vůle mezi stupni	m	0,06	0,05	0,07	0,07	0,07
Vůle mezi rozváděcí a oběžnou lopatkou	m	0,0005	0,0005	0,0005	0,0005	0,0005
Radiální mezera oběžné lopatky	m	0,0002	0,0002	0,0002	0,0005	0,0005
Radiální mezera rozváděcí lopatky	m	0,0002	0,0002	0,0002	0,0005	0,0005

Při tvorbě průtočného průřezu jsou zohledněny odběry za druhým a čtvrtým stupněm. Lze vidět, že v těchto místech před následující rozváděcí řadou je průřez rozšířený úměrně velikosti odběru dle vztahu:

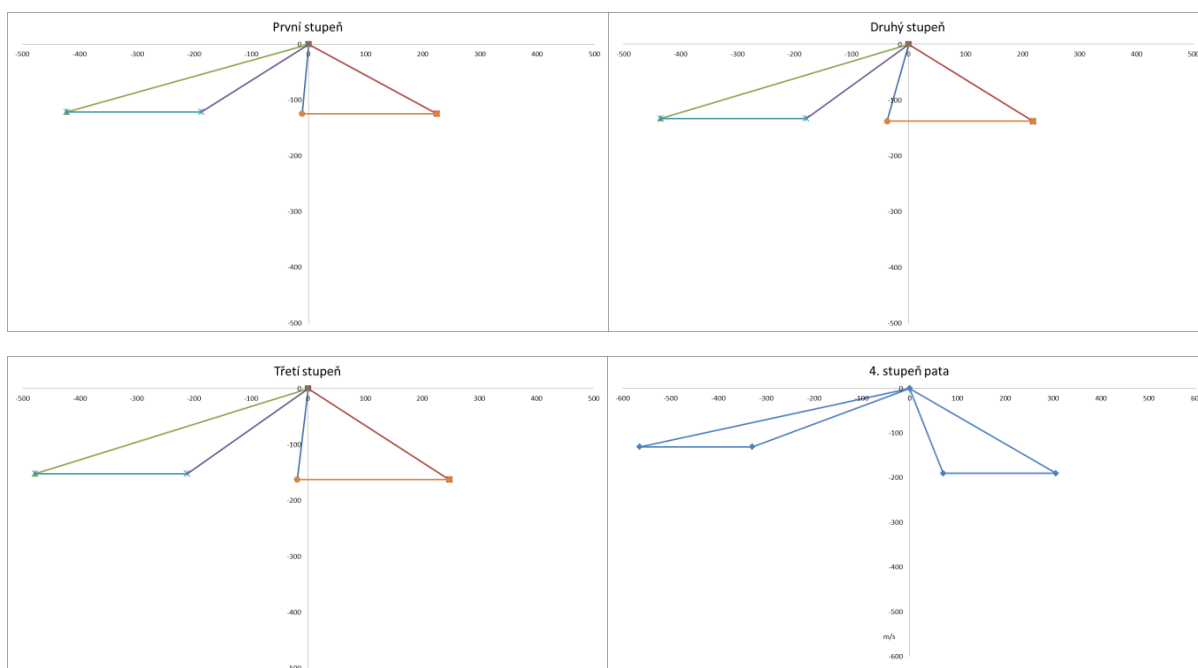
$$S_{l.odběr} = M_{l.odběr} \frac{S_{třetí\ stupeň}}{M_{třetí\ stupeň}} = M_{l.odběr} \frac{(\pi D l_0)_{třetí\ stupeň}}{M_{třetí\ stupeň}} = 5,07 \frac{\pi \cdot 1,6950 \cdot 0,1948}{56,4842} m^2 = 0,09311 m^2 \quad (5.1)$$

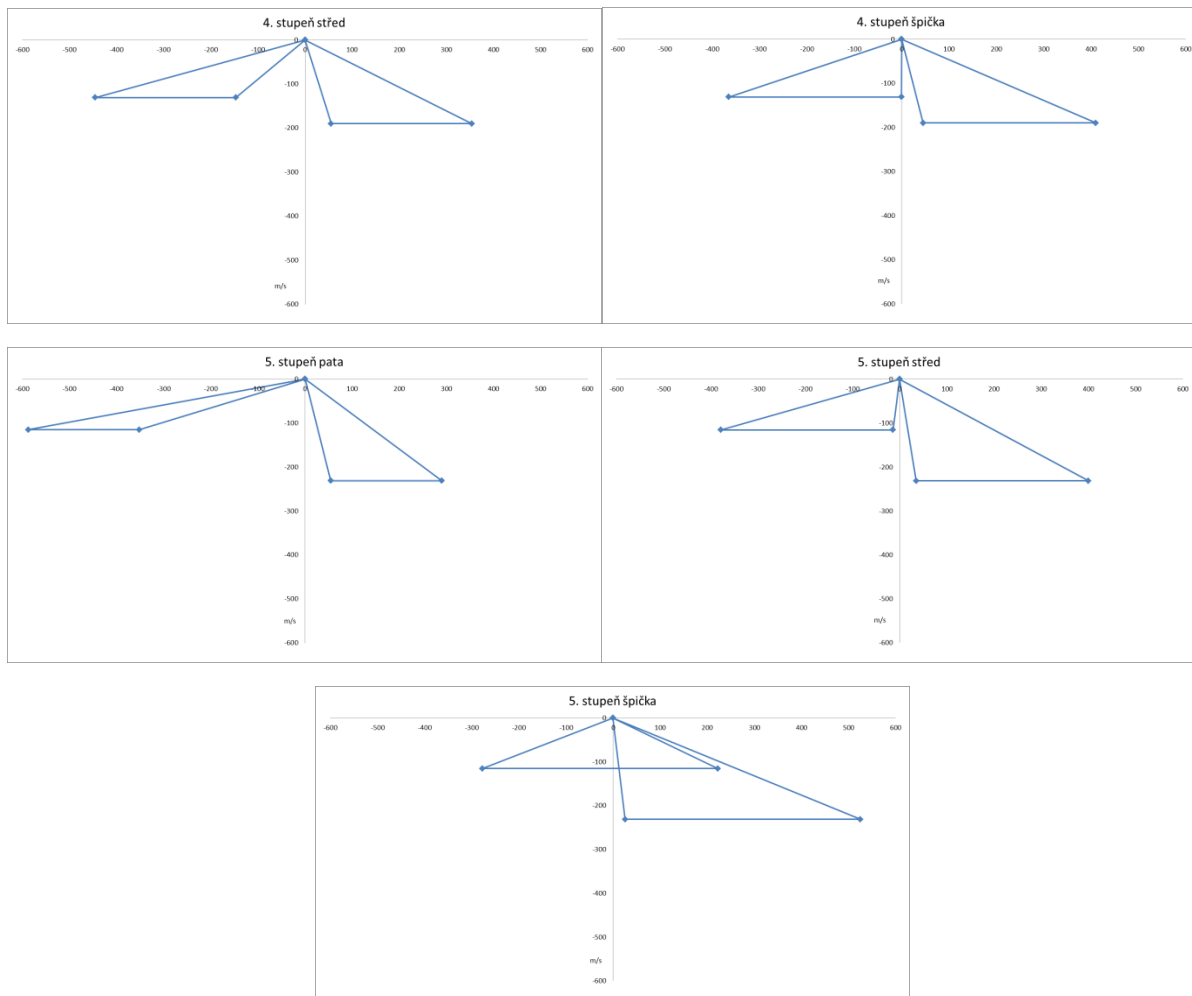
Všechny rozměry z tab. 5.4 kromě vůlí mezi stupni jsou pro názornost v obr. 5.1 dvacetinásobně zvětšeny. V poměru k ostatním rozměrům by totiž v obrázku nebyly zřetelné. Rozváděcí lopatky jsou sestaveny v odtokové hraně, oběžné lopatky jsou sestaveny v těžišti.



Obr. 5.1: Průtočný průřez

Následuje přehled všech rychlostních trojúhelníků:



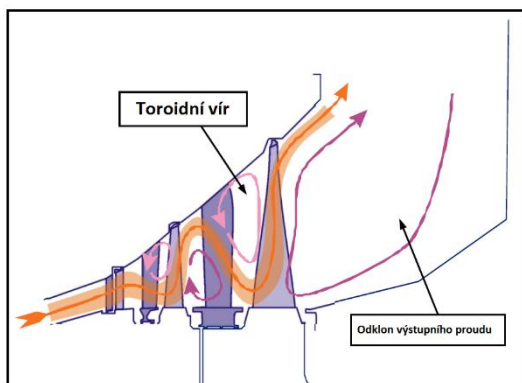


Obr. 5.2: Rychlostní trojúhelníky jednotlivých stupňů

6 Operační rozsah

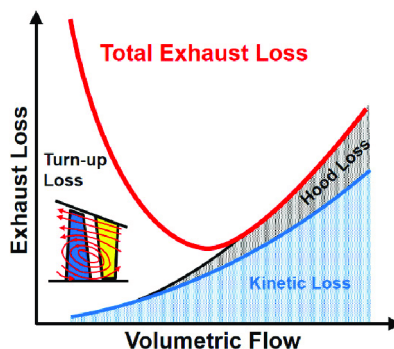
Operační rozsah je tvořen několika hranicemi. První z nich jsou rozsahy tlaků v kondenzátoru za turbínou. V průběhu roku se mění venkovní teplota a s ní i teplota chladicího média kondenzátoru. Pro dodržení nominální teploty lze provést několik manipulací. Na chladicích věžích je možné otevřít ochozy a část vody tak místo rozstřiku „bypassovat“ rovnou do bazénu pod věžemi. Lze také otevřít zimní ochrany, kdy je část vody využita pro rozstřik v místech přísávání vzduchu po obvodu věže, čímž se sníží přístup chladného vzduchu. Pokud má zařízení více chladicích věží, je při nejnižších teplotách možné některé z nich úplně odstavit. V létě je naopak snaha chladit co nejvíce. I tak se může stát, že nominální teplotu na vstupu do kondenzátoru není možné dodržet. S teplotou chladicí vody na vstupu do kondenzátoru se mění i tlak v kondenzátoru, ten má však svá omezení.

Změna tlaku v kondenzátoru se projeví za posledním turbínovým stupněm. V zimním období dochází ke snížení tlaku za oběžnou lopatkou a tím i ke změně spádu na posledním stupni. V letním období dochází naopak ke snížení spádu vlivem vyššího tlaku a tím i k odlehčení stupně. Expanzní čára je tedy pro poslední turbínový stupeň proměnná. Spád na předposledním stupni je obvykle neměnný. Za předpokladu velkého odlehčení posledního stupně a tedy přechodu do ventilačního režimu, může za určitých okolností dojít k částečné ventilaci předposledního stupně. Při takto rozdílných provozních režimech dochází ke změně namáhání lopatek. Z důvodu bezpečného provozování turbíny je třeba stanovit hranice tlakového rozsahu. Při provozování může na časově omezenou dobu dojít k překročení této hranice, která je stanovena výrobcem parní turbíny. Z těchto důvodů bylo zvoleno tlakové rozmezí 0,02-0,09 bar.



Obr. 6.1: Příklad typického proudění při nízkých hmotnostních tocích [12]

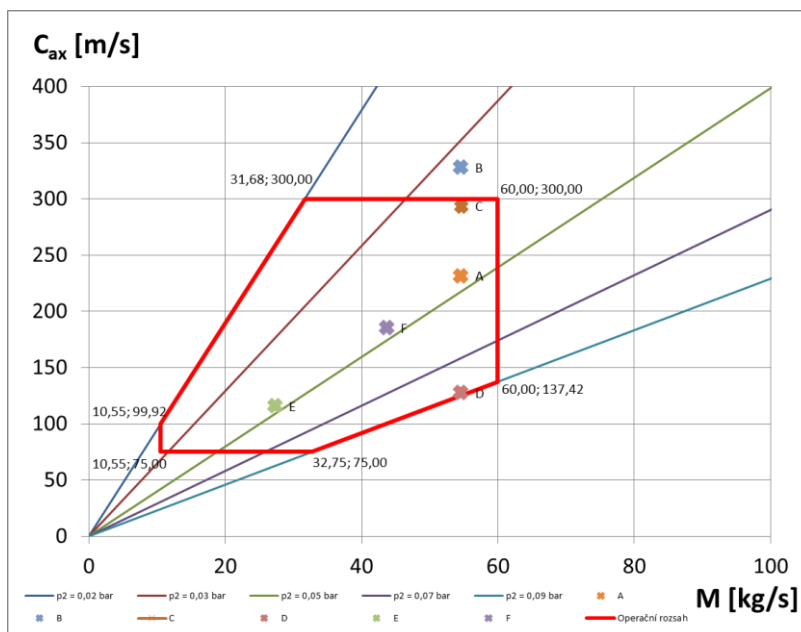
Mezi další kritérium patří omezení výstupní absolutní rychlosti. Pro poslední stupeň je s ohledem na účinnost klíčová ztráta výstupní rychlostí. Termodynamické optimum se nachází v minimu křivky výstupní rychlosti. V této oblasti je doporučeno provozování turbíny. Poslední lopatka má však významný podíl na ceně turbíny. Z tohoto důvodu je provozní bod posunut do oblasti vyššího objemového toku (vyšší výstupní rychlost) a tedy i vyšší výstupní ztrátu. Tuto oblast pak nazýváme ekonomickým optimem.



