



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

RETROFIT PARNÍ TURBÍNY 210 MW

RETROFIT STEAM TURBINE 210 MW

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Tomáš Sedláček

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Petr Kracík, Ph.D.

BRNO 2022

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Tomáš Sedláček**
Studijní program: Energetické a termofluidní inženýrství
Studijní obor: Energetické inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Petr Kracík, Ph.D.**
Akademický rok: 2021/22

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:

Retrofit parní turbíny 210 MW

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte kondenzační parní turbínu s vodou chlazeným kondenzátorem pro následující parametry:

- požadovaný elektrický výkon stroje 210 MWe
- teplota admisní páry 535 °C
- tlak admisní páry 127,5 bar(a)
- teplota přehřáté páry 535 °C
- tlaková ztráta mezi VT výstupem a ST vstupem 3,2 bar
- teplota napájecí vody 255,6 °C
- teplota chladicí vody 33,0 °C
- průtok chladicí vody 7880,0 t/h
- teplota odplynění 164,2 °C
- otáčky turbíny 3000 1/min

Další nespecifikované parametry vhodně zvolte.

Cíle diplomové práce:

- 1) návrh tepelného schématu s tří tělesovou parní turbínou, přehříváním v cyklu a s odběry do regenerace (100 % TMCR, 105 % TMCR, 80 % TMCR),
- 2) termodynamický návrh VT dílu parní turbíny do stávajícího vnějšího tělesa s ohledem na vybraná pevnostní kritéria včetně pevnostní kontroly vybraných uzlů vnitřního tělesa,
- 3) podélný řez navrženého VT dílu.

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 2021/22

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá retrofitem třítělesové kondenzační parní turbíny o výkonu 210 MW. První část se zabývá tepelným schématem, který je navržen se sedmi neregulovanými odběry a jedním odběrem na odplynění. Hmotnostní průtok je zde stanoven na základě požadovaného výkonu a jsou zhotoveny tři tepelná schémata pro rozdílné výkony. V další části byl navrhnout regulační stupeň v provedení A-kolo včetně pevnostní kontroly. Hlavním předmětem je návrh stupňové části, která je rozdělena na předběžný a detailní výpočet, týkající se pouze vysokotlakého dílu parní turbíny. Při optimalizační fázi je propojen detailní výpočet s tepelným schématem a regulačním stupněm. Výsledné lopatkování VT dílu je optimalizováno na základě vybraných vlastností včetně pevnostní kontroly. Součástí je také orientační návrh vyrovnávacího pístu společně s ucpávkovým systémem, pro zvolené průměry, z důvodu neznámého působení osově síly od ST a NT dílu. Dále je provedena pevnostní kontrola vnitřních uzlů stávajícího tělesa vysokotlakého dílu, kde vyplývá potřeba použití vnitřního tělesa. Navržený VT díl včetně regulačního stupně dosahuje vnitřní výkon 69,5 MW, vnitřní termodynamické účinnosti ve výši 92 % a faktor zpětného využití ztrát odpovídá 1,0168.

Klíčová slova

Kondenzační parní turbína, vysokotlaký díl, kužel, přetlakové lopatkování, stupeň

ABSTRACT

This master's thesis deals with the retrofit of a three-body condensing steam turbine with an output of 210 MW. The first part deals with the thermal diagram, which is designed with seven unregulated steam extractions and one extraction for degassing. The mass flow is determined here on the basis of the required power and three thermal diagrams are made for different outputs. In the next part, the regulation stage in the A-wheel design was designed, including the strength control. The main subject is the design of the stage part, which is divided into preliminary and a detailed calculation relating only to the high pressure section of the steam turbine. During the optimization phase, a detailed calculation is linked to the thermal diagram and the regulation stage. The resulting blading of the HP section is optimized based on the selected properties, including strength control. An orientation design of the compensating piston together with the sealing system is also included, for selected diameters, due to the unknown action of the axial force from the MP and LP section. Furthermore, a strength check of the inner nodes of the existing body of the high-pressure section is performed, where the need to use the inner body arises. The designed HP section, including the regulation stage, achieves an internal power of 69,5 MW, an internal thermodynamic efficiency of 92 % and a reheat factor of 1,0168.

Key words

Condensing steam turbine, high-pressure section, taper, reaction blading, stage

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

SEDLÁČEK, Tomáš. *Retrofit parní turbíny 210 MW*. Brno, 2022. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/139387>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Petr Kracík.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma **Retrofit parní turbíny 210 MW** vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

Datum

Tomáš Sedláček

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto panu Ing. Petru Kracíkovi, Ph.D. za cenné připomínky a rady, které mi poskytl při vypracování závěrečné práce.

Dále bych chtěl poděkovat panu Ing. Danielu Cyvenkovi za jeho čas na konzultacích zabývajících se převážně výkresové dokumentace a obecně za další připomínky k výpočtům.

OBSAH

ÚVOD	11
1 Návrh tepelného schématu.....	12
1.1 Parametry páry před prvním stupněm	12
1.2 Kondenzátor a výstupní stav páry z turbíny	13
1.3 Kondenzátní čerpadlo	14
1.4 Napájecí čerpadlo	15
1.5 Regenerační ohříváky a napájecí nádrž.....	16
1.5.1 Vysokotlaké ohříváky	17
1.5.2 Napájecí nádrž	19
1.5.3 Nízkotlaké ohříváky.....	21
1.6 Hmotová a energetická bilance schématu	24
1.7 Měrná práce a výkon parní turbíny	25
1.8 Tepelná schémata pro dané výkony	28
2 Regulační stupeň	32
2.1 Předběžný návrh A-kola	32
2.2 Detailní návrh A-kola	36
2.2.1 Rychlostní trojúhelníky.....	37
2.2.2 Profily lopatek regulačního stupně	41
2.2.3 Energetické ztráty v lopatkování, účinnost a výkon stupně.....	42
2.3 Pevnostní kontrola regulačního stupně.....	44
2.3.1 Ohyb.....	44
2.3.2 Tah	45
3 Předběžný návrh stupňové části.....	46
3.1 Náзорý postup předběžného návrhu prvního kužele	46
3.1.1 Parametry páry na vstupu a výstupu.....	46
3.1.2 Parsonsova metoda výpočtu	47
3.1.3 Ztráty, účinnost a výkon jednotlivých kuželů PT	49
3.2 Výsledky z předběžného návrhu stupňové části	52
4 Detailní návrh stupňové části VT dílu.....	58
4.1 Volba profilů lopatek.....	58
4.2 Výpočet geometrie kuželů	59
4.3 Náзорý výpočet posledního stupně	61
4.3.1 Výpočet rotorové řady lopatek	62
4.3.2 Výpočet statorové řady lopatek	64
4.3.3 Ztráty, účinnost a výkon stupně	66
4.3.4 Sledované veličiny.....	68
4.3.5 Výpočet ostatních stupňů	68
4.4 Pevnostní kontrola detailního návrhu stupňové části.....	69
4.4.1 Ohyb.....	69
4.4.2 Tah	70

4.5	Výsledky detailního návrhu VT dílu	71
4.6	Propojení detailního návrhu s ostatními částmi výpočtu.....	87
4.6.1	Propojení s regulačním stupněm	87
4.6.2	Propojení s tepelným schématem	88
5	Konečné parametry VT dílu parní turbíny.....	89
6	Vyrovnávací píst a ucpávkový systém	91
6.1	Axiální síla	91
6.2	Ucpávkový systém	93
6.2.1	Ucpávky vyrovnávacího pístu	93
6.2.2	Ucpávky páry na rotoru.....	95
7	Výkresová dokumentace.....	98
ZÁVĚR.....		100
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ		102
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK		103
SEZNAM PŘÍLOH.....		106

ÚVOD

S postupným odstupem využití uhlí jako primární suroviny pro výrobu elektřiny z důvodu skleníkových plynů, zejména CO₂, bude tato složka instalovaného výkonu muset být nahrazena. Kromě obnovitelných zdrojů spadá v úvahu spalování zemního plynu, biomasy anebo výstavba nových jaderných bloků. Ve všech případech je nedílnou součástí parní okruh s parní turbínou, tudíž má tato technologie dobrý výhled i do budoucna. V tomto směru dochází k jejímu neustálému vývoji a modernizaci.

Parní turbína je lopatkový rotační stroj, který přeměňuje tepelnou a kinetickou energii při procesu expanze pracovního média na mechanickou energii. Tato energie je následně využita při výrobě elektřiny v generátoru, anebo k pohonu jiných strojů, kterými jsou například čerpadla a kompresory. Elektřina je nedílnou součástí moderní společnosti a parní turbíny s generátorem, jsou jedním z hlavních zdrojů.

Práce se zabývá retrofitem, tudíž modernizací stávající třítělesové kondenzační parní turbíny pro zadané parametry a velikosti svorkového výkonu 210 MW. V rámci modernizace je do stávajícího vnějšího tělesa VT dílu navrženo nové lopatkování. Předmětem diplomové práce však již není návrh ST a NT dílů. V první části je řešeno tepelné schéma, kde došlo k rozčlenění stupňové části sedmi neregulovanými odběry pro regeneraci a jedním odběrem do napájecí nádrže pro odplynění. Výstupem jsou tři tepelná schémata pro rozdílný požadovaný svorkový výkon, která jsou propojena částečně z detailního a z části z předběžného návrhu stupňové části. Dále byl termodynamicky navrhnout první regulační stupeň v provedení A-kolo a došlo k jeho pevnostní kontrole. Hlavní náplní práce je samotná stupňová část, která je rozdělena na předběžný a detailní výpočet. Předběžný výpočet sloužil pouze k orientačním vstupům do návrhu detailního, kde postupným zpřesňováním odhadů proběhl optimalizační proces. Dochází také v rámci optimalizace k propojení s tepelným schématem a regulačním stupněm. Během optimalizace je kladen důraz na vybraná termodynamická kritéria a provedenou pevnostní kontrolu namáhání, vznikající působením páry, pro zvolené profily lopatek. Další kapitola slouží jako shrnutí celkových parametrů VT dílu parní turbíny. Navzdory neúplné znalosti osového působení síly na rotoru od ST a NT dílu, je zde proveden předběžný výpočet vyrovnávacího pístu s vyjádřením závislosti velikosti osově síly na jeho průměru, který je v dané stávající skříni možný. Společně s VP je zde uveden i výpočet ucpávkového systému VT dílu pro zvolený ložiskový průměr. Na závěr je graficky vyobrazeno, které části VT dílu parní turbíny byly zadané a jaké byly vypočteny, či vhodně zvoleny a byla provedena kontrola vnitřních uzlů stávajícího tělesa. Kontrolou tangenciální složky napětí vyplynula potřeba navržení dílu turbíny s vnitřním tělesem. Součástí je také koncepční výkres řezu VT dílu parní turbíny, jež je uveden v příloze.

Celý výpočet je iteračního charakteru, což znamená, že některé hodnoty musely být nejdříve vhodně zvoleny a poté byly spočteny, či upřesněny. Skvělou volbou pro tento typ výpočtu je program MS Excel, ve kterém je uskutečněn celý výpočet. Program byl navíc obohacen o parní tabulky X Steam Tables v2.6 poskytující termodynamické vlastnosti vody a vodní páry na základě průmyslové databáze s označením IAPWS-IF97. Veškeré uvedené ilustrace, u kterých není citován zdroj, jsou vypracovány v programu AutoCAD 2019.

1 Návrh tepelného schématu

Parní turbína je součástí tepelného oběhu, tudíž návrh tepelného schématu je zásadní částí výpočtu. Hlavními výstupy jsou především parametry a hmotnostní toky pracovní látky, v tomto případě páry, v konkrétních místech tepelného schématu. Mimo jiné se zde stanovují tepelné účinnosti, měrné spotřeby tepla i výkon, respektive příkony jednotlivých komponent. Také je zde určen počet nízkotlakých a vysokotlakých ohříváků, které pracují s podchlazením kondenzátu pro zvýšení celkové účinnosti. Všechny odběry v rámci turbíny jsou brány jako neregulované odběry. Na obr. 1.2 je uvedeno základní bilanční schéma důležitých komponent zařízení s označením klíčových uzlů, které jsou v této kapitole řešeny. Na závěr jsou v kapitole 1.8 uvedeny tepelná schémata pro zadané provozní výkony.

Níže bude uveden postup výpočtu při jmenovitém stavu pro zadané parametry, viz tab. 1.1. Celý postup je iteračního charakteru, tudíž bylo nutné odhadnout hodnoty některých uvedených veličin. Při propojení s následujícími výpočty uvedenými v dalších kapitolách práce došlo k přepočtu a uvedeny jsou již zoptimalizované hodnoty, jež jsou v souhrnu uvedeny v tab. 1.2 a tab. 1.3. Výpočet celé této kapitoly je veden dle metodiky rozepsané v literatuře [1], pokud není uvedeno jinak.

Tab. 1.1 Vstupní parametry

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotky
Požadovaný elektrický výkon	P_{sv}	210	MWe
Teplota admisní páry	t_{00}	535	°C
Tlak admisní páry	p_{00}	12,75	MPa
Teplota přehřáté páry	t_{pp}	535	°C
Tlaková ztráta mezi VT výstupem a ST vstupem	Δp_{z2}	0,32	MPa
Teplota napájecí vody	t_{NV}	255,6	°C
Teplota chladicí vody	t_{ch1}	33	°C
Průtok chladicí vody	m_{ch}	7880	$t \cdot h^{-1}$
Teplota odplynění	t_{NN}	164,2	°C
Otáčky turbíny	n	3000	min^{-1}

1.1 Parametry páry před prvním stupněm

Ze zadané vstupní teploty a tlaku páry je možné určit její entalpii a entropii před vstupem do turbíny:

$$i_{00} = f(p_{00}; t_{00}) = 3434,6 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.1)$$

$$s_{00} = f(p_{00}; t_{00}) = 6,572 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (1.2)$$

Ztrátový součinitel v regulačních ventilech, spouštěcím ventilu a hlavní uzavírací armatuře byl odhadnut z doporučeného rozmezí [5]:

$$\xi_{z1} = (0,03 \div 0,05) = 0,035 [-] \quad (1.3)$$

Výsledný tlak na vstupu do regulačního stupně turbíny je tedy:

$$p_0 = (1 - \xi_{z1}) \cdot p_{00} = (1 - 0,035) \cdot 127,5 = 123,04 \text{ bar} \quad (1.4)$$

V hlavní a v regulačních armaturách probíhá škrcení, jedná se tedy o izoentalpický děj. To znamená, že je entalpie shodná s entalpií před vstupem:

$$i_0 = i_{00} = 3434,6 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.5)$$

Následně je možné určit zbylé stavové parametry:

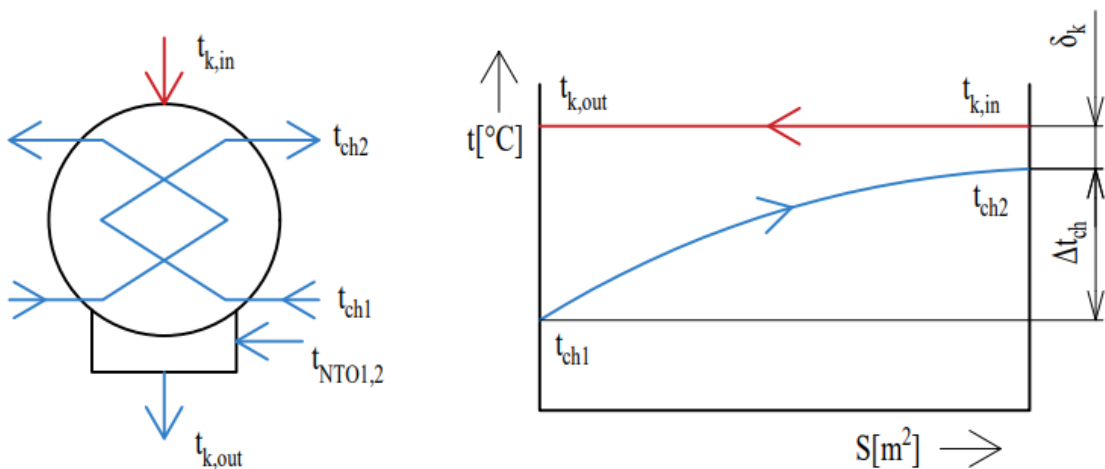
$$s_0 = f(p_0; i_0) = 6,587 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (1.6)$$

$$v_0 = f(p_0; i_0) = 0,0277 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.7)$$

$$t_0 = f(p_0; i_0) = 533,14 \text{ °C} \quad (1.8)$$

1.2 Kondenzátor a výstupní stav páry z turbíny

Parní kondenzátor je komponenta, která se nachází za posledním stupněm turbíny a slouží ke kondenzaci páry na kondenzát a odvodu zbytkového tepla. Tento děj probíhá za konstantního tlaku a teploty. Co se týče typů, dělí se na vodou chlazené, vzduchem chlazené nebo jejich kombinace. Jelikož se jedná o retrofit parní turbíny, byl zanechán dosavadní typ, kterým je vodou chlazený. Hlavním přínosem výpočtu je zjištění stavových parametrů páry na konci turbíny. Z parametrů je nám známa pouze teplota chladicí vody na vstupu do kondenzátoru. Tudiž bylo nutné si vhodně zvolit ohřátí chladicí vody a následný nedohřev. Obr. 1.1 znázorňuje zasazení kondenzátoru do tepelného schématu s vyobrazením průběhu teplot. Ve schématu je uvažováno s kaskádovaným kondenzátem z NTO 1.



Obr. 1.1 Zapojení a průběh teplot v kondenzátoru

Odhadnuté ohřátí chladicí vody:

$$\Delta t_{ch} = 12 \text{ °C} \quad (1.9)$$

Teplota výstupní chladicí vody:

$$t_{ch2} = t_{ch1} + \Delta t_{ch} = 33 + 12 = 45 \text{ °C} \quad (1.10)$$

Zvolený nedohřev:

$$\delta_k = 3 \text{ °C} \quad (1.11)$$

Z uvedených odhadů je možné dopočítat teplotu kondenzátu na výstupu z kondenzátoru:

$$t_k = t_{ch2} + \delta_k = 45 + 3 = 48 \text{ °C} \quad (1.12)$$

Jelikož kondenzace probíhá za konstantní teploty a tlaku, můžeme zjistit tlak:

$$p_k = f(t_k; x = 0) = 0,1118 \text{ bar} \quad (1.13)$$

Na základě tlaku a teploty byly stanoveny zbylé stavové parametry kondenzátu:

$$i_k = f(t_k; x = 0) = 200,98 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.14)$$

$$s_k = f(p_k; i_k) = 0,6780 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (1.15)$$

$$v_k = f(p_k; i_k) = 0,0010 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.16)$$

Dále byla stanovena ztráta na výstupním hrdle, kde vstupuje rychlost páry na výstupu z posledního stupně. U kondenzačních parních turbín se tato hodnota rychlosti pohybuje v rozmezí 150 až 300 m/s [5]:

$$c_E = (150 \div 300) = 250 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (1.17)$$

Součinitel ztrát ovlivňující tvar výstupního difuzoru je zvolen z doporučeného rozsahu [5]:

$$\xi = (0,6 \div 1,4) = 1,1 [-] \quad (1.18)$$

Ztráta na výstupním hrdle:

$$\begin{aligned} \Delta p_{z,E} &= 0,038 \cdot (\xi - 1) \cdot \left(\frac{c_E}{100}\right)^2 \cdot p_0 \\ \Delta p_{z,E} &= 0,038 \cdot (1,1 - 1) \cdot \left(\frac{250}{100}\right)^2 \cdot 0,11 = 0,0026 \text{ bar} \end{aligned} \quad (1.19)$$

Tlak za posledním stupněm:

$$p_E = \Delta p_{z,E} + p_k = 0,11 + 0,0026 = 0,1126 \text{ bar} \quad (1.20)$$

1.3 Kondenzátní čerpadlo

Jedná se o navazující komponentu po kondenzátoru. Účelem je zvýšit tlak kondenzátu, aby došlo k jeho přepravě přes nízkotlaké ohříváky do napájecí nádrže za požadovaného tlaku. Hodnota tlaku závisí na součtu tlaku na mezi sytosti páry v odplyňovači a dílčích tlakových ztrátách v úseku mezi kondenzátorem a napájecí nádrží. Budou brány v potaz pouze ztráty v nízkotlakových ohřívácích a ztráty v potrubí. Zbytek bude zanedbán v důsledku malé významnosti a také není znám projekční návrh, důležitý pro stanovení tlakové ztráty převýšením.

Ze zadání v tab. 1.1 je stanovena teplota odplynění, tudíž lze určit tlak v napájecí nádrži:

$$p_{NN} = f(t_{NN}; x = 1) = 0,687 \text{ MPa} \quad (1.21)$$

Dílčí tlakové ztráty [1]:

- a) Tlakové ztráty v nízkotlakových ohřívácích, jejichž počet je zvolen v rovnici (1.49):

$$\Delta p_{NTO} = (0,05 \div 0,1) \text{ MPa} \cdot x_{ks} = 0,075 \cdot 4 = 0,3 \text{ MPa} \quad (1.22)$$

- b) Tlaková ztráta v potrubí nízkotlaké regenerace:

$$\Delta p_{kp} = (0,1 \div 0,2) \text{ MPa} = 0,1 \text{ MPa} \quad (1.23)$$

Tlak za kondenzátním čerpadlem:

$$p_{kč} = p_{NN} + \Delta p_{NTO} + \Delta p_{kp} = 0,678 + 0,3 + 0,1 = 1,087 \text{ MPa} \quad (1.24)$$

Entalpie za kondenzátním čerpadlem za izoentropických podmínek:

$$i_{k1,iz} = f(p_{kč}; s_k) = 202,09 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.25)$$

Nyní lze z rovnice pro účinnost komprese vyjádřit skutečnou entalpii za kondenzátním čerpadlem. Účinnost čerpadla $\eta_{kč}$ byla odhadnuta ve výši 80 %:

$$i_{k1} = i_k + \frac{(i_{k1,iz} - i_k)}{\eta_{kč}} = 200,98 + \frac{(202,09 - 200,98)}{0,8} \quad (1.26)$$

$$i_{k1} = 202,37 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Přírůstek entalpie v kondenzátním čerpadle je následující:

$$\Delta i_{kč} = i_{k1} - i_k = 202,37 - 200,98 = 1,40 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.27)$$

Z entalpie určíme zbylé stavové parametry po KČ:

$$t_{k1} = f(p_{kč}; i_{k1}) = 48,1 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.28)$$

$$s_{k1} = f(p_{kč}; i_{k1}) = 0,679 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (1.29)$$

$$v_{k1} = f(p_{kč}; i_{k1}) = 0,0010 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.30)$$

1.4 Napájecí čerpadlo

NČ se nachází na výstupu z napájecí nádrže, před prvním vysokotlakým ohřívákem. Slouží pro zvýšení tlaku, kde cílový tlak ponížený o dílčí ztráty komponent, je zadáný tlak admisní páry na vstupu do turbíny. Výpočet probíhá obdobně jako u KČ s výjimkou, že je zanedbána pouze tlaková ztráta dána převýšením ze stejných důvodů.

Cílový tlak před parní turbínou:

$$p_{00} = 12,75 \text{ MPa} \quad (1.31)$$

Dílčí tlakové ztráty [1]:

a) Tlakové ztráty v parním potrubí mezi kotlem a turbínou:

$$\Delta p_{pp} = (0,04 \div 0,09) \cdot p_{00} = 0,07 \cdot 12,75 = 0,893 \text{ MPa} \quad (1.32)$$

b) Tlaková ztráta na vodní straně kotle:

$$\Delta p_{kp} = (0,15 \div 0,2) \cdot p_{00} = 0,175 \cdot 12,75 = 2,231 \text{ MPa} \quad (1.33)$$

c) Tlaková ztráta v potrubí napájecí vody

$$\Delta p_{np} = (0,2 \div 0,3) \text{ MPa} = 0,25 \text{ MPa} \quad (1.34)$$

d) Tlaková ztráta v regulačním ventilu napájecí vody

$$\Delta p_{rn} = 1 \text{ MPa} \quad (1.35)$$

e) Tlaková ztráta vysokotlakých ohříváků, jejichž počet je zvolen v rovnici (1.53):

$$\Delta p_{VTO} = 0,1 \text{ MPa} \cdot x \text{ ks} = 0,1 \cdot 3 = 0,3 \text{ MPa} \quad (1.36)$$

Součtem tlaku admisní páry a dílčích tlakových ztrát je stanoven tlak za NČ:

$$p_{nč} = p_{00} + \Delta p_{pp} + \Delta p_{kp} + \Delta p_{np} + \Delta p_{rn} + \Delta p_{VTO} \quad (1.37)$$

$$p_{nč} = 12,75 + 0,893 + 2,231 + 0,25 + 1 + 0,3 = 17,424 \text{ MPa}$$

Pro výpočet skutečné entalpie na výstupu z NČ je nutné zjistit vstupní stavové parametry. Tyto parametry vycházejí z teploty odplynění, respektive z tlaku v napájecí nádrži. Entalpie pro sytou vodu je následující:

$$i_{NN} = f(p_{NN}; x = 0) = 693,86 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.38)$$

Zde jsou stanoveny zbylé stavové parametry na vstupu do napájecího čerpadla:

$$s_{NN} = f(p_{NN}; i_{NN}) = 1,985 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (1.39)$$

$$v_{NN} = f(p_{NN}; i_{NN}) = 0,0011 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.40)$$

Entalpie za napájecím čerpadlem za izoentropických podmínek:

$$i_{n1,iz} = f(p_{nč}; s_{NN}) = 712,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.41)$$

Nyní lze z rovnice pro účinnost komprese vyjádřit skutečnou entalpii za napájecím čerpadlem. Účinnost čerpadla $\eta_{nč}$ byla odhadnuta ve výši 80 %:

$$i_{n1} = i_{NN} + \frac{(i_{n1,iz} - i_{NN})}{\eta_{nč}} = 693,86 + \frac{(712,4 - 693,86)}{0,8} \quad (1.42)$$

$$i_{n1} = 717,04 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Přírůstek entalpie v napájecím čerpadle je následující:

$$\Delta i_{n\check{c}} = i_{n1} - i_{NN} = 717,04 - 693,86 = 23,18 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.43)$$

Z entalpie se určí zbylé stavové parametry po NČ:

$$t_{n1} = f(p_{n\check{c}}; i_{n1}) = 167,3 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (1.44)$$

$$s_{n1} = f(p_{n\check{c}}; i_{n1}) = 1,996 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (1.45)$$

$$v_{n1} = f(p_{n\check{c}}; i_{n1}) = 0,0011 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.46)$$

1.5 Regenerační ohříváky a napájecí nádrž

Poslední součástí tepelného schématu jsou odběry. Jak už bylo zmíněno, veškeré odběry jsou kategorizovány jako neregulované (NERO). Nejdříve byl vhodně odhadnutý počet nízkotlakých a vysokotlakých ohříváků na základě požadované hodnoty teploty kondenzátu v určitých místech. Pro NTO je teplota dána teplotou odplynění ponížena o podchlazení hlavního kondenzátu, jehož rozmezí se pohybuje kolem 15 až 20 °C [1]. VTO je stanoveno teplotou napájecí vody vstupující do kotle.

Vstupní teplota kondenzátu proudícího z nízkotlaké regenerace do NN:

$$t_{kn} = t_{NN} - (15 \div 20) \text{ }^{\circ}\text{C} = 164,2 - 15 = 149,2 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (1.47)$$

Teplotní rozdíl kondenzátu mezi kondenzátním čerpadlem a napájecí nádrží, který musí být vykrytý NTO:

$$\Delta t_{kn-k1} = t_{kn} - t_{k1} = 149,2 - 48,1 = 101,1 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (1.48)$$

Na základě teplotního rozdílu je vhodně zvolen počet NTO s ohledem na přípustné ohřátí kondenzátu, které jim náleží (pohybuje se mezi 25 až 35 °C [5]):

$$n_{NTO} = 4 \text{ ks} \quad (1.49)$$

$$\Delta t_{NTO} = \frac{\Delta t_{nk-1k}}{n_{NTO}} = \frac{101,1}{4} = 25,3 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (1.50)$$

Nyní je určen počet VTO dle zadané teploty napájecí vody:

$$t_{NV} = 255,6 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (1.51)$$

Teplotní rozdíl, který musí být vykrytý VTO:

$$\Delta t_{NV-NN} = t_{NV} - t_{NN} = 255,6 - 164,2 = 91,4 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (1.52)$$

Stejnou metodikou jako u NTO byl zvolen počet VTO s výjimkou, že přípustné ohřátí kondenzátu dosahuje až 40 °C [1]:

$$n_{VTO} = 3 \text{ ks} \quad (1.53)$$

$$\Delta t_{VTO} = \frac{\Delta t_{NV-NN}}{n_{VTO}} = \frac{91,4}{3} = 30,5 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (1.54)$$

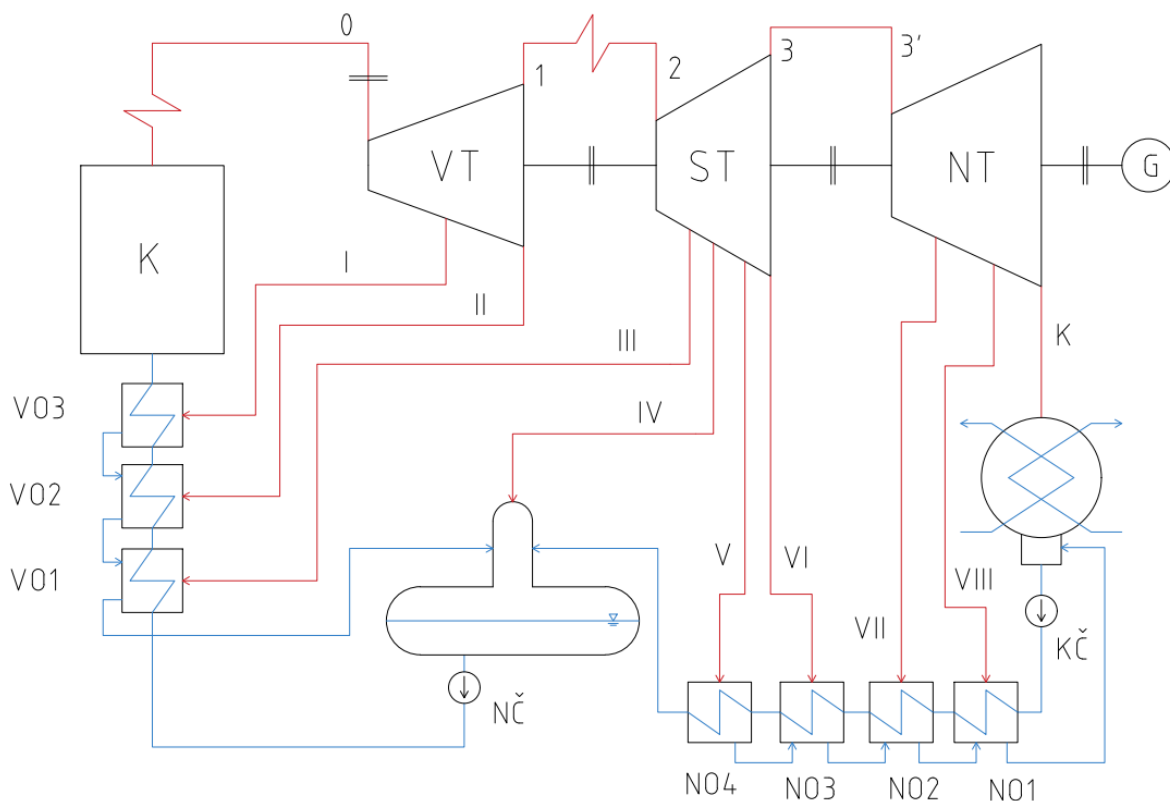
Jednotlivé teplotní přírůstky VTO byly odhadnuty na základě znalosti tlaku na konci vysokotlakého dílu parní turbíny. Posléze byly v rámci optimalizace lehce pozměněny a zde jsou vypsány skutečné hodnoty:

$$\Delta t_{VTO1} = 35,4 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (1.55)$$

$$\Delta t_{VTO2} = 29,2 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (1.56)$$

$$\Delta t_{VTO3} = 26,8 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (1.57)$$

Na obr. 1.2 jsou ve zjednodušeném tepelném schématu naznačeny pozice odběrů pro jednotlivé regenerační výměníky. Mezi VT a ST dílem je pára odváděna do kotle a přehřívána na požadovanou teplotu, která je společně s tlakovou ztrátou uvedena v tab. 1.1. ST a NT díly jsou uvažovány v provedení diablo, ale provedení, jakož i zjednodušené vyobrazení nemá vliv na vlastní výpočet bilančního schématu. Z konců NT dílů proudí pára do kondenzátoru, kde kondenzuje. Kondenzát je poté v KČ zvýšen tlak a přes NTO proudí do NN. V posledním kroku je na výstupu z NN opět navýšen tlak za pomoci NČ a kondenzát putuje zpět do kotle přes VTO.



Obr. 1.2 Schéma tepelného oběhu

V dalších podkapitolách bude proveden výpočet parametrů pracovní látky v elementech tepelného schématu. Vždy bude stanoven názorný postup výpočtu pro jednu danou komponentu a zbytek bude uveden do souhrnné tabulky na konci kapitoly. Postup je veden dle metodiky sepsané v literatuře [1].

1.5.1 Vysokotlaké ohříváky

Funkcí vysokotlakých ohříváků je ohřev napájecí vody na požadovanou hodnotu teploty na vstupu do kotle. Je toho docíleno třemi VTO, kde do každého vede neregulovaný odběr z turbíny. Kvůli vysokým teplotám by investiční náklady na čerpadla byly moc vysoké, tudíž se u většiny VTO kondenzát nepřečerpává do proudu napájecí vody, ale kaskáduje se do dalších VTO, resp. do NN, což je učiněno i v tomto případě.