Obr. 6.2: Výstupní ztráta (osa y) v závislosti na objemovém průtoku (osa x). [15]

$$dM_k = dM \cdot (c_{1u}r - c_{2u}r) \quad (6.1)$$

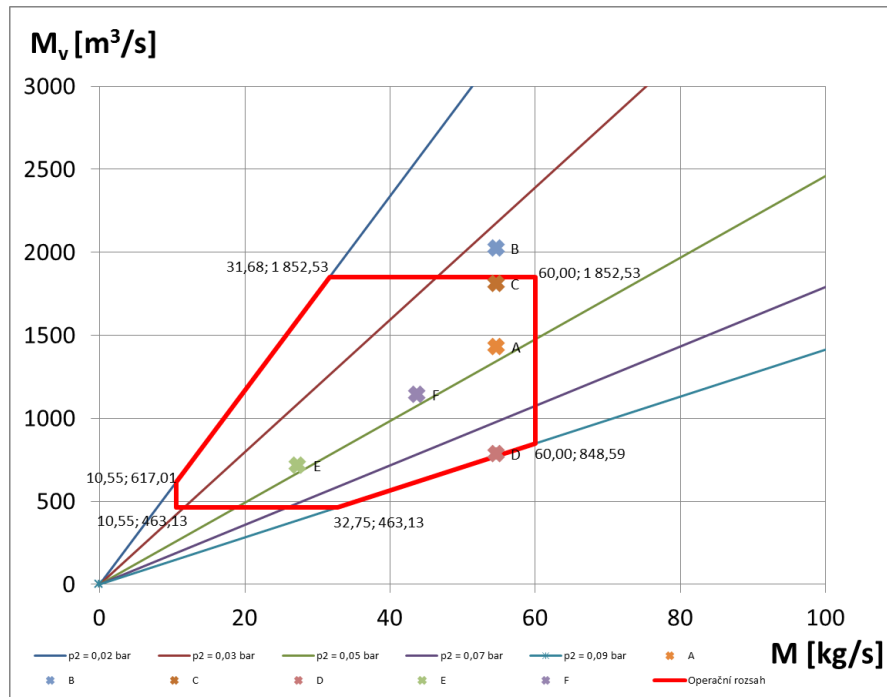
Z této rovnice vyplývá, že moment vytvářený tekutinou může být i záporný. Takové podmínky nastávají právě při nízkých rychlostech proudění a odklonu výstupního proudu absolutní rychlosti od axiálního směru. V případě, že se vektor c_{2u} blíží c_{1u} jedná se o odlehčení lopatky. Při odklonu proudu do opačného směru se jedná se o zatížení lopatky. Během ventilace dochází také ke zpětnému proudění tekutiny v oblasti paty poslední lopatky viz obr. 6.1. V tomto stavu může dojít k rozkmitání lopatky a tím i havárii. Je tedy nutné zvolit vhodné rozmezí výstupních rychlostí. Pro splnění obou podmínek bylo zvoleno rozmezí 75-300 m/s.



Obr. 6.3: Závislost výstupní rychlosti na hmotnostním průtoku

Poslední hranicí operačního rozsahu je výkonové omezení. Spád na turbíně je daný vstupními parametry a teplotou chladicí vody, účinnost je také již stanovena, proto lze výkon ovlivňovat pouze změnou hmotnostního průtoku. V tab. 6.1 je nominální stav uveden jako pracovní bod A. V tomto pracovním bodě dosahuje hmotnostní průtok 54,62 kg/s. V dnešní době, kdy přibývá obnovitelných zdrojů v síti, jsou kladeny stále větší nároky

na regulační rozsah turbíny. Do sekundární regulace dnes bývají začleněny i jaderné elektrárny přesto, že je taková regulace kvůli vazbě na jaderný reaktor a jeho podmínky provozu složitější. Turbíny bývají zařazeny i do regulací na telefon, kdy v závislosti smluvených podmínkách je dohodnuto snížení výkonu o 20, ale třeba i 50 procent. Je proto vhodné, aby turbína byla schopna pracovat i na značně sníženém výkonu. Zvolené průtoky tedy odpovídají cca -80 % a +5 %, tedy od 10,55 kg/s do 60 kg/s.



Obr. 6.4: Závislost objemového průtoku na hmotnostním průtoku

Tab. 6.1 uvádí několik příkladů pracovních bodů. Jsou vybrány kombinace průtoků a teploty chladicí vody, které by mohly za provozu nastat. Pracovní bod A uvádí nominální stav. Pracovní body B jsou stavy při nominálním průtoku, avšak v zimním období, kdy teplota chladicí vody klesne velmi nízko. Pracovní bod D uvádí letní provoz při teplotě chladicí vody 32 °C za nominálního průtoku. Pracovní bod E představuje stav za nominální teploty chladicí vody a při sníženém průtoku na 50 %. Pracovní bod F znázorňuje snížení průtoku pouze na 80 %, přičemž teplota chladicí vody zůstává nominální.

Tab. 6.1: Soupis pracovních bodů

Pracovní bod	t _{ch1} °C	p bar	x -	v m³/kg	S m²	M kg/s	c _{ax} m/s	M _v m³/s	z _c kJ/kg
A	20	0,0468	0,8730	26,1746	6,18	54,62	231,50	1430	27
B	14	0,0324	0,8730	37,0805		54,62	327,96	2025	54
C	16	0,0364	0,8730	33,1698		54,62	293,37	1812	43
D	32	0,0881	0,8730	14,4239		54,62	127,57	788	8
E	20	0,0468	0,8730	26,1746		27,31	115,75	715	7
F	20	0,0468	0,8730	26,1746		43,69	185,20	1144	17

Veškeré výpočty jsou prováděny pro suchost 0,8730 (nominální stav) a je uvažován axiální výstup z oběžné řady. Jde tedy o nejmenší možné ztráty, při reálném odklonu výstupní

rychlosti od axiálního směru jsou ztráty výstupní rychlostí vyšší, viz obr. 6.2. Následuje příklad výpočtů pro pracovní bod A:

$$S = \pi(l_2 + D_p)l_2 = \pi(0,84 + 1,5)0,84 \text{ m}^2 = 6,18 \text{ m}^2 \quad (6.2)$$

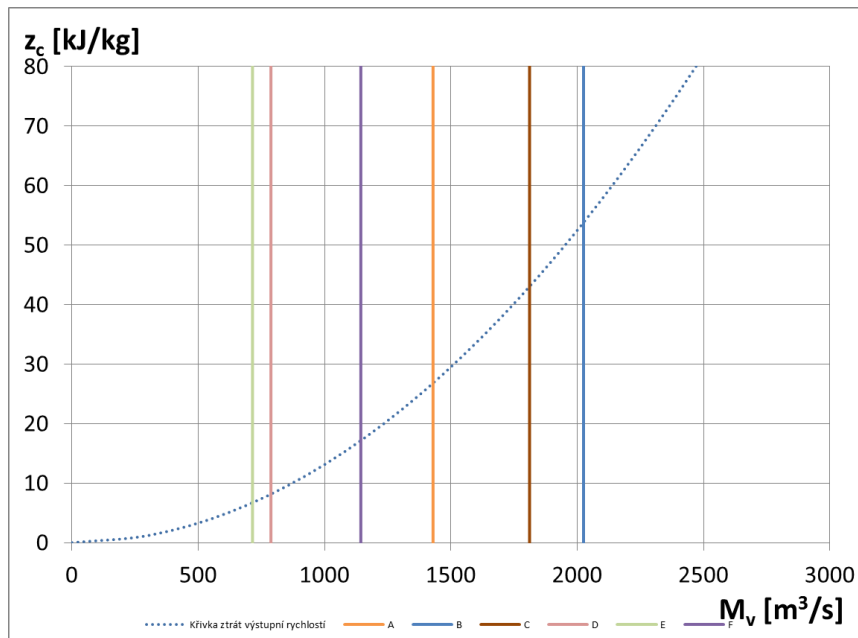
$$M_v = Mv = 54,62 \cdot 26,1746 = 1430 \text{ m}^3/\text{s} \quad (6.3)$$

$$c_{ax} = \frac{M_v}{S} = \frac{1430}{6,18} \text{ m/s} = 231,50 \text{ m/s} \quad (6.4)$$

$$z_c = \frac{c_{ax}^2}{2} = \frac{231,5^2}{2} \text{ kJ/kg} = 27 \text{ kJ/kg} \quad (6.5)$$

Z obr. 6.3 a obr. 6.4 lze vidět, že i při dodržení rozmezí tlaků a hmotnostních průtoků pro pracovní bod B může stále dojít k nedodržení operačního rozsahu. To je pevně dáno velikostí navrženého průtočného průřezu, ze kterého lze odvodit rychlost proudění v daném úseku, pro danou lopatku je tedy při tomto tlaku a hmotnostním průtoku přesažena maximální dovolená rychlost proudění. Na bodech A, E, F lze vidět vliv změny hmotnostního průtoku a na bodech A, B, C, D lze pozorovat vliv změny tlaku.

Obr. 6.5 zobrazuje křivku ztrát výstupní rychlostí. Závisí na průtočném průřezu a lze si tak snadno udělat představu o dané lopatce a jejích ztrátách, případně ji snadno porovnat s jinými lopatkami. Jak již bylo výše řečeno, jde o případ, kdy je uvažován čistě axiální výstup z oběžné řady. V případě reálné lopatky by se ztráty při snižování objemového průtoku od určitého bodu opět zvyšovaly a křivka by tedy nekončila v bodě (0;0), jak lze vidět na obr. 6.2. Protože jde během ventilace o nebezpečný stav, je vhodné lopatku navrhovat v mírně zatíženém stavu, tedy v pravé oblasti od termodynamického optima, které se nachází v nejnižším bodě křivky celkové výstupní ztráty.



Obr. 6.5: Závislost ztráty výstupní rychlostí na objemovém průtoku pro $\alpha_2 = 90^\circ$.

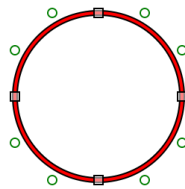
7 Aerodynamický návrh lopatky

Prvním krokem k tvorbě profilů je výběr vhodného programu, ve kterém bude profil navrhován. Velké firmy, jako například Doosan Škoda Power, Siemens a podobně, mají své specializované programy, avšak pro účely této práce postačí MS Excel nebo Matlab. Vybrán byl nakonec MS Excel s doplňkem Solver, který byl již použit pro výpočet parní turbíny v předchozích kapitolách.

Dalším krokem je výběr typu křivek. U návrhu profilů jsou často využívány Bézierovy křivky (viz kap. 1.5), například v [6], NURBS v [13] a nebo polynomy vyššího řádu. Pro tuto práci byly zvoleny Bézierovy křivky.

7.1 Tvorba modelu

Před tvorbou modelu je nezbytné zvolit počet křivek, ze kterých se model bude skládat, počet řídicích bodů jednotlivých křivek a počet bodů výsledné křivky.



Obr. 7.1: Řídící body uvažované kružnice při popisu čtyřmi Bézierovými křivkami.

(Čtverce označují místa spojení jednotlivých křivek) [5]

Je vhodné již při návrhu uvažovat reálný tvar profilu, tedy s odtokovou hranou ve tvaru kružnice. Tato kružnice je vytvořena nedokonalostí výroby, nelze totiž tloušťku na odtokové hraně profilu plynule zmenšovat do nekonečna. S úplavem dle obr. 1.17 je tedy od začátku počítáno. Natočením odtokové kružnice lze nastavovat výstupní úhel α_{out} . Dle [5] platí pro kruhový oblouk s úhlem $2\theta_{TE}$ tvořený čtyřmi řídicími body $P_0 - P_3$ tyto rovnice:

$$P_{0x} = r_{TE} \cos(\theta_{TE}) \quad (7.1)$$

$$P_{1x} = \frac{4r_{TE} - P_{0x}}{3} \quad (7.2)$$

$$P_{2x} = P_{1x} \quad (7.3)$$

$$P_{3x} = P_{0x} \quad (7.4)$$

$$P_{0y} = r_{TE} \sin(\theta_{TE}) \quad (7.5)$$

$$P_{1y} = \frac{(r_{TE} - P_{0x})(3r_{TE} - P_{0x})}{3P_{0y}} \quad (7.6)$$

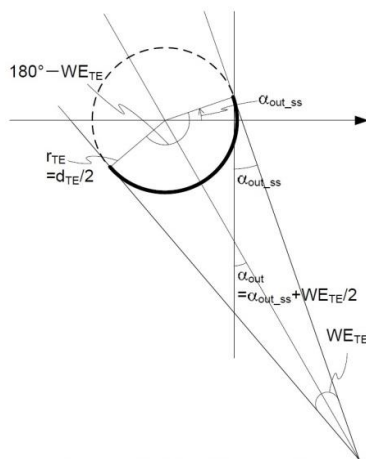
$$P_{2y} = -P_{1y} \quad (7.7)$$

$$P_{3y} = -P_{0y} \quad (7.8)$$

Jejich použití je znázorněno na obr. 7.1. Libovolným počtem takto vytvořených křivek a úpravou úhlu θ_{TE} lze vytvořit požadovaný oblouk, nebo přímo kružnici. Pro účely DP byly zvoleny dvě křivky (K1 a K2) tedy každá s úhlem:

$$\theta_{TE} = \frac{180 - WE_{TE}}{4} \quad (7.9)$$

Vztah vyplývá z definice θ_{TE} a obr. 7.2. Pro určení úhlu natočení odtokové kružnice slouží obr. 7.2. Veličina α_{out_ss} je určena z α_{out} , které jsou známé z rychlostních trojúhelníků a WE_{TE} , který volíme v rámci návrhu.



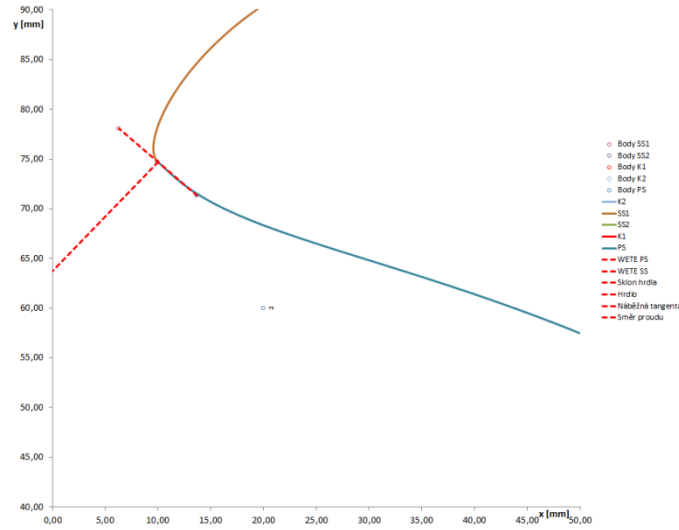
Obr. 7.2: Geometrie odtokové hrany [13]

Dalším pevně stanoveným bodem je náběžná hrana. Pro spojení odtokové s náběžnou hranou po přetlakové straně (PS) profilu je použita jedna Bézierova křivka o pěti řídicích bodech. Jak bylo řečeno v kap 1.5, dva body jsou použity na propojení s předchozí a následující křivkou. Další dva body jsou zodpovědné za hladké navázání spojených křivek, pokud možno za dodržení C1 kontinuity. To lze v praxi velmi dobře použít právě pro náběžnou hranu. Zbývá poslední pátý bod, který dodává určitou volnost a umožňuje při vývoji ladit profil dle požadavků a měnit jeho tvar, případně dodržovat C2 kontinuitu ve spojení křivek.