Bude proveden názorný postup výpočtu posledního (ve směru proudění napájecí vody před kotlem) vysokotlakého ohříváku s označením VO3. Další VTO už budou shrnuty v tabulce. Výstupní teplota ohřívaného média odpovídá požadované teplotě napájecí vody.

$$t_{n4} = t_{NV} = 255,6 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.58)$$

Tlak na výstupu je stanoven z tlaku za NČ ponížen o tlakové ztráty vznikající na VTO:

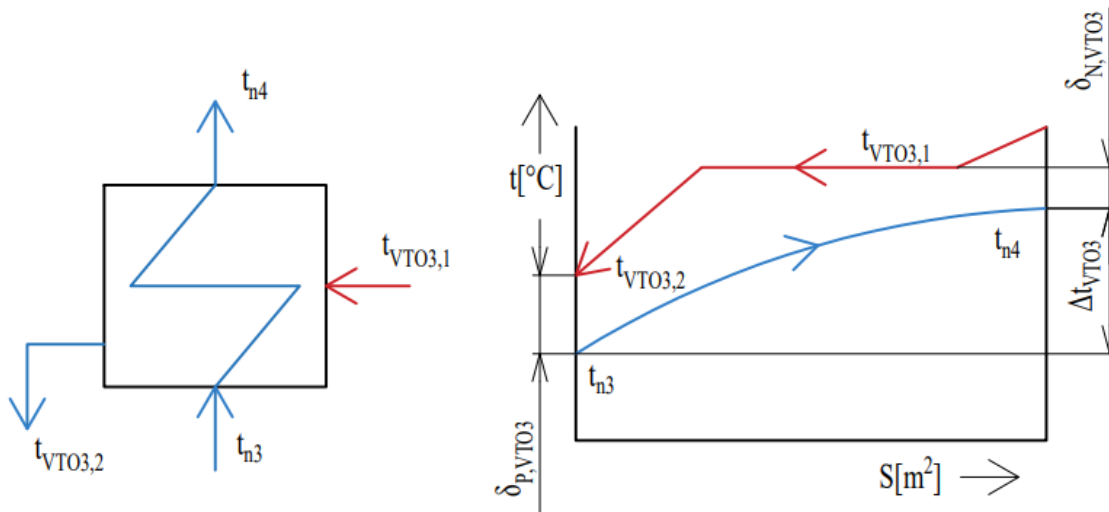
$$p_{n4} = p_{nč} - 3 \cdot \Delta p_{VTO} = 17,42 - 3 \cdot 0,1 = 17,12 \text{ MPa} \quad (1.59)$$

Z teploty a tlaku byla určena entalpie ohřívaného média na výstupu:

$$i_{n4} = f(p_{n4}; t_{n4}) = 1112,8 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.60)$$

Zvolený nedohřev pro VO3 [1]:

$$\delta_{N,VTO3} = (3 \div 5) \text{ } ^\circ\text{C} = 4 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.61)$$



Obr. 1.3 Zapojení a průběh teplot ve VO3

Teplota sytosti páry v ohříváku:

$$t_{VTO3,1sat} = t_{n4} + \delta_{N,VTO3} = 255,6 + 4 = 259,6 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.62)$$

Tlak páry v ohříváku je dán teplotou sytosti:

$$p_{VTO3,1} = p_{sat}(t_{VTO3,1sat}) = 4,66 \text{ MPa} \quad (1.63)$$

Tlak v odběru parní turbíny je navýšen o poměrnou tlakovou ztrátu:

$$p'_{VTO3,1} = p_{VTO3,1} \cdot \left(1 + \frac{11-j}{100}\right) = 4,66 \cdot \left(1 + \frac{11-8}{100}\right) \quad (1.64)$$

$$p'_{VTO3,1} = 4,80 \text{ MPa}$$

Kde proměnná j značí pořadí ohříváku, včetně odběru pro odplyňovač a začíná se pořadovým číslem 1 od konce turbíny, tudíž je pro ohřívák VO3 proměnná j rovna 8. Pro další krok bude stanovena entalpie za izoentropické expanze:

$$i_{VTO3,1iz} = f(p'_{VTO3,1}; s_0) = 3144,6 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.65)$$

Zvolená předběžná účinnost prvního kužele:

$$\eta_{TDi,1} = 0,86 [-] \quad (1.66)$$

Z definice účinnosti expanze pro první kužel byla vyjádřena entalpie na konci kužele, jež se rovná entalpii v odběru:

$$i_{VTO3,1} = i_0 - \eta_{TDi,I} \cdot (i_0 - i_{VTO3,1iz}) \quad (1.67)$$

$$i_{VTO3,1} = 3434,6 - 0,86 \cdot (3434,6 - 3144,6) = 3184,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Byl stanoven zbytek stavových parametrů páry na výstupu z prvního kužele, respektive v místě odběru:

$$s_{VTO3,1} = f(p'_{VTO3,1}; i_{VTO3,1}) = 6,648 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (1.68)$$

$$t_{VTO3,1} = f(p'_{VTO3,1}; i_{VTO3,1}) = 393,6 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (1.69)$$

Zvolené podchlazení kondenzátu VO3 z doporučeného rozmezí [1], nutné pro výpočet teploty kondenzátu topné páry, který je kaskádován do následujícího ohříváku.

$$\delta_{P,VTO3} = (6 \div 12) \text{ }^{\circ}\text{C} = 8 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (1.70)$$

Teplota na vstupu do VO3:

$$t_{n3} = t_{n4} - \Delta t_{VTO3} = 255,6 - 26,8 = 228,8 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (1.71)$$

Teplota podchlazeného kondenzátu kaskádovaného do následujícího VTO:

$$t_{VTO3,2} = t_{n3} + \delta_{P,VTO3} = 228,8 + 8 = 236,8 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (1.72)$$

Tudíž je entalpie podchlazeného kondenzátu:

$$i_{VTO3,2} = f(t_{VTO3,2}; x = 0) = 1022,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.73)$$

Pro výpočet následujících VTO je nutné si určit zbylé vstupní stavové parametry ohřívávaného média do VO3. Teplota ohřívávaného média na vstupu byla odvozena z rovnice (1.71):

$$t_{n3} = 228,8 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (1.74)$$

Tlak ohřívávaného média na vstupu:

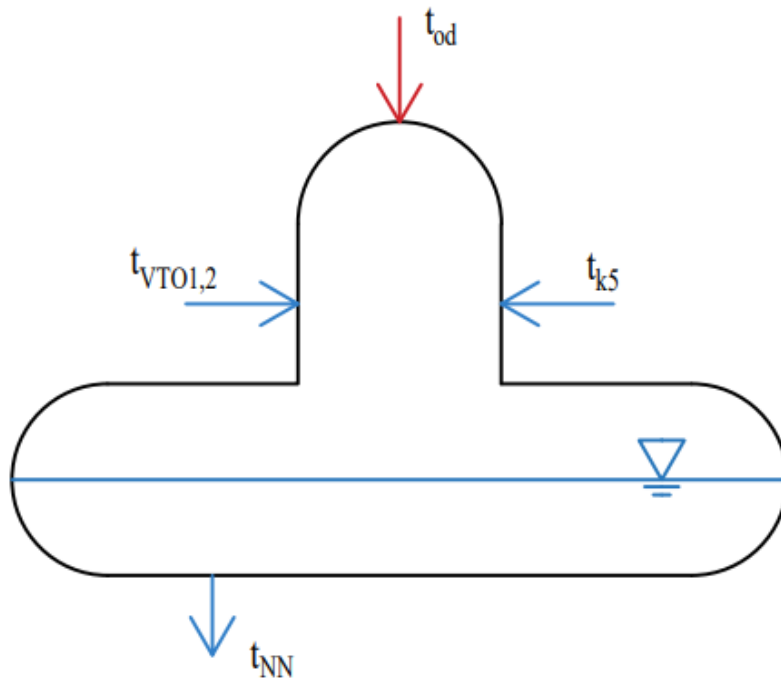
$$p_{n3} = p_{nč} - 2 \cdot \Delta p_{VTO} = 17,42 - 2 \cdot 0,1 = 17,22 \text{ MPa} \quad (1.75)$$

Entalpie ohřívávaného média na vstupu:

$$i_{n3} = f(p_{n3}; t_{n3}) = 988,2 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.76)$$

1.5.2 Napájecí nádrž

Napájecí nádrž slouží jako zásobárna vody pro kotel, avšak plní ještě další důležitou funkci. Nedílnou součástí NN je totiž odplyňovač, který má docílit odloučení nerozpustitelných plynů z pracovního média termickým odplyněním. Děj probíhá ohřátím pracovního média na bod varu, kde dochází k intenzivnímu odlučování plynů obsažených ve vodě (teplota odplyňované vody by měla být alespoň 105 °C, aby došlo k dokonalému odplynění). Zvyšuje se tak kvalita vody, což odpovídá nárůstu hodnoty přestupu tepla a snižuje se korozivní efekt na teplosměnné plochy. Mimo jiné se zde neřeší hodnota nedohřevu a podchlazení, protože je odplyňovač směšovací výměník, tudíž je rovna nule. Místo toho je nutné navýšit požadovaný tlak topné páry pro odplynění. [1]



Obr. 1.4 Zapojení napájecí nádrže

Na obr. 1.4 je vyobrazeno zapojení NN. Prvním vstupem je přívod hlavního kondenzátu z NTO s označením t_{k5} , který je dále směřován s kaskádovaným kondenzátem z VTO. Dalším vstupem je odběr páry z turbíny (pro odplynění). Teplota v napájecí nádrži vychází ze zadání a je uvedena v tab. 1.1, kde je poté v rovnici (1.21) odvozen tlak v NN. Přírůstek tlaku topné páry by se měl pohybovat od 0,5 až 1 bar. Hodnota byla zvolena:

$$\Delta p_{od} = 1 \text{ bar} \quad (1.77)$$

Tlak pro odplynění:

$$p_{od} = p_{NN} + \Delta p_{od} = 0,687 + 0,1 = 0,787 \text{ MPa} \quad (1.78)$$

Tlak v odběru parní turbíny je navýšen o poměrnou tlakovou ztrátu:

$$p'_{od} = p_{od} \cdot \left(1 + \frac{11-j}{100}\right) = 0,787 \cdot \left(1 + \frac{11-5}{100}\right) = 0,834 \text{ MPa} \quad (1.79)$$

Entalpie za izoentropické expanze, kde entropie byla stanovena při výpočtu VO1 (viz tab. 1.3):

$$i_{od,iz} = f(p'_{od}; s_{VTO1,1}) = 3145,1 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.80)$$

Zvolená předběžná účinnost čtvrtého kužele:

$$\eta_{TDi,IV} = 0,88 [-] \quad (1.81)$$

Definice účinnosti čtvrtého kužele:

$$\eta_{TDi,IV} = \frac{i_{VTO1,1} - i_{od}}{i_{VTO1,1} - i_{od,iz}} [-] \quad (1.82)$$

Potřebné údaje pro odvození entalpie pro odplynění jsou vypočteny stejnou metodikou uvedenou pro VO3 a jsou shrnuty v tab. 1.3 na konci kapitoly. Odvození entalpie pro odplynění z rovnice (1.82) je následující:

$$\begin{aligned} i_{od} &= i_{VTO1,1} - \eta_{TDi,IV} \cdot (i_{VTO1,1} - i_{od,iz}) \\ i_{od} &= 3372,0 - 0,88 \cdot (3372,0 - 3145,1) = 3173,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned} \quad (1.83)$$

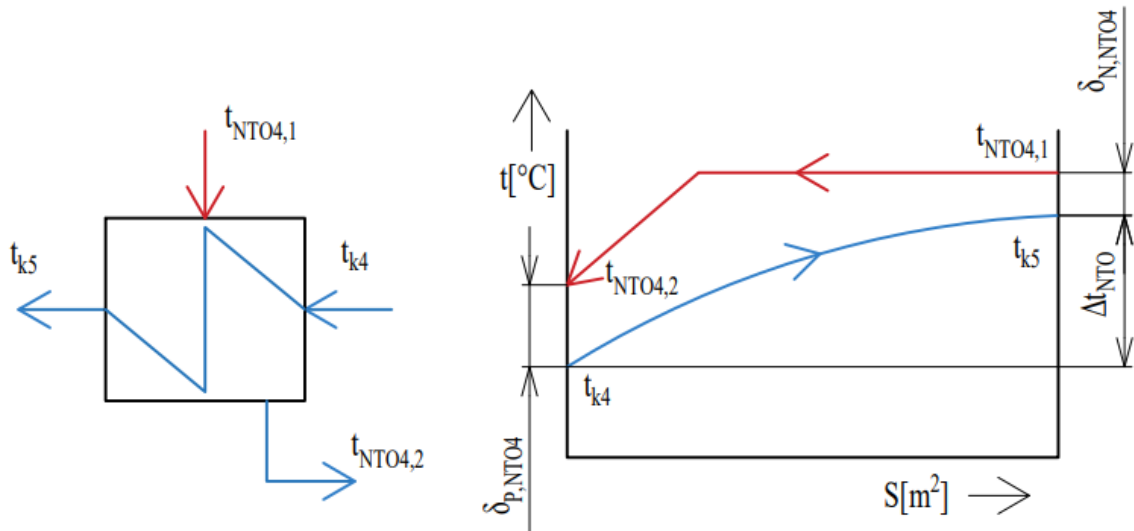
Zbylé stavové parametry páry na výstupu z kužele jsou:

$$s_{od} = f(p'_{od}; i_{od}) = 7,410 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (1.84)$$

$$t_{od} = f(p'_{od}; i_{od}) = 355,7 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (1.85)$$

1.5.3 Nízkotlaké ohříváky

NTO jsou umístěny mezi kondenzátním čerpadlem a napájecí nádrží. Jejich účel je ohřátí vystupujícího kondenzátu z turbíny na požadovanou teplotu nutnou pro odplynění v NN. NTO jsou voleny s podchlazením kondenzátu pro zvýšení účinnosti oběhu. Existují dva typy provedení ohříváků, přečerpávací a kaskádové. Ekonomické zhodnocení těchto typů v rámci této práce nebylo zhotoveno a veškeré NTO jsou v kaskádovém provedení, dle vyobrazení na obr. 1.2.



Obr. 1.5 Zapojení a průběh teplot v NTO4

Níže je uveden názorný postup výpočtu posledního (před napájecí nádrží z pohledu proudícího kondenzátu) nízkotlakého ohříváku s označením NO4. Další NTO už budou shrnuty v tabulce. Nejdříve je určena výstupní teplota ohřívávaného média, která byla odvozena v rovnici (1.47):

$$t_{k5} = 149,2 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (1.86)$$

Tlak na výstupu je stanoven z tlaku za KČ snížen o tlakové ztráty vznikající na NTO:

$$p_{k5} = p_{kč} - 4 \cdot \Delta p_{NTO} = 1,087 - 4 \cdot 0,075 = 0,787 \text{ MPa} \quad (1.87)$$

Z teploty a tlaku byla určena entalpie ohřívávaného média na výstupu:

$$i_{k5} = f(p_{k5}; t_{k5}) = 629,0 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.88)$$

Zvolený nedohřev pro NO4 z doporučeného rozmezí [1]:

$$\delta_{N,NT04} = (1,5 \div 3) \text{ }^{\circ}\text{C} = 2 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (1.89)$$

Teplota sytosti páry v ohříváku:

$$t_{NT04,1sat} = t_{k5} + \delta_{N,NT04} = 149,2 + 2 = 151,2 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (1.90)$$

Tlak páry v ohříváku je dán teplotou sytosti:

$$p_{NT04,1} = p_{sat}(t_{NT04,1sat}) = 0,492 \text{ MPa} \quad (1.91)$$

Tlak v odběru parní turbíny je navýšen o poměrnou tlakovou ztrátu:

$$p'_{NTO4,1} = p_{NTO4,1} \cdot \left(1 + \frac{11-j}{100}\right) = 0,492 \cdot \left(1 + \frac{11-4}{100}\right) \quad (1.92)$$

$$p'_{NTO4,1} = 0,526 \text{ MPa}$$

Kde proměnná j značí pořadí ohříváku, včetně odběru pro odplyňovač a začíná se pořadovým číslem 1 od konce turbíny, tudíž je pro ohřívák NO4 proměnná j rovna 4. Pro další krok bude stanovena entalpie za izoentropické expanze:

$$i_{NTO4,1iz} = f(p'_{NTO4,1}; s_{od}) = 3048,2 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.93)$$

Zvolená předběžná účinnost pátého kužele:

$$\eta_{TDi,V} = 0,85 [-] \quad (1.94)$$

Z definice účinnosti expanze pro pátý kužel je vyjádřena entalpie na konci kužele, jež se rovná entalpii v odběru:

$$\begin{aligned} i_{NTO4,1} &= i_{od} - \eta_{TDi,V} \cdot (i_{od} - i_{NTO4,1iz}) \\ i_{NTO4,1} &= 3173,4 - 0,85 \cdot (3173,4 - 3048,2) \\ i_{NTO4,1} &= 3067,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned} \quad (1.95)$$

Zbylé stavové parametry na konci kužele:

$$s_{NTO4,1} = f(p'_{NTO4,1}; i_{NTO4,1}) = 7,443 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (1.96)$$

$$t_{NTO4,1} = f(p'_{NTO4,1}; i_{NTO4,1}) = 301,7 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (1.97)$$

Zvolené podchlazení kondenzátu NO4:

$$\delta_{P,NTO4} = (6 \div 12) \text{ }^{\circ}\text{C} = 8 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (1.98)$$

Pro NTO bylo zvoleno rovnoměrné ohřátí kondenzátu, určeno z rovnice (1.50). Teplota kondenzátu vstupující do NO4 je následující:

$$t_{k4} = t_{k5} - \Delta t_{NTO} = 149,2 - 25,3 = 123,9 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (1.99)$$

Teplota podchlazeného kondenzátu kaskádujícího do následujícího NTO:

$$t_{NTO4,2} = t_{k4} + \delta_{P,NTO4} = 123,9 + 8 = 131,9 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (1.100)$$

Tudíž je entalpie podchlazeného kondenzátu:

$$i_{NTO4,2} = f(t_{NTO4,2}; x = 0) = 554,6 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.101)$$

Pro výpočet dalších NTO je nutné si určit zbylé vstupní stavové parametry ohřívání média do NO4. Teplota ohřívání média na vstupu byla odvozena z rovnice (1.99):

$$t_{k4} = 123,9 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (1.102)$$

Tlak ohřívání média na vstupu:

$$p_{k4} = p_{k\check{c}} - 3 \cdot \Delta p_{NTO} = 1,087 - 3 \cdot 0,075 = 0,862 \text{ MPa} \quad (1.103)$$

Entalpie ohřívání média na vstupu:

$$i_{k4} = f(p_{k4}; t_{k4}) = 520,9 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.104)$$

Tab. 1.2 Parametry pracovní látky v elementech tepelného schématu část 1

		Zařízení pracovního okruhu				
Označení	Jednotka	K	NO1	NO2	NO3	NO4
t_k	$^{\circ}\text{C}$	48,1	73,4	98,7	123,9	149,2
p_k	MPa	1,087	1,012	0,937	0,862	0,787
i_k	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	202,4	308,0	414,1	520,9	629,0
δ_N	$^{\circ}\text{C}$	-	2	2	2	2
$t_{1,sat}$	$^{\circ}\text{C}$	48,1	75,4	100,7	125,9	151,2
p_1	MPa	0,011	0,039	0,104	0,239	0,492
p'_1	MPa	0,011	0,043	0,113	0,258	0,526
i_1	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	2521,0	2650,8	2780,0	2921,5	3067,5
t_1	$^{\circ}\text{C}$	48,1	83,2	151,9	226,0	301,3
δ_P	$^{\circ}\text{C}$	-	8	8	8	8
t_2	$^{\circ}\text{C}$	-	56,1	81,4	106,7	131,9
i_2	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	201,0	234,9	340,8	447,2	554,6
η_{TDi}	-	0,64	0,77	0,83	0,85	0,85
i_{1iz}	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	2448,4	2612,2	2750,7	2895,5	3048,2

Tab. 1.3 Parametry pracovní látky v elementech tepelného schématu část 2

		Zařízení pracovního okruhu			
Označení	Jednotka	NN	VO1	VO2	VO3
t_n	$^{\circ}\text{C}$	164,2	199,6	228,8	255,6
p_n	MPa	0,687	17,324	17,224	17,124
i_n	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	693,9	857,3	988,2	1112,8
δ_N	$^{\circ}\text{C}$	-	4	3,9	3,9
$t_{1,sat}$	$^{\circ}\text{C}$		203,6	232,7	259,5
p_1	MPa	0,787	1,674	2,940	4,653
p'_1	MPa	0,834	1,758	3,062	4,797
i_1	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	3173,4	3372,0	3060,9	3172,0
t_1	$^{\circ}\text{C}$	355,2	454,4	326,2	387,4
δ_P	$^{\circ}\text{C}$	-	8	8	8
t_2	$^{\circ}\text{C}$	164,2	172,2	207,6	236,8
i_2	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	693,9	728,9	886,7	1022,4
η_{TDi}	-	0,88	0,87	0,86	0,86
i_{1iz}	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	3145,1	3346,8	3062,1	3144,3

V tab. 1.3 si lze povšimnout vysokého nárustu entalpie v odběru u VTO s označením VO1. To je z důvodu přehřívání páry před vstupem do ST dílu parní turbíny. Postup výpočtu je stejný, akorát bude pára ohřáta na teplotu přehřívání, jež vychází ze zadání v tab. 1.1:

$$t_{pp} = 535^{\circ}\text{C} \quad (1.105)$$

Také byl ponížen tlak v odběru VO2 o zadanou tlakovou ztrátu v tab. 1.1:

$$p_{VTO2,1z} = p_{VTO2,1} - \Delta p_{z2} = 3,062 - 0,32 = 2,742 \text{ MPa} \quad (1.106)$$

Následně byla odvozena entalpie po přehřívání:

$$i_{pp} = f(p_{VTO2,1z}; t_{pp}) = 3538,3 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.107)$$

Postup je poté stejný, jako je uvedeno v kapitole 1.5.1.

1.6 Hmotová a energetická bilance schématu

Pro další výpočet je nutné nejdříve stanovit poměrné odběrové množství (označení α) pro každý odběr parní turbíny a celkový průtok PT na základě celkové technické práce. Postup je veden dle metodiky v literatuře [1]. Začíná se od poměrného odběrového množství pro VO3:

$$\alpha_1 = \frac{i_{n4} - i_{n3}}{(i_{VTO3,1} - i_{VTO3,2}) \cdot \eta_{oh}} = \frac{1112,8 - 988,2}{(3172,0 - 1022,4) \cdot 0,95} \quad (1.108)$$

$$\alpha_1 = 0,0610 [-]$$

kde $\eta_{oh} = 0,95 [-]$ je účinnost ohříváku a bude pro všechny ostatní ohříváky odhadnuta v uvedené jednotné výši.

Poměrné odběrové množství pro VO2:

$$\alpha_2 = \frac{(i_{n3} - i_{n2}) - \alpha_1 \cdot (i_{VTO3,2} - i_{VTO2,2})}{(i_{VTO2,1} - i_{VTO2,2}) \cdot \eta_{oh}} \quad (1.109)$$

$$\alpha_2 = \frac{(988,2 - 857,3) - 0,061 \cdot (1022,4 - 886,7)}{(3060,9 - 886,7) \cdot 0,95} = 0,0594 [-]$$

Poměrné odběrové množství pro VO1:

$$\alpha_3 = \frac{(i_{n2} - i_{n1}) - (\alpha_1 + \alpha_2) \cdot (i_{VTO2,2} - i_{VTO1,2})}{(i_{VTO1,1} - i_{VTO1,2}) \cdot \eta_{oh}} \quad (1.110)$$

$$\alpha_3 = \frac{(988,2 - 857,3) - (0,061 + 0,0594) \cdot (886,7 - 728,9)}{(3372,0 - 728,9) \cdot 0,95}$$

$$\alpha_3 = 0,0483 [-]$$

Celkový poměrný průtok pro vysokotlaké ohříváky:

$$\alpha_{VTO} = \alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3 = 0,061 + 0,0594 + 0,0483 = 0,1687 [-] \quad (1.111)$$

Poměrné odběrové množství pro odplyňovač:

$$\alpha_{od} = \frac{i_{NN} - i_{k5} \cdot (1 - \alpha_{VTO}) - \alpha_{VTO} \cdot i_{VTO1,2}}{i_{od} - i_{k5}} \quad (1.112)$$

$$\alpha_{od} = \frac{693,9 - 629,0 \cdot (1 - 0,1687) - 0,1687 \cdot 728,9}{3172,4 - 629,0}$$

$$\alpha_{od} = 0,0189 [-]$$

Poměrný průtok ohřátého kondenzátu přicházejícího z nízkotlakých ohříváků:

$$\alpha_{k5} = 1 - \alpha_{od} - \alpha_{VTO} = 1 - 0,0189 - 0,1687 = 0,8125 [-] \quad (1.113)$$

Poměrné odběrové množství pro NO4:

$$\alpha_4 = \frac{\alpha_{k5} \cdot (i_{k5} - i_{k4})}{(i_{NTO4,1} - i_{NTO4,2}) \cdot \eta_{oh}} = \frac{0,8125 \cdot (629,0 - 520,9)}{(3067,5 - 554,6) \cdot 0,95} \quad (1.114)$$

$$\alpha_4 = 0,0368 [-]$$

Poměrné odběrové množství pro NO₃:

$$\alpha_5 = \frac{\alpha_{k5} \cdot (i_{k4} - i_{k3}) - \alpha_4 \cdot (i_{NTO4,2} - i_{NTO3,2})}{(i_{NTO3,1} - i_{NTO3,2}) \cdot \eta_{oh}}$$

$$\alpha_5 = \frac{0,8125 \cdot (520,9 - 414,1) - 0,0368 \cdot (554,6 - 447,2)}{(2921,5 - 447,2) \cdot 0,95} \quad (1.115)$$

$$\alpha_5 = 0,0353 [-]$$

Součet poměrných odběrových množství pro NO₄ a NO₃:

$$\alpha_{45} = \alpha_4 + \alpha_5 = 0,0368 + 0,0353 = 0,0720 [-] \quad (1.116)$$

Poměrné odběrové množství pro NO₂:

$$\alpha_6 = \frac{\alpha_{k5} \cdot (i_{k3} - i_{k2}) - \alpha_{45} \cdot (i_{NTO3,2} - i_{NTO2,2})}{(i_{NTO2,1} - i_{NTO2,2}) \cdot \eta_{oh}}$$

$$\alpha_6 = \frac{0,8125 \cdot (414,1 - 308,0) - 0,0720 \cdot (447,2 - 340,8)}{(2780,0 - 340,8) \cdot 0,95} \quad (1.117)$$

$$\alpha_6 = 0,0339 [-]$$

Součet poměrných odběrových množství pro NO₄, NO₃ a NO₂:

$$\alpha_{456} = \alpha_{45} + \alpha_6 = 0,0721 + 0,0339 = 0,1059 [-] \quad (1.118)$$

Poměrné odběrové množství pro NO₁:

$$\alpha_7 = \frac{\alpha_{k5} \cdot (i_{k2} - i_{k1}) - \alpha_{456} \cdot (i_{NTO2,2} - i_{NTO1,2})}{(i_{NTO1,1} - i_{NTO1,2}) \cdot \eta_{oh}}$$

$$\alpha_7 = \frac{0,8125 \cdot (308,0 - 202,4) - 0,1059 \cdot (340,8 - 234,9)}{(2650,8 - 234,9) \cdot 0,95} \quad (1.119)$$

$$\alpha_7 = 0,0325 [-]$$

1.7 Měrná práce a výkon parní turbíny

Důležitým krokem ke zjištění celkového průtoku turbíny je určení celkové technické práce parní turbíny. Toho je dosaženo stanovením poměrných průtoků a entalpických spádů pro jednotlivé kužely. Je také nutné si vhodně zvolit další účinnosti (mechanickou a účinnost generátoru), které byly zvoleny na základě doporučení vedoucího práce. Postup výpočtu je převzat z literatury [5].

Zvolená mechanická účinnost:

$$\eta_m = 0,98 [-] \quad (1.120)$$

Zvolená účinnost generátoru:

$$\eta_G = 0,98 [-] \quad (1.121)$$

Z jednotlivých poměrných odběrových množství pro regeneraci je možné stanovit poměrné průtoky jednotlivými kužely:

$$\alpha^I = 1 [-] \quad (1.122)$$

$$\alpha^{II} = 1 - \alpha_1 = 1 - 0,0610 = 0,9390 [-] \quad (1.123)$$

$$\alpha^{III} = 1 - \alpha_1 - \alpha_2 = 1 - 0,0610 - 0,0594 = 0,8796 [-] \quad (1.124)$$

$$\alpha^{IV} = 1 - \alpha_{VTO} = 1 - 0,1687 = 0,8313 [-] \quad (1.125)$$

$$\alpha^V = 1 - \alpha_{VTO} - \alpha_{od} = 1 - 0,1687 - 0,0189 = 0,8125 [-] \quad (1.126)$$

$$\alpha^{VI} = 1 - \alpha_{VTO} - \alpha_{od} - \alpha_4 = 1 - 0,1687 - 0,0189 - 0,0368 \quad (1.127)$$

$$\alpha^{VI} = 0,7757 [-]$$

$$\alpha^{VII} = 1 - \alpha_{VTO} - \alpha_{od} - \alpha_4 - \alpha_5 \quad (1.128)$$

$$\alpha^{VII} = 1 - 0,1687 - 0,0189 - 0,0368 - 0,0353 = 0,7404 [-]$$

$$\alpha^{VIII} = 1 - \alpha_{VTO} - \alpha_{od} - \alpha_4 - \alpha_5 - \alpha_6 \quad (1.129)$$

$$\alpha^{VIII} = 1 - 0,1687 - 0,0189 - 0,0368 - 0,0353 - 0,0339 = 0,7066 [-]$$

$$\alpha^{IX} = 1 - \alpha_{VTO} - \alpha_{od} - \alpha_4 - \alpha_5 - \alpha_6 - \alpha_7 \quad (1.130)$$

$$\alpha^{IX} = 1 - 0,1687 - 0,0189 - 0,0368 - 0,0353 - 0,0339 - 0,0325 = 0,6740 [-]$$

Entalpické spády pro jednotlivé kužely jsou stanoveny na základě odhadnutých termodynamických účinnosti jednotlivých částí turbíny ve výpočtu regeneračních ohříváků:

$$H^I = i_0 - i_{VTO3,1} = 3434,6 - 3172,0 = 262,6 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.131)$$

$$H^{II} = i_{VTO3,1} - i_{VTO2,1} = 3172,0 - 3060,9 = 111,1 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.132)$$

$$H^{III} = i_{VTO2,1} - i_{VTO1,1} = 3538,3 - 3372,0 = 166,3 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.133)$$

$$H^{IV} = i_{VTO1,1} - i_{od} = 3372,0 - 3173,4 = 198,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.134)$$

$$H^V = i_{od} - i_{NTO4,1} = 3173,4 - 3067,5 = 106,0 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.135)$$

$$H^{VI} = i_{NTO4,1} - i_{NTO3,1} = 3067,5 - 2921,5 = 146,0 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.136)$$

$$H^{VII} = i_{NTO3,1} - i_{NTO2,1} = 2921,5 - 2780,0 = 141,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.137)$$

$$H^{VIII} = i_{NTO2,1} - i_{NTO1,1} = 2780,0 - 2650,8 = 129,2 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.138)$$

$$H^{IX} = i_{NTO1,1} - i_{out} = 2650,8 - 2521,0 = 129,8 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.139)$$

Měrná práce pro jednotlivé kužely:

$$a^j = \alpha^j \cdot H^j [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (1.140)$$

Kde index j značí pořadí kuželu. Konkrétní hodnoty jsou uvedeny v tab. 1.4 a tab. 1.5.