Nejdůležitějším spojením je právě náběžná hrana. Existuje více způsobů, jak k jejímu návrhu přistupovat. Ve [6] je například náběžná hrana dána elipsou, ale je možné použít i kružnici, nebo prosté spojení dvou křivek. Pro tuto práci bylo pro náběžnou hranu zvoleno prosté spojení dvou křivek. Vstupní úhel proudu do profilu je dán rychlostními trojúhelníky a spojení křivek na náběžné hraně tedy musí tento úhel respektovat. Toho se docílí nastavením sklonu náběžné tečny tak, aby byla kolmá na vstupní úhel proudu. Do této tečny je potřeba, pro dodržení vstupního úhlu proudu, polohovat body ve spojení křivek a body ovlivňující právě C1 kontinuitu, pro docílení hladkého spojení.

Toto spojení má však jednu výraznou nevýhodu, kterou je potřeba kontrolovat. Body křivky v okolí náběžné hrany jsou totiž ovlivňovány všemi řídicími body, tedy nejen body v tangencích spojení. V extrémním případě může dojít k podobné situaci jako na obr. 7.3, kdy třetí bod přetlakové strany ve směru od náběžné hrany (označen PS) ovlivňuje křivku náběžné hrany natolik, že přesně nastavená náběžná tangenta nestačí k přesnému nastavení náběžného úhlu. Z tohoto důvodu se i v dalších kapitolách náběžný úhel v programu MISES může lišit

od návrhového vstupního úhlu. Toto je však ošetřeno návrhem profilů, tak aby zvládal různé incidence proudu, tedy případy, kdy je reálný náběžný úhel rozdílný od návrhového.



Obr. 7.3: Nepřesnosti prostého spojení náběžné hrany

Posledním pevným bodem je poloha hrdla. Je to místo, kde končí přetlaková strana a proud tekutiny od tohoto místa dále proudí pouze podél sací strany. Z obdobných důvodů jako pro přetlakovou stranu byla pro sací stranu zvolena jedna křivka o pěti řídících bodech pro část sací strany od náběžné hrany po hrdlo (SS1) a druhá křivka rovněž o pěti řídících bodech od hrdla k odtokové hraně (SS2).

Šířka hrdla je zvolena jako variabilní hodnota. Jiný přístup je zaujímán například v [13], kde je variabilní hodnotou veličina α_{out_ss} . V této práci je však α_{out_ss} přímo určené a pro výpočet hrdla jsou použity obdobné rovnice jako (5), (6), (7) z [13], avšak výsledkem je právě velikost hrdla:

$$t = (t)_{min} + R_t[(t)_{max} - (t)_{min}] \quad (7.10)$$

$$(t)_{max} = s \cdot \sin(\alpha_{out_ss} + \delta) - 2r_{TE} \quad (7.11)$$

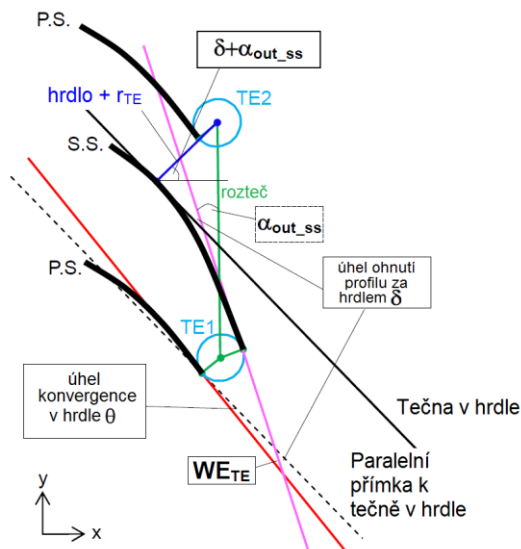
$$(t)_{min} = \frac{s \cdot \sin(\alpha_{out_ss}) + r_{TE}}{\cos \delta} - r_{TE} \quad (7.12)$$

Volba parametru R_t je rovněž součástí návrhu. Místo spojení dvou křivek sací strany je tedy přesně dáno výpočtem polohy hrdla:

$$x_t = x_{TE} - (t + r_{TE}) \cos(\delta + \alpha_{out_ss}) \quad (7.13)$$

$$y_t = y_{TE} + s - (t + r_{TE}) \sin(\delta + \alpha_{out_ss}) \quad (7.14)$$

Při určování polohy hrdla je nezbytné dodržovat geometrii stanovenou obr. 7.4. Z něj vycházejí i rovnice (7.10) až (7.14).

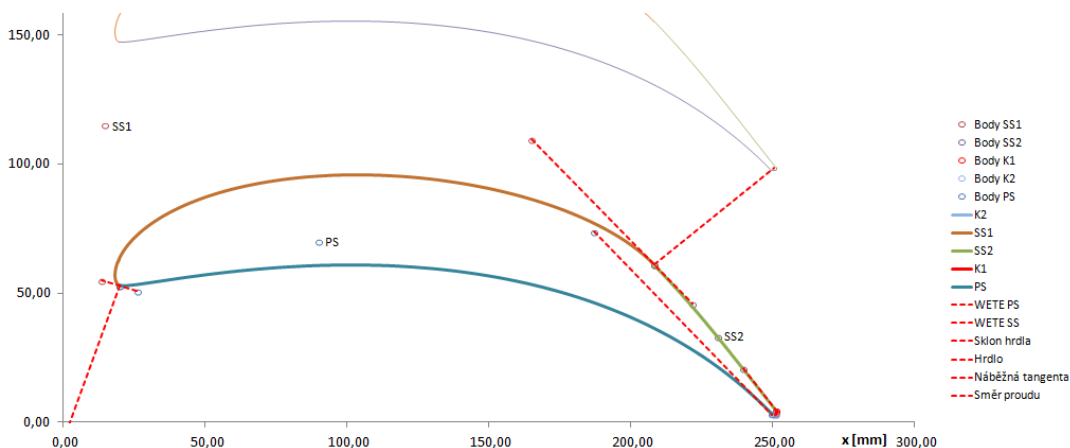


Obr. 7.4: Geometrie hrdla [13]

Jsou zde rovněž zakresleny úhly nezbytné pro dodržení geometrie – úhel ohnutí profilu za hrdlem a úhel konvergence v hrdle (lze zvolit). Pro výše popsané rovnice je rovněž důležitá následující rovnost:

$$\delta = WE_{TE} + \theta \quad (7.15)$$

Počet vykreslených bodů výsledných křivek může být volen dle potřeby, při tvorbě této práce bylo použito 100 bodů pro každou křivku, výsledných 500 bodů z pěti křivek je následně redukováno na celkem 100 rovnoměrně rozvržených hodnot po profilu, s ohledem na větší hustotu bodů v místech s vyšší křivostí.

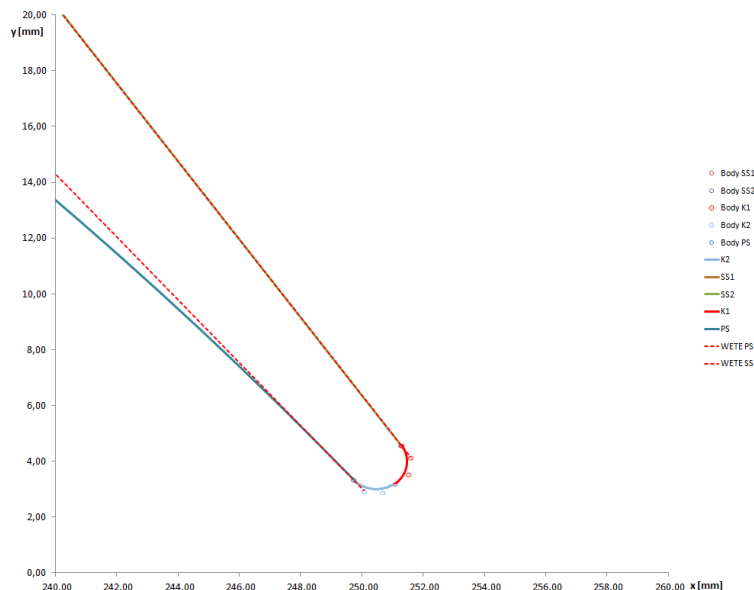


Obr. 7.5: Profil z návrhového prostředí MS Excelu s řídicími body a zvýrazněnými důležitými geometrickými parametry.

Příkladem profilu sestrojeného podle výše uvedených požadavků je profil na obr. 7.5. V oblasti náběžné hrany lze vidět červeně zvýrazněný směr proudu a k němu kolmou tangentu ve spojení přetlakové a sací strany, kterou je docílena C1 kontinuita. U tohoto profilu toto neplatí pro ostatní tangenty, body tangent totiž nejsou z optimalizace návrhu stejně vzdáleny od místa spojení křivek a je tedy docíleno pouze hladkého spojení, avšak nelze mluvit o C1 kontinuitě. V oblasti hrdla je zvýrazněna vzdálenost $t + r_{TE}$ a na tuto vzdálenost opět kolmá

tangenta ve spojení první a druhé části sací strany. Nakonec, v oblasti odtokové hrany, jsou zvýrazněny tangenty ve spojení přetlakové strany s kružnicí a sací strany s kružnicí, tyto vůči sobě drží návrhový úhel zúžení odtokové hrany WE_{TE} .

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q	R
1			Parametry															
2			Rozteč/těža	l/c	9,40	mm												
3			Vzdálenost od patního průměru	l/2	940,00	mm												
4			Patní průměr	D _p	1500,00	mm												
5			Počet lopatek	N	19													
6			Rozteč	s	94,25	mm												
7				t	55,14	mm												
8			Hrdlo	t _{min}	55,14	mm												
9				t _{max}	60,54	mm												
10			Vstupní úhel profilu	α _{in}	18,16	°												
11			Výstupní úhel profilu	α _{out}	38,58	°												
12			Těža do směru axiální rychlosti	C _{ax}	230,47	mm												
13			Plocha	A	6438,98	mm ²												
14			Doporučená plocha	A _d	6438,98	mm ²												
15			Úhel nastavení v mříži	γ	12,00	°												
16			Průměr výstupní hrany	d _{TE}	2,00	mm												
17			Poloměr výstupní hrany	r _{TE}	1,00	mm												
18			Úhel zúžení odtokové hrany	WE _{TE}	6,00	°												
19			Úhel oblouku odtokové hrany	180-WE _{TE}	174,00	°												
20			Těža	c	235,62	mm												
21			Těža do směru axiální rychlosti	C _{ax}	48,99	mm												
22			Koeficient pro výpočet hrdla	R _k	0,00	-												
23			Úhel konvergence v hrdle	θ	3,00	°												
24			Úhel ohnutí profilu za hrdlem	δ	6,00	°												
25			Výstupní úhel podtlakové strany	α _{out,sa}	35,58	°												
26			Poloha hrdla	X _k	208,47	mm												
27				Y _k	60,99	mm												
28			Kružnice 1															
29			Úhel pro kružnici	θ _{TE}	43,50	°												
30			Sřez kružnice	x	250,47	mm												
31				y	4,00	mm												
32			Natočení kružnice	γ	7,92	°												
33			Řídící bod	x	y													
34				0	0,73	0,69	mm											
35				1	1,09	0,30	mm											
36				2	1,09	-0,30	mm											
37				3	0,73	-0,69	mm											
38			Kružnice 2															
39			Sřez kružnice	x	250,47	mm												
40				y	4,00	mm												
41			Natočení kružnice	γ	94,92	°												
42			Řídící bod	x	y													
43				0	0,73	0,69	mm											
44				1	1,09	0,30	mm											
45				2	1,09	-0,30	mm											
46				3	0,73	-0,69	mm											
47			Kružnice 3															
48			Sřez kružnice	x	250,47	mm												
49				y	4,00	mm												
50			Natočení kružnice	γ	94,92	°												
51			Řídící bod	x	y													
52				0	0,73	0,69	mm											
53				1	1,09	0,30	mm											
54				2	1,09	-0,30	mm											
55				3	0,73	-0,69	mm											
56			Přetlaková strana															
57			Celkové pořadí bodů															
58			Řídící bod křivky	x	y													
59				0	0	20,00	52,99											
60				18	1	26,18	50,96											
				17	2	18,00	70,00											
				16	3	187,34	73,63											
				15	4	249,72	3,34											
			Počet bodů	5														
			Počet stupňů	4														
			Sací strana 1															
			Celkové pořadí bodů															
			Řídící bod křivky	x	y													
				5	0	208,47	50,99											
				4	1	165,34	109,63											
				3	2	15,00	115,00											
				1	3	13,82	55,01											
				0	4	20,00	52,99											
			Počet bodů	5														
			Počet stupňů	4														
			Sací strana 2															
			Celkové pořadí bodů															
			Řídící bod křivky	x	y													
				9	0	251,28	4,58											
				8	1	239,65	20,85											
				7	2	230,70	35,44											
				6	3	221,75	46,03											
				5	4	208,47	60,99											
			Počet bodů	5														
			Počet stupňů	4														
			Kružnice 1															
			Celkové pořadí bodů															
			Řídící bod křivky	x	y													
				9	0	251,28	4,58											
				10	1	251,59	4,15											
				11	2	251,51	3,55											
				12	3	251,09	3,22											
			Počet bodů	4														
			Počet stupňů	3														
			Kružnice 2															
			Celkové pořadí bodů															
			Řídící bod křivky	x	y													
				12	0	251,09	3,22											
				13	1	250,68	2,89											
				14	2	250,08	2,94											
				15	3	248,72	3,34											
			Počet bodů	4														
			Počet stupňů	3														
			Přetlaková strana															
			Celkové pořadí bodů															
			Řídící bod křivky	x	y													
				0	0	20,00	52,99											
				18	1	26,18	50,96											
				17	2	18,00	70,00											
				16	3	187,34	73,63											
				15	4	249,72	3,34											
			Počet bodů	5														
			Počet stupňů	4														
			Bersteinovy polynomy															
			t	0	0,01													
			B _{in} (t)	1	0,96959601													
				0	0,03881196													
				0	0,00058806													
				0	0,00000396													
				0	0,00000001													
			Body křivek	<														
			P ₁	208,4741384	206,6854396													
			P ₂	60,99286529	62,91182699													
			Bersteinovy pol															



Obr. 7.7: Správná poloha a natočení výstupní kružnice odtokové hrany

7.2 Vývoj profilů

Pro každou lopatku, oběžnou nebo rozváděcí, je nezbytné zvolit počet lopatek N , poměr rozteče a tětivy s/c , úhel nastavení v mříži γ , poloměr odtokové hrany r_{TE} , konstantu pro volbu šířky hrdla R_t , úhel zúžení odtokové hrany WE_{TE} , úhel konvergence v hrdle θ .

To vše tak, aby bylo dosaženo požadované velikosti průřezu profilu v daném místě lopatky, která vychází z pevnostního výpočtu lopatky, to lze z největší části ovlivnit právě počtem lopatek, zvýšením jejich počtu lze průřez profilu zmenšit, snížením počtu zvětšit. Na druhou stranu má menší počet lopatek vliv na vedení proudu a s tím spojené možné ztráty. Zároveň je vhodné, aby se konec profilu rovnoměrně zužoval a tedy $WE_{TE} \neq 0$, je-li při návrhu obtížné dosáhnout konvergence v lopatkovém kanálu, lze zvýšit právě úhel konvergence v hrdle θ . Poměr rozteče a tětivy má vliv na profilové ztráty viz kap. 1.3.3 – nelze však vždy přesně dodržet optimální s/c , graf obr. 1.18 je naměřen pro specifické vlastnosti proudu a lopatkové mříže, optimální návrh je také někdy v praxi nedosažitelný z pevnostních nebo ekonomických důvodů a je jim tedy podřízen.

7.2.1 Pevnostní výpočet

Použit je materiál X12CrNiMo12-3 s hustotou 8000 kg/m^3 dle EN 10269. Jde o běžně používaný materiál pro lopatky parních turbín, lze ho také najít pod číselným označením 1.4938 (Bohler T552). Jeho největší výhodou je kalitelnost, kalená náběžná hrana je mnohem odolnější proti erozi a zvyšuje tak životnost lopatky. Mnoho zákazníků běžně požaduje jak pasivní, tak i aktivní ochranu proti erozi.

Pevnostní výpočet spočívá v návrhu rotujícího nosníku stálé pevnosti dle [4]:

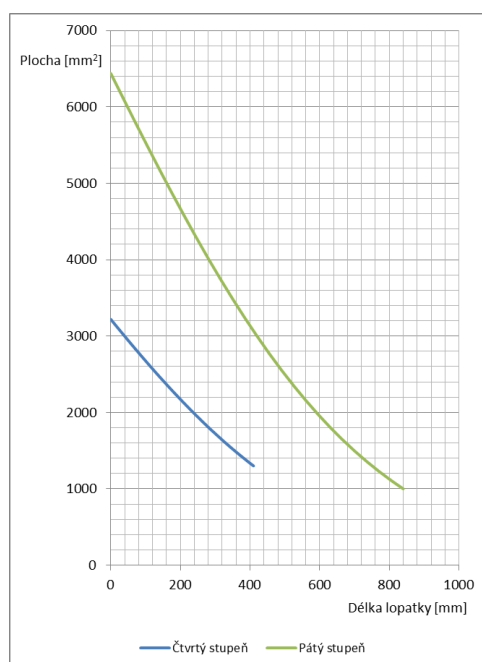
$$A = A_s e^{-\frac{\rho \omega^2}{2\sigma}(r^2 - r_s^2)} \quad (7.16)$$

Při zvolené bezpečnosti 1,8, která je krajní, avšak stále dostačující, hodnotou, dostáváme pro oběžnou lopatku pátého stupně dovolené napětí $\sigma = 417 \text{ MPa}$ pro výpočet ploch dle (7.16). Pro čtvrtý stupeň je zvolena bezpečnost 2,2 a dovolené napětí je tedy $\sigma = 341 \text{ MPa}$.

Tab. 7.1: Vstupní parametry pro výpočet rozložení ploch průřezů

			Čtvrtý stupeň	Pátý stupeň
Plocha na špičce	A_s	mm^2	1300	1000
Otáčky	n	min^{-1}	3000	
Úhlová rychlost	ω	rad/s	314	314
Dovolené napětí	σ	MPa	341	417
Patní průměr	D_p	mm	1500	1500
Délka lopatky	l	mm	410	840
Hustota materiálu	ρ	kg/m^3	8000	8000

Oproti pátému stupni si lze dovolit vyšší bezpečnost pro čtvrtý stupeň, protože při kratší délce lopatky nedosahuje průřez patního profilu hodnot, které je obtížné nebo dokonce nelze pro daný počet lopatek navrhnout.



Obr. 7.8: Rozložení ploch po lopatce pro dodržení konstantního napětí.

Výsledné rozložení ploch je na obr. 7.8, z nich nejdůležitější jsou plochy v řezech dle tab. 7.2.

Tab. 7.2: Vypočtené plochy na daných řezech

Řez	Čtvrtý stupeň			Pátý stupeň		
	l	r	A	l	r	A
	mm	mm	mm^2	mm	mm	mm^2
1	0	750	3219	0	750	6439
2	205	955	2148	420	1170	2999
3	410	1160	1300	840	1590	1000

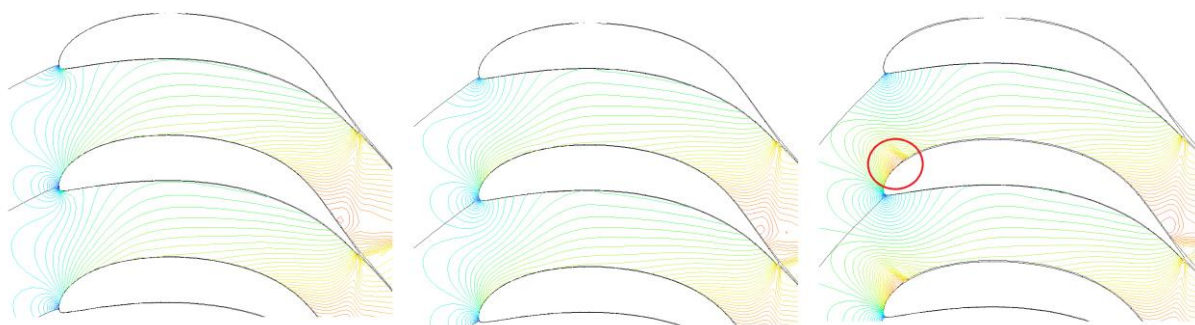
7.3 Kontrolní mechanismus

Pro kontrolu chování navrženého profilu v proudu tekutiny bylo během této práce využíváno spolupráce s firmou Doosan Škoda Power. Vytvářené profily byly tedy průběžně

zasílány ke kontrole, kde byly spočteny za pomoci jednoduchého 2D CFD MISES. Tento software je využíván pro prvotní analýzu nově vytvořeného profilu. Pro tuto práci je tedy plně dostačujícím ověřením kvality proudového pole na nově vytvořených profilech.

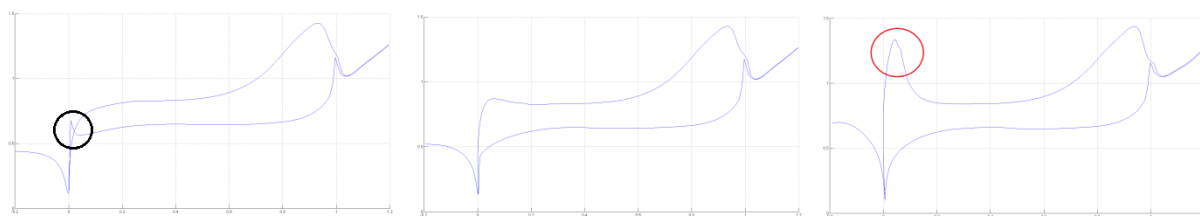
Z důvodu absence kvalitní mezní vrstvy u tohoto sw nelze brát absolutní hodnoty ztrátového součinitele za přesné. Nicméně porovnání vývoje ztrát mezi jednotlivými geometriemi lze použít. V praxi je ve společnosti Doosan Škoda Power ztrátový součinitel počítán v plnohodnotném CFD s kvalitně vymodelovanou mezní vrstvou. Výsledné profily pak podléhají experimentálnímu měření a následnému porovnání experimentu a CFD výpočtů.

Výstupy z programu MISES byly zaslány zpět a následně vyhodnoceny. Jedná se o veškeré obrázky s konturami Machova čísla a průběhem Machova čísla po profilu, dále i výsledky v tab. 7.3, tab. 7.5 a tab. 7.6. Příkladem takového výstupu jsou obr. 7.9 a obr. 7.10, kde je profil z obr. 7.5 a obr. 7.6 třikrát „ofouknut“ s odlišným náběžným úhlem proudů z důvodu zkoumání vlivu různé incidence profilu. V reálném stroji totiž ne vždy odpovídá náběžný úhel úhlu, jaký byl stanoven návrhem, a proto je vhodné profil na tyto situace připravit.



Obr. 7.9: Příklad výstupu z programu MISES – kontury Machova čísla ($\alpha_{IN} = 60^\circ, 50^\circ, 40^\circ$)

Horní křivka na obr. 7.10 zobrazuje průběh izoentropického Machova čísla po sací straně profilu, spodní křivka zobrazuje průběh izoentropického Machova čísla po přetlakové straně profilu. Machovo číslo však vyjadřuje relativní rychlost v profilu pouze vztaženou k rychlosti zvuku. Lze tedy chápat průběhy Machova čísla jako převrácené průběhy tlakového součinitele v souladu s obr. 1.4, jak bylo řečeno v úvodu této práce, a z nich tedy vyplývající souvislosti z teorie této práce.



Obr. 7.10: Příklad výstupu z programu MISES – Průběh Machova čísla po profilu ($\alpha_{IN} = 60^\circ, 50^\circ, 40^\circ$)

V těchto úvodních kapitolách je uveden příklad profilu, u kterého byl následně proveden pokus o vylepšení v kap. 7.4. Jak lze vidět na obr. 7.9 a obr. 7.10 úhel ještě ani nedosahuje návrhového vstupního úhlu podle obr. 7.6 ($\alpha_{IN} = 18,16^\circ$) a přesto už při jeho

snížení na $\alpha_{IN} = 40^\circ$ může dojít k odtržení proudy od profilu na sací straně blízko náběžné hrany (označeno červeným kruhem) nebo naopak při zvýšení na $\alpha_{IN} = 60^\circ$ k odtržení proudy od profilu na přetlakové straně blízko náběžné hrany (označeno černým kruhem). V případě vniku incidenčního úhlu na náběžné hraně dochází k tzv. přerychlení na přetlakové případně podtlakové straně v závislosti na kladném případně záporném incidenčním úhlu.

Na průběhu Machova čísla po profilu lze vidět i dopad rázové vlny od odtokové hrany profilu následujícího v lopatkové řadě. Jde většinou o poslední zvýšení a následný pokles Machova čísla před koncem profilu. Potlačení tohoto jevu není v rozsahu této práce.

Tab. 7.3: Výstupy z MISES pro vylepšovaný profil

Profil		5op		
Vstupní úhel	°	60	50	40
Profilové ztráty	%	6,4966	6,5503	7,6144
Deviační úhel	°	1,5152	1,5198	1,4846
Maximální Machovo číslo	-	1,4258	1,4281	1,4380
Výstupní Machovo číslo	-	1,1461	1,1459	1,1410
Difúzní faktor	-	0,1962	0,1976	0,2065

7.4 Navržené profily

Výsledné profily jsou výsledkem průběžné práce na odstranění nežádoucích jevů popsanych v předchozí kapitole a na rozumném snížení ztrát. Pro návrh profilů je použito třímístné značení ve tvaru xyz, kde „x“ značí číslo stupně, „y“ rozváděcí nebo oběžnou lopatku a „z“ špičkový, střední nebo patní profil.