Celková měrná práce turbíny tedy činí:

$$a_T = \sum_{j=I}^{IX} a^j = a^I + a^{II} + a^{III} + a^{IV} + a^V + a^{VI} + a^{VII} + a^{VIII} + a^{IX} = 262,6 + 104,3 + 146,3 + 165,1 + 86,1 + 113,3 + 104,7 + 91,3 + 87,5 = 1161,1 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.141)$$

Nyní je odvozen celkový hmotnostní průtok páry do PT:

$$\dot{M} = \frac{P_{SV}}{a_T \cdot \eta_m \cdot \eta_G} = \frac{210 \cdot 10^6}{1161,1 \cdot 10^3 \cdot 0,98 \cdot 0,98} = 188,32 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (1.142)$$

Z hmotnostního průtoku páry jsou určeny průtoky jednotlivými kužely PT:

$$\dot{M}^I = \dot{M} \cdot \alpha^I = 188,32 \cdot 1 = 188,32 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (1.143)$$

$$\dot{M}^{II} = \dot{M} \cdot \alpha^{II} = 188,32 \cdot 0,9390 = 176,84 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (1.144)$$

$$\dot{M}^{III} = \dot{M} \cdot \alpha^{III} = 188,32 \cdot 0,8796 = 165,65 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (1.145)$$

$$\dot{M}^{IV} = \dot{M} \cdot \alpha^{IV} = 188,32 \cdot 0,8313 = 156,56 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (1.146)$$

$$\dot{M}^V = \dot{M} \cdot \alpha^V = 188,32 \cdot 0,8121 = 153,01 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (1.147)$$

$$\dot{M}^{VI} = \dot{M} \cdot \alpha^{VI} = 188,32 \cdot 0,7757 = 146,08 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (1.148)$$

$$\dot{M}^{VII} = \dot{M} \cdot \alpha^{VII} = 188,32 \cdot 0,7404 = 139,44 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (1.149)$$

$$\dot{M}^{VIII} = \dot{M} \cdot \alpha^{VIII} = 188,32 \cdot 0,7066 = 133,06 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (1.150)$$

$$\dot{M}^{IX} = \dot{M} \cdot \alpha^{IX} = 188,32 \cdot 0,6740 = 126,94 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (1.151)$$

V poslední řadě byly stanoveny hmotnostní průtoky jednotlivých odběrů:

$$\dot{M}_{VTO3} = \dot{M} \cdot \alpha_1 = 188,32 \cdot 0,0610 = 11,483 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (1.152)$$

$$\dot{M}_{VTO2} = \dot{M} \cdot \alpha_2 = 188,32 \cdot 0,0594 = 11,183 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (1.153)$$

$$\dot{M}_{VTO1} = \dot{M} \cdot \alpha_3 = 188,32 \cdot 0,0483 = 9,095 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (1.154)$$

$$\dot{M}_{NTO4} = \dot{M} \cdot \alpha_4 = 188,32 \cdot 0,0368 = 6,925 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (1.155)$$

$$\dot{M}_{NTO3} = \dot{M} \cdot \alpha_5 = 188,32 \cdot 0,0353 = 6,640 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (1.156)$$

$$\dot{M}_{NTO2} = \dot{M} \cdot \alpha_6 = 188,32 \cdot 0,0339 = 6,380 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (1.157)$$

$$\dot{M}_{NTO1} = \dot{M} \cdot \alpha_7 = 188,32 \cdot 0,0325 = 6,123 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (1.158)$$

Co se týče odběru do odplynovače, byly zde zanedbány ztráty odluhem a doplnění vody do systému, tudíž je hmotnostní průtok do napájecí nádrže:

$$\dot{M}_{od} = \dot{M} \cdot \alpha_{od} = 188,32 \cdot 0,0189 = 3,554 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (1.159)$$

Součástí souhrnné tabulky jsou také vnitřní výkony jednotlivých úseků, které jsou vypočteny následovně:

$$P^j = \dot{M}^j \cdot H^j \text{ [kW]} \quad (1.160)$$

Tab. 1.4 Balance, měrná práce a výkon turbíny část 1

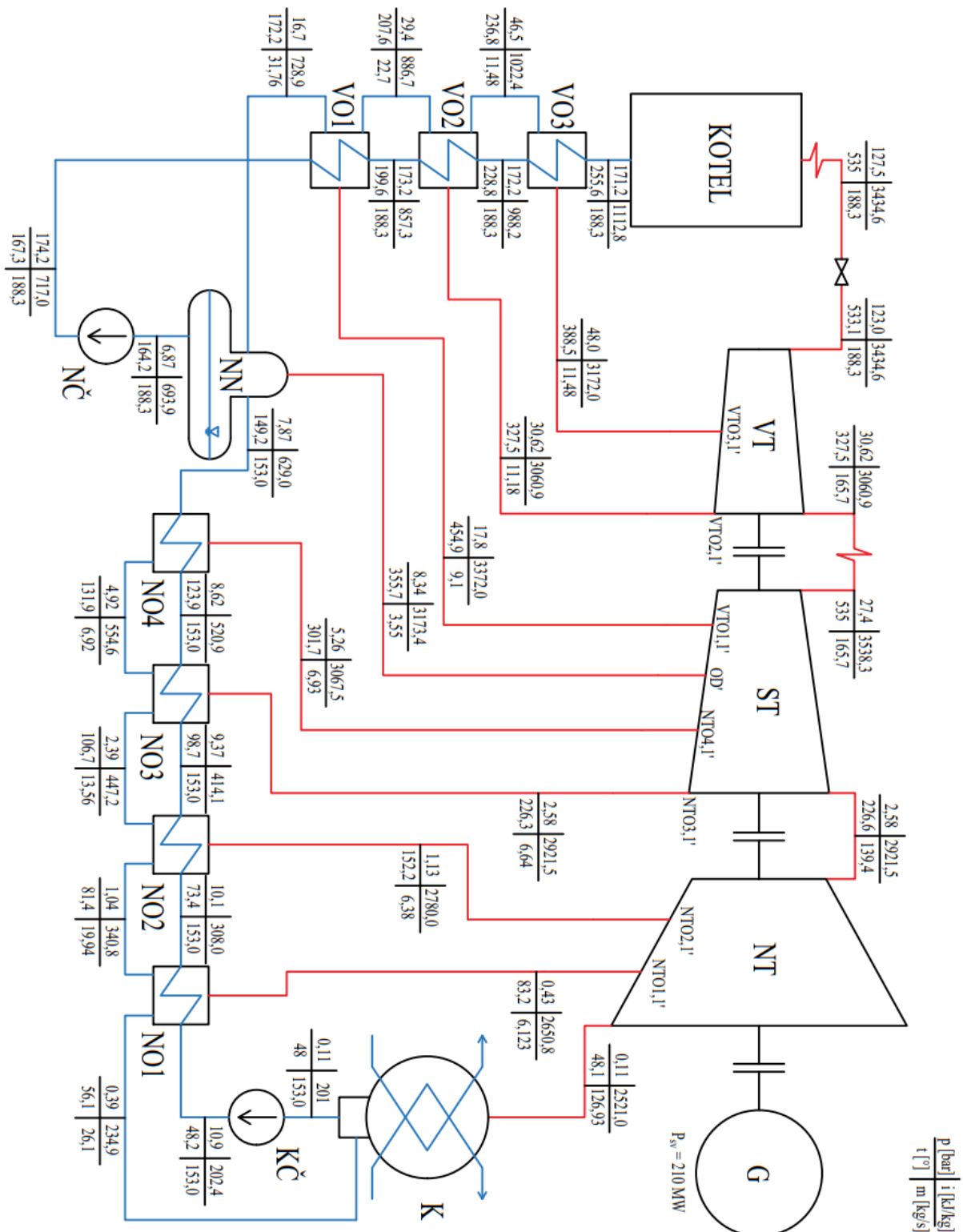
Označení	Jednotka	Číslo úseku				
		1	2	3	4	5
α_j	-	0	0,0610	0,0594	0,0483	0,0189
α^j	-	1	0,9390	0,8796	0,8313	0,8125
H^j	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	262,6	111,1	166,3	198,5	106,0
a^j	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	262,6	104,3	146,3	165,1	86,1
$\dot{M}^j$	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	188,32	176,84	165,65	156,56	153,01
P^j	kW	49445	19646	27553	31082	16211

Tab. 1.5 Balance, měrná práce a výkon turbíny část 2

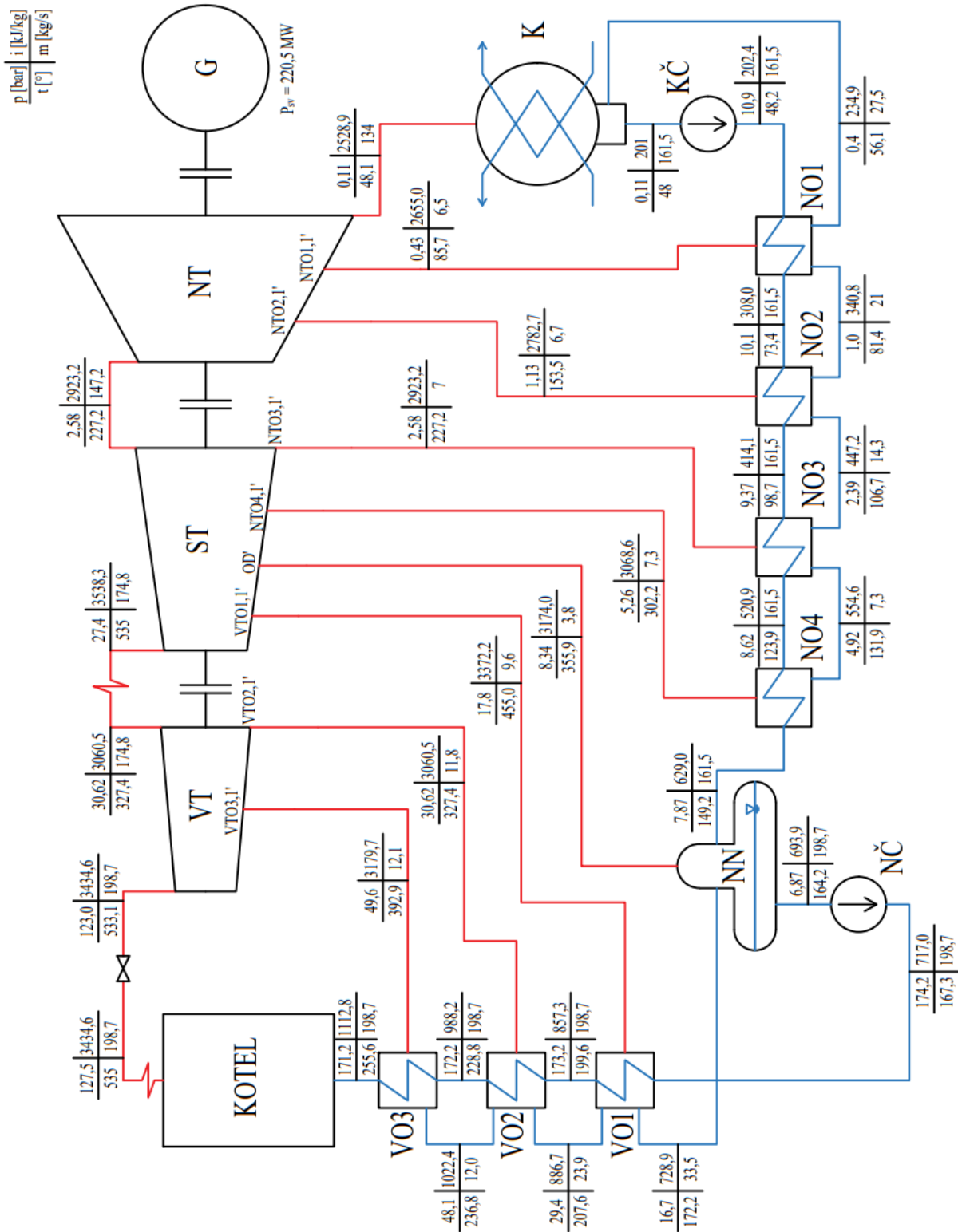
Označení	Jednotka	Číslo úseku			
		6	7	8	9
α_j	-	0,0368	0,0353	0,0339	0,0325
α^j	-	0,7757	0,7404	0,7066	0,6740
H^j	$kJ \cdot kg^{-1}$	146,0	141,4	129,2	129,8
a^j	$kJ \cdot kg^{-1}$	113,3	104,7	91,3	87,5
$\dot{M}^j$	$kg \cdot s^{-1}$	146,08	139,44	133,06	126,94
P^j	kW	21331	19722	17198	16470

1.8 Tepelná schémata pro dané výkony

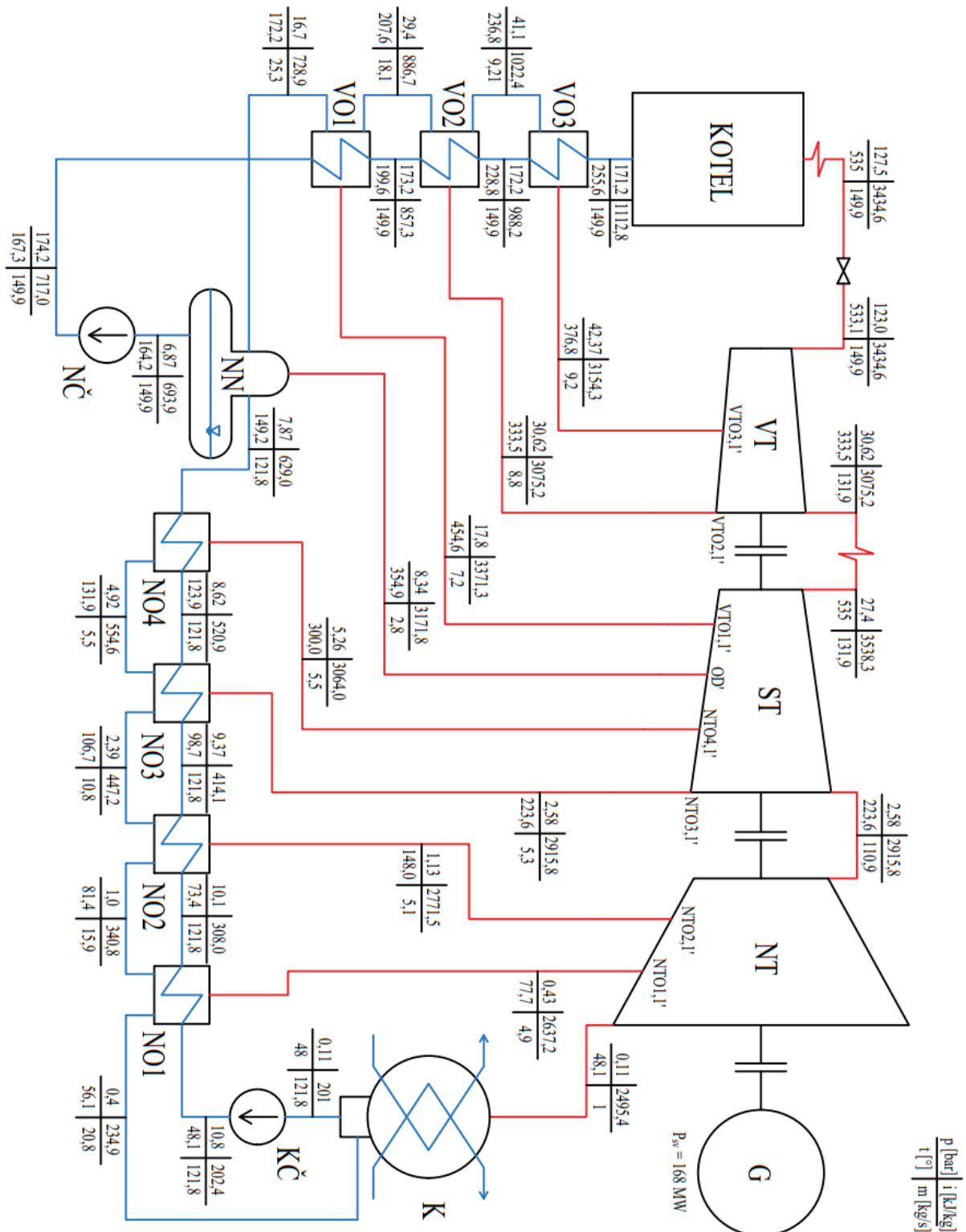
Jedním z cílů práce bylo zhotovení třech rozdílných tepelných schémat dle svorkového výkonu. Jsou zde uvedeny pro 100 %, 105 % a 80 % svorkového výkonu (v tomto pořadí) a jsou po optimalizační fázi VT dílu, tudíž se jedná o částečné propojení s detailním výpočtem stupňové části VT dílu a z části s předběžným výpočtem ST a NT dílů.



Obr. 1.6 Tepelné schéma pro nominální svorkový výkon 210 MW



Obr. 1.7 Tepelné schéma pro 105% svorkový výkon 220,5 MW



Obr. 1.8 Tepelné schéma pro 80% svorkový výkon 168 MW

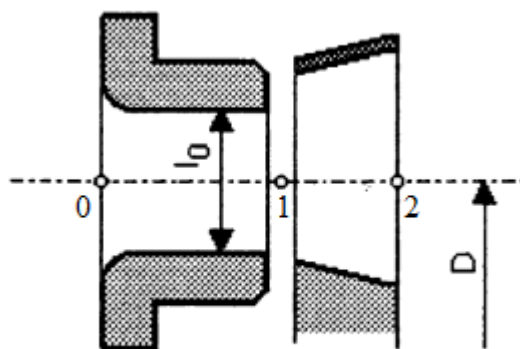
2 Regulační stupeň

Prvním stupněm u parních turbín využívajících dýzovou regulaci výkonu je vždy regulační stupeň. Jeho funkcí je možnost regulace hmotnostního toku páry proměnnou velikostí průtočného průřezu (počtu ostříknutý statorových dýz). U strojů, jež mají regulované odběry, se tento stupeň vyskytuje vícekrát za místem daného regulovaného odběru [2]. Jelikož veškeré odběry uvedené v této práci jsou neregulované, bude počítán právě jeden regulační stupeň.

Předběžné parametry páry v důležitých bodech turbíny byly stanoveny v předchozí kapitole, a tudíž jsme schopni přejít na výpočet regulačního stupně. Co se týče provedení, byl zvolen akční stupeň (A-kolo), protože se v dnešní době využívá poměrně více než Curtisův stupeň (C-kolo). Rozhodnutí je nadále ovlivněno vyšší účinností A-kola, kde není nutné využití možnosti zpracování vysokého tepelného spádu, což je výhodou C-kola. Výpočet regulačního stupně bude rozdělen na předběžný a detailní návrh a bude veden dle metodiky z literatury [2], pokud nebude uvedeno jinak.

2.1 Předběžný návrh A-kola

Přínosem předběžného návrhu je stanovení základních geometrických a výkonových charakteristik. Pro zjednodušení výpočtu v rámci předběžného návrhu je uvažován rovnotlaký stupeň, respektive stupeň reakce je roven nule $\rho = 0$.



(A-kolo, stupeň reakce $\rho = 0$)

Obr. 2.1 Zobrazení regulačního stupně se stavy páry [2]

Velikost otáček rotoru turbíny je zadána ve výši:

$$n = 3000 \text{ min}^{-1} = 50 \text{ s}^{-1} \quad (2.1)$$

Dále je nutné si zvolit střední průměr regulačního stupně:

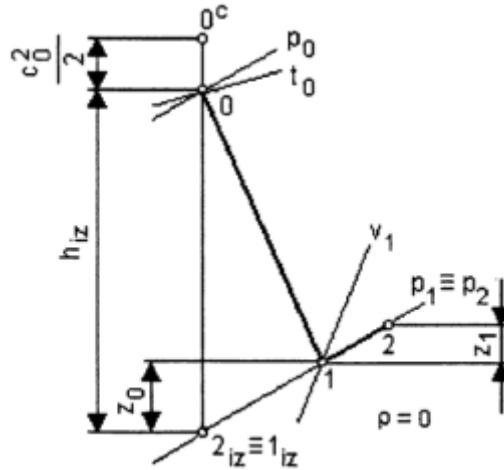
$$D_{stř} = 1,15 \text{ m} \quad (2.2)$$

Obvodová rychlost na středním průměru by měla být v intervalu 160 až $260 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ [2]:

$$u = \pi \cdot D_{stř} \cdot n = \pi \cdot 1,15 \cdot 50 = 180,64 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.3)$$

Rychlostní poměr $\frac{u}{c_{iz}}$ byl nejdříve zvolen z optimálního rozsahu $0,45$ až $0,48$ [2]. Na základě optimalizace a propojení se stupňovou částí výpočtu byl později upraven, aby odpovídal tlak na výstupu z regulačního stupně s tlakem vstupujícím do stupňové části PT. Zde je uvedena optimalizovaná hodnota:

$$\left(\frac{u}{c_{iz}}\right) = 0,449 [-] \quad (2.4)$$



Obr. 2.2 Předběžný návrh expanze v regulačním stupni [2]

Zvolená absolutní rychlost páry na vstupu z doporučeného rozsahu [2]:

$$c_0 = (20 \div 30) = 25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.5)$$

Izoentropická absolutní rychlost páry na výstupu za dýzou:

$$c_{1iz} = \frac{u}{\left(\frac{u}{c_{iz}}\right)} = \frac{180,64}{0,449} = 402,38 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.6)$$

Izoentropický spád regulačního stupně je tedy následující:

$$h_{iz} = \frac{c_{iz}^2 - c_0^2}{2} = \frac{402,38^2 - 25^2}{2 \cdot 1000} = 80,64 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.7)$$

Entalpie na výstupu z regulačního stupně za izoentropického děje:

$$i_{2,iz} = i_0 - h_{iz} = 3434,6 - 80,64 = 3353,9 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.8)$$

Tlak na výstupu z regulačního stupně:

$$p_2 = f(i_{2,iz}; s_0) = 96,52 \text{ bar} \quad (2.9)$$

Tlakový poměr by neměl přesahovat hodnotu 0,8:

$$\frac{p_2}{p_0} = \frac{96,52}{123,04} = 0,78 [-] \quad (2.10)$$

podmínka je splněna

Kritický tlak pro přehřátou vodní páru:

$$p_{krit} = 0,546 \cdot p_0 = 0,546 \cdot 123,04 = 67,18 \text{ bar} \quad (2.11)$$

$$p_2 \geq p_{krit} \rightarrow \text{nedochází ke kritickému proudění} \quad (2.12)$$

Jelikož nedochází ke kritickému proudění, budeme uvažovat nerozšířenou dýzu. Pro další výpočet je nutné si určit rychlostní součinitel pro dýzu. Ten je nejdříve odhadnut z rozsahu 0,95 až 0,98 a posléze stanoven z rovnice (2.41):

$$\varphi = f(\Delta\alpha) = 0,988 [-] \quad (2.13)$$

Velikost profilové ztráty v dýze:

$$z_0 = (1 - \varphi^2) \cdot \frac{c_{1,iz}^2}{2} = (1 - 0,988^2) \cdot \frac{402,38^2}{2000} \quad (2.14)$$

$$z_0 = 1,885 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Entalpie na výstupu z dýzy:

$$i_1 = i_{2,iz} + z_0 = 3353,9 + 1,885 = 3355,8 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.15)$$

$$v_1 = f(p_2; i_1) = 0,0336 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.16)$$

Výstupní úhel z dýzy nutný pro výpočet délky hrany lopatky byl zvolen:

$$\alpha_1 = (13 \div 18) = 15^\circ \quad (2.17)$$

Délka výstupní hrany dýzy pro totální ostřík, kde nejmenší délka by měla být alespoň 20 mm:

$$l_{ot} = \frac{\dot{M} \cdot v_1}{\pi \cdot D_{stř} \cdot c_{1iz} \cdot \varphi \cdot \sin(\alpha_1)} \quad (2.18)$$

$$l_{ot} = \frac{188,32 \cdot 0,0336}{\pi \cdot 1,15 \cdot 402,38 \cdot 0,988 \cdot \sin(15)} = 0,0170 \text{ m}$$

Další krok je výpočet optimální délky hrany, který je postaven na základě experimentálních konstant. Pro A-kolo jsou konstanty následující:

$$\frac{c}{a} = 0,1467 [-] \quad (2.19)$$

$$\frac{b}{a} = 0,0398 [-] \quad (2.20)$$

Experimentální součinitel δ , otáčky n jsou zde dosazeny v min^{-1} :

$$\delta = \frac{c}{a} \cdot \frac{\left(\frac{u}{c_{iz}}\right)}{\left(\frac{n}{1000}\right)^{0,2} \cdot D_{stř}^{0,5}} = 0,1467 \cdot \frac{0,449}{\left(\frac{3000}{1000}\right)^{0,2} \cdot 1,15^{0,5}} \quad (2.21)$$

$$\delta = 0,0567 [-]$$

Pro další součinitel α je nutné klást důraz na součinitel dělení parciálního ostříku. Byl zvolen ostřík nedělený, tudíž je $s_1 = 1$. Výpočet α je tedy:

$$\alpha = \sqrt{\frac{D_{stř}}{\frac{b}{a} \cdot s_1 + \delta \cdot D_{stř}}} = \sqrt{\frac{1,15}{0,0398 \cdot 1 + 0,0567 \cdot 1,15}} \quad (2.22)$$

$$\alpha = 3,309 [-]$$

Nyní je možné vyjádřit optimální délku rozváděcí lopatky. Pro výpočet bylo dosazeno v centimetrech:

$$l_{opt} = \alpha \cdot \sqrt{l_{ot}} = 3,309 \cdot \sqrt{1,7} = 4,31 \text{ cm} \quad (2.23)$$

Skutečná délka rozváděcí lopatky je zvolena zaokrouhlením na desetiny milimetru z rovnice (2.23):

$$l_0 = 0,043 \text{ m} \quad (2.24)$$

Parciální ostřík, podmínkou je hodnota větší než 0,2 a současně menší než 0,5 [2]:

$$\varepsilon = \frac{l_{ot}}{l_0} = \frac{0,0170}{0,043} = 0,395 [-] \quad (2.25)$$

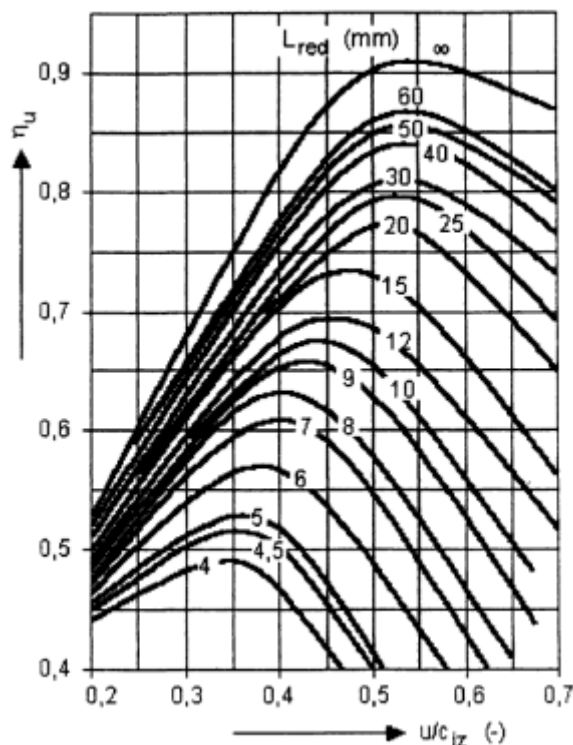
podmínka je splněna

Parametry potřebné k detailnímu výpočtu už jsou známy, každopádně se k předběžnému výpočtu pojí i odhad vnitřní účinnosti a vnitřního výkonu regulačního stupně.

Redukovaná výška dýzy:

$$L_{red} = \frac{l_0}{1 + \left(\frac{l_0}{l_{opt}}\right)^2 - \delta \cdot l_0} = \frac{4,3}{1 + \left(\frac{4,3}{4,31}\right)^2 - 0,0567 \cdot 4,3} \quad (2.26)$$

$$L_{red} = 2,46 \text{ cm}$$



Obr. 2.3 Redukovaná účinnost regulačního stupně pro A-kolo [2]

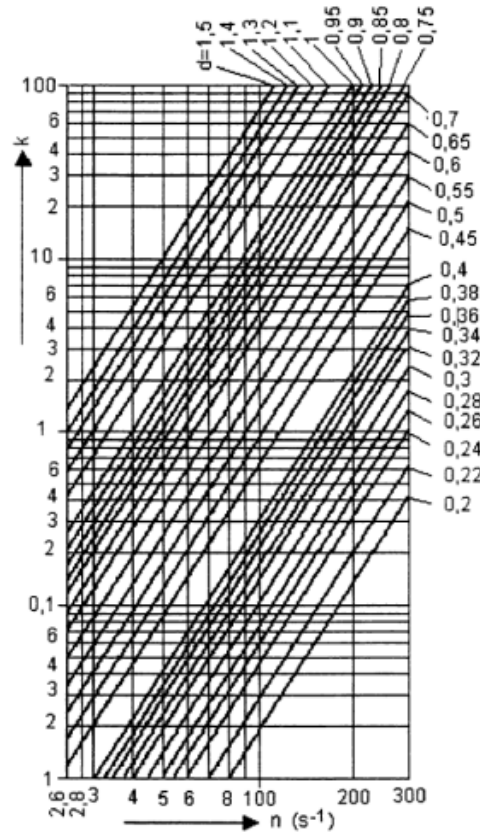
Viz diagram na obr. 2.3 si určíme redukovanou obvodovou účinnost:

$$\eta_u = f\left(\frac{u}{c_{iz}}; L_{red}\right) = 0,751 [-] \quad (2.27)$$

Absolutní hodnota ztráty třením a ventilací:

$$Z_5 = \frac{k}{\dot{M} \cdot v_1} = \frac{3,5}{188,32 \cdot 0,0336} = 0,55 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.28)$$

kde $k = f(D_{stř}; n) = 3,5 [-]$ je součinitel určený z diagramu viz obr. 2.4



Obr. 2.4 Ztráta třením a ventilací regulačního stupně [2]

Poté byla určena poměrná ztráta:

$$\xi_5 = \frac{Z_5}{h_{iz}} = \frac{0,55}{80,64} = 0,0069 [-] \quad (2.29)$$

Předběžná účinnost regulačního stupně je tedy:

$$\eta_{TDi} = \eta_u - \xi_5 = 0,751 - 0,0069 = 0,744 [-] \quad (2.30)$$

Při zanedbání vstupní a výstupní kinetické energie se vnitřní výkon stupně určí:

$$P_i = \dot{M} \cdot h_{iz} \cdot \eta_{TDi} = 188,32 \cdot 80,64 \cdot 0,744 = 11301 \text{ kW} \quad (2.31)$$

Na závěr předběžného návrhu A-kola jsou určeny parametry na výstupu z RS:

$$i_2 = i_0 - h_{iz} \cdot \eta_{TDi} = 3434,6 - 80,64 \cdot 0,744 \quad (2.32)$$

$$i_2 = 3374,9 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$s_2 = f(p_2; i_2) = 6,614 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (2.33)$$

2.2 Detailní návrh A-kola

V předchozí kapitole byly stanoveny předběžné parametry regulačního stupně za nulového stupně reakce, které budou využity k detailnímu návrhu. Cílem tohoto výpočtu je upřesnění již stanovených hodnot. Také se zde již nebude uvažovat nulová hodnota stupně reakce a bude zvolena na základě doporučeného rozmezí [2]:

$$\rho = (0,03 \div 0,06) = 0,05 [-] \quad (2.34)$$

Ze stupně reakce jsou určeny tepelné spády na stator a rotor:

$$h_{iz}^s = (1 - \rho) \cdot h_{iz} = (1 - 0,05) \cdot 80,64 = 76,6 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.35)$$

$$h_{iz}^R = \rho \cdot h_{iz} = 0,05 \cdot 80,64 = 4,0 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.36)$$

Entalpie na výstupu z dýzy při izoentropické expanzi:

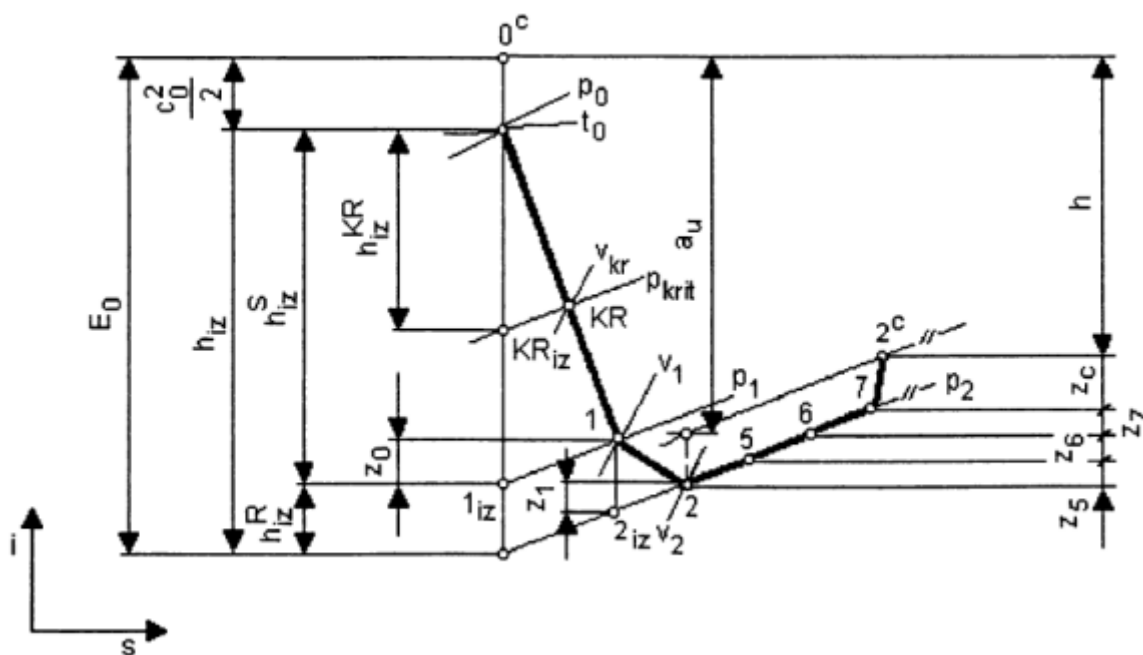
$$i_{1,iz} = i_0 - h_{iz}^S = 3434,6 - 76,6 = 3358,0 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.37)$$

Tlak na výstupu z dýzy:

$$p_1 = f(i_{1,iz}; s_0) = 97,72 \text{ bar} \quad (2.38)$$

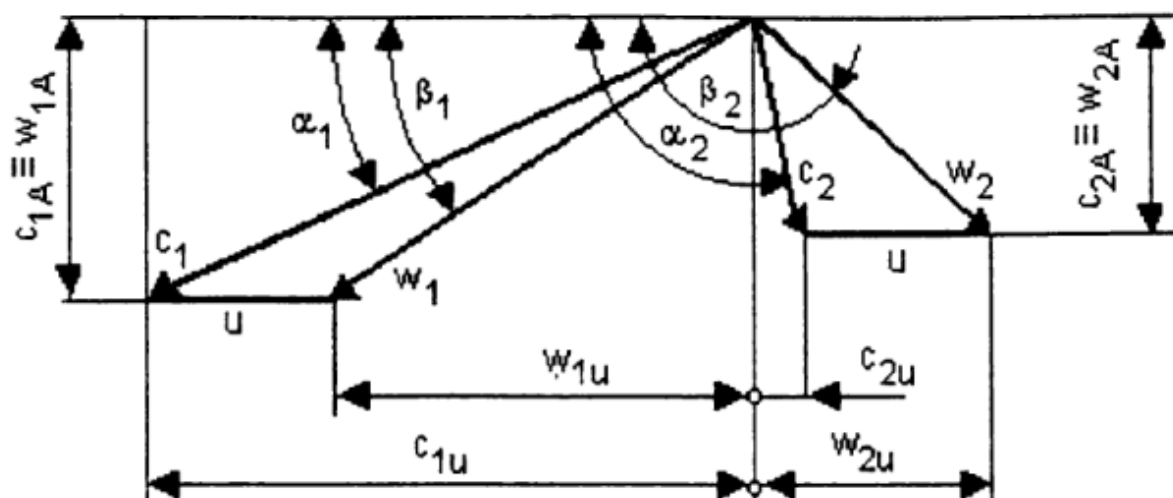
$$\frac{p_1}{p_0} = \frac{97,72}{123,04} = 0,79 [-] \text{ podmínka je splněna} \quad (2.39)$$

$$p_1 \geq p_{krit} \rightarrow \text{nedochází ke kritickému proudění} \quad (2.40)$$



Obr. 2.5 Průběh expanze v A-kole [2]

2.2.1 Rychlostní trojúhelníky



Obr. 2.6 Rychlostní trojúhelníky regulačního stupně [2]

Mimo výpočet rychlostních trojúhelníků regulačního stupně je zde určen rychlostní součinitel. Závisí na ohnutí proudu, které doposud není známé, takže se v prvním iteračním kroku musí vhodně zvolit. Uvedená hodnota je již po optimalizaci a na základě diagramu viz obr. 2.7:

$$\begin{aligned}\varphi &= f(\Delta\alpha) = -0,000000102525 \cdot \Delta\alpha^3 + 0,00001429 \cdot \Delta\alpha^2 - \\ &- 0,000642668 \cdot \Delta\alpha + 0,997876 \\ \varphi &= f(\Delta\alpha) = -0,000000102525 \cdot 65,6^3 + 0,00001429 \cdot 65,6^2 \\ &- 0,000642668 \cdot 65,6 + 0,997876 = 0,988 [-]\end{aligned}\quad (2.41)$$