Tab. 7.4: Souhrn veličin souvisejících s návrhem profilů

Veličina	Symbol	Jednotka	4rš	4rs	4rp	4oš	4os	4op	5rš	5rs	5rp	5oš	5os	5op
Vstupní úhel profilu	α_{in}	°	83,31	83,31	83,31	89,78	42,38	21,68	103,44	106,35	110,29	152,56	85,50	18,16
Výstupní úhel profilu	α_{out}	°	160,29	163,73	166,96	24,86	28,13	31,84	157,39	163,17	168,89	23,78	29,90	38,58
Počet lopatek	N	-	56,00	56,00	56,00	64,00	64,00	64,00	46,00	46,00	46,00	50,00	50,00	50,00
Rozteč/tětiva	s/c	-	0,80	0,70	0,60	0,92	0,75	0,40	0,80	0,70	0,60	0,92	0,75	0,40
Rozteč	s	mm	127,91	106,03	84,15	113,88	93,76	73,63	213,08	157,76	102,44	199,81	147,03	94,25
Hrdlo	t	mm	36,98	24,47	14,75	42,64	40,04	35,71	71,91	37,93	14,54	77,41	66,89	55,14
Patní průměr	D_p	mm	1500,00	1500,00	1500,00	1500,00	1500,00	1500,00	1500,00	1500,00	1500,00	1500,00	1500,00	1500,00
Délka rozváděcí lopatky na vstupu	l_0	mm	267,52	267,52	267,52	-	-	-	566,84	566,84	566,84	-	-	-
Délka rozváděcí lopatky na výstupu	l_{1r}	mm	390,00	390,00	390,00	-	-	-	810,00	810,00	810,00	-	-	-
Délka oběžné lopatky na vstupu	l_{10}	mm	-	-	-	410,00	410,00	410,00	-	-	-	840,00	840,00	840,00
Délka oběžné lopatky na výstupu	l_2	mm	-	-	-	410,00	410,00	410,00	-	-	-	840,00	840,00	840,00
Poloměr výstupní hrany	r_{te}	mm	0,50	0,50	0,50	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	1,00	1,00	1,00
Úhel nastavení v mříži	γ	°	130,00	125,00	120,00	55,00	35,00	14,00	140,00	135,00	130,00	65,40	45,00	12,00
Machovo číslo před rozváděcí mříží absolutní	Ma_{0a}	-	0,39	0,39	0,39	-	-	-	0,50	0,50	0,50	-	-	-
Machovo číslo za rozváděcí mříží absolutní	Ma_{1a}	-	1,14	1,14	1,14	1,14	1,14	1,14	1,07	1,07	1,07	1,07	1,07	1,07
Machovo číslo za rozváděcí mříží relativní	Ma_{1r}	-	-	-	-	0,49	0,49	0,49	-	-	-	0,31	0,31	0,31
Machovo číslo za oběžnou mříží relativní	Ma_{2r}	-	-	-	-	1,01	1,01	1,01	-	-	-	1,25	1,25	1,25
Úhel zúžení odtokové hrany	$W_{e,e}$	°	6,00	6,00	6,00	6,00	6,00	6,00	6,00	6,00	6,00	2,00	6,00	6,00
Poloha hrdla	x_t	mm	88,20	83,31	75,46	42,64	77,48	122,96	158,51	142,98	114,92	29,22	91,62	208,47
	y_t	mm	29,04	66,29	71,52	96,60	75,67	55,80	49,53	54,72	72,08	170,94	114,16	60,99
Poloha počátku	x	mm	20,00	20,00	20,00	81,00	112,40	152,89	20,00	20,00	20,00	100,41	148,62	250,47
	y	mm	20,00	40,00	40,00	3,00	3,00	3,00	60,00	40,00	40,00	4,00	4,00	4,00
Tětiva	c	mm	159,88	151,47	140,25	123,79	125,01	147,26	266,35	225,38	170,74	217,18	196,04	235,62
Tětiva do směru axiální rychlosti	c_a	mm	102,77	86,88	70,12	71,00	102,40	142,89	204,04	159,36	109,75	90,41	138,62	230,47
Tětiva do směru unášivé rychlosti	c_u	mm	122,48	124,08	121,46	101,40	71,70	35,63	171,21	159,36	130,79	197,47	138,62	48,99
Obsah profilu	A	mm ²	3785,26	3010,14	2129,35	1309,57	2157,13	3278,35	13566,78	8417,48	4469,10	1028,21	3042,85	6460,93
Doporučený obsah profilu	A_d	mm ²	-	-	-	1300,00	2147,83	3219,48	-	-	-	1000,00	2999,13	6438,98
Tlakový součinitel	ψ	-	2,50	3,72	5,98	2,50	3,72	5,98	1,33	2,49	5,98	1,33	2,49	5,98
Koeficient pro výpočet hrdla	R_t	-	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Úhel konvergence v hrdle	θ	°	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Úhel ohnutí profilu za hrdlem	δ	°	6,00	6,00	6,00	6,00	6,00	6,00	6,00	6,00	6,00	2,00	6,00	6,00

Tab. 7.4 uvádí všechny návrhové veličiny pohromadě. Jak již bylo popsáno v kap. 7.2, volba počtu lopatek a s/c byla provedena se snahou dodržet ideální poměr s/c , avšak se snahou dodržet doporučený obsah profilu. Lze vidět, že pro profily vzdálenější od patního průměru, tedy pro menší zakřivení profilu, je použito vyšší s/c , což je v souladu s úvodními teoretickými kapitolami. Pro rozváděcí lopatky byl zvolen nižší počet lopatek než pro oběžné. Poměr rozváděcích a oběžných lopatek bývá výsledkem dynamického odladění. Jedním z důvodů pro menší počet rozváděcích lopatek je například méně úplavů dopadajících na oběžné lopatky nebo větší geometrické hrdlo, což se může projevit menšími ztrátami.

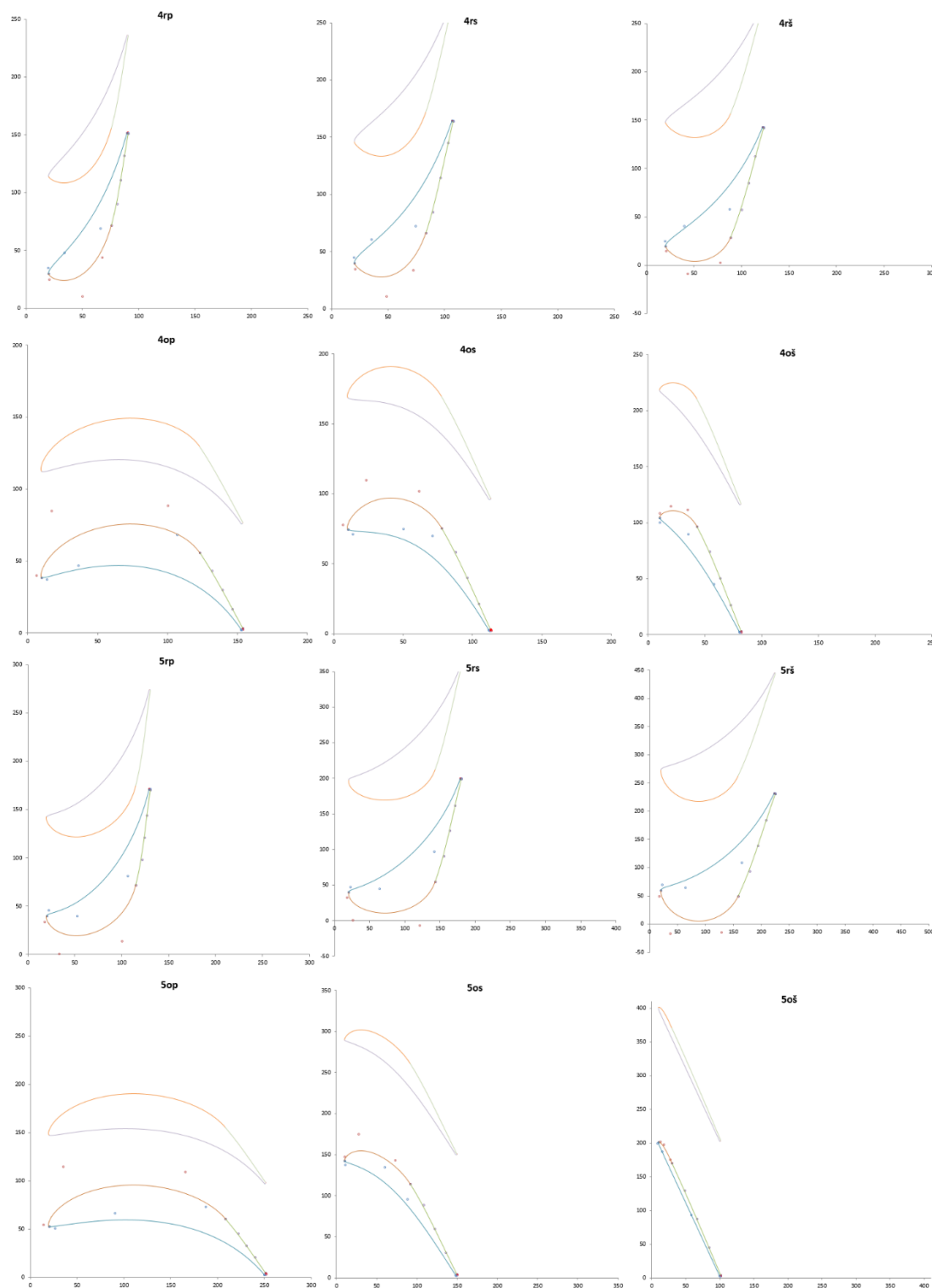
Úhel nastavení v mříži je tím menší, k čím většímu ohnutí proudu v profilu dochází, ohnutí proudu je tak rovnoměrnější, špičkové profily tedy mají úhel nastavení v mříži větší a patní profily se spíše akčním tvarem profilu menší. U rozváděcích lopatek platí, že vzdálenost od patního průměru nemá téměř vliv na vstupní a výstupní úhly, snahou vývojáře je totiž držet výstupní úhel oběžných mříží blízký osovému výstupu, z důvodu eliminaci obvodové složky, jejich nastavení úhlu v mříži se tedy mění jen mírně.

Úhel zúžení odtokové hrany je volen u většiny lopatek 6° . Je to běžná hodnota, kterou většinou nebylo během návrhu zapotřebí měnit. Pouze u 5oš profilu, kde vychází dlouhý a úzký profil, bylo vhodné snížit úhel zúžení odtokové hrany na 2° , toto je dáno charakterem proudového pole a zároveň plochou profilu.

Koeficient pro výpočet hrdla je použit 0 u všech profilů. Šířka hrdla je tak nejmenší možná a je snadnější dosáhnout konvergence profilu.

Konvergenci profilu může značně usnadnit i zvýšení úhlu konvergence v hrdle, kterého ovšem rovněž není využito. Průtočný kanál tvořený dvěma profily sice konvergence dosahuje, ale v hrdle tvarem inklinuje ke kanálu, který se ani nerozšiřuje ani nezuzuje. Na druhou stranu pokud by výsledný úhel ohnutí proudu za hrdlem dle rovnice (7.15) byl moc vysoký, mohlo by dojít k odtržení proudu od profilu v těchto místech v souladu s teorií této práce.

Ostatní parametry v tabulce jsou dány výpočtem dle předchozích kapitol vysvětlujících tvorbu profilu. Na následujícím obr. 7.11 je přehled všech profilů vytvořených dle tab. 7.4.



Obr. 7.11: Přehled všech profilů z návrhového prostředí v MS Excel s řídicími body.

Výstupem z programu MISES jsou parametry uvedené v tab. 7.5 a tab. 7.6. Nejdůležitějším z nich jsou profilové ztráty, při návrhu turbíny by potom vstupovaly zpět do výpočtu turbíny, to však již není v rozsahu této práce. Lze si tedy všimnout odlišnosti ve srovnání původního návrhu založeného na teorii podobností pomocí rychlostních součinitelů.

Tab. 7.5: Výstupy z MISES pro čtvrtý stupeň

Profil		4rp			4rs			4rš			4op			4os			4oš		
Vstupní úhel	°	90	70	110	90	70	110	90	70	110	56	46	36	62	52	42	90	85	95
Profilové ztráty	%	5,5519	5,5501	5,5514	5,5692	5,6015	5,5876	6,0338	6,0547	6,0510	4,9751	5,0656	5,4199	4,0418	3,9439	4,0944	3,3773	3,4234	3,4895
Deviační úhel	°	0,3873	0,3969	0,3780	0,5092	0,5115	0,5102	0,7215	0,7226	0,7224	0,4762	0,4835	0,4910	0,4750	0,3964	0,3866	0,1713	0,1601	0,1644
Maximální Machovo číslo	-	1,2265	1,2159	1,2282	1,2591	1,2586	1,2640	1,2760	1,2756	1,2773	1,3473	1,3471	1,3478	1,2545	1,2521	1,2526	1,2913	1,2956	1,2867
Výstupní Machovo číslo	-	1,1278	1,1278	1,1278	1,1244	1,1242	1,1243	1,1291	1,1290	1,1290	1,0593	1,0589	1,0574	1,0643	1,0648	1,0641	1,0672	1,0670	1,0667
Difúzní faktor	-	0,0804	0,0724	0,0817	0,1070	0,1068	0,1105	0,1152	0,1150	0,1161	0,2137	0,2139	0,2155	0,1516	0,1496	0,1505	0,1736	0,1765	0,1710

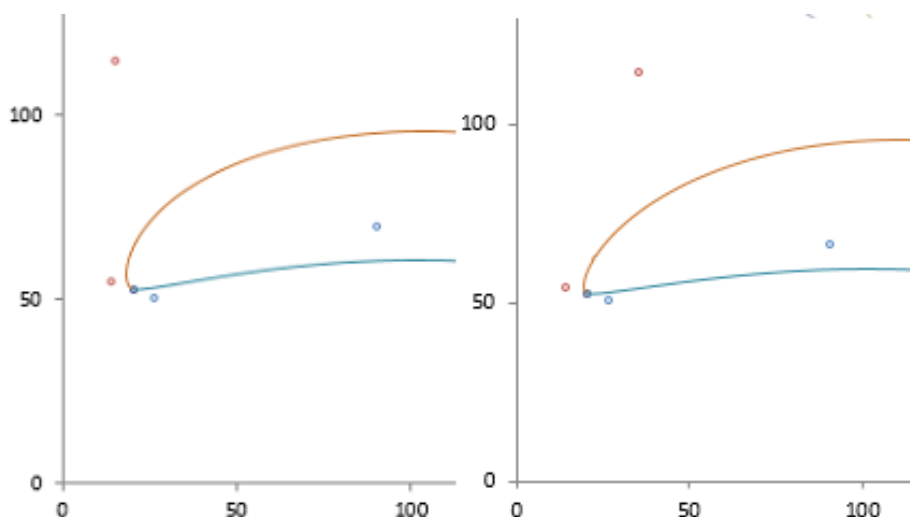
Dalším parametrem je deviační úhel, který lze očekávat a jeho vznik je v souladu s teorií této práce. Nejvyšších hodnot, přes 3 °, dosahuje střed oběžné lopatky pátého stupně.

Maximální a výstupní Machovo číslo lze rovněž vidět i na obr. 7.13 - obr. 7.16 v průbězích Machova čísla po profilu. Tyto veličiny dává do souvislosti difúzní faktor. Jde o rozdíl těchto veličin vztažený k maximálnímu Machovu číslu, v ideálním případě by se měl blížit nule.

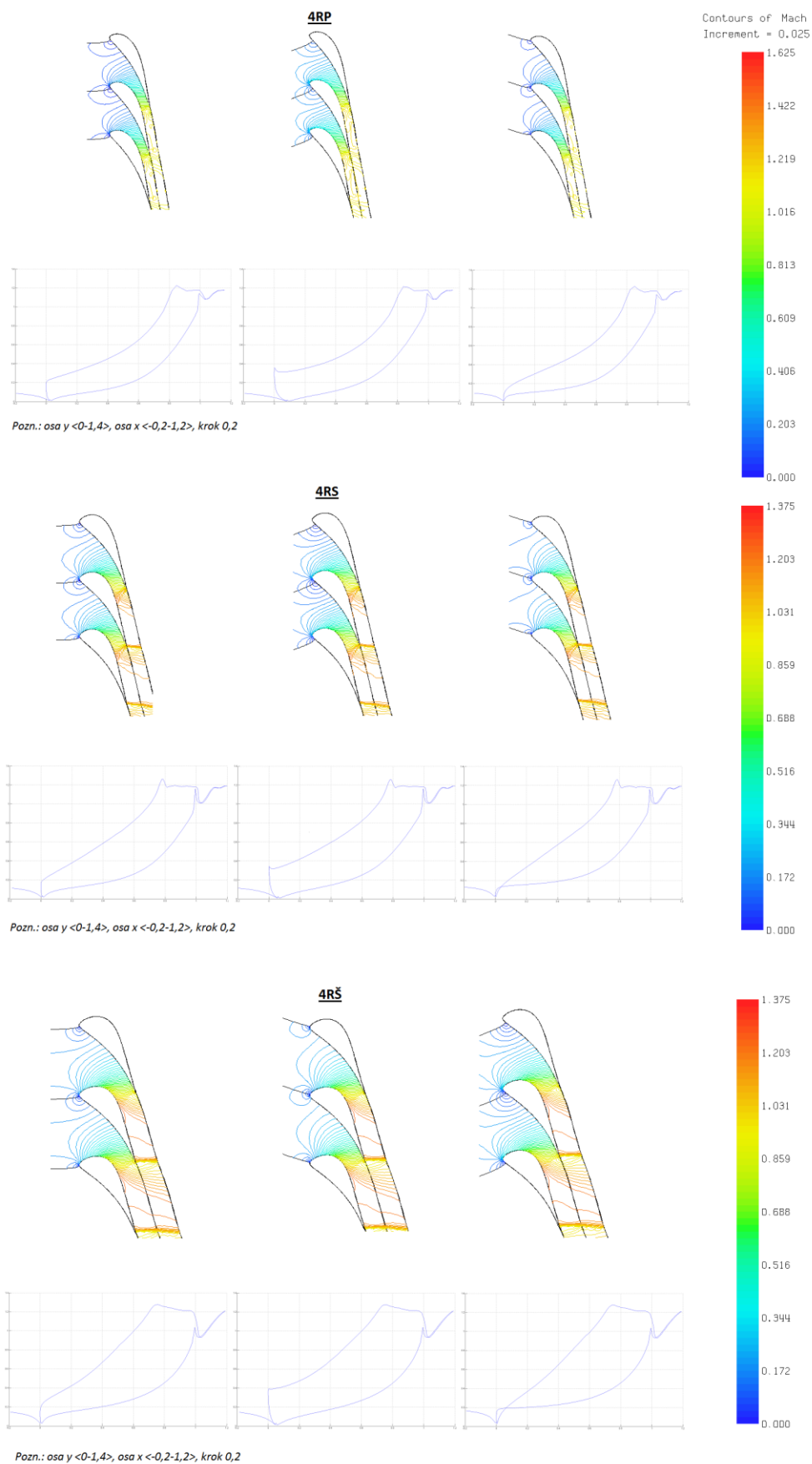
Tab. 7.6: Výstupy z MISES pro pátý stupeň

Profil		5rp			5rs			5rš			5op			5os			5oš		
Vstupní úhel	°	90	70	110	90	74	106	90	70	110	60	50	40	105	85	95	148	152	156
Profilové ztráty	%	9,0508	9,0864	9,0794	5,5073	5,6865	5,6532	3,9410	3,9656	4,1293	6,4287	6,5169	7,2103	7,0639	6,9381	6,7880	4,6990	4,9430	5,3204
Deviační úhel	°	0,3332	0,3345	0,3318	0,2493	0,2881	0,2889	0,1857	0,1871	0,1771	1,4913	1,5161	1,4939	3,1572	3,1478	3,1235	2,6692	2,8546	2,9584
Maximální Machovo číslo	-	1,1385	1,1385	1,1383	1,1754	1,1785	1,1787	1,2196	1,2185	1,2248	1,4027	1,4035	1,4116	1,5351	1,5378	1,5585	1,5217	1,5300	1,5293
Výstupní Machovo číslo	-	1,0459	1,0457	1,0458	1,0453	1,0445	1,0446	1,0518	1,0517	1,0510	1,1464	1,1460	1,1429	1,2731	1,2737	1,2744	1,3361	1,3350	1,3332
Difúzní faktor	-	0,0813	0,0815	0,0813	0,1107	0,1137	0,1137	0,1376	0,1369	0,1419	0,1827	0,1834	0,1904	0,1707	0,1717	0,1823	0,1219	0,1275	0,1282

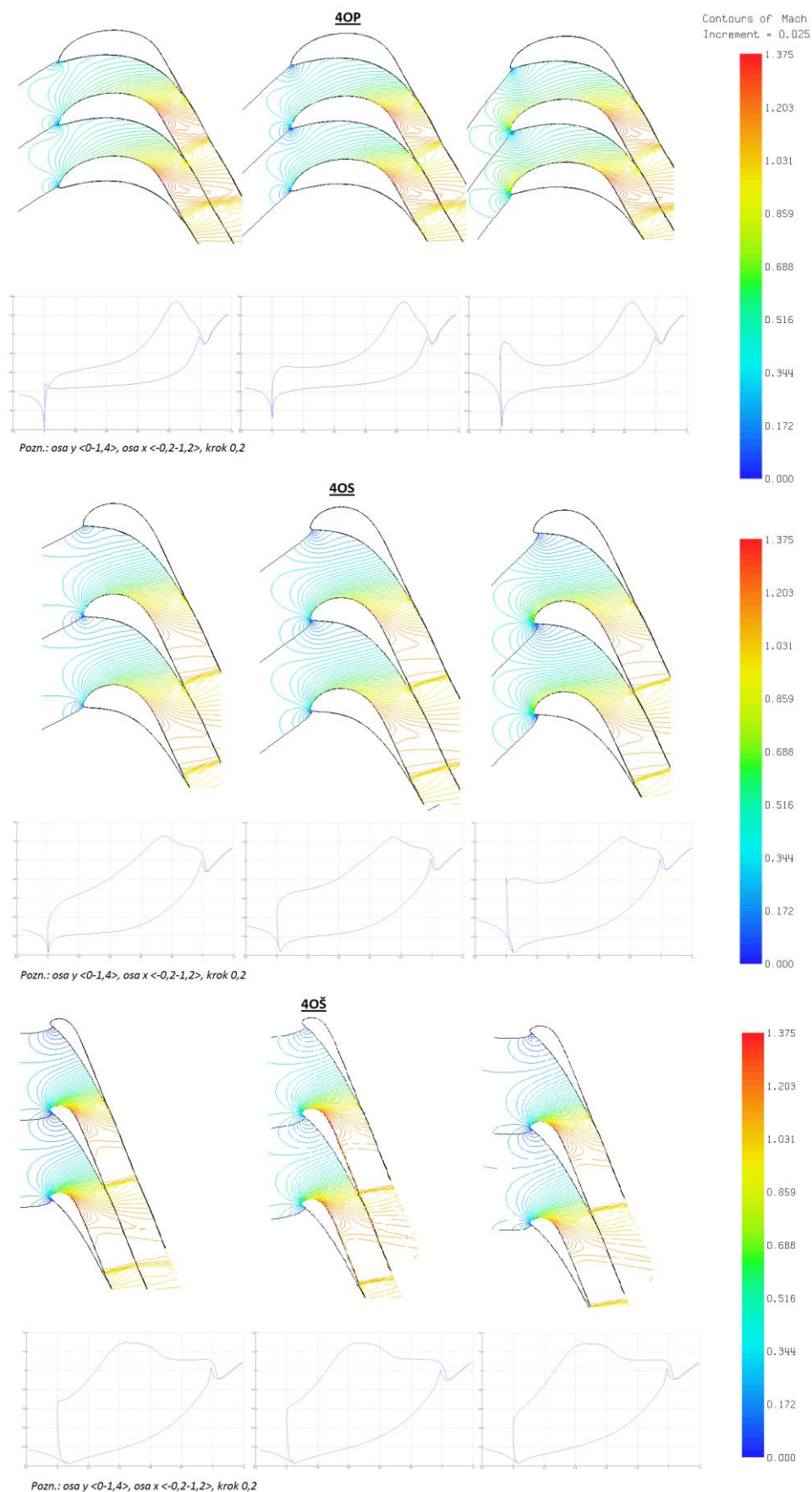
Obr. 7.13 až obr. 7.16 zobrazují chování všech navržených profilů v proudě tekutiny. V porovnání původního profilu 5op z kap. 7.3 a vylepšeného profilu z obr. 7.16 vychází lépe profil vylepšený. Lze vidět, že pro vstupní úhel 60 ° a 50 ° došlo k poklesu ztrát, i když jen velmi málo. Většího rozdílu bylo dosaženo pro vstupní úhel 40 °, kdy ztráty klesly z 7,6144 na 7,2103. Z průběhu Machova čísla po profilu lze vidět mírné snížení Machova čísla v oblasti náběžné hrany, a to jak pro vstupní úhel 60 ° na přetlakové straně, tak i pro vstupní úhel 40 ° na sací straně. Přerychlení kolem náběžné hrany je tedy provedenou změnou mírně potlačeno. Rozdíl mezi profily v návrhovém prostředí je dobře viditelný na obr. 7.12, vhodnější profil byl dosažen sražením sací strany v oblasti náběžné hrany.



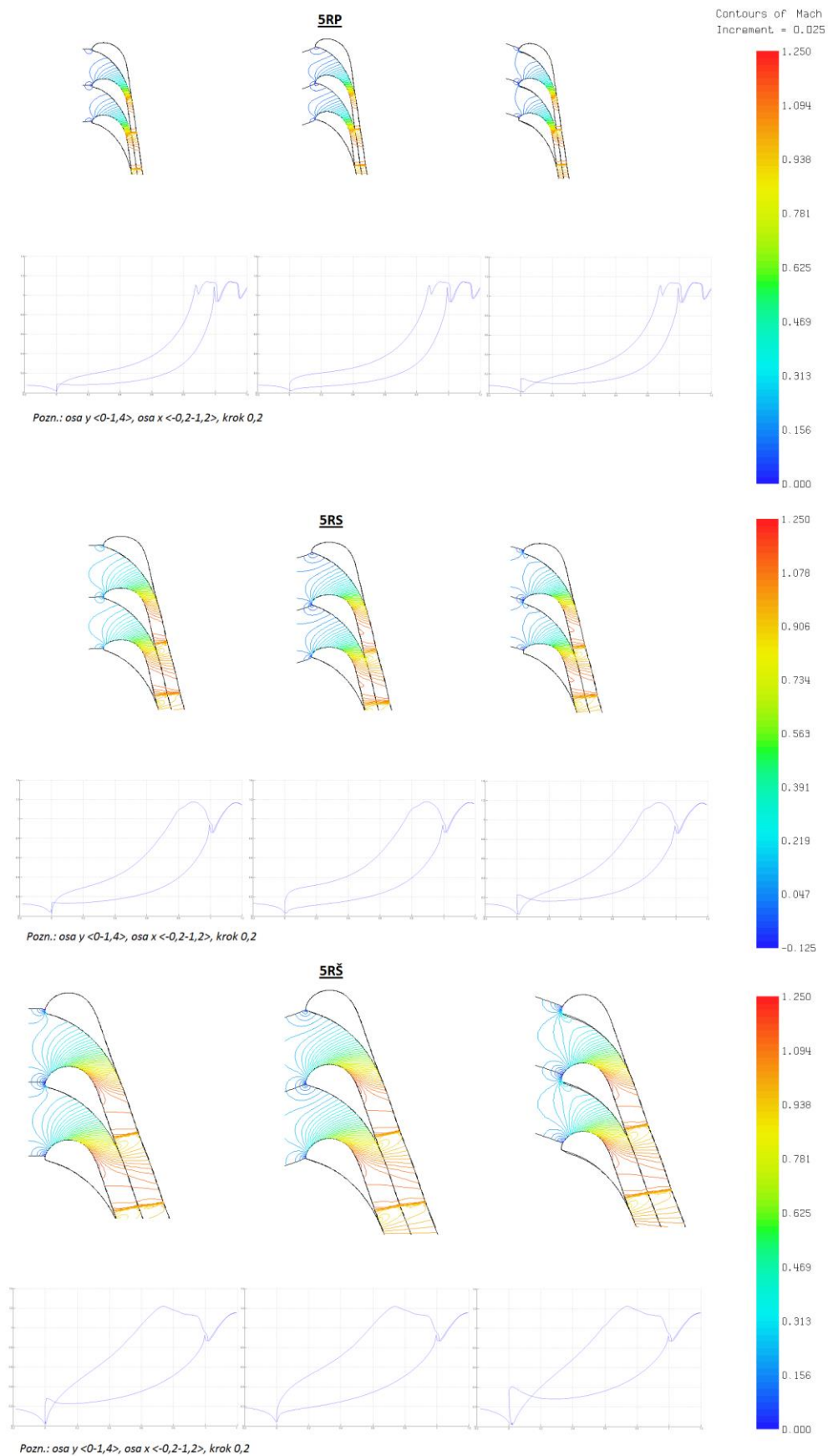
Obr. 7.12: Vlevo původní profil 5op, vpravo vylepšený profil 5op.