Teoretická rychlost na výstupu z dýzy:

$$\begin{aligned}c_{1iz} &= \sqrt{2 \cdot (1 - \rho) \cdot h_{iz} + c_0^2} \\ c_{1iz} &= \sqrt{2 \cdot (1 - 0,05) \cdot 80,64 \cdot 10^3 + 25^2} = 392,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}\end{aligned}\quad (2.42)$$

Skutečná rychlost páry na výstupu z dýzy:

$$c_1 = \varphi \cdot c_{1iz} = 0,988 \cdot 392,2 = 387,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}\quad (2.43)$$

Relativní rychlost páry na výstupu z dýzy:

$$\begin{aligned}w_1 &= \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2 \cdot c_1 \cdot u \cdot \cos(\alpha_1)} \\ w_1 &= \sqrt{387,6^2 + 180,64^2 - 2 \cdot 387,6 \cdot 180,64 \cdot \cos(15)} \\ w_1 &= 218,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}\end{aligned}\quad (2.44)$$

Obvodové složky rychlostí na výstupu z dýzy:

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos(\alpha_1) = 387,6 \cdot \cos(15) = 374,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}\quad (2.45)$$

$$w_{1u} = c_{1u} - u = 374,4 - 180,64 = 193,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}\quad (2.46)$$

Axiální složky absolutní a relativní na výstupu z dýzy jsou totožné a odpovídají:

$$c_{1a} = w_{1a} = c_1 \cdot \sin(\alpha_1) = 387,6 \cdot \sin(15) = 100,3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}\quad (2.47)$$

Úhel relativní rychlosti za statorem:

$$\beta_1 = \arccos\left(\frac{w_{1u}}{w_1}\right) = \arccos\left(\frac{193,8}{218,2}\right) = 27,4^\circ\quad (2.48)$$

Úhel relativní rychlosti za rotorem je volen, dále je vypočítán v rovnici (2.63), v tomto vzorci je už vypočítaná hodnota:

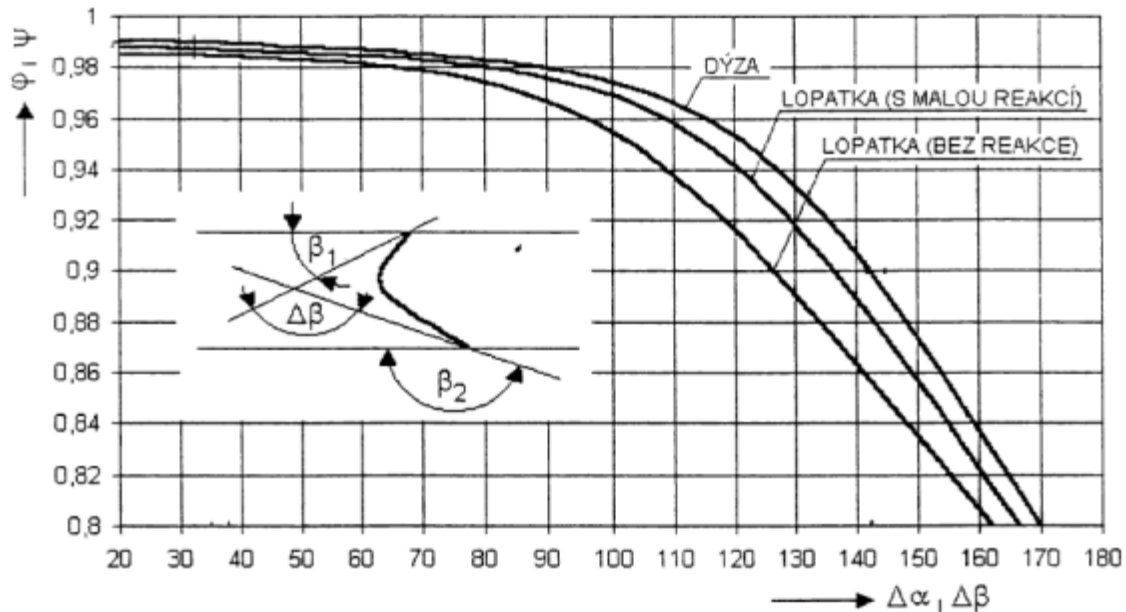
$$\beta_2 = 180 - [\beta_1 - (3 \div 5)] = 156,6^\circ\quad (2.49)$$

Ohnutí proudu:

$$\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1 = 156,6 - 27,4 = 129,3^\circ\quad (2.50)$$

Na základě ohnutí a diagramu uvedeného na obr. 2.7, lze určit rychlostní součinitel pro rotor:

$$\begin{aligned}\psi &= f(\Delta\beta) = -0,000000102525 \cdot \Delta\beta^3 + 0,00001429 \cdot \Delta\beta^2 - \\ &- 0,000642668 \cdot \Delta\beta + 0,997876 \\ \psi &= f(\Delta\beta) = -0,000000102525 \cdot 129,3^3 + 0,00001429 \cdot \\ &\cdot 129,3^2 - 0,000642668 \cdot 129,3 + 0,997876 = 0,932 [-]\end{aligned}\quad (2.51)$$



Obr. 2.7 Závislost rychlostního součinitele ϕ , ψ na ohnutí proudu $\Delta\alpha$, $\Delta\beta$ [2]

Teoretická rychlost páry na výstupu z rotoru:

$$w_{2,iz} = \sqrt{\rho \cdot h_{iz} + w_1^2} = \sqrt{0,05 \cdot 80,64 \cdot 10^3 + 218,2^2} \quad (2.52)$$

$$w_{2,iz} = 227,3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Skutečná relativní rychlost páry na výstupu z rotoru:

$$w_2 = \psi \cdot w_{2,iz} = 0,932 \cdot 227,3 = 211,9 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.53)$$

Absolutní rychlost páry na výstupu z oběžných lopatek:

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2 \cdot w_2 \cdot u \cdot \cos(180 - \beta_2)} \quad (2.54)$$

$$c_2 = \sqrt{211,9^2 + 180,6^2 - 2 \cdot 211,9 \cdot 180,64 \cdot \cos(180 - 156,6)}$$

$$c_2 = 85,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Obvodové složky rychlostí na výstupu z oběžných lopatek:

$$w_{2u} = w_2 \cdot \sin(\beta_2 - 90) = 211,9 \cdot \sin(156,6 - 90) \quad (2.55)$$

$$w_{2u} = 194,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$c_{2u} = w_{2u} - u = 194,5 - 180,64 = 13,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.56)$$

Axiální složky absolutní a relativní na výstupu z oběžných lopatek jsou totožné a odpovídají:

$$c_{2a} = w_{2a} = w_2 \cdot \cos(\beta_2 - 90) = 211,9 \cdot \cos(156,6 - 90) \quad (2.57)$$

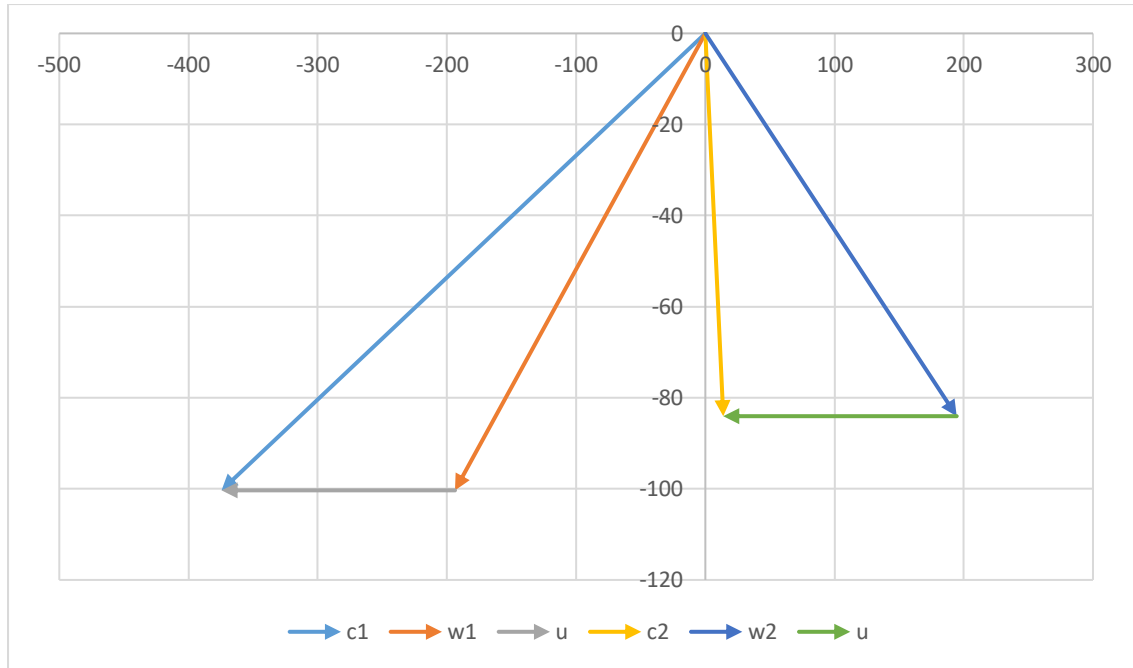
$$c_{2a} = w_{2a} = 84,0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Úhel výstupní absolutní rychlosti z oběžných lopatek:

$$\alpha_2 = \arctg\left(\frac{c_{2a}}{c_{2u}}\right) = \arctg\left(\frac{84,0}{13,8}\right) = 80,6^\circ \quad (2.58)$$

Nyní je možné spočítat ohnutí proudu, které je nutné pro výpočet rychlostního součinitele:

$$\Delta\alpha = \alpha_2 - \alpha_1 = 80,6 - 15 = 65,6^\circ \quad (2.59)$$



Obr. 2.8 Rychlostní trojúhelník regulačního stupně

Zbývá ještě upřesnit úhel relativní rychlosti za rotorem. Toho je dosaženo při dokončení návrhu geometrie lopatek, kde průtočný kanál bude uvažován jako válcový. Z rovnice kontinuity získáváme výstupní délku rozváděcích lopatek:

$$l_0 = \frac{\dot{M} \cdot v_1}{\pi \cdot D_{stř} \cdot \varepsilon \cdot c_1 \cdot \sin(\alpha_1)} = \frac{188,32 \cdot 0,0336}{\pi \cdot 1,15 \cdot 0,395 \cdot 387,6 \cdot \sin(15)} \quad (2.60)$$

$$l_0 = 0,044 \text{ m}$$

Zvolený přesah lopatek:

$$\Delta l = 3 \text{ mm} \quad (2.61)$$

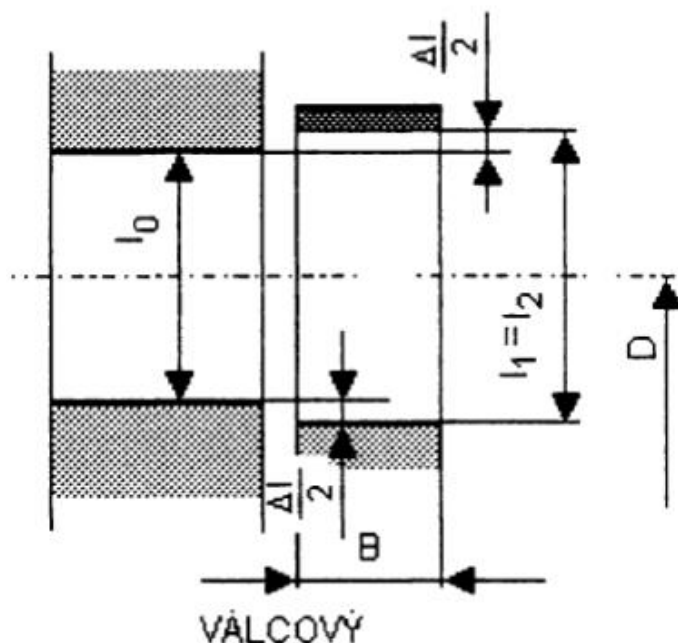
Jelikož se jedná o válcový průtočný kanál je délka oběžných lopatek stejná na vstupu i výstupu:

$$l_1 = l_2 = l_0 + \Delta l = 0,044 + 0,003 = 0,047 \text{ m} \quad (2.62)$$

Zde je upřesněn výstupní úhel relativní rychlosti za rotorem, dle rovnice kontinuity:

$$\beta_2 = 180 - \frac{\dot{M} \cdot v_2}{\pi \cdot D_{stř} \cdot \varepsilon \cdot w_2 \cdot l_2} \quad (2.63)$$

$$\beta_2 = 180 - \frac{188,32 \cdot 0,0340}{\pi \cdot 1,15 \cdot 0,395 \cdot 211,9 \cdot 0,047} = 156,6^\circ$$



Obr. 2.9 Válcový průtočný kanál regulačního stupně [2]

2.2.2 Profily lopatek regulačního stupně

Profily pro lopatky se volí dle tabulkových hodnot, které byly převzaty z literatury [2]. Pro stator byl zvolen profil s označením TS-2A a pro rotor profil 40TR3. Volba vyplývá z optimalizace a pevnostní kontroly. Vypočtené parametry pro zvolené profily jsou uvedeny v tab. 2.1. Vzorový výpočet byl proveden na rotoru s výjimkou počtu lopatek, který je uveden pro rotor i stator, jelikož je odlišný kvůli parciálnímu ostříku.

Šířka lopatky:

$$B_R = c_R \cdot \cos(\gamma_R) = 42 \cdot \cos(9,93) = 41,4 \text{ mm} \quad (2.64)$$

Rozteč lopatek dle zvolené poměrné rozteče:

$$s_R = c_R \cdot \left(\frac{s}{c}\right)_R = 42 \cdot 0,6 = 25 \text{ mm} \quad (2.65)$$

Počet statorových lopatek se liší od rotorových, jelikož jsou ovlivněny parciálním ostříkem:

$$z_S = \frac{\pi \cdot D_{stř} \cdot \varepsilon}{s_S} = \frac{\pi \cdot 1,15 \cdot 0,395}{0,0351} = 40,68 \rightarrow 41 \text{ ks} \quad (2.66)$$

Počet rotorových lopatek:

$$z_R = \frac{\pi \cdot D_{stř}}{s_R} = \frac{\pi \cdot 1,15}{0,025} = 143,37 \rightarrow 143 \text{ ks} \quad (2.67)$$

Tab. 2.1 Zvolené profily lopatek regulačního stupně

Označení	Jednotky	Stator (TS-2A)	Rotor (40TR3)
γ	°	39,1	9,93
(s/c)	-	0,78	0,6
c	mm	45,0	42,0
B	mm	34,9	41,4
s	mm	35,1	25
z	ks	41	143

2.2.3 Energetické ztráty v lopatkování, účinnost a výkon stupně

Tato podkapitola se bude zabývat výpočtem ztrát regulačního stupně. Posléze je z těchto hodnot stanovena jeho účinnost a následně i výkon.

Ztráta v rozváděcí mříži:

$$z_0 = \frac{c_{1iz}^2}{2} \cdot (1 - \varphi^2) = \frac{392,2^2}{2000} \cdot (1 - 0,988^2) = 1,79 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.68)$$

Ztráta v oběžné lopatkové řadě:

$$z_1 = \frac{w_{2iz}^2}{2} \cdot (1 - \psi^2) = \frac{227,3^2}{2000} \cdot (1 - 0,932^2) = 3,38 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.69)$$

Ztráta výstupní rychlostí:

$$z_c = \frac{c_2^2}{2} = \frac{85,2^2}{2000} = 3,63 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.70)$$

Nyní je možné stanovit obvodovou účinnost stupně, jež je definována poměrem obvodové práce ku celkovému tepelnému spádu:

$$\eta_u = \frac{\left(h_{iz} + \frac{c_0^2}{2}\right) - z_0 - z_1 - z_c}{h_{iz} + \frac{c_0^2}{2}} \quad (2.71)$$

$$\eta_u = \frac{\left(80,64 + \frac{25^2}{2000}\right) - 1,79 - 3,38 - 3,63}{80,64 + \frac{25^2}{2000}} = 0,89 [-]$$

Ke stanovení vnitřní termodynamické účinnosti jsou zapotřebí dílčí poměrné ztráty. Nejdříve bude určen průtočný průřez pro páry, protože je nutný k výpočtu poměrné ztráty třením disku:

$$S = \pi \cdot D_{stř} \cdot l_2 \cdot \varepsilon \cdot \sin(\alpha_1) = \pi \cdot 1,15 \cdot 0,047 \cdot 0,395 \cdot \sin(15) \quad (2.72)$$

$$S = 0,0172 \text{ m}^2$$

Dalším důležitým parametrem je součinitel tření disku, který byl v rámci práce zvolen z doporučeného rozmezí [2]:

$$k_{tř} = (0,45 \div 0,8) \cdot 10^{-3} = 0,00065 [-] \quad (2.73)$$

Bylo stanoveno vše nutné k výpočtu poměrné ztráty třením disku:

$$\xi_5 = k_{tř} \cdot \frac{D_{stř}^2}{S} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2 \cdot h_{iz}}}\right)^3 \quad (2.74)$$

$$\xi_5 = 0,65 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{1,15^2}{0,0172} \cdot \left(\frac{180,6}{\sqrt{2000 \cdot 80,64}}\right)^3 = 0,0045 [-]$$

Další ztrátou je poměrná ztráta parciálním ostříkem. Skládá se ze dvou dílčích ztrát. První je ztráta ventilací neostříknutých lopatek:

$$\xi_{61} = \frac{0,065}{\sin(\alpha_1)} \cdot \frac{(1 - \varepsilon)}{2 \cdot \varepsilon} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2 \cdot h_{iz}}}\right)^3 \quad (2.75)$$

$$\xi_{61} = \frac{0,065}{\sin(15)} \cdot \frac{(1 - 0,395)}{2 \cdot 0,395} \cdot \left(\frac{180,6}{\sqrt{2000 \cdot 80,64}}\right)^3 = 0,0289 [-]$$

Poměrná ztráta na okrajích pásma ostříku:

$$\xi_{62} = 0,25 \cdot \frac{c_R \cdot l_2}{S} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2 \cdot h_{iz}}} \right) \cdot \eta_u \cdot s_1 \quad (2.76)$$

$$\xi_{62} = 0,25 \cdot \frac{0,042 \cdot 0,047}{0,0172} \cdot \left(\frac{180,6}{\sqrt{2000 \cdot 80,64}} \right) \cdot 0,89 = 0,0114 [-]$$

Poměrná ztráta parciálním ostříkem je tedy:

$$\xi_6 = \xi_{61} + \xi_{62} = 0,0175 + 0,114 = 0,0289 [-] \quad (2.77)$$

Následuje ztráta radiální mezerou, která byla kladně ovlivněna využitím bandážování lopatek regulačního stupně. Pro její výpočet je potřeba si stanovit dané veličiny:

Stupeň reakce na špici lopatky:

$$\rho_s = 1 - (1 - \rho) \cdot \frac{D_{stř}}{D_{stř} + l_1} = 1 - (1 - 0,05) \cdot \frac{1,15}{1,15 + 0,047} \quad (2.78)$$

$$\rho_s = 0,087 [-]$$

Zvolená axiální vůle:

$$\delta_a = 0,0025 \text{ m} \quad (2.79)$$

Posléze byla vypočtena radiální vůle:

$$\delta_r = \frac{D_{stř}}{1000} + 0,0002 = 0,00135 \text{ m} \quad (2.80)$$

Ekvivalentní vůle mezi rotorem a statorem:

$$\delta_{ekv} = \frac{1}{\sqrt{\frac{4}{\delta_a^2} + 1,5 \cdot \frac{z_r}{\delta_r^2}}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{4}{0,0025^2} + 1,5 \cdot \frac{3}{0,00135^2}}} \quad (2.81)$$

$$\delta_{ekv} = 0,00057 \text{ m}$$

kde $z_r [-]$ je počet břitů bandáže, $z_r = 3$.

Poměrná ztráta radiální mezerou s bandážováním:

$$\xi_7 = \delta_{ekv} \cdot \sqrt{\frac{\rho_s}{1 - \rho}} \cdot \eta_u \cdot \frac{\pi \cdot (D_{stř} + l_1) \cdot \varepsilon}{S} \quad (2.82)$$

$$\xi_7 = 0,00057 \cdot \sqrt{\frac{0,087}{1 - 0,05}} \cdot 0,89 \cdot \frac{\pi \cdot (1,15 + 0,047) \cdot 0,395}{0,0172}$$

$$\xi_7 = 0,0132 [-]$$

Poměrná ztráta vlhkostí páry je zde vynechána, jelikož se pára pohybuje v oblasti přehřáté páry. Nyní je možné stanovit vnitřní termodynamickou účinnost regulačního stupně:

$$\eta_{TDi} = \eta_u - \xi_5 - \xi_6 - \xi_7 = 0,89 - 0,0045 - 0,0289 - 0,0132 \quad (2.83)$$

$$\eta_{TDi} = 0,845 [-]$$

Posledním krokem je definování koncového bodu expanze:

$$i_{2c} = i_0 + \frac{c_0^2}{2} - \eta_{TDi} \cdot \left(h_{iz} + \frac{c_0^2}{2} \right) \quad (2.84)$$

$$i_{2c} = 3434,6 + \frac{25^2}{2000} - 0,845 \cdot \left(80,64 + \frac{25^2}{2000} \right)$$

$$i_{2c} = 3366,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$i_2 = i_{2c} - \frac{c_2^2}{2} = 3366,5 - \frac{85,2^2}{2000} = 3362,92 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.85)$$

Následně byl určen zbytek stavových parametrů v koncovém bodě expanze:

$$s_2 = f(p_2; i_2) = 6,599 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (2.86)$$

$$v_2 = f(p_2; i_2) = 0,0337 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.87)$$

$$t_2 = f(p_2; i_2) = 493,6 \text{ }^\circ\text{C} \quad (2.88)$$

Vnitřní práce:

$$a_i = i_0 + \frac{c_0^2}{2} - i_{2c} = 3434,6 + \frac{25^2}{2000} - 3366,5 = 68,38 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.89)$$

Vnitřní výkon stupně:

$$P_i = \dot{M} \cdot a_i = 188,32 \cdot 68,38 = 12878 \text{ kW} \quad (2.90)$$

Tlakové číslo stupně je stanoveno zde. Doporučené rozmezí je mezi 4 a 7, ale nejvyšší účinnosti dosahuje v rozmezí 4,5 až 5,5 [3]:

$$\psi = \frac{h_{iz}}{0,5 \cdot u^2} = \frac{80641,5}{0,5 \cdot 180,64^2} = 4,94 [-] \quad (2.91)$$

2.3 Pevnostní kontrola regulačního stupně

Pro správné fungování stroje musí být ověřena ohybová a tahová napětí rotorových lopatek. Co se týče ohybu je vyvolán působením páry na lopatky a tah je ovlivněn odstředivou silou. Musí být také zohledněn parciální ostřík, kde pára působí pouze na lopatky v jeho oblouku. Profil lopatek byl již zvolen a upraven podle výsledku pevnostní kontroly v podkapitole 2.2.2. Výpočet je veden dle metodiky v literatuře [4].

2.3.1 Ohyb

Je stanoven počet ostříknutých lopatek rotoru:

$$z_{R,o} = \varepsilon \cdot z_R = 0,395 \cdot 143 = 57 \text{ ks} \quad (2.92)$$

Obvodová síla na jednu lopatku:

$$F_u = \frac{\dot{M} \cdot (c_{1u} - c_{2u})}{z_{R,o}} = \frac{188,32 \cdot (374,4 - 13,8)}{57} = 1191,3 \text{ N} \quad (2.93)$$

Axiální síla na jednu lopatku:

$$F_a = \frac{\dot{M} \cdot (c_{1a} - c_{2a})}{z_{R,o}} + (p_1 - p_2) \cdot l_1 \cdot s_R$$

$$F_a = \frac{188,32 \cdot (100,3 - 84,0)}{57} + 0,121 \cdot 10^6 \cdot 0,047 \cdot 0,025 \quad (2.94)$$

$$F_a = 195,7 \text{ N}$$

Celková síla na jednu ostříknutou lopatku:

$$F = \sqrt{F_u^2 + F_a^2} = \sqrt{1191,3^2 + 195,7^2} = 1207,3 \text{ N} \quad (2.95)$$

Ohybový moment na jednu ostříknutou lopatku:

$$M_o = F \cdot \frac{l_1}{2} = 1207,3 \cdot \frac{0,047}{2} = 28,15 \text{ Nm} \quad (2.96)$$

Pro stanovení ohybového napětí je potřeba znát ohybový modul průřezu. Ten závisí na typu profilu a je uveden v tab. 2.1:

$$W_{min} = 0,7313 \text{ cm}^3 \quad (2.97)$$

Nyní je spočteno ohybové napětí:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_{min}} = \frac{28,15}{0,7313} = 38,49 \text{ MPa} \quad (2.98)$$

Ohybové napětí pro jednu ostříknutou lopatku by nemělo přesahovat hodnotu 40 MPa. Tato podmínka byla splněna.

2.3.2 Tah

Jak již bylo řečeno, tah je způsoben odstředivou silou. Na rozdíl od ohybového napětí tah zaujímá veškeré lopatky. Jelikož uvažujeme s bandážováním bude to muset být zohledněno.

Úhlová rychlost navýšena o 10 % na zohlednění bezpečnosti:

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot 1,1 = 2 \cdot \pi \cdot 50 \cdot 1,1 = 345,6 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.99)$$

Jako materiál bude uvažována ocel o dané hustotě:

$$\rho = 7850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \quad (2.100)$$

Pro zvolený typ lopatky platí daná plocha profilu:

$$S_R = 4,283 \text{ cm}^2 \quad (2.101)$$

Odstředivá síla od listu lopatky:

$$F_{od,l} = \rho \cdot S_R \cdot l_1 \cdot \frac{D_{stř}}{2} \cdot \omega^2 \quad (2.102)$$

$$F_{od,l} = 7850 \cdot 4,283 \cdot 10^{-4} \cdot 0,047 \cdot \frac{1,15}{2} \cdot 345,6^2 = 10765,1 \text{ N}$$

Zvolená tloušťka bandáže:

$$t_b = 0,003 \text{ m} \quad (2.103)$$

Střední průměr bandáže:

$$D_b = D_{stř} + l_1 + t_b = 1,15 + 0,047 + 0,003 = 1,2 \text{ m} \quad (2.104)$$

Odstředivá síla od bandáže:

$$F_{od,b} = \frac{\rho \cdot \pi \cdot D_b^2 \cdot B_R \cdot t_b \cdot \omega^2}{2 \cdot z_R} \quad (2.105)$$

$$F_{od,b} = \frac{7850 \cdot \pi \cdot 1,2^2 \cdot 0,0414 \cdot 0,003 \cdot 345,6^2}{2 \cdot 143} = 1839,3 \text{ N}$$

Celková odstředivá síla na jednu lopatku:

$$F_{od} = F_{od,l} + F_{od,b} = 10765,1 + 1839,3 = 12604,4 \text{ N} \quad (2.106)$$

Tahové napětí na jednu lopatku:

$$\sigma_t = \frac{F_{od}}{S_R} = \frac{12604,4}{4,283 \cdot 10^{-4}} \cdot 10^{-6} = 29,43 \text{ MPa} \quad (2.107)$$

Tahové napětí pro jednu lopatku by nemělo přesahovat hodnotu 50 MPa. Podmínka je splněna.

3 Předběžný návrh stupňové části

Tato kapitola se zabývá předběžným návrhem stupňové části. Výpočet je za předpokladu přetlakového lopatkování a za konstantního patního průměru. Nejdříve bude celá průtočná část turbíny rozdělena na několik kuželů, kde jejich počet je dán počtem odběrů. Také bude brán ohled na počet stupňů v rámci jednoho kužele. Důvodem je omezený počet stupňů v jednom nosiči a to, na doporučení vedoucího práce, maximálně 10. Bude zde tedy stanovena základní geometrie první a poslední lopatky řady jednotlivých kuželů. Dále ztráty, reheat faktor, účinnost a výstupní stavové parametry páry kužele. Významným výstupem je předběžný počet stupňů v kuželu. Všechny tyto informace budou následně využity v detailním návrhu stupňové části VT dílu jako prvotní hodnoty. Nejsou tedy finální a v rámci optimalizace dojde k jejich úpravě, tudíž se výsledné parametry z předběžného výpočtu mohou lišit. Jelikož po obdržení vstupních hodnot bude od předběžného návrhu oprostěno a iterace zde probíhat nebudou.

Co se týče podmínek použití této metodiky, jedná se o dodržení hmotnostního průtoku v rámci kužele, respektive nemůže být odběr mezi vstupem a výstupem u konkrétního kužele. Dále se předpokládá konstantní stupeň reakce 0,5, z jehož plyne stejná axiální rychlost na vstupu i výstupu a v posledním předpokladu je sledováno proudění na středním průměru lopatkování. [2]

3.1 Náзорý postup předběžného návrhu prvního kužele

Předběžný návrh slouží pouze k získání hrubých parametrů stupňové části, které se budou od detailního návrhu poněkud lišit. V níže uvedených kapitolách bude uveden pouze postup výpočtu prvního kužele, jelikož je metodika pro následující kužele obdobná. Veškeré parametry týkající se stupňové části budou zapsány v tabulkách na konci kapitoly. Metodika výpočtu je uvedena v literatuře [2].

3.1.1 Parametry páry na vstupu a výstupu

Údaje na vstupu byly převzaty z předchozího výpočtu regulačního stupně a jsou následující:

$$i_{in}^I = i_2^{RS} = 3362,9 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.1)$$

$$p_{in}^I = p_2^{RS} = 9,65 \text{ MPa} \quad (3.2)$$

$$s_{in}^I = s_2^{RS} = 6,599 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (3.3)$$

$$v_{in}^I = f(p_{in}^I; i_{in}^I) = 0,0337 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.4)$$

$$t_{in}^I = f(p_{in}^I; i_{in}^I) = 493,6 \text{ }^\circ\text{C} \quad (3.5)$$

Výstupní tlak z prvního kužele je převzat z tepelného schématu a odpovídá tlaku v prvním odběru, tedy VO3:

$$p_{out}^I = p_{VTO3,1} = 4,979 \text{ MPa} \quad (3.6)$$

Výstupní entalpie po izoentropické expanzi:

$$i_{iz,out}^I = f(p_{out}^I; s_{in}^I) = 3151,9 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.7)$$

Zbylé stavové parametry po izoentropické expanzi:

$$v_{iz,out}^I = f(p_{out}^I; i_{iz,out}^I) = 0,0582 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.8)$$

$$t_{iz,out}^I = f(p_{out}^I; i_{iz,out}^I) = 380,4 \text{ }^\circ\text{C} \quad (3.9)$$

Izoentropický spád na kužel:

$$H_{iz}^I = i_{in}^I - i_{iz,out}^I = 3362,9 - 3151,9 = 210,9 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.10)$$

Vnitřní účinnost pro první kužel byla nejdříve zvolena a posléze dopočítaná v rovnici (3.50). Zde je uvedena již vypočtená hodnota:

$$\eta_i^I = 0,869 [-] \quad (3.11)$$

Skutečný spád na kužel:

$$H^I = H_{iz}^I \cdot \eta_i^I = 210,9 \cdot 0,869 = 183,21 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.12)$$

Stavové parametry na výstupu z prvního kuželu:

$$i_{out}^I = i_{in}^I - H^I = 3362,9 - 183,21 = 3179,65 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.13)$$

$$s_{out}^I = f(p_{out}^I; i_{out}^I) = 6,641 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (3.14)$$

$$v_{out}^I = f(p_{out}^I; i_{out}^I) = 0,0595 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.15)$$

$$t_{out}^I = f(p_{out}^I; i_{out}^I) = 391,6 \text{ }^\circ\text{C} \quad (3.16)$$

Jelikož se v parní turbíně nevyskytuje odběr za regulačním stupněm, respektive před prvním kuželem, je hmotnostní průtok stejný. Odběr páry pro vyrovnávací píst nebude uvažován:

$$\dot{M}^I = \dot{M}^{RS} = 188,33 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.17)$$

3.1.2 Parsonsova metoda výpočtu

Bezrozměrné střední Parsonsovo číslo udává účinnost a také počet stupňů pro daný kužel, kde se se zvyšujícím číslem tyto veličiny také zvyšují. Zvolení bylo následovné:

$$Pa_s = (0,6 \div 0,85) = 0,8 [-] \quad (3.18)$$

Střední Parsonsovo číslo se u prvního a posledního stupně poníží o 5 až 10 %:

$$Pa_1 = (0,9 \div 0,95) \cdot Pa_s = 0,93 \cdot 0,8 = 0,744 [-] \quad (3.19)$$

$$Pa_n = (0,9 \div 0,95) \cdot Pa_s = 0,92 \cdot 0,8 = 0,736 [-] \quad (3.20)$$

Nyní byl zvolen výstupní úhel statorové lopatky prvního stupně. Dovolенý rozsah se pohybuje od 12 až do 40 °, kde nejmenší úhly připadají prvním kuželům a s rostoucí axiální délkou turbíny se úhel zvětšuje. Výstupní úhel statorové lopatky prvního a posledního stupně:

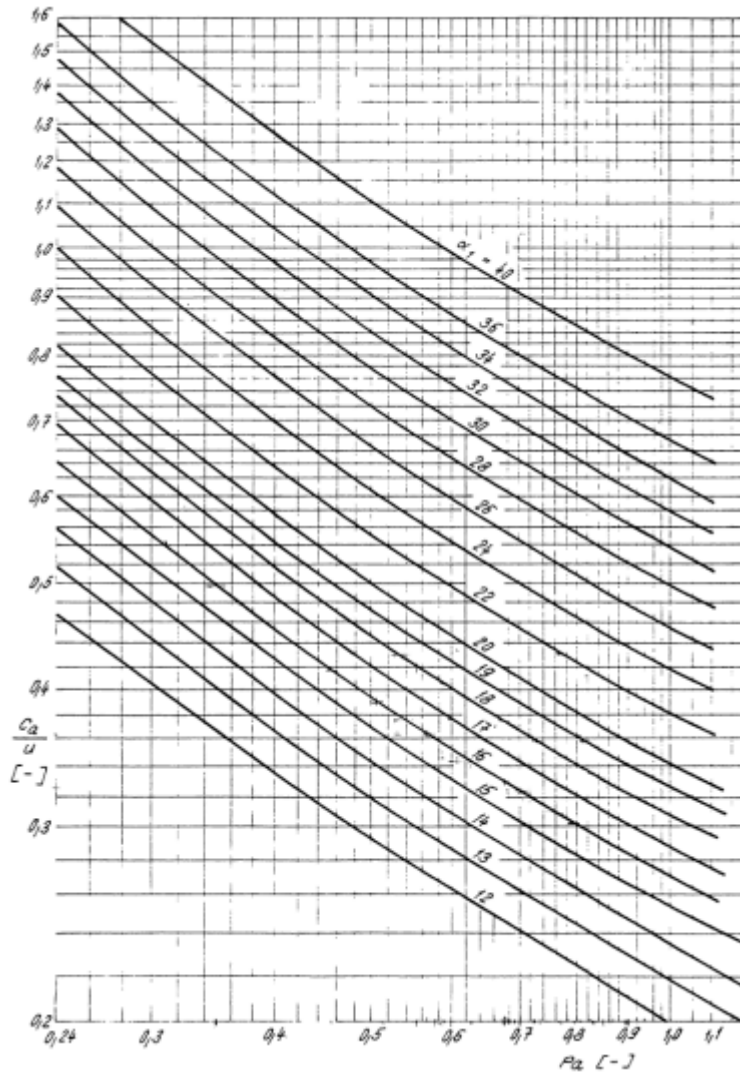
$$\alpha_1 = (12 \div 40) = 18 \text{ }^\circ \quad (3.21)$$

$$\alpha_n = (12 \div 40) = 20 \text{ }^\circ \quad (3.22)$$

Z diagramu na obr. 3.1 je následně možné určit rychlostní poměr na vstupu a výstupu:

$$\left(\frac{c_a}{u}\right)_1 = f(Pa_1; \alpha_1) = 0,352 [-] \quad (3.23)$$

$$\left(\frac{c_a}{u}\right)_n = f(Pa_n; \alpha_n) = 0,4 [-] \quad (3.24)$$



Obr. 3.1 Diagram pro výpočet skupiny přetlakových stupňů metodou c_a/u [2].

Zvolená délka první lopatky:

$$l_1 = 0,058 \text{ m} \quad (3.25)$$

Střední průměr lopatkování na vstupu:

$$D_1 = \frac{1}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{\dot{M}^I \cdot v_{in}^I}{n \cdot l_1 \cdot \left(\frac{c_a}{u}\right)_1}} = \frac{1}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{188,32 \cdot 0,0337}{50 \cdot 0,058 \cdot 0,352}} = 0,794 \text{ m} \quad (3.26)$$

Ze středního průměru byl vypočten patní a hlavový průměr lopatkování na vstupu:

$$D_{1p} = D_1 - l_1 = 0,794 - 0,058 = 0,736 \text{ m} \quad (3.27)$$

$$D_{1h} = D_1 + l_1 = 0,794 + 0,058 = 0,852 \text{ m} \quad (3.28)$$

Pro výstupní lopatkování je postup odlišný, jelikož je většinou nemožné zvolit délku lopatek na výstupu z kužele. Na místo toho je volený poměr $(l_n/D_n)_n$. Způsob volby závisí na patním průměru, protože je z technologického hlediska výhodné mít konstantní patní průměr pro daný kužel. Rozmezí volby je omezeno hodnotou 0,1 až 0,125, kde při překročení by se měli použít zkrucované listy lopatek, a tudíž by byl výpočet čistě orientační. Zvolený $(l_n/D_n)_n$ pro první kužel je následující:

$$\left(\frac{l_n}{D_n}\right)_n = 0,101 [-] \quad (3.29)$$

Výstupní střední průměr lopatkování je tedy:

$$D_n = \sqrt[3]{\frac{\dot{M}^I \cdot v_{out}^I}{\pi^2 \cdot n \cdot \left(\frac{l_n}{D_n}\right)_n \cdot \left(\frac{c_a}{u}\right)_n}} = \sqrt[3]{\frac{188,32 \cdot 0,0582}{\pi^2 \cdot 50 \cdot 0,101 \cdot 0,4}} \quad (3.30)$$

$$D_n = 0,819 \text{ m}$$

Délka poslední lopatky kuželu:

$$l_n = D_n \cdot \left(\frac{l_n}{D_n}\right)_n = 0,819 \cdot 0,101 = 0,083 \text{ m} \quad (3.31)$$

Ze středního průměru byl vypočten patní a hlavový průměr lopatkování na výstupu:

$$D_{np} = D_n - l_n = 0,819 - 0,083 = 0,736 \text{ m} \quad (3.32)$$

$$D_{nh} = D_n + l_n = 0,819 + 0,083 = 0,902 \text{ m} \quad (3.33)$$

Střední obvodové rychlosti na prvním a posledním stupni by neměli přesahovat mez 320 m/s:

$$u_1 = \pi \cdot D_1 \cdot n = \pi \cdot 0,794 \cdot 50 = 124,71 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.34)$$

$$u_n = \pi \cdot D_n \cdot n = \pi \cdot 0,819 \cdot 50 = 128,65 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.35)$$

podmínka byla splněna

Střední obvodová rychlost pro celý kužel:

$$u_s = \frac{u_1 + u_n}{2} = \frac{124,71 + 128,65}{2} = 126,68 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.36)$$

Počet stupňů pro daný kužel:

$$z = \frac{Pa_s \cdot H_{iz}^I}{u_s^2} = \frac{0,8 \cdot 210,9}{126,68^2} = 10,43 \rightarrow 10 \text{ stupňů} \quad (3.37)$$

3.1.3 Ztráty, účinnost a výkon jednotlivých kuželů PT

Zde budou vypočtené ztráty, mezi které patří ztráta radiální mezerou a ztráta rozvějřením. Ztráta vlhkostí páry bude nulová, jelikož kužel pracuje v oblasti přehřáté páry, každopádně zde bude uvedena pro zahrnutí následujících kuželů. Na základě těchto výpočtů bude určena účinnost a posléze i výkon kuželu. Abychom mohli stanovit ztrátu radiální mezerou je potřeba si určit výrobní toleranci, jež slouží k výpočtu radiální vůle. Výrobní tolerance:

$$x = 0,1 \text{ mm} \quad (3.38)$$

Radiální vůle na vstupu a výstupu, která byla zaokrouhlena na desetinu milimetru:

$$k_1 = \frac{D_{1h}}{1000} + x = \frac{852}{1000} + 0,1 = 1 \text{ mm} \quad (3.39)$$

$$k_n = \frac{D_{nh}}{1000} + x = \frac{902}{1000} + 0,1 = 1 \text{ mm} \quad (3.40)$$

Poměrné ztráty radiální mezerou:

$$\xi_{k,1} = \frac{0,3 + k_1}{l_1} \cdot 4,5 = \frac{0,3 + 1}{58} \cdot 4,5 = 0,101 [-] \quad (3.41)$$

$$\xi_{k,n} = \frac{0,3 + k_n}{l_n} \cdot 4,5 = \frac{0,3 + 1}{83} \cdot 4,5 = 0,071 [-] \quad (3.42)$$

Střední poměrná ztráta radiální mezerou je tedy:

$$\xi_k = \frac{\xi_{k,1} + \xi_{k,n}}{2} = \frac{0,101 + 0,071}{2} = 0,086 [-] \quad (3.43)$$

Poměrná ztráta rozvějířením:

$$\xi_{v,1} = \left(\frac{l_1}{D_1}\right)^2 = \left(\frac{0,058}{0,794}\right)^2 = 0,00534 [-] \quad (3.44)$$

$$\xi_{v,n} = \left(\frac{l_n}{D_n}\right)^2 = \left(\frac{0,083}{0,819}\right)^2 = 0,0102 [-] \quad (3.45)$$

Střední poměrná ztráta rozvějířením:

$$\xi_v = \frac{\xi_{v,1} + \xi_{v,n}}{2} = \frac{0,00534 + 0,0102}{2} = 0,00777 [-] \quad (3.46)$$

Byla určena i ztráta vlhkostí páry, která se sice v prvním kuželu nevyskytuje, jelikož pracuje v oblasti přehřáté páry, ale ovlivňuje poslední dva kužele. Vztah na výpočet ztráty je následující:

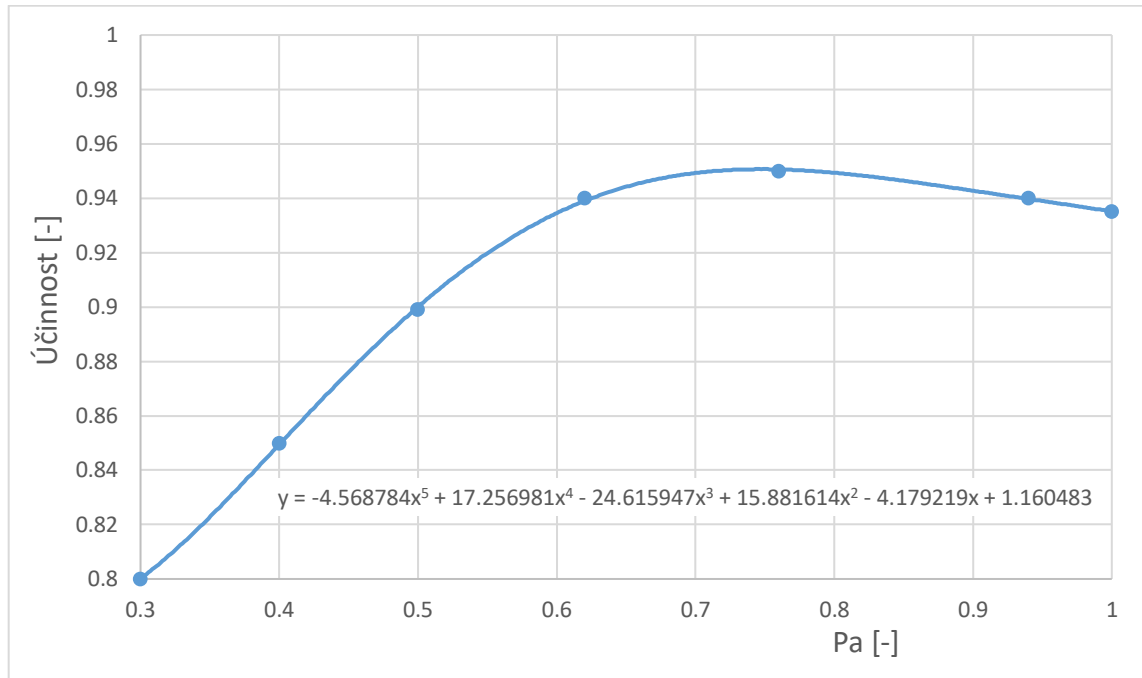
$$\xi_x = 1 - \frac{x_{in} + x_{out}}{2} = 1 - \frac{1 + 1}{2} = 0 [-] \quad (3.47)$$

Pro další krok využijeme opět předběžného odhadu vnitřní účinnosti pro daný kužel, jež je nutný pro výpočet faktoru zpětného využití ztrát (reheat faktor), respektive skutečné vnitřní účinnosti. Jakmile je vypočtena jsou tyto vztahy iteračně propojeny. Vztah pro faktor zpětného využití ztrát je následující:

$$\begin{aligned} (1 + f) &= 1 + \frac{Z + 1}{Z} \cdot (1 - \eta_i^I) \cdot \frac{t_{in}^I - t_{iz,out}^I}{t_{in}^I + t_{out}^I + 546,3} \\ (1 + f) &= 1 + \frac{10 + 1}{10} \cdot (1 - 0,869) \cdot \frac{493,6 - 380,4}{493,6 + 391,6 + 546,3} \\ (1 + f) &= 1,0094 [-] \end{aligned} \quad (3.48)$$

Obvodová účinnost přetlakových stupňů je převzata z diagramu v literatuře [2] a určena z funkce uvedené na obr. 3.2:

$$\begin{aligned} \eta_\infty &= f(Pa_s) = -4,568784 \cdot Pa_s^5 + 17,256981 \cdot Pa_s^4 - \\ &- 24,615947 \cdot Pa_s^3 + 15,881614 \cdot Pa_s^2 - 4,179219 \cdot Pa_s + \\ &+ 1,160483 \\ \eta_\infty &= f(Pa_s) = -4,568784 \cdot 0,8^5 + 17,256981 \cdot 0,8^4 - \\ &- 24,615947 \cdot 0,8^3 + 15,881614 \cdot 0,8^2 - 4,179219 \cdot 0,8 + \\ &+ 1,160483 \\ \eta_\infty &= 0,949 [-] \end{aligned} \quad (3.49)$$



Obr. 3.2 Diagram účinnosti přetlakových stupňů pro nekonečně dlouho lopatku [2]

Nyní bylo možné určit vnitřní účinnost daného kuželu:

$$\eta_i^l = \eta_\infty \cdot (1 + f) \cdot (1 - \xi_k - \xi_v - \xi_x) \quad (3.50)$$

$$\eta_i^l = 0,949 \cdot 1,0094 \cdot (1 - 0,086 - 0,00777 - 0) = 0,869 [-]$$

V poslední řadě bylo stanovení ztráty výstupní rychlosti. Prvním krokem je určení axiální složky absolutní rychlosti páry na výstupu z kuželu:

$$c_{an} = \frac{\dot{M}^l \cdot v_{out}^l}{\pi \cdot D_n \cdot l_n} = \frac{188,32 \cdot 0,0595}{\pi \cdot 0,819 \cdot 0,083} = 52,64 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.51)$$

Následně je odvozena absolutní rychlost na výstupu z kuželu:

$$c_{2n} = c_{an} \cdot \sqrt{\left[\cotg(\alpha_n) - \left(\frac{c_a}{u} \right)_n^{-1} \right] + 1} \quad (3.52)$$

$$c_{2n} = 52,64 \cdot \sqrt{[\cotg(20) - 0,4^{-1}] + 1} = 54,22 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Ztráta výstupní rychlosti:

$$z_c = \frac{c_{2n}^2}{2} = \frac{54,22^2}{2000} = 1,47 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.53)$$

Vnitřní práce při izoentropické expanzi v kuželu:

$$a_{iz} = H_{iz}^l = 210,9 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.54)$$

Vnitřní práce ponížená o ztráty výstupní rychlosti:

$$a_i = a_{iz} \cdot \eta_i - z_c = 210,9 \cdot 0,869 - 1,47 = 181,7 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.55)$$

Vnitřní termodynamická účinnost kuželu:

$$\eta_{TDi} = \frac{a_i}{a_{iz}} = \frac{181,7}{210,9} = 0,86 [-] \quad (3.56)$$

Vnitřní výkon kuželu:

$$P_i = \dot{M}^I \cdot a_i = 188,32 \cdot 181,7 = 34502 \text{ kW} \quad (3.57)$$

Předběžný návrh stupňové části prvního kuželu je tímto vztahem ukončen. Další kužely drží stejnou metodiku výpočtu a jejich parametry jsou uvedeny v následujících tabulkách.

3.2 Výsledky z předběžného návrhu stupňové části

Výsledkem předběžného návrhu byla počáteční geometrie průtočného kanálu, který je vyobrazen na obr. 3.3 a také průběhu tlaku a měrného oběhu v jednotlivých kuželech na obr. 3.4. Geometrie poté byla využita na prvotní vstupy do detailního výpočtu. Celkový kanál byl rozdělen do devíti kuželů s počtem stupňů ve výši 47. Náhlá změna průtoku, jež začíná od třetího kuželu, je z důsledku provedení ST a NT dílu ve formě diablo.

Tab. 3.1 Výsledky předběžného výpočtu kužele I-III část 1/2

Označení	Jednotka	Kužel		
		I	II	III
Stav páry na vstupu do kuželu				
p_{in}	bar	96,5	47,97	27,42
i_{in}	$kJ \cdot kg^{-1}$	3362,9	3179,65	3538,3
s_{in}	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,599	6,641	7,329
v_{in}	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,0337	0,0595	0,1336
t_{in}	$^{\circ}C$	493,6	391,6	535,0
$\dot{M}$	$kg \cdot s^{-1}$	188,32	176,84	82,83
Stav páry na výstupu z kuželu				
p_{out}	bar	47,97	30,62	17,58
$i_{iz,out}$	$kJ \cdot kg^{-1}$	3151,9	3057,7	3346,8
$v_{iz,out}$	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,0582	0,0843	0,1847
$t_{iz,out}$	$^{\circ}C$	380,4	326,2	443,4
H_{iz}	$kJ \cdot kg^{-1}$	210,9	121,9	191,5
η_i	-	0,869	0,873	0,879
H	$kJ \cdot kg^{-1}$	183,21	106,45	168,24
i_{out}	$kJ \cdot kg^{-1}$	3179,65	3073,19	3370,06
s_{out}	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,641	6,666	7,361
v_{out}	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,0595	0,0855	0,1876
t_{out}	$^{\circ}C$	391,6	332,6	454,0
Vstupní geometrie				
Pa_s	-	0,8	0,8	0,78
Pa_1	-	0,744	0,736	0,725
α_1	$^{\circ}$	18	21	16
$(c_a/u)_1$	-	0,352	0,43	0,32
l_1	mm	58	70	85
D_1	mm	794	842	908
D_{1p}	mm	736	772	823
D_{1h}	mm	852	912	993
$(l/D)_1$	-	0,0731	0,0832	0,0936
Výstupní geometrie				
Pa_n	-	0,736	0,728	0,718
α_n	$^{\circ}$	20	22	20
$(c_a/u)_n$	-	0,4	0,44	0,407

Tab. 3.2 Výsledky předběžného výpočtu kužele I-III část 2/2

		Kužel		
Označení	Jednotka	I	II	III
l_n	mm	83	92	91
D_n	mm	819	864	914
D_{np}	mm	736	772	823
D_{nh}	mm	902	956	1005
$(l/D)_n$	-	0,101	0,1064	0,0997
Střední obvodová rychlost a počet stupňů				
u_s	$m \cdot s^{-1}$	126,68	133,97	143,11
z	ks	10	5	7
Ztráty				
x	mm	0,1	0,1	0,1
k_1	mm	1,0	1,0	1,1
k_n	mm	1,0	1,1	1,1
$\xi_{k,1}$	-	0,101	0,084	0,074
$\xi_{k,n}$	-	0,071	0,069	0,069
ξ_k	-	0,086	0,076	0,072
$\xi_{v,1}$	-	0,00534	0,00692	0,00876
$\xi_{v,n}$	-	0,01020	0,01132	0,00944
ξ_v	-	0,00777	0,00912	0,00935
ξ_x	-	0	0	0
$(1 + f)$	-	1,0094	1,0052	1,0062
η_∞	-	0,949	0,949	0,950
η_i	-	0,869	0,873	0,879
Výkon				
c_{an}	$m \cdot s^{-1}$	52,64	60,55	59,37
c_{2n}	$m \cdot s^{-1}$	54,22	61,78	61,83
z_c	$kJ \cdot kg^{-1}$	1,47	1,91	1,91
a_i	$kJ \cdot kg^{-1}$	181,7	104,5	166,3
η_{TDi}	—	0,86	0,86	0,87
P_i	kW	34502	18825	13935

Tab. 3.3 Výsledky předběžného výpočtu kužele IV-VI část 1/2

Označení	Jednotka	Kužel		
		IV	V	VI
Stav páry na vstupu do kuželu				
p_{in}	bar	17,58	8,34	5,26
i_{in}	$kJ \cdot kg^{-1}$	3370,06	3168,87	3058,05
s_{in}	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	7,361	7,402	7,427
v_{in}	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,1876	0,3417	0,4938
t_{in}	$^{\circ}C$	454,0	353,5	297,2
$\dot{M}$	$kg \cdot s^{-1}$	78,28	76,50	73,04
Stav páry na výstupu z kuželu				
p_{out}	bar	8,34	5,26	2,58
$i_{iz,out}$	$kJ \cdot kg^{-1}$	3143,4	3044,1	2887,5
$v_{iz,out}$	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,3347	0,4877	0,8527
$t_{iz,out}$	$^{\circ}C$	341,1	290,4	209,6
H_{iz}	$kJ \cdot kg^{-1}$	226,6	124,8	170,5
η_i	-	0,888	0,888	0,891
H	$kJ \cdot kg^{-1}$	201,19	110,82	151,84
i_{out}	$kJ \cdot kg^{-1}$	3168,87	3058,05	2906,21
s_{out}	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	7,402	7,427	7,465
v_{out}	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,3417	0,4938	0,8698
t_{out}	$^{\circ}C$	353,5	297,2	218,8
Vstupní geometrie				
Pa_s	-	0,75	0,73	0,72
Pa_1	-	0,683	0,657	0,648
α_1	$^{\circ}$	17	21	24
$(c_a/u)_1$	-	0,347	0,443	0,52
l_1	mm	97	122	130
D_1	mm	940	990	1040
D_{1p}	mm	843	868	910
D_{1h}	mm	1037	1112	1170
$(l/D)_1$	-	0,1032	0,1232	0,1250
Výstupní geometrie				
Pa_n	-	0,683	0,657	0,648
α_n	$^{\circ}$	23	25	30
$(c_a/u)_n$	-	0,478	0,59	0,671
l_n	mm	120	129	163
D_n	mm	963	997	1074
D_{np}	mm	843	868	910
D_{nh}	mm	1083	1126	1237
$(l/D)_n$	-	0,1243	0,1294	0,152
Střední obvodová rychlost a počet stupňů				
u_s	$m \cdot s^{-1}$	149,5	156,04	165,99
z	ks	8	4	4
Ztráty				
x	mm	0,1	0,1	0,1
k_1	mm	1,1	1,2	1,3

Tab. 3.4 Výsledky předběžného výpočtu kužele IV-VI část 2/2

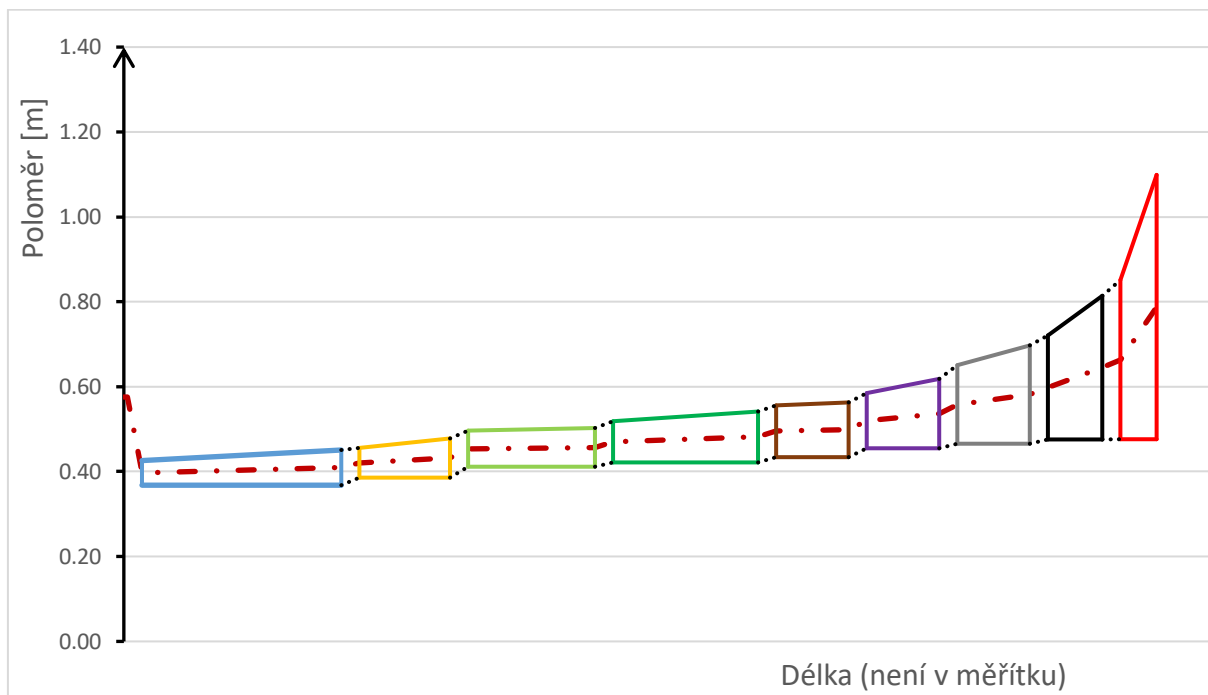
Označení	Jednotka	Kužel		
		IV	V	VI
k_n	mm	1,2	1,2	1,3
$\xi_{k,1}$	-	0,065	0,055	0,055
$\xi_{k,n}$	-	0,056	0,052	0,044
ξ_k	-	0,061	0,054	0,050
$\xi_{v,1}$	-	0,01064	0,01519	0,01563
$\xi_{v,n}$	-	0,01545	0,01674	0,02310
ξ_v	-	0,01305	0,01597	0,01937
ξ_x	-	0	0	0
$(1 + f)$	-	1,0082	1,0044	1,0068
η_∞	-	0,951	0,951	0,950
η_i	-	0,888	0,888	0,891
Výkon				
c_{an}	$m \cdot s^{-1}$	73,83	93,54	115,42
c_{2n}	$m \cdot s^{-1}$	76,35	102,56	118,75
z_c	$kJ \cdot kg^{-1}$	2,91	5,26	7,05
a_i	$kJ \cdot kg^{-1}$	198,3	105,6	144,4
η_{TDi}	—	0,87	0,85	0,85
P_i	kW	15749	8478	11090

Tab. 3.5 Výsledky předběžného výpočtu kužele VII-IX část 1/2

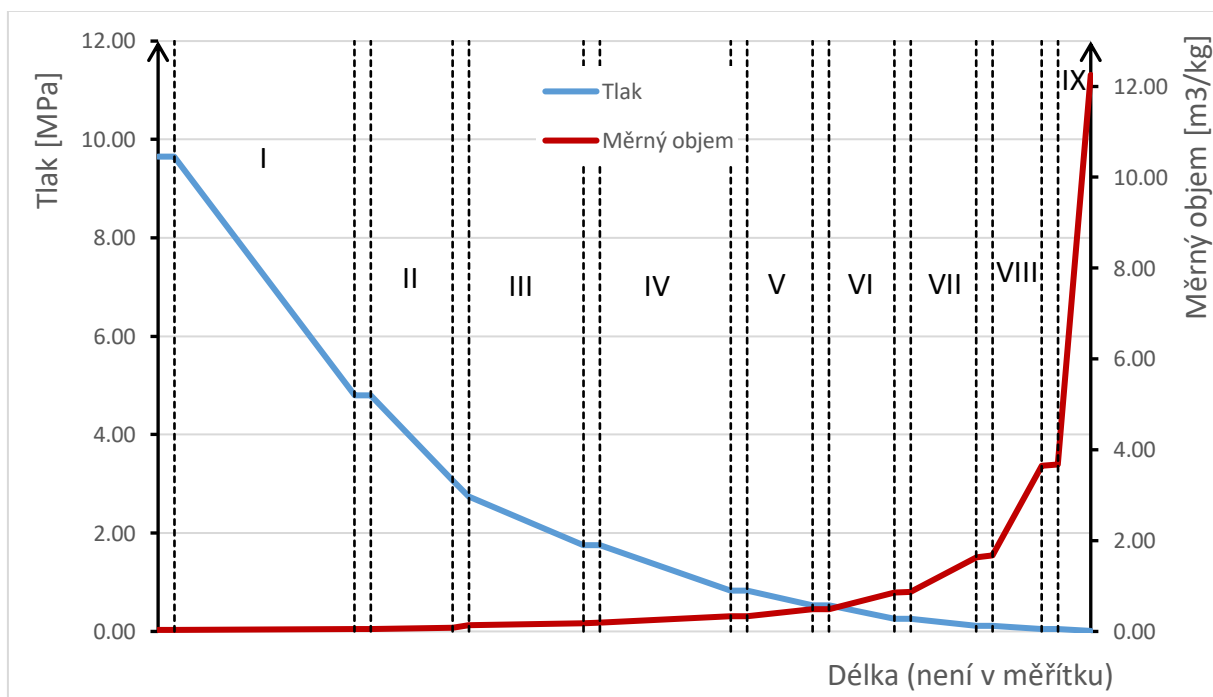
		Kužel		
Označení	Jednotka	VII	VIII	IX
Stav páry na vstupu do kuželu				
p_{in}	bar	2,58	1,13	0,43
i_{in}	$kJ \cdot kg^{-1}$	2906,21	2757,02	2613,90
s_{in}	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	7,465	7,511	7,571
v_{in}	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,8698	1,670	3,6786
t_{in}	$^{\circ}C$	218,8	140,7	77,7
$\dot{M}$	$kg \cdot s^{-1}$	69,72	66,53	63,47
Stav páry na výstupu z kuželu				
p_{out}	bar	1,13	0,43	0,11
$i_{iz,out}$	$kJ \cdot kg^{-1}$	2738,1	2592,9	2414,7
$v_{iz,out}$	$m^3 \cdot kg^{-1}$	1,6302	3,6449	12,2554
$t_{iz,out}$	$^{\circ}C$	131,3	77,7	48,0
H_{iz}	$kJ \cdot kg^{-1}$	168,1	164,1	199,1
η_i	-	0,888	0,872	0,814
H	$kJ \cdot kg^{-1}$	149,19	143,12	162,07
i_{out}	$kJ \cdot kg^{-1}$	2757,02	2613,9	2451,82
s_{out}	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	7,511	7,571	7,687
v_{out}	$m^3 \cdot kg^{-1}$	1,670	3,6786	12,4607
t_{out}	$^{\circ}C$	140,7	77,7	48,0
Vstupní geometrie				
Pa_s	-	0,69	0,67	0,64

Tab. 3.6 Výsledky předběžného výpočtu kužele VII-IX část 2/2

Označení	Jednotka	Kužel		
		VII	VIII	IX
Pa_1	-	0,635	0,603	0,576
α_1	°	24	28	30
$(c_a/u)_1$	-	0,533	0,642	0,716
l_1	mm	185	245	375
D_1	mm	1116	1196	1327
D_{1p}	mm	931	951	952
D_{1h}	mm	1301	1441	1702
$(l/D)_1$	-	0,1657	0,2048	0,2825
Výstupní geometrie				
Pa_n	-	0,628	0,603	0,576
α_n	°	32	36	40
$(c_a/u)_n$	-	0,735	0,873	1,02
l_n	mm	232	339	623
D_n	mm	1162	1290	1575
D_{np}	mm	931	951	952
D_{nh}	mm	1394	1628	2198
$(l/D)_n$	-	0,1995	0,2625	0,3957
Střední obvodová rychlost a počet stupňů				
u_s	$m \cdot s^{-1}$	178,97	195,25	227,94
z	ks	4	3	2
Ztráty				
x	mm	0,1	0,1	0,1
k_1	mm	1,4	1,5	1,8
k_n	mm	1,5	1,7	2,3
$\xi_{k,1}$	-	0,041	0,033	0,025
$\xi_{k,n}$	-	0,035	0,027	0,019
ξ_k	-	0,038	0,030	0,022
$\xi_{v,1}$	-	0,02746	0,04193	0,07981
$\xi_{v,n}$	-	0,03980	0,06891	0,15658
ξ_v	-	0,03363	0,05542	0,11819
ξ_x	-	0	0,00546	0,03393
$(1+f)$	-	1,0081	1,0070	1,0041
η_∞	-	0,949	0,947	0,9426
η_i	-	0,888	0,872	0,814
Výkon				
c_{an}	$m \cdot s^{-1}$	137,49	178,47	256,54
c_{2n}	$m \cdot s^{-1}$	141,38	183,17	262,20
z_c	$kJ \cdot kg^{-1}$	9,99	16,77	34,38
a_i	$kJ \cdot kg^{-1}$	139,2	126,3	127,7
η_{TDi}	-	0,83	0,77	0,64
P_i	kW	10402	9522	10286



Obr. 3.3 Předběžný návrh průtočného kanálu



Obr. 3.4 Průběh tlaku a měrného objemu z předběžného návrhu

4 Detailní návrh stupňové části VT dílu

V této kapitole dojde k upřesnění a optimalizaci stupňové části. Jelikož se jedná o retrofit třítělesové parní turbíny, bylo dle zadaných cílů práce rozhodnuto, že proběhne detailní návrh pouze pro vysokotlaký díl PT. Výpočet bude proveden dle metody c_a/u , jež je převzata z literatury [2]. Metoda probíhá od posledního stupně k prvnímu. Protože se počítá jen VT díl a je známá přibližná hodnota tlaku na výstupu z VT části, bude brána v detailním návrhu jako konečná. Postup bude znázorněn v následujících kapitolách a bude proveden definovaný poslední stupeň VT dílu, jelikož je postup výpočtu obdobný pro zbylé stupně, výsledky jsou shrnuty v tabulkách na konci kapitoly.

Principem metody c_a/u je se na základě iteračního a optimalizačního procesu dostat na co nejvíce shodný tlak a entalpii na výstupu z regulačního stupně jako na vstupu do prvního stupně. Optimalizačnímu procesu ještě předchází propojení detailního výpočtu s ostatními částmi výpočtu, kterými jsou tepelné schéma a regulační stupeň, kde dojde k jejich přepočtu. Mimo jiné bude v detailním výpočtu stupňové části sledována hodnota stupně reakce, tlakového čísla a Machova čísla pro jednotlivé stupně.

Vstupem do detailního výpočtu je základní geometrie kuželů, počet stupňů a stav páry na výstupu z posledního kužele, které jsou převzaty z předběžného výpočtu stupňové části. Dané parametry slouží jako prvotní návrh a je možné je v rámci optimalizace měnit.

4.1 Volba profilů lopatek

Na začátku je nutné si zvolit profily lopatek, aby bylo možné určit geometrii průtočné oblasti. Volba je úzce spjatá s pevnostní kontrolou, která je zhotovena až v posledních kapitolách detailního výpočtu, tudíž ještě není známá. Nejdříve tedy dojde k předběžnému odhadu profilů a na základě pevnostní kontroly budou upraveny. V tab. 4.1 jsou uvedeny již konečné profily a byly vybrány na základě doporučení vedoucího práce, aby byla splněna pevnostní charakteristika. Veškeré uvedené profily jsou tudíž modifikované a vycházejí z profilů uvedené v literatuře [2]. Profily typu 560.x jsou modifikací profilu PB 560; 550.x1 a 550.x jsou modifikací PB 550. Uvedené modifikace jsou doporučeny vedoucím práce. Co se týče úhlu γ , byl zvolen na základě závislosti na úhlu α_1 .