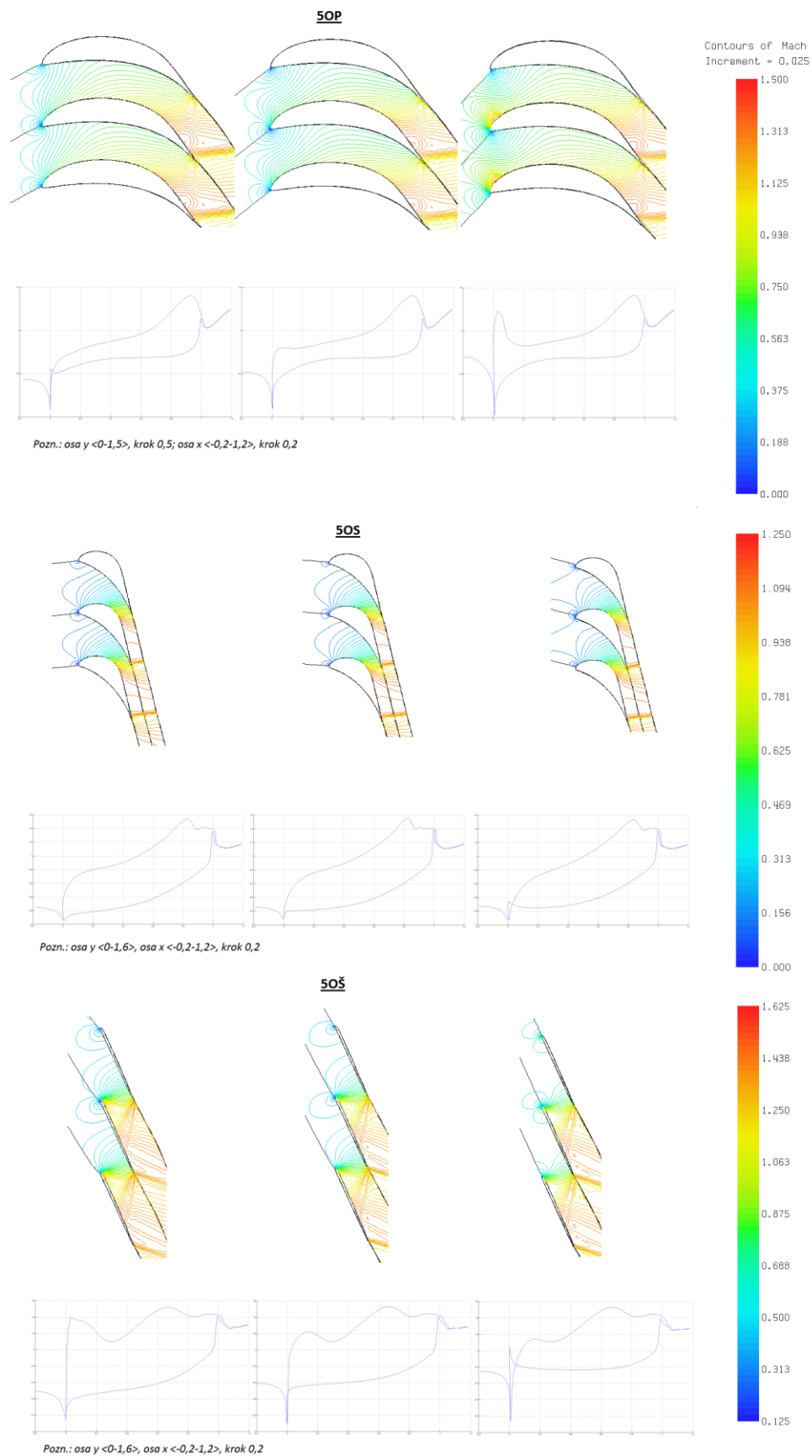
Obr. 7.13: Kontury a průběh Machova čísla pro rozváděcí lopatku čtvrtého stupně



Obr. 7.14: Kontury a průběh Machova čísla pro oběžnou lopatku čtvrtého stupně



Obr. 7.15: Kontury a průběh Machova čísla pro rozváděcí lopatku pátého stupně



Obr. 7.16: Kontury a průběh Machova čísla pro oběžnou lopatku pátého stupně

ZÁVĚR

Výsledný návrh je kompromisem několika požadavků. Hlavním cílem bylo maximalizovat účinnost, avšak z ekonomických a pevnostních důvodů byly pro čtvrtý a pátý stupeň použity kratší lopatky než by bylo ideální a není tedy dosaženo optimálního termodynamického návrhu. Kritériem pro rozdělení spádu turbíny mezi stupně je v této práci tlakové číslo. Pro první a druhý stupeň tlakové číslo již vycházelo velmi podobně pro oba první stupně i při jednoduchém rovnoměrném rozpůlení spádu mezi první a druhý stupeň, proto nebyly spády dále měněny. Pro třetí a čtvrtý stupeň byl optimalizován tlakový spád na stupeň změnou tlaku, který dělí spády mezi dané stupně. Zároveň bylo nezbytné zajistit provoz čtvrtého a pátého stupně v lehce zatíženém stavu, tedy v ekonomickém optimu křivky výstupní rychlosti, a vyhnout se tak stavu odlehčenému a tím i ventilaci. Zároveň bylo snahou vytvořit plynule se rozšiřující průtočný průřez celé turbíny. Výsledkem je turbína s vnitřním výkonem $P_i = 33\,285\text{ kW}$ a termodynamickou účinností $\eta_{TDi} = 83,89\%$ při nominálních parametrech na vstupu do turbíny.

Dále byl stanoven operační rozsah turbíny, a to v rozmezí kondenzačního tlaku od 0,02 do 0,09 bar, výstupní rychlosti od 75 do 300 m/s a hmotnostního průtoku od 10,55 do 60 kg/s. Tento návrh je do značné míry spojen s jevem zvaným ventilace, se ztrátami výstupní rychlostí, teplotou chladicí vody v kondenzátoru turbíny a požadavkem na regulovatelnost výkonu turbíny vyplývajícím ze stále většího podílu obnovitelných zdrojů na výrobě elektřiny.

Lopatky čtvrtého a pátého stupně byly v této práci dále s ohledem na délku počítány na třech řezech dle metody konstantní cirkulace a pro tyto řezy byl, po vypočítání rozpisu ploch jako rotujícího nosníku stálé pevnosti, proveden aerodynamický návrh profilů.

O navržených rozváděcích lopatkách obou stupňů lze říci, že, s výjimkou mírného přerychlení na přetlakové straně špičkového profilu rozváděcí lopatky pátého stupně, k přerychlení na sací ani podtlakové straně nedochází a difuzní faktor dosahuje nízkých hodnot. I z Machových kontur lze vidět, že nikde nedochází k výrazným nerovnoměrnostem pro žádný z použitých vstupních úhlů. Přesto by bylo možné pracovat ještě na snížení ztrát patního profilu rozváděcí lopatky, které vychází nejvyšší ze všech navržených profilů.

Pokud jde o oběžné lopatky, jejichž průběhy Machova čísla rovněž nevykazují žádné nectnosti a dají se tedy také označit za zdařilé a v rámci této diplomové práce uspokojivé i přesto, že se pro úhel 42° začíná přerychlení na sací straně u náběžné hrany čtvrté lopatky mírně projevovat. S tímto profilem by tedy bylo možné dále pracovat.

Špičkové profily oběžných lopatek již vykazují větší přerychlení na náběžných hranách. Pro úzký špičkový profil páté oběžné lopatky lze zvýšený vliv incidence vstupního proudění na ztráty očekávat. I tak lze usuzovat, že by bylo vhodné pokračovat v dalších úpravách těchto profilů.

Velmi podobné jsou si patní profily oběžných lopatek, avšak teprve u patního profilu oběžné lopatky pátého stupně jde skutečně o výzvu. Tento profil se obtížně navrhuje, protože z rozložení ploch lopatky pro něj vychází velký průřez. Pro malé vstupní úhly dochází u obou lopatek k přerychlení na sací straně.

Základní aerodynamický návrh provedený v této práci by bylo tedy vhodné dále optimalizovat. Vlivů, které ovlivňují chování profilu v proudu tekutiny, je spousta. V kapitole 7 Aerodynamický návrh lopatky je uveden příklad provedené změny a její vliv na proudění kolem profilu. Dále je zde zmíněna celá řada parametrů, jejichž nepatrné změny můžou velmi ovlivnit výsledky návrhu. Tato část návrhu turbíny tedy obzvláště závisí na zkušenostech pracovníka, který profily navrhuje, ale také i na jeho experimentálním zázemí a programovém vybavení, které má k dispozici.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] AMBROŽ, Jaroslav. *Parní turbíny: theorie a výpočet*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1955
- [2] ANDERSON, John D. *Fundamentals of aerodynamics*. 5th ed. New York: McGraw-Hill, c2011. McGraw-Hill series in aeronautical and aerospace engineering. ISBN 978-0-07-339810-5.
- [3] BASTL, Bohumír. *Bézierovy křivky*. [online]. Plzeň, 2010 [cit. 2018-03-24]. Dostupné z: http://www.karlin.mff.cuni.cz/~sir/modelovani/GPM_Bezier.pdf. Podpora výuky. Západočeská univerzita v Plzni.
- [4] BEČVÁŘ, Josef. *Tepelné turbíny*. Praha: SNTL, 1968. ISBN 04-213-68
- [5] *Composite Bézier curve*. Wikipedia.org [online]. Florida, USA: Wikimedia Foundation, 2001 [cit. 2018-04-27]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Composite_B%C3%A9zier_curve
- [6] CORRAL, R., PASTOR, G.: *Parametric Design of Turbomachinery Airfoils Using Highly Differentiable Splines*. *Journal of Propulsion and Power*. 2004, 20(2), 335-343.
- [7] DVOŘÁK, Rudolf. *Transonické proudění v lopatkových mřížích*. Plzeň, 2012. ÚT AVČR.
- [8] Excel Engineering, *X-steam* [online], poslední aktualizace 2. 02. 2013, Dostupné z: <http://xsteam.sourceforge.net/>
- [9] FIEDLER, J.: *Parní turbíny: návrh a výpočet*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004, 66 s. ISBN 80-214-2777-9.
- [10] JAPIKSE, David. *Introduction to turbomachinery*, 1997. 2. vydání. Oxford: Oxford University Press, ISBN 0-933283-10-5
- [11] KADRNOŽKA, J.: *Tepelné turbíny a turbokompresory: základy teorie a výpočtů*. Brno: CERM, 2004, 308 s. ISBN 80-720-4346-3.
- [12] MEGERLE, Benjamin. *UNSTEADY AERODYNAMICS OF LOW-PRESSURE STEAM*. Lausanne, 2014. Disertace. Švýcarský federální technologický institut v Lausanne.
- [13] SENOO, Shigeki, Koji OGATA, Tateki NAKAMURA a Naoaki SHIBASHITA: *Three-dimensional design method for long blades of steam turbines using fourth-degree NURBS surface*. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea and Air*. Glasgow, 2010, GT2010-22312.
- [14] ŠKORPÍK, Jiří: *Teorie lopatkových strojů*. Brno: Jiří Škorpík, 2017. ISSN 1804-8293.
- [15] THERN, M., M. GENRUP. *Temporary CO2 Capture Shut Down: Implications on Low Pressure Steam Turbine Design and Efficiency*. In: <https://www.researchgate.net/> [online]. Berlin, Germany: Dr. Ijad Madisch, 2008 [cit. 2018-05-20]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/figure/Schematic-illustration-of-LP-steam-turbine-exhaust-loss-curve-as-a-function-of-volumetric_fig2_275533926?sg=vtLS3prfisS0VF3wa3QUBsXhREHgUamhOz6Ql-w9qneHFi0eQjr9sXWo6wCptyTQDzDdhk5pU-rfDgQ0R97ffA

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Symbol	Veličina	Jednotka
C_t	Tlakový součinitel	-
C_x	Součinitel odporu	-
C_z	Součinitel vztlaku	-
ξ_p	Poměrné profilové ztráty	-
Δt_{ch}	Ohřev chladicí vody	°C
t_{ch1}	Vstupní teplota chladicí vody	°C
t_{ch2}	Výstupní teplota chladicí vody	°C
δt_k	Koncový rozdíl	°C
t_k	Teplota kondenzace	°C
p_k	Tlak kondenzace	Mpa
p_0/p_A	Tlaková ztráta vstupu	-
p_k/p_2	Tlaková ztráta na výstupu	-
p_A	Tlak na přírubě spouštěcího ventilu	Mpa
p_k	Tlak na přírubě výstupního hrdla	Mpa
ΔH_p	Pokles spádu vlivem škrcení na vstupu	kJ/kg
ΔH_k	Pokles spádu vlivem škrcení na výstupu	kJ/kg
ξ_p	Poměrná přívodní ztráta	-
ξ_v	Poměrná výstupní ztráta	-
c_p	Měrná tepelná kapacita za konst tlaku	kJ/kg/°C
c_v	Měrná tepelná kapacita za konst objemu	kJ/kg/°C
f	Frekvence v síti	Hz
$2p$	Počet pólů elektrického stroje	-
k	Experimentální konstanta	-
H_{iz}	Izoentropický spád celé skupiny	kJ/kg
z	Počet stupňů skupiny	-
f	Součinitel zpětného využití	-
Σh_{iz}	Součet jednotlivých izoentropických spádů	kJ/kg
h_{iz}	Předběžné rozdělení izoentropických spádů do stupňů	kJ/kg
η_{TDi}	Termodynamická účinnost	-
M_0	Hmotnostní průtok na vstupu	kg/s
p_0	Tlak na vstupu	MPa
t_0	Teplota na vstupu	°C
s_0	Entropie na vstupu	kJ/kg/k
i_0	Entalpie na vstupu	kJ/kg
v_0	Měrný objem na vstupu	m ³ /kg
x_0	Suchost na vstupu	-
c_0	Rychlost páry na vstupu	m/s
κ_0	Poissonova konstanta vstupu	-
a_0	Rychlost zvuku na vstupu	m/s
Ma_0	Machovo číslo na vstupu	-
Q	Tepelný tok odběru	GJ/h
n	Otáčky	s ⁻¹
h_{iz}	Izoentropický spád	kJ/kg
i_{2iz}	Izoentropická entalpie za stupněm	kJ/kg
p_2	Tlak za stupněm	MPa

D	Střední průměr lopatkování	m
D_p	Patní průměr	
ρ	Stupeň reakce	-
h_{iz}^S	Izoentropický spád statoru	kJ/kg
h_{iz}^R	Izoentropický spád rotoru	kJ/kg
i_{1iz}	Izoentropická entalpie za rozváděcí mříží	kJ/kg
p_1	Tlak za rozváděcí mříží	MPa
c_{1iz}	Teoretická rychlost na výstupu z rozváděcí mříže	m/s
z_0	Ztráty v rozváděcí mříži	kJ/kg
$\Delta\alpha$	Zakřivení proudu rozváděcí mříže	°
α_{1p}	Výstupní úhel z rozváděcí mříže navržený	°
i_{0c}	Celková entalpie na vstupu	kJ/kg
p_{0c}	Celkový tlak na vstupu	MPa
p_{krit}	Kritický tlak	MPa
i_1	Entalpie za rozváděcí mříží	kJ/kg
v_1	Měrný objem za rozváděcí mříží	m ³ /kg
x_1	Suchost za rozváděcí mříží	-
κ_1	Poissonova konstanta za rozváděcí mříží	-
a_1	Rychlost zvuku za rozváděcí mříží	m/s
Ma_{1a}	Machovo číslo za rozváděcí mříží absolutní	-
Ma_{1r}	Machovo číslo za rozváděcí mříží relativní	-
ϕ	Rychlostní součinitel rozváděcí mříže	-
c_1	Absolutní rychlost na výstupu z rozváděcí mříže	m/s
i_{izkrit}	Izoentropická entalpie při kritickém tlaku	kJ/kg
h_{izkrit}	Izoentropický spád kritický	kJ/kg
c_{krit}	Teoretická rychlost při kritickém tlaku	m/s
v_{krit}	Měrný objem při kritickém tlaku	m ³ /kg
$p_1 - p_{krit}$	Rozdíl p_1 a p_{krit}	MPa
α_1	Výstupní úhel z rozváděcí mříže reálný	°
u	Obvodová rychlost na středním průměru	m/s
ψ	Tlakové číslo	-
$\psi_3 - \psi_4$	Rozdíl tlakových čísel	-
c_{iz}	Teoretická rychlost za stupněm	m/s
u/c_{iz}	Rychlostní poměr	-
w_1	Relativní rychlost na výstupu z rozváděcí mříže	m/s
c_{1u}	Obvodová složka absolutní rychlosti z rozváděcí mříže	m/s
w_{1u}	Obvodová složka relativní rychlosti z rozváděcí mříže	m/s
$c_{1a} = w_{1a}$	Axiální složka rel. a abs. rychlosti z rozváděcí mříže	m/s
β_1	Úhel relativní rychlosti na výstupu z rozváděcí mříže	°
Δl	Přesah lopatek	m
w_{2iz}	Teoretická rychlost na výstupu z oběžné mříže	m/s
w_2	Relativní rychlost na výstupu z oběžné mříže	m/s
ψ	Rychlostní součinitel oběžné mříže	-
$\Delta\beta$	Zakřivení proudu oběžné mříže	°
β_2	Úhel relativní rychlosti na výstupu z oběžné mříže	°
c_2	Absolutní rychlost na výstupu z oběžné mříže	m/s
w_{2u}	Obvodová složka relativní rychlosti z oběžné mříže	m/s
c_{2u}	Obvodová složka absolutní rychlosti z oběžné mříže	m/s
$c_{2a} = w_{2a}$	Axiální složka rel. a abs. rychlosti z oběžné mříže	m/s

α_2	Úhel absolutní rychlosti na výstupu z oběžné mříže	°
z_1	Ztráty v oběžné mříži	kJ/kg
i_2	Entalpie za oběžnou mříží	kJ/kg
v_2	Měrný objem za oběžnou mříží	m ³ /kg
x_2	Suchost za oběžnou mříží	-
Ma_{2a}	Machovo číslo za rozváděcí mříží absolutní	-
Ma_{2r}	Machovo číslo za rozváděcí mříží relativní	-
z_c	Ztráta výstupní rychlostí	kJ/kg
a_u	Obvodová práce stupně	kJ/kg
η_u	Obvodová účinnost stupně	-
ξ_6	Poměrná ztráta parciálním ostřikem	-
$k_{tř}$	Konstanta pro ξ_5	-
S	Průtočný průřez pro páru	m ²
ξ_5	Poměrná ztráta ventilací	-
z_r	Počet břitů bandáže	-
δ_a	Axiální vůle mezi statorem a rotorem	m
δ_r	Radiální vůle mezi statorem a rotorem	m
ρ_s	Stupeň reakce na špici lopatky	-
δ_{ekv}	Ekvivalentní vůle	-
ξ_7	Poměrná hodnota ztráty radiální mezerou s bandáží	-
η_{tdi}	Vnitřní termodynamická účinnost stupně	-
P_i	Vnitřní výkon stupně	kW
i_{2c}	Koncový bod expanze ve stupni	kJ/kg
t_{2c}	Koncová teplota expanze	°C
v_{2c}	Koncový měrný objem expanze	m ³ /kg
x_{2c}	Koncový suchost expanze	-
s_{2c}	Koncová entropie expanze	kJ/kg/k
s/c	Poměrná rozteč	-
c	Délka tětivy	m
γ	Úhel nastavení profilu	°
c_{ax}	Axiální tětiva	m
s	Rozteč	m
z	Počet	-
l	Délka lopatky	m
D	Střední průměr	m
r_p	Patní poloměr	m
c_{axs}	Axiální tětiva na špičce	mm
c_{axp}	Axiální tětiva na patě	mm
ε	Úhel zkosení lopatky	°
S	Průtočný průřez	m ²
M	Hmotnostní průtok	kg/s
M_v	Objemový průtok	m ³ /s
z_c	Energetické ztráty výstupní rychlostí	kJ/kg
A_s	Plocha na špičce	mm ²
n	Otáčky	min ⁻¹
ω	Úhlová rychlost	rad/s
σ	Dovolené napětí	MPa
ρ	Hustota materiálu	kg/m ³

α_{in}	Vstupní úhel profilu	°
α_{out}	Výstupní úhel profilu	°
N	Počet lopatek	-
s/c	Rozteč/tětiva	-
s	Rozteč	mm
t	Hrdlo	mm
D_p	Patní průměr	mm
l_0	Délka rozváděcí lopatky na vstupu	mm
l_{1r}	Délka rozváděcí lopatky na výstupu	mm
l_{1o}	Délka oběžné lopatky na vstupu	mm
l_2	Délka oběžné lopatky na výstupu	mm
r_{te}	poloměr výstupní hrany	mm
γ	Úhel nastavení v mříži	°
We_{te}	Úhel zúžení odtokové hrany	°
x_t	Poloha hrdla	mm
y_t	Poloha hrdla	mm
x	Poloha počátku	mm
y	Poloha počátku	mm
c	Tětiva	mm
c_a	Tětiva do směru axiální rychlosti	mm
c_u	Tětiva do směru unášivé rychlosti	mm
A	Obsah profilu	mm ²
A_d	Doporučený obsah profilu	mm ²
ψ	Tlakový součinitel	-
R_t	Koeficient pro výpočet hrdla	-
θ	Úhel konvergence v hrdle	°
δ	Úhel ohnutí profilu za hrdlem	°

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1.1: Tvar profilu a kótování pomocí střední čáry profilu. [14]	12
Obr. 1.2: Základní profil a profil lopatky vzniklý prohnutím základního profilu. [14]	12
Obr. 1.3: Základní geometrické a aerodynamické úhly profilu v mříži. [14]	13
Obr. 1.4: Změna tlaku podél osamoceneného profilu. (a) Průběh tlakového součinitele C_t nad profilem, (b) průběh tlakového součinitele C_t pod profilem. [14]	14
Obr. 1.5: Síly působící na osamocený elementární profil. [14]	14
Obr. 1.6: Profilová ztráta v lopatkové mříži zobrazená v i-s diagramu. [14]	15
Obr. 1.7: Skutečné síly působící na lopatku elementární délky v lopatkové mříži. [14]	15
Obr. 1.8: Průběh Machova čísla po profilu v kompresorové lopatkové mříži. [14]	16
Obr. 1.9: Praktická aplikace Glaubert-Prandtlova pravidla. [14]	17
Obr. 1.10: Transonické proudění v lopatkové mříži. [14]	18
Obr. 1.11: Supersonické proudění v mříži. [14]	18
Obr. 1.12: Vliv drsnosti a Reynoldova čísla na velikost profilových ztrát v reakční turbínové lopatkové mříži [11]	19
Obr. 1.13: Souvislost mezi odtržením proudu a vzrůstem součinitele odporu c_{xp} a energetických ztrát ξ_p v kompresorové lopatkové mříži. [11]	20
Obr. 1.14: Vliv úhlu náběhu i na velikost profilových ztrát podle Ainley-Mathieson (1951) pro turbínovou reakční lopatkovou mříž ($\alpha_1 = 0$) a pro akční lopatkovou mříž ($\alpha_1 = \alpha_2$) [11]	20
Obr. 1.15: Základní typy vyvinutého odtržení proudu od lopatky. [11]	21
Obr. 1.16: Proudění v profilové mříži s netradičně navrženým profilem pro špičku dlouhé lopatky, interferogram, $i = -2^\circ$, $M_{2is} = 0,912$. [7]	21
Obr. 1.17: Průběh rychlostí za odtokovou hranou lopatky. [11]	22
Obr. 1.18: Profilové ztráty turbínových lopatkových mříží podle AMDC	22
Obr. 1.19: Vzrůst profilových ztrát s rostoucím výstupním úhlem pro reakční turbínovou lopatkovou mříž. [11]	23
Obr. 1.20: Závislost profilových ztrát na vztakovém součiniteli c_z a na poměrné rozteči s/c. [11]	23
Obr. 1.21: Změna profilové ztráty s úhlem náběhu u turbínové lopatkové mříže podle Ainley a Mathieson (1951). [11]	24
Obr. 1.22: Charakter podzvukového proudění. [14]	24
Obr. 1.23: Šíření zvukových vln při pohybu zdroje tlakové poruchy. [14]	25
Obr. 1.24: Šíření rázové vlny – let letounu různou rychlostí. [14]	25
Obr. 1.25: Průchod kolmou rázovou vlnou. [14]	26
Obr. 1.26: Vznik šikmé rázové vlny u paty náhle se zvedající obtékané plochy. [14]	26
Obr. 1.27: Ideální obtékání lichoběžníkového profilu nadzvukovým proudem. [14]	26
Obr. 1.28: Kumulace šikmých rázových vln. [14]	27
Obr. 1.29: Obtékání tupého úhlu nadzvukovou rychlostí. [14]	27
Obr. 1.30: Zjednodušený popis λ -rázové vlny. [14]	28
Obr. 1.31: Charakteristika obtékání čokovitého profilu podzvukovým prouděním. [14]	28
Obr. 1.32: Charakteristika obtékání čokovitého profilu zvukovým a nadzvukovým prouděním. [14]	28
Obr. 2.1 Průběh teplot v kondenzátoru	30
Obr. 2.2: Ztráta ve vstupní části turbíny a výstupním hrdle v i-s diagramu. [9]	31
Obr. 2.3: Součinitel zpětného využití ztrát [9]	32
Obr. 3.1: Průběh expanze [9]	34
Obr. 3.2: Výpočet rychlostních součinitelů	36
Obr. 3.3: Značení rychlostních trojúhelníků [9]	37
Obr. 3.4: Válcové omezení průtočného kanálu [9]	38
Obr. 5.1: Průtočný průřez	50
Obr. 5.2: Rychlostní trojúhelníky jednotlivých stupňů	51
Obr. 6.1: Příklad typického proudění při nízkých hmotnostních tocích [12]	52
Obr. 6.2: Výstupní ztráta (osa y) v závislosti na objemovém průtoku (osa x). [15]	53
Obr. 6.3: Závislost výstupní rychlosti na hmotnostním průtoku	53

Obr. 6.4: Závislost objemového průtoku na hmotnostním průtoku	54
Obr. 6.5: Závislost ztráty výstupní rychlosti na objemovém průtoku pro $\alpha_2 = 90^\circ$	55
Obr. 7.1: Řídící body uvažované kružnice při popisu čtyřmi Bézierovými křivkami.	56
Obr. 7.2: Geometrie odtokové hrany [13]	57
Obr. 7.3: Nepřesnosti prostého spojení náběžné hrany	58
Obr. 7.4: Geometrie hrdla [13]	59
Obr. 7.5: Profil z návrhového prostředí MS Excelu s řídícími body a zvýrazněnými důležitými geometrickými parametry.	59
Obr. 7.6: Návrhové prostředí	60
Obr. 7.7: Správná poloha a natočení výstupní kružnice odtokové hrany	61
Obr. 7.8: Rozložení ploch po lopatce pro dodržení konstantního napětí.	62
Obr. 7.9: Příklad výstupu z programu MISES – kontury Machova čísla $\alpha_{IN} = 60^\circ, 50^\circ, 40^\circ$	63
Obr. 7.10: Příklad výstupu z programu MISES – Průběh Machova čísla po profilu $\alpha_{IN} = 60^\circ, 50^\circ, 40^\circ$	63
Obr. 7.11: Přehled všech profilů z návrhového prostředí v MS Excel s řídícími body.	66
Obr. 7.12: Vlevo původní profil 5op, vpravo vylepšený profil 5op.	67
Obr. 7.13: Kontury a průběh Machova čísla pro rozváděcí lopatku čtvrtého stupně	68
Obr. 7.14: Kontury a průběh Machova čísla pro oběžnou lopatku čtvrtého stupně	69
Obr. 7.15: Kontury a průběh Machova čísla pro rozváděcí lopatku pátého stupně	70
Obr. 7.16: Kontury a průběh Machova čísla pro oběžnou lopatku pátého stupně	71

SEZNAM TABULEK

Tab. 2.1: Předběžné rozdělení izoentropických spádů	33
Tab. 3.1: Výpočet prvních tří stupňů	41
Tab. 3.2: Výběr lopatek pro první tři stupně	43
Tab. 4.1: Výpočet čtvrtého a pátého stupně	44
Tab. 4.2: Výpočet čtvrtého stupně metodou konstantní cirkulace	48
Tab. 4.3: Výpočet pátého stupně metodou konstantní cirkulace	48
Tab. 5.1: Výsledné termodynamické účinnosti skupin stupňů a turbíny	49
Tab. 5.2: Výsledné vnitřní výkony jednotlivých stupňů a turbíny	49
Tab. 5.3: Geometrické parametry čtvrtého a pátého stupně	49
Tab. 5.4: Vůle a bandáže	49
Tab. 6.1: Soupis pracovních bodů	54
Tab. 7.1: Vstupní parametry pro výpočet rozložení ploch průřezů	62
Tab. 7.2: Vypočtené plochy na daných řezech	62
Tab. 7.3: Výstupy z MISES pro vylepšovaný profil	64
Tab. 7.4: Souhrn veličin souvisejících s návrhem profilů	64
Tab. 7.5: Výstupy z MISES pro čtvrtý stupeň	67
Tab. 7.6: Výstupy z MISES pro pátý stupeň	67

SEZNAM PŘÍLOH

- | | |
|----|--------------------|
| 1 | Výkres profilu 4RŠ |
| 2 | Výkres profilu 4RS |
| 3 | Výkres profilu 4RP |
| 4 | Výkres profilu 4OŠ |
| 5 | Výkres profilu 4OS |
| 6 | Výkres profilu 4OP |
| 7 | Výkres profilu 5RŠ |
| 8 | Výkres profilu 5RS |
| 9 | Výkres profilu 5RP |
| 10 | Výkres profilu 5OŠ |
| 11 | Výkres profilu 5OS |
| 12 | Výkres profilu 5OP |