Tab. 4.1 Zvolené profily lopatek

Stupeň	Řada	Profil	<i>B</i>	(<i>s/c</i>)	<i>s</i>	<i>c</i>	γ	<i>W_{min}</i>	<i>S</i>
			mm	-	mm	mm	°	cm ³	cm ²
15	30	560.x	34,2	0,75	34,2	45,6	41,5	0,92	5,49
	29	560.x	34,2	0,75	34,2	45,6	41,5	0,92	5,49
14	28	560.x	34,2	0,75	34,2	45,6	41,5	0,92	5,49
	27	560.x	34,2	0,75	34,2	45,6	41,5	0,92	5,49
13	26	550.x1	28,8	0,75	28,9	38,5	41,5	0,64	4,2
	25	550.x1	28,8	0,75	28,9	38,5	41,5	0,64	4,2
12	24	550.x1	28,8	0,75	28,9	38,5	41,5	0,64	4,2
	23	550.x1	28,8	0,75	28,9	38,5	41,5	0,64	4,2
11	22	550.x1	28,8	0,75	28,9	38,5	41,5	0,64	4,2
	21	550.x1	28,8	0,75	28,9	38,5	41,5	0,64	4,2
10	20	550.x1	30,1	0,75	28,9	38,5	38,5	0,64	4,2
	19	550.x1	30,1	0,75	28,9	38,5	38,5	0,64	4,2
9	18	550.x1	28,8	0,75	28,9	38,5	41,5	0,64	4,2
	17	550.x1	28,8	0,75	28,9	38,5	41,5	0,64	4,2

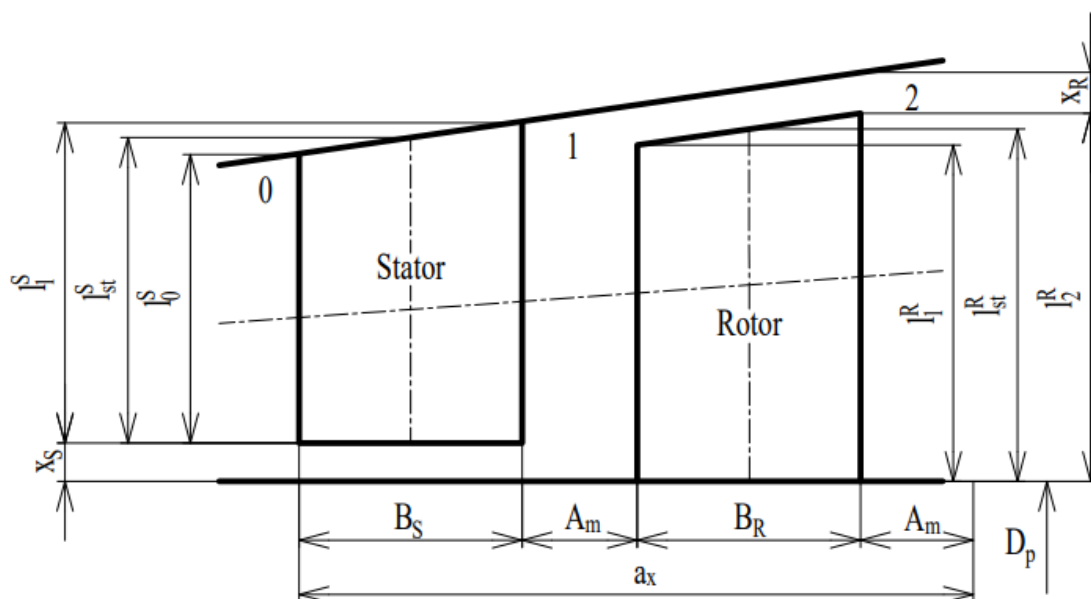
Stupeň	Řada	Profil	B mm	(s/c) -	s mm	c mm	γ °	W_{min} cm ³	S cm ²
8	16	550.x1	28,8	0,75	28,9	38,5	41,5	0,64	4,2
	15	550.x1	28,8	0,75	28,9	38,5	41,5	0,64	4,2
7	14	550.x1	28,8	0,75	28,9	38,5	41,5	0,64	4,2
	13	550.x1	28,8	0,75	28,9	38,5	41,5	0,64	4,2
6	12	550.x1	28,8	0,75	28,9	38,5	41,5	0,64	4,2
	11	550.x1	28,8	0,75	28,9	38,5	41,5	0,64	4,2
5	10	550.x1	28,8	0,75	28,9	38,5	41,5	0,64	4,2
	9	550.x1	28,8	0,75	28,9	38,5	41,5	0,64	4,2
4	8	550.x1	28,8	0,75	28,9	38,5	41,5	0,64	4,2
	7	550.x1	28,8	0,75	28,9	38,5	41,5	0,64	4,2
3	6	550.x	28,8	0,75	28,9	38,5	41,5	0,46	3,23
	5	550.x	28,8	0,75	28,9	38,5	41,5	0,46	3,23
2	4	550.x	28,8	0,75	28,9	38,5	41,5	0,46	3,23
	3	550.x	28,8	0,75	28,9	38,5	41,5	0,46	3,23
1	2	550.x	28,8	0,75	28,9	38,5	41,5	0,46	3,23
	1	550.x	28,8	0,75	28,9	38,5	41,5	0,46	3,23

4.2 Výpočet geometrie kuželů

Z předběžného návrhu stupňové části je známa vstupní a výstupní délka lopatek jednotlivých kuželů. Zde na základě lineární interpolace a axiální polohy lopatek byly stanoveny délky lopatek pro každou řadu. Pro názorný postup byly vypočteny parametry posledního stupně. Aby bylo možné určit axiální polohy, musí být nejdříve stanovena axiální mezera mezi jednotlivými řady lopatek:

$$A_m = \frac{B}{3} + 0,00035 = \frac{0,0344}{3} + 0,00035 = 0,0117 \text{ m} \quad (4.1)$$

Dále je nutné určit axiální polohy jednotlivých řad lopatek. Toto bude provedeno dle obr. 4.1, který zobrazuje geometrii pro jeden stupeň. Index „0“ označuje vstupní geometrii statoru, index 1 je prostor mezi statorem a rotorem a poslední index „2“ je výstupní geometrie rotoru.



Obr. 4.1 Geometrie jednoho stupně

Axiální délka kužele, kde n je počet stupňů:

$$L = 2 \cdot \sum_{j=1}^n (B_j + a_j) - a_n \text{ [m]} \quad (4.2)$$

Nyní byly stanoveny axiální polohy pro jednotlivé řady. Začátkem je první stupeň, tedy:

$$X_{0,1} = 0 \text{ m} \quad (4.3)$$

$$X_{1,1}^S = B_1 = 0,0288 \text{ m} \quad (4.4)$$

Po určení těchto dvou parametrů byl určen zbytek axiálních poloh:

$$X_{1,j}^R = X_{0,j} + A_{m,j} + B_j \text{ [m]} \quad (4.5)$$

$$X_{2,j} = X_{1,j}^S + A_{m,j} + B_j \text{ [m]} \quad (4.6)$$

$$X_{0,j} = X_{1,j-1}^R + A_{m,j-1} + B_{j-1} \text{ [m]} \quad (4.7)$$

$$X_{1,j}^S = X_{2,j-1} + A_{m,j} + B_{j-1} \text{ [m]} \quad (4.8)$$

Délka lopatek v konkrétní axiální poloze:

$$l_i = l_1 + \frac{X_i \cdot (l_2 - l_1)}{L} \text{ [m]} \quad (4.9)$$

kde $l_1 \text{ [m]}$ je délka první lopatky na vstupu do kanálu

$l_2 \text{ [m]}$ je délka poslední lopatky na výstupu z kanálu

Níže uvedené výpočty pojí k poslednímu stupni VT dílu. Zbytek geometrie je sepsán do souhrnných tabulek, které jsou v kapitole 4.5.

Střední délka lopatky v konkrétní axiální poloze:

$$l_{st}^S = \frac{l_0 + l_1^S}{2} = \frac{0,0868 + 0,0886}{2} = 0,088 \text{ m} \quad (4.10)$$

$$l_{st}^R = \frac{l_2 + l_1^R}{2} = \frac{0,0910 + 0,0892}{2} = 0,090 \text{ m} \quad (4.11)$$

Střední průměr lopatkování pro střední délku lopatky:

$$D_{st}^S = D_p + l_{st}^S = 0,758 + 0,088 = 0,846 \text{ m} \quad (4.12)$$

$$D_{st}^R = D_p + l_{st}^R = 0,758 + 0,090 = 0,848 \text{ m} \quad (4.13)$$

Střední průměr lopatkování na vstupu a výstupu ze statoru:

$$D_0 = D_p + l_0 = 0,758 + 0,0868 = 0,845 \text{ m} \quad (4.14)$$

$$D_1^S = D_p + l_1^S = 0,758 + 0,0886 = 0,847 \text{ m} \quad (4.15)$$

Střední průměr lopatkování na vstupu a výstupu z rotoru:

$$D_1^R = D_p + l_1^R = 0,758 + 0,0892 = 0,847 \text{ m} \quad (4.16)$$

$$D_2 = D_p + l_2 = 0,758 + 0,0910 = 0,849 \text{ m} \quad (4.17)$$

Hlavový průměr na vstupu a výstupu ze statoru:

$$D_{0,h} = D_p + 2 \cdot l_0 = 0,758 + 2 \cdot 0,0868 = 0,932 \text{ m} \quad (4.18)$$

$$D_{1,h}^S = D_p + 2 \cdot l_1^S = 0,758 + 2 \cdot 0,0886 = 0,935 \text{ m} \quad (4.19)$$

Hlavový průměr na vstupu a výstupu z rotoru:

$$D_{1,h}^R = D_P + 2 \cdot l_1^R = 0,758 + 2 \cdot 0,0892 = 0,936 \text{ m} \quad (4.20)$$

$$D_{2,h} = D_P + 2 \cdot l_2 = 0,758 + 2 \cdot 0,0910 = 0,940 \text{ m} \quad (4.21)$$

Průtočná plocha na vstupu a výstupu ze statoru:

$$S_{a0} = \pi \cdot D_0 \cdot l_0 = \pi \cdot 0,845 \cdot 0,0868 = 0,231 \text{ m}^2 \quad (4.22)$$

$$S_{a1}^S = \pi \cdot D_1^S \cdot l_1^S = \pi \cdot 0,847 \cdot 0,0886 = 0,236 \text{ m}^2 \quad (4.23)$$

Průtočná plocha na vstupu a výstupu z rotoru:

$$S_{a1}^R = \pi \cdot D_1^R \cdot l_1^R = \pi \cdot 0,847 \cdot 0,0892 = 0,237 \text{ m}^2 \quad (4.24)$$

$$S_{a2} = \pi \cdot D_2 \cdot l_2 = \pi \cdot 0,849 \cdot 0,0910 = 0,243 \text{ m}^2 \quad (4.25)$$

Tímto je definována veškerá potřebná geometrie jednotlivých kuželů.

4.3 Názorný výpočet posledního stupně

Jelikož metoda c_a/u začíná posledním stupněm, v našem případě na konci VT dílu, je započnuto výpočtem rotorové řady. Pro shrnutí výsledků z předchozí kapitoly 4.2 jsou uvedeny parametry pro poslední stupeň v tab. 4.2. Stav páry, respektive tlak na konci VT dílu je známý z tepelného schématu a přibližně odpovídá hodnotám firemního konzultanta. Entalpie byla prvotně převzata z předběžného výpočtu. Nynější uvedená hodnota je již určena z rovnosti entalpie na výstupu z regulačního stupně a vstupu do stupňové části. Tudíž zde stanovené hodnoty ve výpočtu jsou po fázi propojení a následné optimalizace.

Tab. 4.2 Geometrie posledního stupně, uvedena v metrech

L	l_0	l_1^S	l_1^R	l_2	l_{st}^S	l_{st}^R	$D_{0,h}$	$D_{1,h}^S$	$D_{1,h}^R$	$D_{2,h}$
0,405	0,087	0,089	0,089	0,091	0,088	0,090	0,932	0,935	0,936	0,940
D_P	D_0	D_1^S	D_1^R	D_2	D_{st}^S	D_{st}^R	S_{a0}	S_{a1}^S	S_{a1}^R	S_{a2}
0,758	0,845	0,847	0,847	0,849	0,846	0,848	0,231	0,236	0,237	0,243

Výstupní parametry z VT dílu:

$$p'_2 = p'_{VT02,1} = 30,62 \text{ bar} \quad (4.26)$$

$$i'_2 = 3060,91 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.27)$$

$$s'_2 = f(p'_2; i'_2) = 6,646 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (4.28)$$

$$t'_2 = f(p'_2; i'_2) = 327,5 \text{ }^\circ\text{C} \quad (4.29)$$

$$v'_2 = f(p'_2; i'_2) = 0,0846 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.30)$$

$$x'_2 = f(p'_2; i'_2) = 1 [-] \quad (4.31)$$

Hmotnostní průtok stupněm:

$$\dot{M} = 176,84 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.32)$$

Otáčky stupně:

$$n = 3000 \text{ min}^{-1} = 50 \text{ s}^{-1} \quad (4.33)$$

Expanze páry probíhající ve stupni a rychlostní trojúhelníky na vstupu a výstupu ze stupně jsou vyobrazeny na následujících obrázcích.

Relativní rychlost na výstupu z rotoru:

$$w_2 = \frac{c_{2a}}{\sin(\beta_2)} = \frac{61,6}{\sin(21,6)} = 167,34 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.37)$$

Absolutní rychlost na výstupu z rotoru:

$$\begin{aligned} c_2 &= \sqrt{w_2^2 + u_2^2 - 2 \cdot w_2 \cdot u_2 \cdot \cos(\beta_2)} \\ c_2 &= \sqrt{167,34^2 + 133,36^2 - 2 \cdot 167,34 \cdot 133,36 \cdot \cos(21,6)} \\ c_2 &= 65,49 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \end{aligned} \quad (4.38)$$

Výstupní úhel absolutní rychlosti:

$$\alpha_2 = \arcsin\left(\frac{c_{2a}}{c_2}\right) = \arcsin\left(\frac{61,6}{65,49}\right) = 70,2^\circ \quad (4.39)$$

Absolutní a relativní obvodová složka rychlosti na výstupu z rotoru:

$$c_{2u} = c_2 \cdot \cos(\alpha_2) = 65,49 \cdot \cos(70,2) = 22,23 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.40)$$

$$w_{2u} = w_2 \cdot \cos(\beta_2) = 167,34 \cdot \cos(21,6) = 155,59 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.41)$$

Pro výpočet rychlostního součinitele rotoru je potřeba znát úhel vstupní relativní rychlosti, jež bude určen později v rovnici (4.64). Nejdříve byl tedy odhadnut a následně iteračně dopočítán, zde je již vypočtená hodnota:

$$\beta_1 = 69,54^\circ \quad (4.42)$$

Rychlostní součinitel byl stanoven ohnutím proudu a dle rovnice funkce vyplývající z obr. 2.7.:

$$\begin{aligned} \psi &= f(\Delta\beta) = f(180 - \beta_1 - \beta_2) = f(180 - 69,54 - 21,6) \\ \psi &= f(88,9) = 0,982 [-] \end{aligned} \quad (4.43)$$

Celková entalpie na výstupu z rotoru:

$$i_{2c} = i_2' + \frac{c_2^2}{2} = 3060,91 + \frac{65,49^2}{2000} = 3063,06 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.44)$$

Relativní izoentropická rychlost na výstupu z rotoru:

$$w_{2,iz} = \frac{w_2}{\psi} = \frac{167,34}{0,982} = 170,46 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.45)$$

Pro izoentropický spád na rotoru je potřebné si určit relativní rychlost na vstupu. Prvně byla tato hodnota vhodně zvolena a posléze byla v rovnici (4.63) dopočtena a zpětně dosazena. Zde je uvedena již vypočtená hodnota:

$$w_1 = 65,15 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.46)$$

Izoentropický spád na rotoru:

$$H_{iz}^R = \frac{w_{2,iz}^2}{2} - \frac{w_1^2}{2} = \frac{170,46^2}{2000} - \frac{65,15^2}{2000} = 12,41 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.47)$$

Profilové ztráty v rotoru:

$$z_R = \frac{w_{2,iz}^2}{2} \cdot (1 - \psi^2) = \frac{170,46^2}{2000} \cdot (1 - 0,982^2) = 0,53 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.48)$$

Dále je nutné si odhadnout ostatní ztráty, které jsou potřebné na výpočet entalpie na výstupu ze stupně po odečtení ztrát. Později dojde k iteračnímu dopočtení těchto ztrát v rovnici (4.101). Zde je uvedena již vypočtená hodnota:

$$z_{ost} = 1,08 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.49)$$

Entalpie na výstupu ponížená o ztráty ve stupni:

$$i_2 = i'_2 - z_{ost} = 3060,91 - 1,08 = 3059,83 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.50)$$

Entalpie na konci izoentropické expanze:

$$i_{2,iz} = i_2 - z_R = 3059,83 - 0,53 = 3059,30 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.51)$$

Z entalpie na konci izoentropické expanze byla stanovena entropie:

$$s_{2,iz} = f(p_2; i_{2,iz}) = 6,643 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (4.52)$$

Poté byla určena entalpie a entropie na výstupu ze statoru:

$$i_1 = i_{2,iz} + H_{iz}^R = 3059,30 + 12,41 = 3071,71 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.53)$$

$$s_1 = s_{2,iz} = 6,643 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (4.54)$$

Tlak v prostoru mezi statorem a rotorem je tedy:

$$p_1 = f(i_1; s_1) = 32,12 \text{ bar} \quad (4.55)$$

Posléze byly určeny zbylé stavové parametry:

$$t_1 = f(i_1; s_1) = 333,5 \text{ }^\circ\text{C} \quad (4.56)$$

$$v_1 = f(p_1; i_1) = 0,0814 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.57)$$

$$x_1 = f(p_1; i_1) = 1 [-] \quad (4.58)$$

4.3.2 Výpočet statorové řady lopatek

Obvodová rychlost na výstupu ze statoru:

$$u_1 = \pi \cdot D_1^S \cdot n = \pi \cdot 0,847 \cdot 50 = 132,99 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.59)$$

Absolutní a relativní axiální složka rychlosti na výstupu ze statoru:

$$c_{1a} = w_{1a} = \frac{\dot{M} \cdot v_1}{S_{a1}^S} = \frac{176,84 \cdot 0,0814}{0,236} = 61,04 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.60)$$

Je nutné si zvolit úhel absolutní rychlosti na výstupu ze statoru a jeho volba je zásadní pro optimalizaci stupně:

$$\alpha_1 = 21,4^\circ \quad (4.61)$$

Absolutní rychlost na výstupu ze statoru:

$$c_1 = \frac{c_{1a}}{\sin(\alpha_1)} = \frac{61,04}{\sin(21,4)} = 167,29 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.62)$$

Relativní rychlost na výstupu ze statoru:

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u_1^2 - 2 \cdot c_1 \cdot u_1 \cdot \cos(\alpha_1)} \quad (4.63)$$

$$w_1 = \sqrt{167,29^2 + 132,99^2 - 2 \cdot 167,29 \cdot 132,99 \cdot \cos(21,4)}$$

$$w_1 = 65,15 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Výstupní úhel relativní rychlosti ze statoru:

$$\beta_1 = \arcsin\left(\frac{w_{1a}}{w_1}\right) = \arcsin\left(\frac{61,04}{65,15}\right) = 69,54^\circ \quad (4.64)$$

Absolutní a relativní obvodová složka rychlosti na výstupu ze statoru:

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos(\alpha_1) = 167,29 \cdot \cos(21,4) = 155,76 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.65)$$

$$w_{1u} = c_{1u} - u_1 = 155,76 - 132,99 = 22,77 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.66)$$

Rychlostní součinitel pro stator, určený z diagramu na obr. 2.7:

$$\varphi = f(\Delta\alpha) = f(180 - \alpha_1 - \alpha_2) = f(180 - 21,4 - 70,2) \quad (4.67)$$

$$\varphi = f(88,4) = 0,982 [-]$$

Absolutní izoentropická rychlost na výstupu ze statoru:

$$c_{1,iz} = \frac{c_1}{\varphi} = \frac{167,29}{0,982} = 170,37 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.68)$$

Absolutní rychlost na vstupu do stupně

Důležitým krokem je stanovení absolutní rychlosti páry z předchozího stupně. Z důvodu závislosti na předchozím stupni je nutné si rychlost nejdříve vhodně zvolit. Později dojde k iteračnímu dopočtení. Předním ovlivňujícím faktorem je postupné rozšiřování průtočného kanálu se zvyšující se axiální polohou stupně. Tento faktor je zejména značný při přechodu mezi kužely. Zde budou představeny možné varianty určení absolutní rychlosti na vstupu stupně, jež byly v rámci práce využity. Pro tuto část veškeré uvedené indexy „2“ značí výstupní stav z předchozího stupně a index „0“ stav na vstupu do počítaného stupně.

V případě, že se jedná o prostý přechod mezi jednotlivými stupni, či přechod mezi kužely bez změny hmotnostního průtoku je výpočet následující:

$$\dot{M}_2 = \dot{M}_0 [kg \cdot s^{-1}] \quad (4.69)$$

$$c_0 = c_2 \cdot \frac{v_0}{v_2} \cdot \frac{S_{a2}}{S_{a0}} [m \cdot s^{-1}] \quad (4.70)$$

Jiná varianta nastává v případě, kdy dojde ke změně hmotnostního průtoku na přechodu mezi jednotlivými stupni, či kužely způsobené odběrem páry z PT:

$$\dot{M}_{odb} = \dot{M}_2 - \dot{M}_0 [kg \cdot s^{-1}] \quad (4.71)$$

$$c_0 = c_2 \cdot \frac{v_0}{v_2} \cdot \frac{S_{a2}}{S_{a0}} - \dot{M}_{odb} \cdot \frac{v_0}{S_{a0}} [m \cdot s^{-1}] \quad (4.72)$$

Na základě poznatků byla iteračně stanovena absolutní rychlost vstupující do posledního stupně VT dílu, dle rovnice (4.70):

$$c_0 = c_2 \cdot \frac{v_0}{v_2} \cdot \frac{S_{a2}}{S_{a0}} = 64,5 \cdot \frac{0,0784}{0,0783} \cdot \frac{0,229}{0,231} = 64,04 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.73)$$

Nyní bude stanoven izoentropický spád na statoru:

$$H_{iz}^S = \frac{c_{1,iz}^2}{2} - \frac{c_0^2}{2} = \frac{170,37^2}{2000} - \frac{64,04^2}{2000} = 12,46 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.74)$$

Profilové ztráty ve statoru:

$$z_S = \frac{c_{1,iz}^2}{2} \cdot (1 - \varphi^2) = \frac{170,37^2}{2000} \cdot (1 - 0,982^2) = 0,52 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.75)$$

Entalpie a entropie za izoentropické expanze ze statoru:

$$i_{1,iz} = i_1 - z_S = 3071,71 - 0,52 = 3071,19 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.76)$$

$$s_{1,iz} = f(p_1; i_{1,iz}) = 6,642 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (4.77)$$

V poslední řadě byly stanoveny stavové parametry páry před státorem, nejdříve entalpie:

$$i_0 = i_{1,iz} + H_{iz}^S = 3071,19 + 12,46 = 3083,65 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.78)$$

$$i_{0c} = i_0 + \frac{c_0^2}{2} = 3083,65 + \frac{64,04^2}{2000} = 3085,70 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.79)$$

Zbylé stavové parametry před státorem:

$$p_0 = f(i_0; s_{1,iz}) = 33,68 \text{ bar} \quad (4.80)$$

$$s_0 = s_{1,iz} = 6,642 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (4.81)$$

$$t_0 = f(i_0; s_0) = 340,0 \text{ }^\circ\text{C} \quad (4.82)$$

$$v_0 = f(p_0; i_0) = 0,0784 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.83)$$

$$x_0 = f(p_0; i_0) = 1 [-] \quad (4.84)$$

4.3.3 Ztráty, účinnost a výkon stupně

Postup výpočtu dané kapitoly započne stanovením obvodové účinnosti pro nekonečně dlouhé lopatky. Předchází tomu určení následujících parametrů. Prvním je izoentropický spád celého stupně:

$$H_{iz}^{ST} = H_{iz}^R + H_{iz}^S = 12,41 + 12,46 = 24,87 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.85)$$

Pro výpočet Parsonsova čísla je nutné definovat obvodovou rychlost na středním průměru stupně:

$$u_s = \pi \cdot \frac{D_{st}^R + D_{st}^S}{2} \cdot n = \pi \cdot \frac{0,848 + 0,846}{2} \cdot 50 = 133,03 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.86)$$

Parsonsovo číslo:

$$Pa = \frac{u_s^2}{H_{iz}^{ST}} = \frac{133,03^2}{24,87 \cdot 10^3} = 0,71 [-] \quad (4.87)$$

Za pomoci Parsonsova čísla a diagramu na obr. 3.2 byla určena obvodová účinnost pro nekonečně dlouho lopatku:

$$\eta_\infty = 0,950 [-] \quad (4.88)$$

Co se týče ztrát stupně, byla nejdříve stanovena ztráta radiální mezerou. V dnešní době je typické u kondenzačních parních turbín bandážování pro veškeré lopatky, které nejsou nakrucované. Tento trend byl udržen i zde, kde nakrucované lopatky jsou pouze od poloviny ST dílu. Důsledkem je poměrné snížení ztráty na úkor zvýšení namáhání v tahu. Metodika výpočtu je dle literatury [3], provedení podle Traupela. Na začátek je potřeba určit radiální vůli rotoru a statoru:

$$\delta_r^R = \frac{D_{2,h}}{1000} + 0,25 = \frac{940,0}{1000} + 0,25 = 1,19 \text{ mm} \quad (4.89)$$

$$\delta_r^S = \frac{D_{1,h}}{1000} + 0,25 = \frac{935,2}{1000} + 0,25 = 1,19 \text{ mm} \quad (4.90)$$

Nyní je nutné si zvolit součinitel pro výpočet ztráty radiální mezerou, který se při bandážování pohybuje v rozmezí 1,06 až 1,41 [3]:

$$k_r = (1,06 \div 1,41) = 1,25 [-] \quad (4.91)$$

Ekvivalentní radiální vůle rotoru a statoru:

$$\delta_{ekv}^R = \delta_r^R \cdot z_b^{-0,5} = 1,19 \cdot 3^{-0,5} = 0,687 \text{ mm} \quad (4.92)$$

$$\delta_{ekv}^S = \delta_r^S \cdot z_b^{-0,5} = 1,19 \cdot 3^{-0,5} = 0,684 \text{ mm} \quad (4.93)$$

kde $z_b = 3 [-]$ je počet břitů bandáže.

Poměrná ztráta radiální mezerou rotoru s bandáží:

$$\xi_k^R = k_r \cdot \frac{\delta_{ekv}^R}{l_{st}^R \cdot \sin(\beta_2)} = 1,25 \cdot \frac{0,687}{0,090 \cdot \sin(21,6)} = 0,026 [-] \quad (4.94)$$

Poměrná ztráta radiální mezerou statoru s bandáží:

$$\xi_k^S = k_r \cdot \frac{\delta_{ekv}^S}{l_{st}^S \cdot \sin(\alpha_1)} = 1,25 \cdot \frac{0,684}{0,088 \cdot \sin(21,4)} = 0,027 [-] \quad (4.95)$$

Poměrná ztráta radiální mezerou pro stupeň je tedy:

$$\xi_k = \frac{\xi_k^R + \xi_k^S}{2} = \frac{0,026 + 0,027}{2} = 0,026 [-] \quad (4.96)$$

Poměrná ztráta rozvějířením pro rotor a stator je následující:

$$\xi_v^R = \left(\frac{l_{st}^R}{D_{st}^R} \right)^2 = \left(\frac{0,090}{0,848} \right)^2 = 0,011 [-] \quad (4.97)$$

$$\xi_v^S = \left(\frac{l_{st}^S}{D_{st}^S} \right)^2 = \left(\frac{0,088}{0,846} \right)^2 = 0,011 [-] \quad (4.98)$$

Poměrná ztráta rozvějířením stupně:

$$\xi_v = \frac{\xi_v^R + \xi_v^S}{2} = \frac{0,011 + 0,011}{2} = 0,011 [-] \quad (4.99)$$

Ztráta týkající se vlhkosti páry je nulová, protože se na konci vysokotlakého dílu PT pohybujeme v oblasti přehřáté páry. Tím pádem jsou určeny ztráty potřebné k výpočtu vnitřní účinnosti stupně:

$$\begin{aligned} \eta_i &= \eta_\infty \cdot (1 - \xi_k - \xi_v) = 0,950 \cdot (1 - 0,026 - 0,011) \\ \eta_i &= 0,914 [-] \end{aligned} \quad (4.100)$$

V dalším kroku nastává stanovení ostatních ztrát stupně, které jsou zpětně dosazeny a celý výpočet je přepočten:

$$\begin{aligned} z_{ost} &= (1 - \eta_i) \cdot H_{iz}^{ST} - z_R - z_S \\ z_{ost} &= (1 - 0,914) \cdot 24,87 - 0,53 - 0,52 = 1,08 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned} \quad (4.101)$$

Skutečná práce stupně:

$$\begin{aligned} a_i &= \left(\frac{c_0^2}{2} + H_{iz}^{ST} \right) \cdot \eta_i = \left(\frac{64,04^2}{2000} + 24,87 \right) \cdot 0,914 \\ a_i &= 24,62 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned} \quad (4.102)$$

Vnitřní výkon stupně:

$$P_i = a_i \cdot \dot{M} = 24,62 \cdot 176,84 = 4353 \text{ kW} \quad (4.103)$$

4.3.4 Sledované veličiny

Aby bylo možné vyvodit závěry, zdali bude průtočný kanál možný vůbec zrealizovat a jestli bude plnit svoji funkci, slouží nám k tomu tři hlavní parametry. Jedná se o tlakové číslo, stupeň reakce a Machovo číslo. Tlakové číslo definuje zatíženost daného stupně. Typické pro přetlakové stupně je rozmezí v hodnotě 2,5 až 3, kde dosahují své nejvyšší účinnosti. Snižující se tlakové číslo představuje zvýšení účinnosti stupně, ale na úkor tepelného spádu, jež bude nižší. Optimální hodnota, u které byla snaha oscilovat, byla stanovena na 2,8. Vzorec pro výpočet tlakového čísla stupně:

$$\psi = \frac{H_{iz}^{ST}}{0,5 \cdot u_2^2} = \frac{24,87 \cdot 10^3}{0,5 \cdot 133,36^2} = 2,8 [-] \quad (4.104)$$

Další sledovanou veličinou je stupeň reakce. Je definován jako poměr izoentropického spádu zpracovaného rotorem ku izoentropickému spádu zpracovaného celým stupněm. Jinak řečeno udává rozdělení spádu mezi rotorovou satorovou řadu. Snahou bylo držet hodnotu stupně reakce velmi blízko 0,5, jelikož bylo počítáno s reakčními stupni se symetrickými profily lopatek. Vzorec pro výpočet stupně reakce je zde:

$$\rho = \frac{H_{iz}^R}{H_{iz}^{ST}} = \frac{12,41}{12,46} = 0,50 [-] \quad (4.105)$$

V poslední řadě je nutné kontrolovat Machovo číslo. Machovo číslo je definované jako poměr rychlosti proudění ku rychlosti šíření zvuku a jeho hodnota by neměla přesahovat 1,02. Každopádně důsledkem toho, že se jedná o návrh pouze VT dílu PT, rychlosti proudění budou mnohonásobně menší než rychlost zvuku. I přesto zde budou uvedeny jeho hodnoty. Nejdříve bude určena rychlost zvuku na výstupu z lopatkování:

$$w_a = f(p_2; i_2) = 577,66 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.106)$$

Machovo číslo:

$$Ma = \frac{w_2}{w_a} = \frac{167,34}{577,66} = 0,29 [-] \quad (4.107)$$

4.3.5 Výpočet ostatních stupňů

Vzorový výpočet posledního stupně je tímto ukončen a dojde k jeho propojení se zbylými stupni. Kde celková vypočítaná entalpie na vstupu do stupně se rovná celkové entalpii na výstupu z předchozího stupně, stejně platí pro entropii:

$$i'_{2c} = (i_{0c})_{\text{následující stupeň}} [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (4.108)$$

$$s'_2 = (s_0)_{\text{následující stupeň}} [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}] \quad (4.109)$$

Statická entalpie na výstupu ze stupně bude nejdříve uvažována se zvolenou absolutní rychlostí ze stupně, která bude později iteračně dopočítaná:

$$i'_2 = i'_{2c} - \frac{c_2^2}{2} [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (4.110)$$

Stanoví se zbylé stavové parametry:

$$p'_2 = f(i'_2; s'_2) [bar] \quad (4.111)$$

$$t'_2 = f(p'_2; i'_2) [^\circ C] \quad (4.112)$$

$$v'_2 = f(p'_2; i'_2) [m^3 \cdot kg^{-1}] \quad (4.113)$$

$$x'_2 = f(p'_2; i'_2) [-] \quad (4.114)$$

Díky tomuto propojení je dohledán stav v předcházejícím stupni a je možné zopakovat postup výpočtu, který je uveden v kapitole 4.3.

4.4 Pevnostní kontrola detailního návrhu stupňové části

Obdobně jako u regulačního stupně v kapitole 2.3 je nutné provést pevnostní kontrolu tahového a ohybového napětí pro stupňovou část turbíny. Výpočet bude opět proveden pro poslední stupeň VT dílu a metodika postupu je uvedena v literatuře [4].

4.4.1 Ohyb

Na rozdíl od regulačního stupně ohybové napětí působí jak na rotorové řady lopatek, tak i na statorové. Mezní hodnota napětí je pro stupně pracující s párou přesahující suchost 0,97 stanovena na 40 MPa. Výpočet pro rotorovou řadu lopatek počínající stanovením počtu lopatek:

$$Z_R = \frac{\pi \cdot D_{st}^R}{s} = \frac{\pi \cdot 0,848}{0,0342} = 78 \text{ ks} \quad (4.115)$$

Obvodová síla působící na jednu lopatku rotoru:

$$F_u^R = \frac{\dot{M} \cdot (c_{1u} - c_{2u})}{Z_R} = \frac{176,84 \cdot (155,76 - 22,23)}{78} \quad (4.116)$$

$$F_u^R = 302,7 \text{ N}$$

Obvodová síla působící na celou lopatkovou řadu rotoru:

$$F_{uc}^R = F_u^R \cdot Z_R = 302,7 \cdot 78 = 23,61 \text{ kN} \quad (4.117)$$

Axiální síla působící na jednu lopatku rotoru:

$$\begin{aligned} F_a^R &= \frac{\dot{M} \cdot (c_{1a} - c_{2a})}{Z_R} + \frac{(p_1 - p_2) \cdot \pi \cdot D_{st}^R \cdot l_{st}^R}{Z_R} \\ F_a^R &= \frac{176,84 \cdot (61,04 - 61,60)}{78} + \\ &+ \frac{(32,12 - 30,62) \cdot 10^5 \cdot \pi \cdot 0,848 \cdot 0,090}{78} = 459,6 \text{ N} \end{aligned} \quad (4.118)$$

Axiální síla působící na celou lopatkovou řadu rotoru:

$$F_{ac}^R = F_a^R \cdot Z_R = 459,6 \cdot 78 = 35,85 \text{ kN} \quad (4.119)$$

Celková síla na jednu lopatku rotoru:

$$F^R = \sqrt{(F_u^R)^2 + (F_a^R)^2} = \sqrt{302,7^2 + 459,6^2} = 550,4 \text{ N} \quad (4.120)$$

Ohybový moment na jednu lopatku rotoru:

$$M_o^R = F^R \cdot \frac{l_{st}^R}{2} = 550,4 \cdot \frac{0,090}{2} = 24,80 \text{ Nm} \quad (4.121)$$

Ohybové napětí působící na jednu lopatku rotoru:

$$\sigma_o^R = \frac{M_o^R}{W_{min}} = \frac{24,80}{0,92} = 26,95 \text{ MPa} \quad (4.122)$$

Pro statorovou řadu je nejdříve nutné stanovit obvodovou a axiální složku rychlosti na vstupu do statoru. Toto je učiněno následujícím předpokladem:

$$\alpha_0 = \alpha_2^{\text{předchozí stupeň}} = 21,2^\circ \quad (4.123)$$

Obvodová a axiální složka absolutní rychlosti na vstupu do statoru je poté určena:

$$c_{0u} = c_0 \cdot \sin(\alpha_0) = 64,04 \cdot \sin(21,2) = 23,16 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.124)$$

$$c_{0a} = c_0 \cdot \cos(\alpha_0) = 64,04 \cdot \cos(21,2) = 59,71 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.125)$$

Nyní je postup stejný jako s rotorovou řadou lopatek. Určíme si tedy počet lopatek.

$$Z_s = \frac{\pi \cdot D_{st}^S}{s} = \frac{\pi \cdot 0,846}{0,0342} = 78 \text{ ks} \quad (4.126)$$

Obvodová síla působící na jednu lopatku statoru:

$$F_u^S = \frac{\dot{M} \cdot (c_{0u} - c_{1u})}{Z_s} = \frac{176,84 \cdot (23,16 - 155,76)}{78} = -300,6 \text{ N} \quad (4.127)$$

Obvodová síla působící na celou lopatkovou řadu statoru:

$$F_{uc}^S = F_u^S \cdot Z_s = -300,6 \cdot 78 = -23,45 \text{ kN} \quad (4.128)$$

Axiální síla na jednu lopatku statoru:

$$F_a^S = \frac{\dot{M} \cdot (c_{0a} - c_{1a})}{Z_s} + \frac{(p_0 - p_1) \cdot \pi \cdot D_{st}^S \cdot l_{st}^S}{Z_s}$$

$$F_a^S = \frac{176,84 \cdot (59,71 - 61,04)}{78} +$$

$$+ \frac{(33,68 - 32,12) \cdot 10^5 \cdot \pi \cdot 0,846 \cdot 0,088}{78} = 463,5 \text{ N} \quad (4.129)$$

Axiální síla působící na celou lopatkovou řadu statoru:

$$F_{ac}^S = F_a^S \cdot Z_s = 463,5 \cdot 78 = 36,16 \text{ kN} \quad (4.130)$$

Celková síla na jednu lopatku statoru:

$$F^S = \sqrt{(F_u^S)^2 + (F_a^S)^2} = \sqrt{-300,6^2 + 463,5^2} = 552,5 \text{ N} \quad (4.131)$$

Ohybový moment na jednu lopatku statoru:

$$M_o^S = F^S \cdot \frac{l_{st}^S}{2} = 552,5 \cdot \frac{0,088}{2} = 24,24 \text{ Nm} \quad (4.132)$$

Ohybové napětí působící na jednu lopatku statoru:

$$\sigma_o^S = \frac{M_o^S}{W_{min}} = \frac{24,24}{0,92} = 26,34 \text{ MPa} \quad (4.133)$$

4.4.2 Tah

Jelikož je tahové napětí způsobováno odstředivou silou působí pouze na rotorovou řadu lopatek. Z důvodu návrhu bandážování lopatek toto musí být zohledněno ve formě odstředivé síly od bandáže. Materiál lopatek bude uvažován v jednotné výši a jedná se o ocel s následující hustotou:

$$\rho = 7850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \quad (4.134)$$

Úhlová rychlost:

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n = 2 \cdot \pi \cdot 50 = 314,16 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.135)$$

Odstředivá síla od listu lopatky:

$$F_{od,l} = \rho \cdot S \cdot l_{st}^R \cdot \frac{D_{st}^R}{2} \cdot \omega^2 \quad (4.136)$$

$$F_{od,l} = 7850 \cdot 5,49 \cdot 10^{-4} \cdot 0,090 \cdot \frac{0,848}{2} \cdot 314,16^2 = 16254 \text{ N}$$

kde $S [m^2]$ je průřez daného profilu lopatek.

Zvolená tloušťka bandáže:

$$t_b = 0,003 \text{ m} \quad (4.137)$$

Objem bandáže:

$$V_b = \pi \cdot (D_{st,h} + t_b) \cdot t_b \cdot B \quad (4.138)$$

$$V_b = \pi \cdot (0,938 + 0,003) \cdot 0,003 \cdot 0,0342 = 3,03 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$

kde $B [m]$ je šířka daného profilu lopatek.

Odstředivá síla od bandáže působící na jednu lopatku:

$$F_{od,b} = \frac{\rho \cdot V_b \cdot \frac{D_{st,h} + t_b}{2} \cdot \omega^2}{Z_R} \quad (4.139)$$

$$F_{od,b} = \frac{7850 \cdot 3,03 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{0,938 + 0,003}{2} \cdot 314,16^2}{78} = 1416 \text{ N}$$

Celková odstředivá síla působící na jednu lopatku je tedy:

$$F_{od} = F_{od,l} + F_{od,b} = 16254 + 1416 = 17670 \text{ N} \quad (4.140)$$

Tahové napětí působící na jednu lopatku:

$$\sigma_t = \frac{F_{od}}{S} = \frac{17670}{5,49 \cdot 10^{-4}} \cdot 10^{-6} = 32,19 \text{ MPa} \quad (4.141)$$

Podmínkou splnění tahového napětí na jednu lopatku je mezní hodnota, která se pohybuje kolem 550 MPa.

4.5 Výsledky detailního návrhu VT dílu

Zde jsou uvedeny veškeré výsledky, které se pojí k detailnímu návrhu průtočné části VT dílu parní turbíny a jedná se o optimalizované hodnoty. Počet stupňů zůstal stejný s předběžným návrhem a dosahuje výši 15 stupňů rozdělených do dvou kuželů. Došlo však ke změně geometrie průtočných kanálů a samotných lopatek. Během optimalizačního procesu bylo dbáno na pevnostní kontrolu, kde její průběh je vyznačen na konci kapitoly. Dále byly zhotoveny průběhy sledovaných veličin se schématem průtočného kanálu VT dílu.

Tab. 4.3 Výsledky detailního návrhu pro stupně 1-3 část 1/2

Stupeň			1		2		3	
Řada			1	2	3	4	5	6
S	R	Jednotka	Hodnota					
Geometrie								
A_m		m	0,0100	0,0100	0,0100	0,0100	0,0100	0,0100
l_0	l_1	m	0,0520	0,0532	0,0543	0,0555	0,0566	0,0578
l_1	l_2	m	0,0529	0,0540	0,0552	0,0563	0,0575	0,0587
l_{st}	l_{st}	m	0,0524	0,0536	0,0548	0,0559	0,0571	0,0582
D_p		m	0,722		0,722		0,722	
D_{st}		m	0,774	0,776	0,777	0,778	0,779	0,780
D_0	D_1	m	0,774	0,775	0,776	0,777	0,779	0,780
D_1	D_2	m	0,775	0,776	0,777	0,778	0,780	0,781
$D_{0,h}$	$D_{1,h}$	m	0,826	0,828	0,831	0,833	0,835	0,838
$D_{1,h}$	$D_{2,h}$	m	0,828	0,830	0,832	0,835	0,837	0,839
S_{a0}	S_{a1}	m^2	0,126	0,129	0,132	0,136	0,139	0,142
S_{a1}	S_{a2}	m^2	0,129	0,132	0,135	0,138	0,141	0,144
Stav páry před řadou lopatek								
p_0	p_1	bar	96,52	93,49	90,53	87,64	84,43	82,07
i_0	i_1	$kJ \cdot kg^{-1}$	3365,6	3355,7	3346,9	3336,9	3328,0	3318,0
s_0	s_1	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,602	6,603	6,605	6,605	6,067	6,608
t_0	t_1	$^{\circ}C$	494,7	489,3	484,4	479,0	474,0	468,6
v_0	v_1	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,0338	0,0346	0,0356	0,0375	0,0385	0,0395
x_0	x_1	-	1	1	1	1	1	1
p_{0c}	-	bar	96,77	-	90,95	-	85,23	-
i_{0c}	-	$kJ \cdot kg^{-1}$	3348,4	-	3329,5	-	3310,6	-
s_{0c}	-	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,602	-	6,605	-	6,607	-
$\dot{M}$		$kg \cdot s^{-1}$	188,32		188,32		188,32	
Stav páry za řadou lopatek								
-	p'_2	bar	-	90,53	-	84,82	-	79,41
-	i'_2	$kJ \cdot kg^{-1}$	-	3346,9	-	3328,0	-	3309,1
-	s'_2	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	-	6,605	-	6,607	-	6,610
-	t'_2	$^{\circ}C$	-	484,4	-	474,0	-	463,7
-	v'_2	$m^3 \cdot kg^{-1}$	-	0,0356	-	0,0375	-	0,0395
-	x'_2	-	-	1	-	1	-	1
-	p_{2c}	bar	-	90,95	-	85,23	-	79,79
-	i_{2c}	$kJ \cdot kg^{-1}$	-	3348,4	-	3329,5	-	3310,6
-	s_{2c}	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	-	6,605	-	6,607	-	6,610
p_1	p_2	bar	93,49	90,53	87,64	84,82	82,07	79,41
i_1	i_2	$kJ \cdot kg^{-1}$	3355,7	3345,7	3336,9	3327,0	3318,0	3308,1
s_1	s_2	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,603	6,603	6,605	6,606	6,608	6,609
t_1	t_2	$^{\circ}C$	489,3	483,9	479,0	473,6	468,6	463,3
v_1	v_2	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,0346	0,0355	0,0365	0,0374	0,0385	0,0395
x_1	x_2	-	1	1	1	1	1	1
$i_{1,iz}$	$i_{2,iz}$	$kJ \cdot kg^{-1}$	3355,7	3345,3	3336,4	3326,5	3317,5	3307,6
$s_{1,iz}$	$s_{2,iz}$	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,602	6,603	6,605	6,605	6,607	6,608

Tab. 4.4 Výsledky detailního návrhu pro stupně 1-3 část 2/2

Stupeň			1		2		3	
Řada			1	2	3	4	5	6
S	R	Jednotka	Hodnota					
Rychlostní trojúhelník								
u_1	u_2	$m \cdot s^{-1}$	121,71	121,90	122,08	122,26	122,44	122,63
c_{0a}	c_{1a}	$m \cdot s^{-1}$	40,03	50,71	51,08	51,01	51,53	51,45
c_{1a}	c_{2a}	$m \cdot s^{-1}$	50,71	50,86	51,01	51,23	51,45	51,72
c_{0u}	c_{1u}	$m \cdot s^{-1}$	10,73	137,82	18,79	142,47	18,45	142,90
c_{1u}	c_{2u}	$m \cdot s^{-1}$	137,82	20,15	142,47	20,03	142,90	19,48
c_0	c_1	$m \cdot s^{-1}$	41,44	146,85	54,42	151,32	54,73	151,88
c_1	c_2	$m \cdot s^{-1}$	146,85	54,7	151,32	55,0	151,88	55,3
$c_{1,iz}$	-	$m \cdot s^{-1}$	149,81	-	154,39	-	154,88	-
w_{1a}	w_{2a}	$m \cdot s^{-1}$	50,71	50,86	51,01	51,23	51,45	51,72
w_{1u}	w_{2u}	$m \cdot s^{-1}$	16,10	142,05	20,39	142,29	20,46	142,10
w_1	w_2	$m \cdot s^{-1}$	53,20	150,88	54,93	151,20	55,36	151,22
-	$w_{2,iz}$	$m \cdot s^{-1}$	-	153,61	-	154,33	-	154,29
α_1	α_2	°	20,2	68,4	19,7	68,6	19,8	69,4
β_1	β_2	°	72,4	19,7	68,2	19,8	68,3	20,0
$\Delta\alpha$		°	91,4		91,7		90,8	
$\Delta\beta$		°	87,9		92,0		91,7	
Ztráty, účinnosti a výkon								
φ	ψ	-	0,980	0,982	0,980	0,980	0,981	0,980
H_{iz}	H_{iz}	$kJ \cdot kg^{-1}$	10,36	10,38	10,44	10,40	10,50	10,37
z_S	z_R	$kJ \cdot kg^{-1}$	0,44	0,42	0,47	0,47	0,46	0,47
z_{ost}		$kJ \cdot kg^{-1}$	1,12		1,03		1,01	
H_{iz}		$kJ \cdot kg^{-1}$	20,75		20,84		20,87	
u_{st}		$m \cdot s^{-1}$	121,74		122,1		122,47	
η_∞		-	0,950		0,950		0,950	
δ_r	δ_r	mm	1,08	1,08	1,08	1,08	1,09	1,09
k_r	k_r	mm	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25
z_b	z_b	ks	3	3	3	3	3	3
δ_{ekv}	δ_{ekv}	mm	0,622	0,624	0,625	0,626	0,628	0,629
ξ_k	ξ_k	-	0,043	0,043	0,042	0,041	0,041	0,039
ξ_k		-	0,043		0,042		0,040	
ξ_v	ξ_v	-	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005	0,006
ξ_v		-	0,005		0,005		0,005	
η_i		-	0,905		0,906		0,907	
a_i		$kJ \cdot kg^{-1}$	19,54		20,21		20,28	
P_i		kW	3681		3806		3820	
w_a		$m \cdot s^{-1}$	614,69		637,71		633,68	
Sledované veličiny								
ψ		-	2,79		2,79		2,78	
ρ		-	0,50		0,50		0,50	
Ma		-	0,24		0,24		0,24	

Tab. 4.5 Výsledky detailního návrhu pro stupně 4-6 část 1/2

Stupeň			4		5		6	
Řada			7	8	9	10	11	12
S	R	Jednotka	Hodnota					
Geometrie								
A_m		m	0,010	0,010	0,010	0,010	0,010	0,010
l_0	l_1	m	0,0590	0,0601	0,0613	0,0624	0,0636	0,0648
l_1	l_2	m	0,0598	0,0610	0,0621	0,0633	0,0645	0,0656
l_{st}	l_{st}	m	0,0594	0,0606	0,0617	0,0629	0,0640	0,0652
D_p		m	0,722		0,722		0,722	
D_{st}		m	0,781	0,783	0,784	0,785	0,786	0,787
D_0	D_1	m	0,781	0,782	0,783	0,784	0,786	0,787
D_1	D_2	m	0,782	0,783	0,784	0,785	0,786	0,788
$D_{0,h}$	$D_{1,h}$	m	0,840	0,842	0,845	0,847	0,849	0,852
$D_{1,h}$	$D_{2,h}$	m	0,842	0,844	0,846	0,849	0,851	0,853
S_{a0}	S_{a1}	m^2	0,145	0,148	0,151	0,154	0,157	0,160
S_{a1}	S_{a2}	m^2	0,147	0,150	0,153	0,156	0,159	0,162
Stav páry před řadou lopatek								
p_0	p_1	bar	79,41	76,79	74,23	71,74	69,30	66,91
i_0	i_1	$kJ \cdot kg^{-1}$	3309,1	3299,1	3290,0	3279,9	3270,8	3260,6
s_0	s_1	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,610	6,611	6,613	6,613	6,615	6,616
t_0	t_1	$^{\circ}C$	463,7	458,2	453,2	447,8	442,7	437,2
v_0	v_1	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,0395	0,0406	0,0417	0,0428	0,0441	0,0453
x_0	x_1	-	1	1	1	1	1	1
p_{0c}	-	bar	79,79	-	74,61	-	69,67	-
i_{0c}	-	$kJ \cdot kg^{-1}$	3310,6	-	3291,6	-	3272,4	-
s_{0c}	-	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,610	-	6,613	-	6,615	-
$\dot{M}$		$kg \cdot s^{-1}$	188,32		188,32		188,32	
Stav páry za řadou lopatek								
-	p'_2	bar	-	74,23	-	69,30	-	64,58
-	i'_2	$kJ \cdot kg^{-1}$	-	3290,0	-	3270,8	-	3251,3
-	s'_2	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	-	6,613	-	6,615	-	6,618
-	t'_2	$^{\circ}C$	-	453,2	-	442,7	-	432,0
-	v'_2	$m^3 \cdot kg^{-1}$	-	0,0417	-	0,0441	-	0,0466
-	x'_2	-	-	1	-	1	-	1
-	p_{2c}	bar	-	74,61	-	69,67	-	64,94
-	i_{2c}	$kJ \cdot kg^{-1}$	-	3291,6	-	3272,4	-	3253,0
-	s_{2c}	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	-	6,613	-	6,615	-	6,618
p_1	p_2	bar	76,79	74,23	71,74	69,3	66,91	64,58
i_1	i_2	$kJ \cdot kg^{-1}$	3299,1	3289,0	3279,9	3269,8	3260,6	3250,3
s_1	s_2	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,611	6,611	6,613	6,614	6,616	6,617
t_1	t_2	$^{\circ}C$	458,2	452,8	447,8	442,3	437,2	431,6
v_1	v_2	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,0406	0,0417	0,0428	0,0440	0,0453	0,0466
x_1	x_2	-	1	1	1	1	1	1
$i_{1,iz}$	$i_{2,iz}$	$kJ \cdot kg^{-1}$	3298,6	3288,5	3279,5	3263,3	3260,1	3249,9
$s_{1,iz}$	$s_{2,iz}$	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,610	6,611	6,613	6,613	6,615	6,616

Tab. 4.6 Výsledky detailního návrhu pro stupně 4-6 část 2/2

Stupeň			4		5		6	
Řada			7	8	9	10	11	12
S	R	Jednotka	Hodnota					
Rychlostní trojúhelník								
u_1	u_2	$m \cdot s^{-1}$	122,81	122,99	123,17	123,36	123,54	123,72
c_{0a}	c_{1a}	$m \cdot s^{-1}$	51,75	52,0	52,46	52,71	53,15	53,57
c_{1a}	c_{2a}	$m \cdot s^{-1}$	52,0	52,36	52,71	53,14	53,57	54,08
c_{0u}	c_{1u}	$m \cdot s^{-1}$	18,63	142,88	19,09	143,26	19,56	144,03
c_{1u}	c_{2u}	$m \cdot s^{-1}$	142,88	20,09	143,26	20,3	144,03	20,92
c_0	c_1	$m \cdot s^{-1}$	55,01	152,05	55,83	152,65	56,63	153,67
c_1	c_2	$m \cdot s^{-1}$	152,05	56,1	152,65	56,9	153,67	58,0
$c_{1,iz}$	-	$m \cdot s^{-1}$	155,07	-	155,66	-	156,7	-
w_{1a}	w_{2a}	$m \cdot s^{-1}$	52,0	52,36	52,71	53,14	53,57	54,08
w_{1u}	w_{2u}	$m \cdot s^{-1}$	20,07	143,08	20,09	143,65	20,50	144,64
w_1	w_2	$m \cdot s^{-1}$	55,74	152,36	56,41	153,16	57,35	154,41
-	$w_{2,iz}$	$m \cdot s^{-1}$	-	155,39	-	156,17	-	157,43
α_1	α_2	°	20	69,0	20,2	59,1	20,4	68,9
β_1	β_2	°	68,9	20,1	59,1	20,3	69,1	20,5
$\Delta\alpha$		°	91,0		90,7		90,7	
$\Delta\beta$		°	91,0		90,6		90,4	
Ztráty, účinnosti a výkon								
φ	ψ	-	0,981	0,981	0,981	0,981	0,981	0,981
H_{iz}	H_{iz}	$kJ \cdot kg^{-1}$	10,51	10,52	10,56	10,60	10,67	10,75
z_S	z_R	$kJ \cdot kg^{-1}$	0,46	0,47	0,46	0,46	0,47	0,47
z_{ost}		$kJ \cdot kg^{-1}$	1,00		0,99		0,99	
H_{iz}		$kJ \cdot kg^{-1}$	21,03		21,16		21,42	
u_{st}		$m \cdot s^{-1}$	122,83		123,20		123,56	
η_∞		-	0,950		0,950		0,950	
δ_r	δ_r	mm	1,09	1,09	1,10	1,10	1,10	1,10
k_r	k_r	mm	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25
z_b	z_b	ks	3	3	3	3	3	3
δ_{ekv}	δ_{ekv}	mm	0,630	0,632	0,633	0,634	0,636	0,637
ξ_k	ξ_k	-	0,039	0,038	0,037	0,036	0,036	0,035
ξ_k		-	0,038		0,037		0,035	
ξ_v	ξ_v	-	0,006	0,006	0,006	0,006	0,007	0,007
ξ_v		-	0,006		0,006		0,007	
η_i		-	0,908		0,909		0,910	
a_i		$kJ \cdot kg^{-1}$	20,47		20,66		20,95	
P_i		kW	3855		3890		3946	
w_a		$m \cdot s^{-1}$	629,59		625,44		621,21	
Sledované veličiny								
ψ		-	2,78		2,78		2,80	
ρ		-	0,50		0,50		0,50	
Ma		-	0,24		0,24		0,25	

Tab. 4.7 Výsledky detailního návrhu pro stupně 7-9 část 1/2

Stupeň			7		8		9	
Řada			13	14	15	16	17	18
S	R	Jednotka	Hodnota					
Geometrie								
A_m		m	0,010	0,010	0,010	0,010	0,010	0,010
l_0	l_1	m	0,0659	0,0671	0,0682	0,0694	0,0706	0,0717
l_1	l_2	m	0,0668	0,0679	0,0691	0,0703	0,0714	0,0726
l_{st}	l_{st}	m	0,0664	0,0675	0,0687	0,0698	0,0710	0,0722
D_p		m	0,722		0,722		0,722	
D_{st}		m	0,788	0,790	0,791	0,792	0,793	0,794
D_0	D_1	m	0,788	0,789	0,790	0,791	0,793	0,794
D_1	D_2	m	0,789	0,790	0,791	0,792	0,793	0,795
$D_{0,h}$	$D_{1,h}$	m	0,854	0,856	0,858	0,861	0,863	0,865
$D_{1,h}$	$D_{2,h}$	m	0,856	0,858	0,860	0,863	0,865	0,867
S_{a0}	S_{a1}	m^2	0,163	0,166	0,169	0,173	0,176	0,179
S_{a1}	S_{a2}	m^2	0,166	0,169	0,172	0,175	0,178	0,181
Stav páry před řadou lopatek								
p_0	p_1	bar	64,58	62,32	60,09	57,96	55,86	53,81
i_0	i_1	$kJ \cdot kg^{-1}$	3251,3	3241,1	3232,7	3221,5	3212,0	3201,6
s_0	s_1	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,618	6,619	6,621	6,621	6,623	6,624
t_0	t_1	$^{\circ}C$	432	426,4	421,2	415,7	410,5	404,8
v_0	v_1	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,0466	0,0480	0,0494	0,0508	0,0524	0,0539
x_0	x_1	-	1	1	1	1	1	1
p_{0c}	-	bar	64,94	-	60,44	-	56,2	-
i_{0c}	-	$kJ \cdot kg^{-1}$	3253,0	-	3233,4	-	3213,8	-
s_{0c}	-	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,618	-	6,621	-	6,623	-
$\dot{M}$		$kg \cdot s^{-1}$	188,32		188,32		188,32	
Stav páry za řadou lopatek								
-	p'_2	bar	-	60,1	-	55,86	-	51,82
-	i'_2	$kJ \cdot kg^{-1}$	-	3231,7	-	3212,0	-	3192,1
-	s'_2	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	-	6,621	-	6,623	-	6,626
-	t'_2	$^{\circ}C$	-	421,2	-	410,4	-	399,5
-	v'_2	$m^3 \cdot kg^{-1}$	-	0,0494	-	0,0524	-	0,0556
-	x'_2	-	-	1	-	1	-	1
-	p_{2c}	bar	-	60,44	-	56,20	-	52,16
-	i_{2c}	$kJ \cdot kg^{-1}$	-	3233,4	-	3213,8	-	3194,0
-	s_{2c}	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	-	6,621	-	6,623	-	6,626
p_1	p_2	bar	62,32	60,1	57,96	55,86	53,81	51,82
i_1	i_2	$kJ \cdot kg^{-1}$	3241,1	3230,7	3221,5	3211,1	3201,6	3191,1
s_1	s_2	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,619	6,619	6,621	6,622	6,624	6,625
t_1	t_2	$^{\circ}C$	426,4	420,8	415,7	410,1	404,8	399,1
v_1	v_2	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,0480	0,0494	0,0508	0,0523	0,0539	0,0556
x_1	x_2	-	1	1	1	1	1	1
$i_{1,iz}$	$i_{2,iz}$	$kJ \cdot kg^{-1}$	3240,6	3230,2	3221,0	3210,6	3201,2	3190,7
$s_{1,iz}$	$s_{2,iz}$	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,618	6,619	6,621	6,621	6,623	6,624

Tab. 4.8 Výsledky detailního návrhu pro stupně 7-9 část 2/2

Stupeň			7		8		9	
Řada			13	14	15	16	17	18
S	R	Jednotka	Hodnota					
Rychlostní trojúhelník								
u_1	u_2	$m \cdot s^{-1}$	123,90	124,08	124,27	124,45	124,63	124,81
c_{0a}	c_{1a}	$m \cdot s^{-1}$	54,12	54,57	55,04	55,72	55,89	57,04
c_{1a}	c_{2a}	$m \cdot s^{-1}$	54,57	55,16	55,72	56,38	57,04	57,78
c_{0u}	c_{1u}	$m \cdot s^{-1}$	20,13	144,43	20,80	144,41	21,57	145,55
c_{1u}	c_{2u}	$m \cdot s^{-1}$	144,43	21,13	144,41	20,92	145,55	21,13
c_0	c_1	$m \cdot s^{-1}$	57,74	154,39	58,84	154,79	59,91	156,32
c_1	c_2	$m \cdot s^{-1}$	154,39	59,1	154,79	60,1	156,32	61,5
$c_{1,iz}$	-	$m \cdot s^{-1}$	157,39	-	157,71	-	159,22	-
w_{1a}	w_{2a}	$m \cdot s^{-1}$	54,57	55,16	55,72	56,38	57,04	57,78
w_{1u}	w_{2u}	$m \cdot s^{-1}$	20,52	145,22	20,14	145,37	20,91	145,95
w_1	w_2	$m \cdot s^{-1}$	58,31	155,34	59,25	155,92	60,75	156,97
-	$w_{2,iz}$	$m \cdot s^{-1}$	-	158,32	-	158,81	-	159,87
α_1	α_2	°	20,7	69,0	21,1	69,6	21,4	69,9
β_1	β_2	°	69,4	20,8	70,1	21,2	69,9	21,6
$\Delta\alpha$		°	90,3		89,3		88,7	
$\Delta\beta$		°	89,8		88,7		88,5	
Ztráty, účinnosti a výkon								
φ	ψ	-	0,981	0,981	0,981	0,982	0,982	0,982
H_{iz}	H_{iz}	$kJ \cdot kg^{-1}$	10,72	10,83	10,70	10,85	10,88	10,93
z_S	z_R	$kJ \cdot kg^{-1}$	0,47	0,47	0,46	0,46	0,46	0,46
z_{ost}		$kJ \cdot kg^{-1}$	0,98		0,98		0,98	
H_{iz}		$kJ \cdot kg^{-1}$	21,55		21,56		21,81	
u_{st}		$m \cdot s^{-1}$	123,93		124,29		124,66	
η_∞		-	0,950		0,950		0,950	
δ_r	δ_r	mm	1,11	1,11	1,11	1,11	1,11	1,12
k_r	k_r	mm	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25
z_b	z_b	ks	3	3	3	3	3	3
δ_{ekv}	δ_{ekv}	mm	0,638	0,640	0,641	0,642	0,644	0,645
ξ_k	ξ_k	-	0,034	0,033	0,032	0,032	0,031	0,030
ξ_k		-	0,034		0,032		0,031	
ξ_v	ξ_v	-	0,007	0,007	0,008	0,008	0,008	0,008
ξ_v		-	0,007		0,008		0,008	
η_i		-	0,911		0,912		0,913	
a_i		$kJ \cdot kg^{-1}$	21,16		21,25		21,56	
P_i		kW	3984		4001		4059	
w_a		$m \cdot s^{-1}$	616,91		612,57		608,13	
Sledované veličiny								
ψ		-	2,80		2,78		2,80	
ρ		-	0,50		0,50		0,50	
Ma		-	0,25		0,25		0,26	

Tab. 4.9 Výsledky detailního návrhu pro stupně 10-12 část 1/2

Stupeň			10		11		12	
Řada			19	20	21	22	23	24
S	R	Jednotka	Hodnota					
Geometrie								
A_m		m	0,0104	0,0104	0,010	0,010	0,010	0,010
l_0	l_1	m	0,0729	0,0741	0,0700	0,0720	0,0740	0,0760
l_1	l_2	m	0,0738	0,0750	0,0715	0,0735	0,0775	0,0796
l_{st}	l_{st}	m	0,0733	0,0745	0,0707	0,0728	0,0748	0,0768
D_p		m	0,722		0,758		0,758	
D_{st}		m	0,795	0,797	0,829	0,831	0,833	0,835
D_0	D_1	m	0,795	0,796	0,828	0,830	0,832	0,834
D_1	D_2	m	0,796	0,797	0,829	0,832	0,834	0,836
$D_{0,h}$	$D_{1,h}$	m	0,868	0,870	0,898	0,902	0,906	0,910
$D_{1,h}$	$D_{2,h}$	m	0,870	0,872	0,901	0,905	0,909	0,913
S_{a0}	S_{a1}	m^2	0,182	0,185	0,182	0,188	0,194	0,199
S_{a1}	S_{a2}	m^2	0,184	0,188	0,186	0,192	0,198	0,204
Stav páry před řadou lopatek								
p_0	p_1	bar	51,82	49,87	47,99	46,0	44,09	42,21
i_0	i_1	$kJ \cdot kg^{-1}$	3192,1	3181,6	3172,1	3160,7	3150,4	3138,8
s_0	s_1	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,626	6,627	6,629	6,630	6,632	6,633
t_0	t_1	$^{\circ}C$	399,5	393,8	388,6	382,3	376,6	370,3
v_0	v_1	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,0556	0,0573	0,0591	0,0611	0,0633	0,0655
x_0	x_1	-	1	1	1	1	1	1
p_{0c}	-	bar	52,16	-	48,31	-	44,39	-
i_{0c}	-	$kJ \cdot kg^{-1}$	3194,0	-	3174,0	-	3152,3	-
s_{0c}	-	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,626	-	6,629	-	6,632	-
$\dot{M}$		$kg \cdot s^{-1}$	188,32		176,84		176,84	
Stav páry za řadou lopatek								
-	p'_2	bar	-	47,97	-	44,08	-	40,40
-	i'_2	$kJ \cdot kg^{-1}$	-	3172,0	-	3150,3	-	3128,3
-	s'_2	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	-	6,629	-	6,632	-	6,636
-	t'_2	$^{\circ}C$	-	388,5	-	376,6	-	364,5
-	v'_2	$m^3 \cdot kg^{-1}$	-	0,0591	-	0,0633	-	0,0678
-	x'_2	-	-	1	-	1	-	1
-	p_{2c}	bar	-	48,31	-	44,39	-	40,69
-	i_{2c}	$kJ \cdot kg^{-1}$	-	3174,0	-	3152,3	-	3130,3
-	s_{2c}	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	-	6,629	-	6,632	-	6,636
p_1	p_2	bar	49,87	47,97	46,0	44,08	42,21	40,40
i_1	i_2	$kJ \cdot kg^{-1}$	3181,6	3171,0	3160,7	3149,3	3138,8	3127,3
s_1	s_2	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,627	6,628	6,630	6,631	6,633	6,634
t_1	t_2	$^{\circ}C$	393,8	388,1	382,3	376,2	370,3	364,1
v_1	v_2	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,0573	0,0591	0,0611	0,0632	0,0655	0,0678
x_1	x_2	-	1	1	1	1	1	1
$i_{1,iz}$	$i_{2,iz}$	$kJ \cdot kg^{-1}$	3181,2	3170,6	3160,1	3148,7	3138,3	3126,7
$s_{1,iz}$	$s_{2,iz}$	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,626	6,627	6,629	6,630	6,632	6,633

Tab. 4.10 Výsledky detailního návrhu pro stupně 10-12 část 2/2

Stupeň			10		11		12	
Řada			19	20	21	22	23	24
S	R	Jednotka	Hodnota					
Rychlostní trojúhelník								
u_1	u_2	$m \cdot s^{-1}$	125,0	125,19	130,3	130,61	130,93	131,25
c_{0a}	c_{1a}	$m \cdot s^{-1}$	57,07	58,49	55,98	58,01	57,79	58,52
c_{1a}	c_{2a}	$m \cdot s^{-1}$	58,49	59,29	58,01	58,25	58,52	58,92
c_{0u}	c_{1u}	$m \cdot s^{-1}$	22,37	146,25	22,79	152,70	21,95	153,26
c_{1u}	c_{2u}	$m \cdot s^{-1}$	146,25	21,56	152,7	21,93	153,26	22,24
c_0	c_1	$m \cdot s^{-1}$	61,30	157,51	61,37	163,35	61,82	164,05
c_1	c_2	$m \cdot s^{-1}$	157,51	63,1	165,35	62,2	164,05	63,0
$c_{1,iz}$	-	$m \cdot s^{-1}$	160,39	-	166,48	-	167,2	-
w_{1a}	w_{2a}	$m \cdot s^{-1}$	58,49	59,29	58,01	58,25	58,52	58,92
w_{1u}	w_{2u}	$m \cdot s^{-1}$	21,24	146,75	22,41	152,54	22,33	153,49
w_1	w_2	$m \cdot s^{-1}$	62,23	158,28	62,12	163,29	62,64	164,41
-	$w_{2,iz}$	$m \cdot s^{-1}$	-	161,15	-	166,46	-	167,57
α_1	α_2	°	21,8	70,0	20,8	69,4	20,9	69,3
β_1	β_2	°	70,0	22,0	68,9	20,9	69,1	21,0
$\Delta\alpha$		°	88,2		89,8		89,8	
$\Delta\beta$		°	88,0		90,2		89,9	
Ztráty, účinnosti a výkon								
φ	ψ	-	0,982	0,982	0,981	0,981	0,981	0,981
H_{iz}	H_{iz}	$kJ \cdot kg^{-1}$	10,98	11,05	11,97	11,92	12,07	12,08
z_S	z_R	$kJ \cdot kg^{-1}$	0,46	0,46	0,52	0,52	0,52	0,52
z_{ost}		$kJ \cdot kg^{-1}$	0,98		1,07		1,07	
H_{iz}		$kJ \cdot kg^{-1}$	22,03		23,90		24,14	
u_{st}		$m \cdot s^{-1}$	125,03		130,34		130,97	
η_∞		-	0,950		0,950		0,950	
δ_r	δ_r	mm	1,12	1,12	1,15	1,16	1,16	1,16
k_r	k_r	mm	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25
z_b	z_b	ks	3	3	3	3	3	3
δ_{ekv}	δ_{ekv}	mm	0,646	0,648	0,665	0,667	0,669	0,672
ξ_k	ξ_k	-	0,030	0,029	0,033	0,032	0,031	0,031
ξ_k		-	0,029		0,033		0,031	
ξ_v	ξ_v	-	0,009	0,009	0,007	0,008	0,008	0,008
ξ_v		-	0,009		0,007		0,008	
η_i		-	0,914		0,912		0,913	
a_i		$kJ \cdot kg^{-1}$	21,85		23,50		23,78	
P_i		kW	4114		4157		4205	
w_a		$m \cdot s^{-1}$	603,60		598,65		593,58	
Sledované veličiny								
ψ		-	2,81		2,80		2,80	
ρ		-	0,50		0,50		0,50	
Ma		-	0,26		0,27		0,28	

Tab. 4.11 Výsledky detailního návrhu pro stupně 13-15 část 1/2

Stupeň			13		14		15	
Řada			25	26	27	28	29	30
S	R	Jednotka	Hodnota					
Geometrie								
A_m		m	0,010	0,010	0,0117	0,0117	0,0117	0,0117
l_0	l_1	m	0,0781	0,0801	0,0821	0,0845	0,0868	0,0892
l_1	l_2	m	0,0796	0,0816	0,0839	0,0862	0,0886	0,0910
l_{st}	l_{st}	m	0,0788	0,0808	0,0830	0,0854	0,0877	0,0901
D_p		m	0,758		0,758		0,758	
D_{st}		m	0,837	0,839	0,841	0,843	0,846	0,848
D_0	D_1	m	0,836	0,838	0,840	0,842	0,845	0,847
D_1	D_2	m	0,838	0,840	0,842	0,844	0,847	0,849
$D_{0,h}$	$D_{1,h}$	m	0,914	0,918	0,922	0,927	0,932	0,936
$D_{1,h}$	$D_{2,h}$	m	0,917	0,921	0,926	0,930	0,935	0,940
S_{a0}	S_{a1}	m^2	0,205	0,211	0,217	0,224	0,231	0,237
S_{a1}	S_{a2}	m^2	0,209	0,215	0,222	0,229	0,236	0,243
Stav páry před řadou lopatek								
p_0	p_1	bar	40,40	38,64	36,93	35,27	33,68	32,12
i_0	i_1	$kJ \cdot kg^{-1}$	3128,3	3116,7	3106,1	3094,3	3083,7	3071,7
s_0	s_1	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,636	6,636	6,639	6,640	6,642	6,643
t_0	t_1	$^{\circ}C$	364,5	358,2	352,3	345,9	340,0	333,5
v_0	v_1	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,0678	0,0702	0,0728	0,0755	0,0784	0,0814
x_0	x_1	-	1	1	1	1	1	1
p_{0c}	-	bar	40,69	-	37,21	-	33,94	-
i_{0c}	-	$kJ \cdot kg^{-1}$	3130,3	-	3108,1	-	3085,7	-
s_{0c}	-	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,636	-	6,639	-	6,642	-
$\dot{M}$		$kg \cdot s^{-1}$	176,84		176,84		176,84	
Stav páry za řadou lopatek								
-	p'_2	bar	-	36,93	-	33,67	-	30,62
-	i'_2	$kJ \cdot kg^{-1}$	-	3106,1	-	3083,6	-	3060,9
-	s'_2	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	-	6,639	-	6,642	-	6,646
-	t'_2	$^{\circ}C$	-	352,3	-	340,0	-	327,5
-	v'_2	$m^3 \cdot kg^{-1}$	-	0,0728	-	0,0784	-	0,0846
-	x'_2	-	-	1	-	1	-	1
-	p_{2c}	bar	-	37,21	-	33,94	-	-
-	i_{2c}	$kJ \cdot kg^{-1}$	-	3108,1	-	3085,7	-	3063,1
-	s_{2c}	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	-	6,639	-	6,642	-	-
p_1	p_2	bar	38,64	36,93	35,27	33,67	32,12	30,62
i_1	i_2	$kJ \cdot kg^{-1}$	3116,7	3105,0	3094,3	3082,6	3071,7	3059,8
s_1	s_2	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,636	6,637	6,640	6,641	6,643	6,644
t_1	t_2	$^{\circ}C$	358,2	351,9	345,9	339,5	333,5	327,1
v_1	v_2	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,0702	0,0728	0,0755	0,0783	0,0814	0,0845
x_1	x_2	-	1	1	1	1	1	1
$i_{1,iz}$	$i_{2,iz}$	$kJ \cdot kg^{-1}$	3116,2	3104,5	3093,8	3082,0	3071,2	3059,3
$s_{1,iz}$	$s_{2,iz}$	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,636	6,636	6,639	6,640	6,642	6,643

Tab. 4.12 Výsledky detailního návrhu pro stupně 13-15 část 2/2

Stupeň			13		14		15	
Řada			25	26	27	28	29	30
S	R	Jednotka	Hodnota					
Rychlostní trojúhelník								
u_1	u_2	$m \cdot s^{-1}$	131,56	131,88	132,24	132,61	132,99	133,36
c_{0a}	c_{1a}	$m \cdot s^{-1}$	58,45	59,33	59,29	60,22	59,71	61,04
c_{1a}	c_{2a}	$m \cdot s^{-1}$	59,33	59,87	60,22	60,61	61,04	61,60
c_{0u}	c_{1u}	$m \cdot s^{-1}$	22,32	153,75	22,88	155,25	23,16	155,76
c_{1u}	c_{2u}	$m \cdot s^{-1}$	153,75	22,47	155,25	22,03	155,76	22,23
c_0	c_1	$m \cdot s^{-1}$	62,57	164,80	63,55	166,51	64,04	167,29
c_1	c_2	$m \cdot s^{-1}$	164,80	63,9	166,51	64,5	167,29	65,49
$c_{1,iz}$	-	$m \cdot s^{-1}$	167,92	-	169,61	-	170,37	-
w_{1a}	w_{2a}	$m \cdot s^{-1}$	59,33	59,87	60,22	60,61	61,04	61,60
w_{1u}	w_{2u}	$m \cdot s^{-1}$	22,19	154,35	23,01	154,65	22,77	155,59
w_1	w_2	$m \cdot s^{-1}$	63,36	165,55	64,46	166,10	65,15	167,34
-	$w_{2,iz}$	$m \cdot s^{-1}$	-	168,68	-	169,25	-	170,46
α_1	α_2	°	21,1	69,4	21,2	70,0	21,4	70,2
β_1	β_2	°	69,5	21,2	69,1	21,4	69,5	21,6
$\Delta\alpha$		°	89,5		88,8		88,4	
$\Delta\beta$		°	89,3		89,5		88,9	
Ztráty, účinnosti a výkon								
φ	ψ	-	0,981	0,981	0,982	0,981	0,982	0,982
H_{iz}	H_{iz}	$kJ \cdot kg^{-1}$	12,14	12,22	12,36	12,25	12,46	12,41
z_S	z_R	$kJ \cdot kg^{-1}$	0,52	0,52	0,52	0,53	0,52	0,53
	z_{ost}	$kJ \cdot kg^{-1}$	1,07		1,07		1,08	
	H_{iz}	$kJ \cdot kg^{-1}$	24,36		24,61		24,87	
	u_{st}	$m \cdot s^{-1}$	131,60		132,29		133,03	
	η_∞	-	0,950		0,950		0,950	
δ_r	δ_r	mm	1,17	1,17	1,18	1,18	1,19	1,19
k_r	k_r	mm	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25
z_b	z_b	ks	3	3	3	3	3	3
δ_{ekv}	δ_{ekv}	mm	0,674	0,676	0,679	0,682	0,684	0,687
ξ_k	ξ_k	-	0,030	0,029	0,028	0,027	0,027	0,026
	ξ_k	-	0,029		0,028		0,026	
ξ_v	ξ_v	-	0,009	0,009	0,010	0,010	0,011	0,011
	ξ_v	-	0,009		0,010		0,011	
	η_i	-	0,913		0,914		0,914	
	a_i	$kJ \cdot kg^{-1}$	24,04		24,34		24,62	
	P_i	kW	4251		4304		4353	
	w_a	$m \cdot s^{-1}$	588,40		583,10		577,66	
Sledované veličiny								
ψ		-	2,80		2,80		2,80	
ρ		-	0,50		0,50		0,50	
Ma		-	0,28		0,28		0,29	

Tab. 4.13 Pevnostní kontrola statorové řady lopatek

Označení	Z_S	α_1	F_u^S	F_a^S	F^S	M_o^S	σ_o^S
Řada	ks	°	N	N	N	Nm	MPa
1	84	15	-284,9	435,9	520,8	13,65	29,68
3	85	20,2	-274,0	455,4	531,5	14,55	31,63
5	85	19,7	-275,7	454,3	531,4	15,17	32,97
7	85	19,8	-275,3	449,5	527,1	15,65	24,46
9	85	20	-275,1	445,5	523,6	16,16	25,25
11	86	20,2	-272,6	438,0	515,9	16,52	25,81
13	86	20,4	-272,2	431,8	510,4	16,94	26,46
15	86	20,7	-270,7	422,0	501,3	17,22	26,90
17	86	21,1	-271,5	418,4	498,7	17,70	27,66
19	87	21,4	-268,2	406,6	487,1	17,86	27,91
21	90	21,8	-255,3	405,7	479,3	16,96	26,49
23	91	20,8	-255,2	401,8	476,0	17,80	27,81
25	91	20,9	-255,4	398,9	473,7	18,66	29,16
27	77	21,1	-304,0	472,6	561,9	23,31	25,34
29	78	21,2	-300,6	463,5	558,2	24,24	26,34

Tab. 4.14 Pevnostní kontrola rotorové řady lopatek na ohyb

Označení	Z_R	F_u^R	F_a^R	F^R	M_o^R	σ_o^R
Řada	ks	N	N	N	Nm	MPa
2	84	263,8	459,5	529,9	14,20	30,86
4	85	271,3	451,6	526,8	14,73	32,02
6	85	273,4	446,0	523,2	15,23	33,12
8	85	272,1	446,9	523,2	15,84	24,75
10	85	272,4	443,9	520,9	16,37	25,59
12	86	269,6	437,1	513,5	16,74	26,16
14	86	270,0	431,9	509,4	17,20	26,87
16	86	270,4	423,5	502,4	17,54	27,41
18	86	272,4	416,3	497,5	17,95	28,05
20	87	269,9	405,3	487,0	18,15	28,36
22	90	257,0	404,3	479,0	17,43	27,23
24	91	254,6	400,7	474,8	18,23	28,48
26	91	255,1	399,0	473,6	19,14	29,91
28	77	305,9	466,9	558,2	23,82	25,89
30	78	302,7	459,6	550,4	24,80	26,95

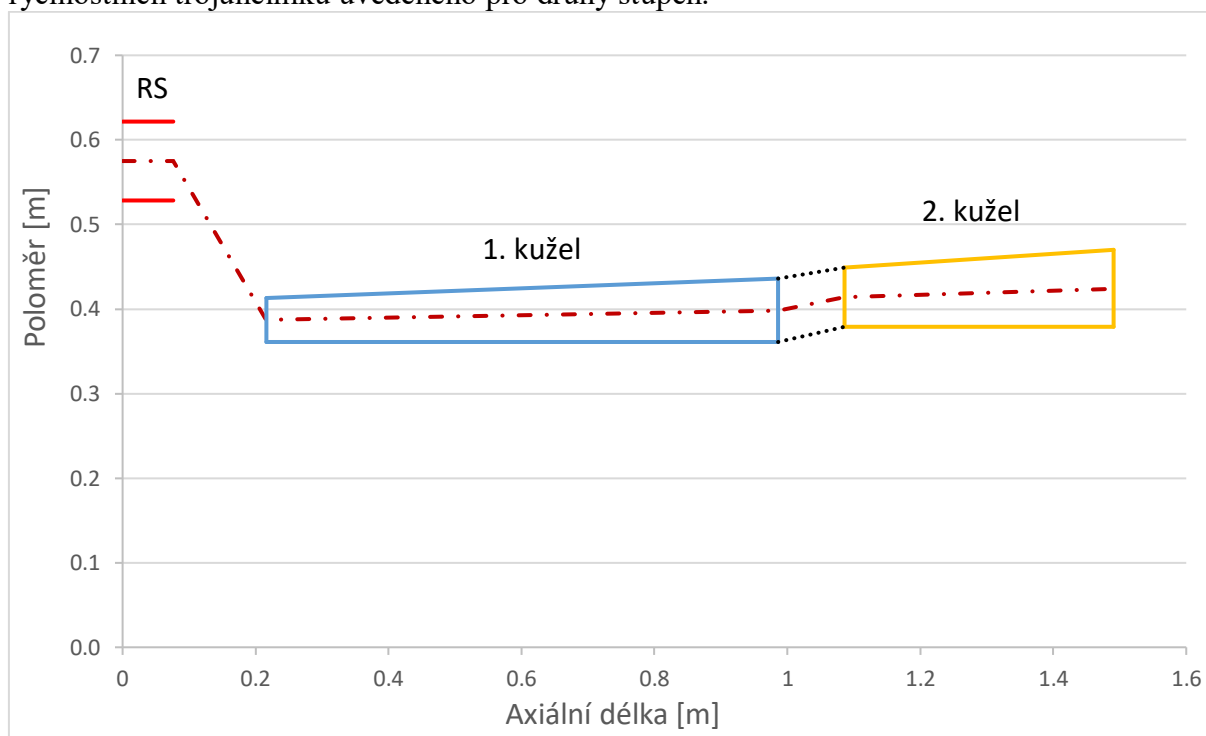
Tab. 4.15 Pevnostní kontrola rotorové řady lopatek na tah

Označení	$F_{od,l}$	t_b	V_b	$F_{od,b}$	F_{od}	σ_t
Řada	N	m	cm^3	N	N	MPa
2	5200,8	0,003	226	867,9	6068,7	18,79
4	5442,3	0,003	227	867,3	6309,6	19,53
6	5685,1	0,003	229	877,0	6562,0	20,32
8	7709,9	0,003	230	886,7	8596,5	20,47
10	8029,1	0,003	231	896,4	8925,5	21,25
12	8350,1	0,003	232	895,7	9245,8	22,01
14	8672,9	0,003	234	905,4	9578,3	22,81

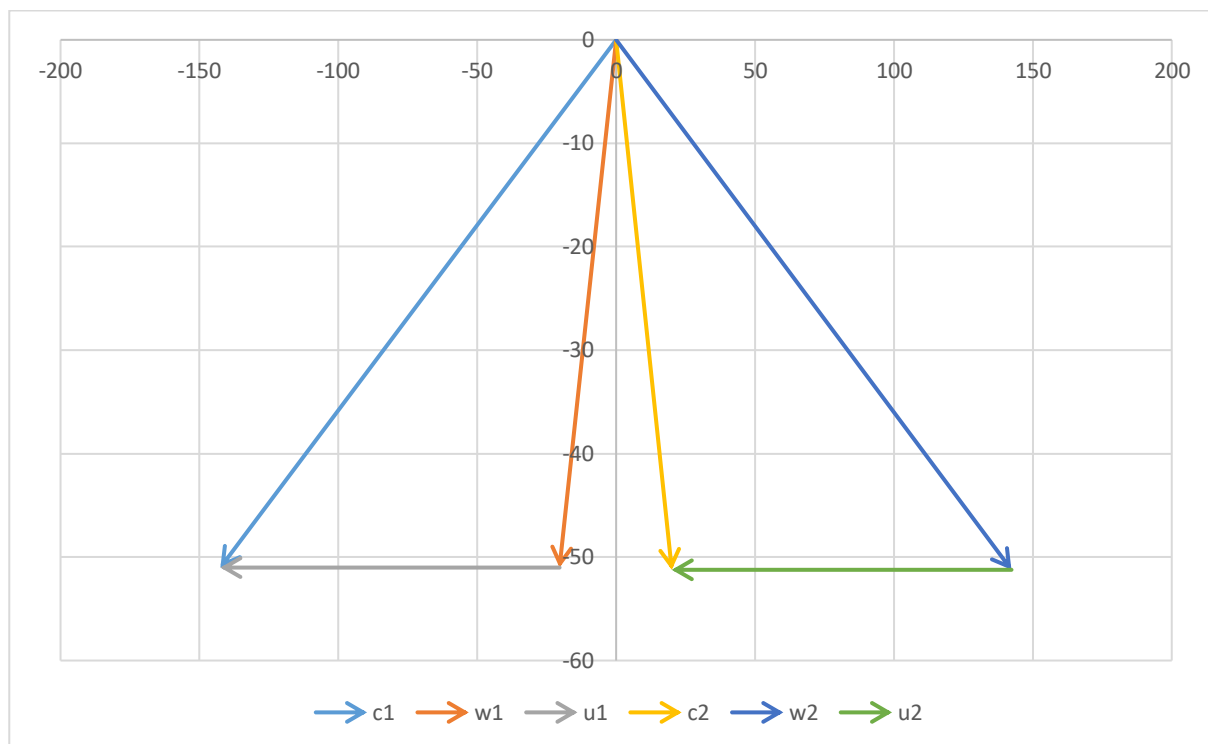
Tab. 4.16 Pevnostní kontrola rotorové řady lopatek na tah část 2

Označení	$F_{od,l}$	t_b	V_b	$F_{od,b}$	F_{od}	σ_t
Řada	N	m	cm^3	N	N	MPa
16	8997,4	0,003	235	915,2	9912,6	23,60
18	9323,6	0,003	236	925,1	10248,7	24,40
20	9661,6	0,003	248	966,1	10627,7	25,30
22	9835,1	0,003	246	961,3	10796,3	25,71
24	10430,2	0,003	249	967,7	11397,8	27,14
26	11030,5	0,003	251	984,8	12015,3	28,61
28	15309,3	0,003	300	1405,7	16715,0	30,45
30	16253,9	0,003	303	1416,2	17670,1	32,19

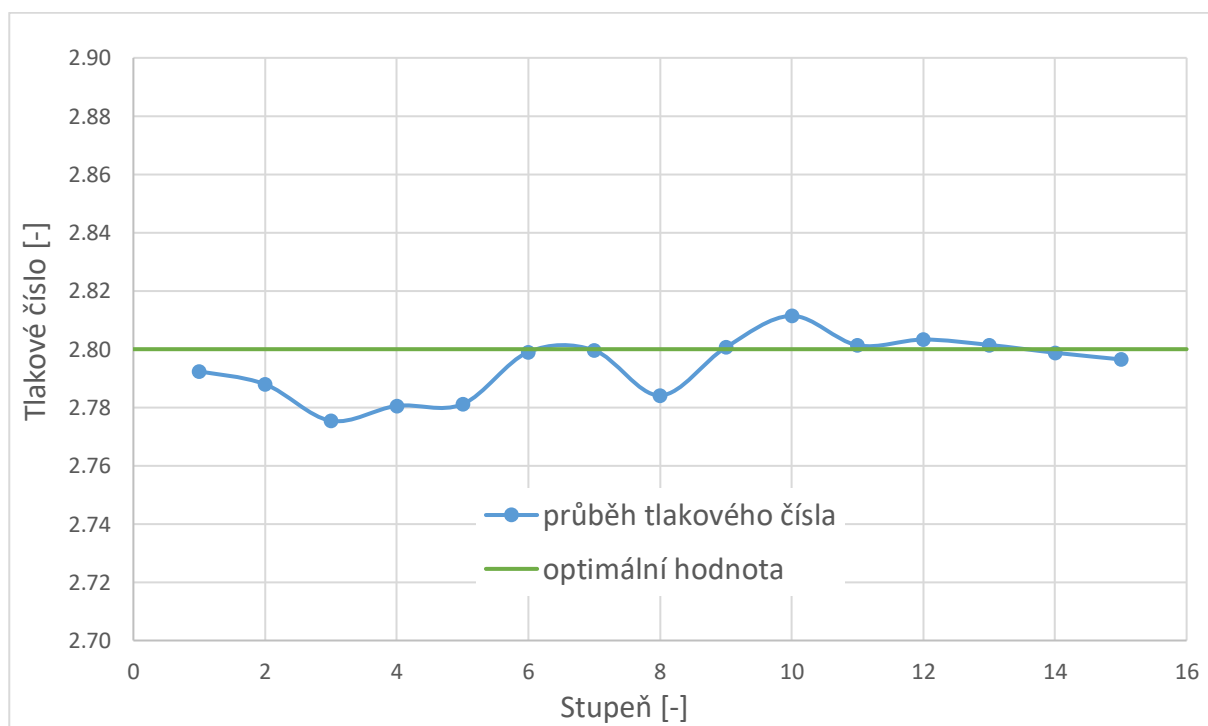
Jak již bylo zmíněno, na následujících obrázcích jsou vyobrazeny průběhy sledovaných parametrů společně se schématem průtočného kanálu VT dílu a vzorovým schématem rychlostních trojúhelníků uvedeného pro druhý stupeň.



Obr. 4.4 Schéma průtočného kanálu VT dílu PT

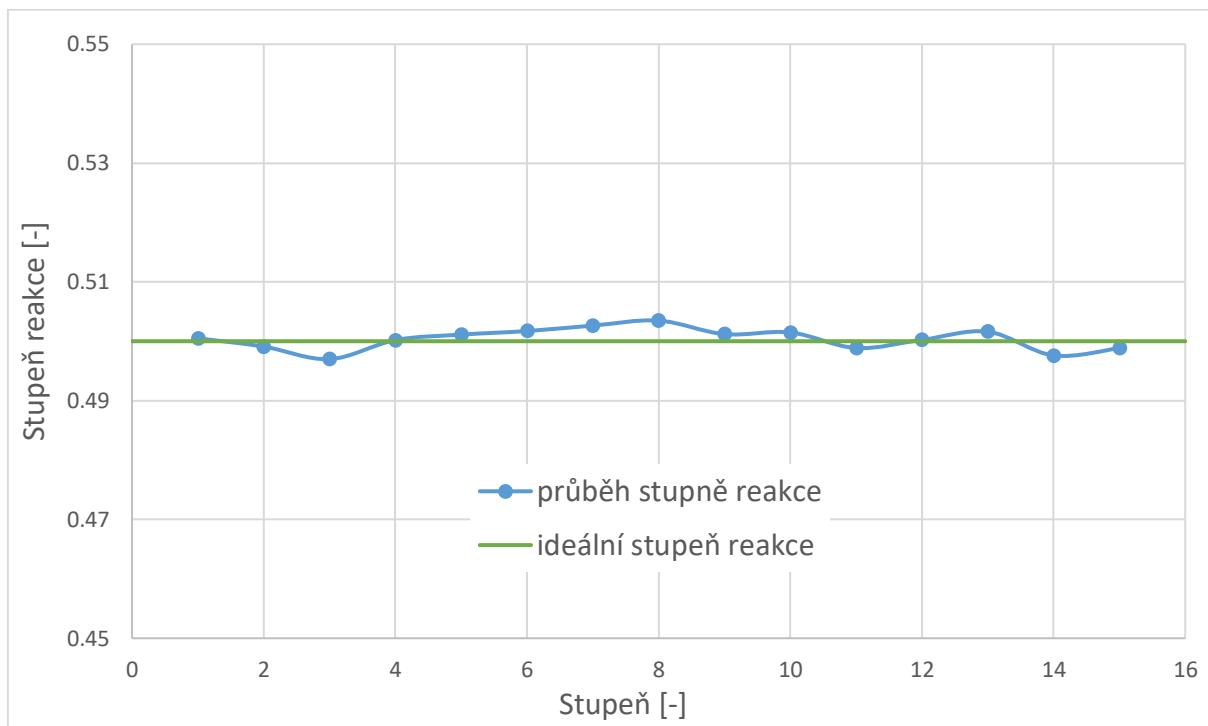


Obr. 4.5 Vzorové schéma rychlostních trojúhelníků druhého stupně



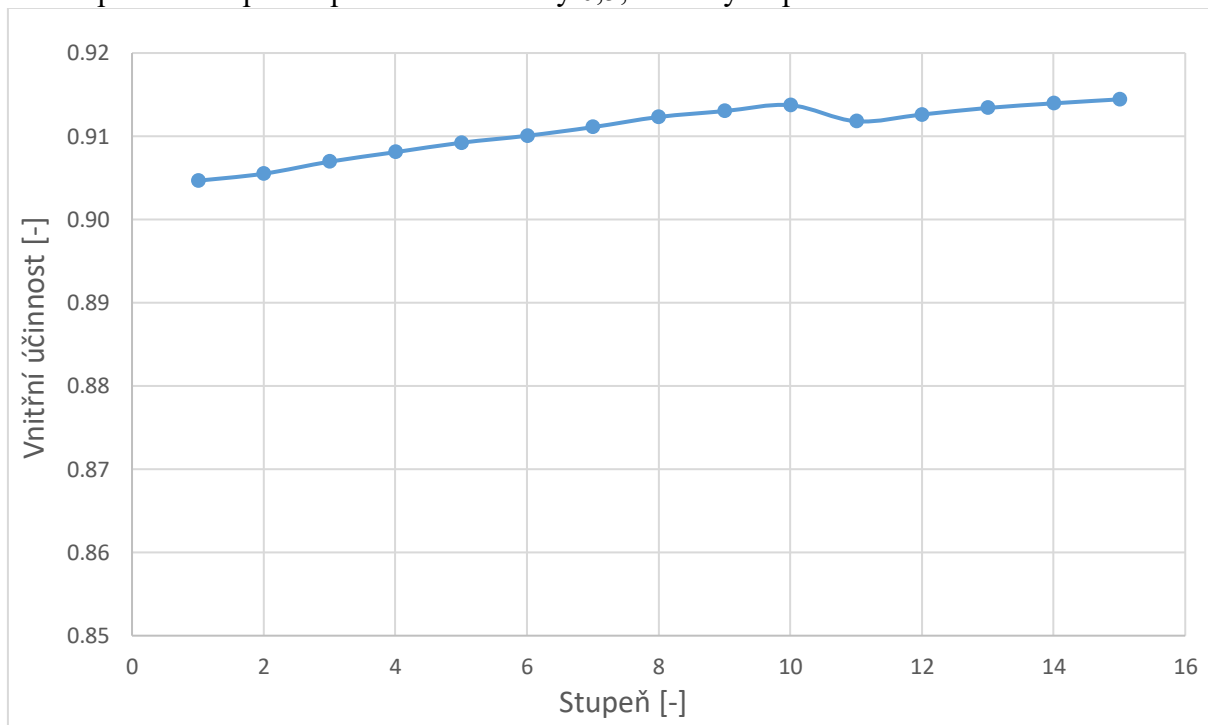
Obr. 4.6 Tlakové číslo pro jednotlivé stupně

Cílem návrhu bylo pro tlakové číslo udržovat hodnotu kolem 2,8, což bylo v rámci možností splněno.



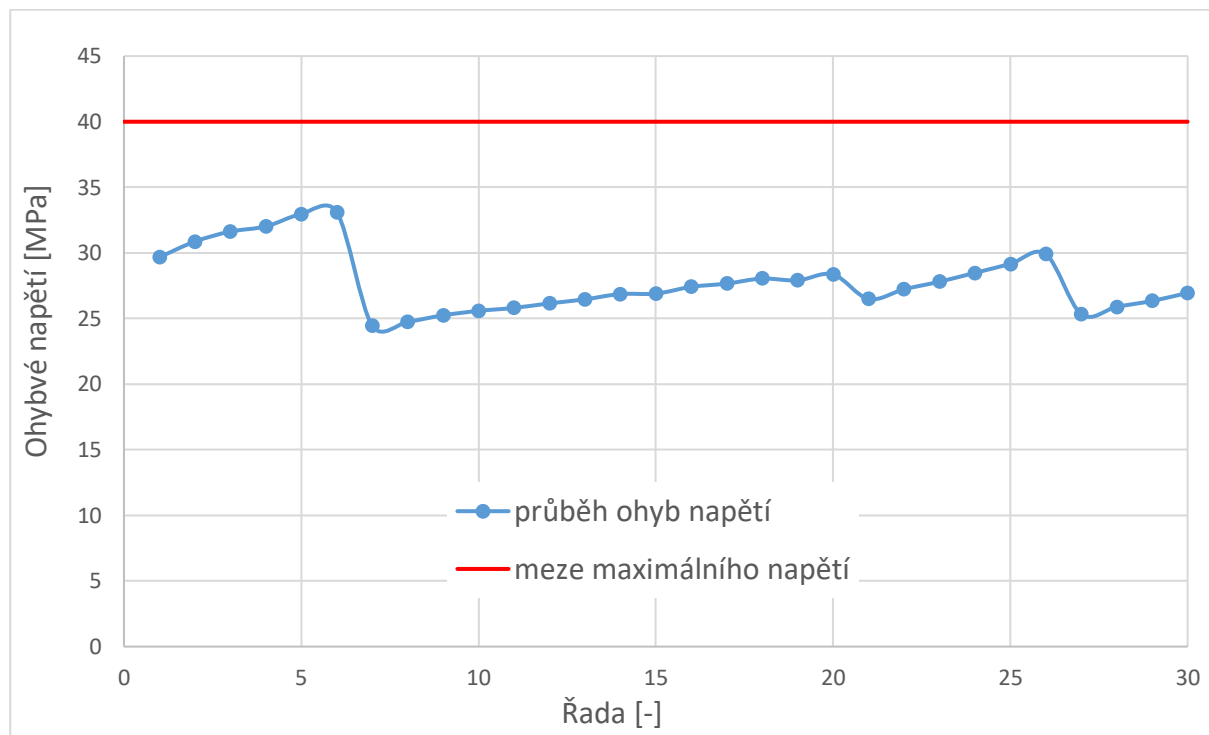
Obr. 4.7 Stupeň reakce pro jednotlivé stupně

Pro stupeň reakce platila podmínka hodnoty 0,5, která byla splněna.



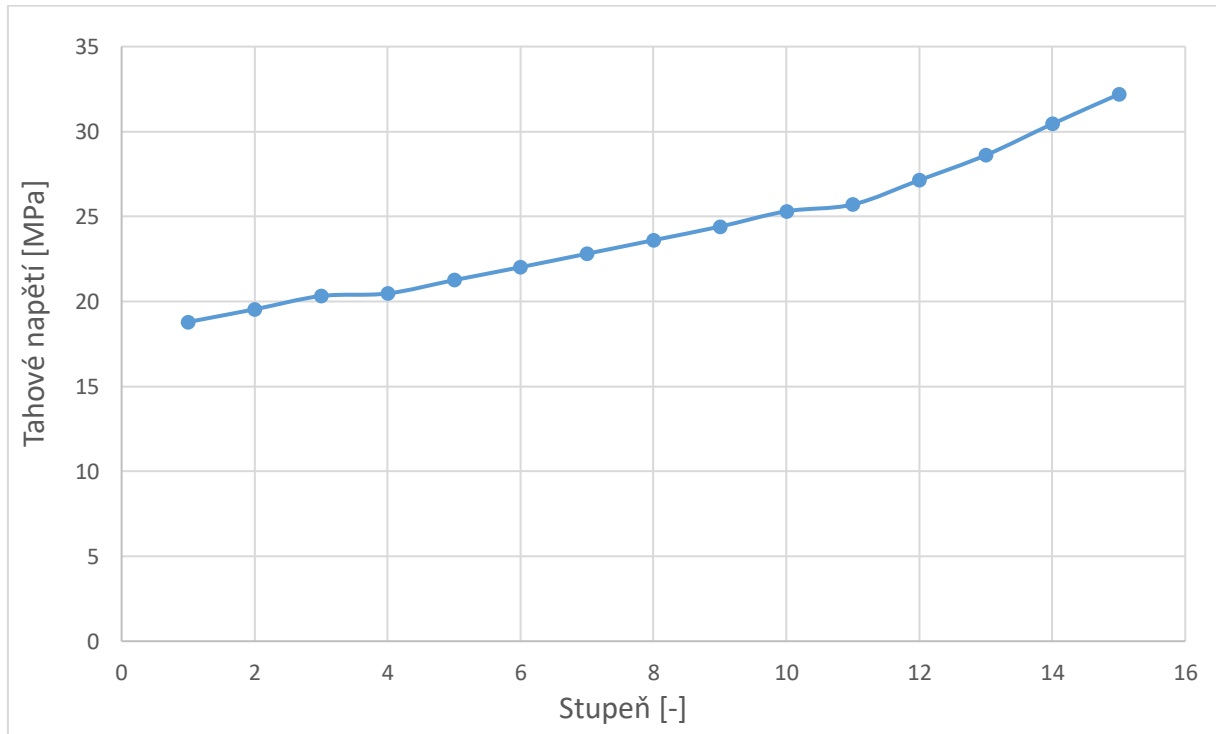
Obr. 4.8 Vnitřní účinnost pro jednotlivé stupně

Vnitřní účinnost se v průběhu expanze mírně navyšovala, což je z důvodu vlivu ztráty radiální mezerou, která je pro první stupně s kratšími lopatky větší. Také zde nedochází ke ztrátě vlhkostí páry, která by zásadně ovlivnila průběh účinnosti pro pozdější stupně.



Obr. 4.9 Pevnostní kontrola ohybu pro jednotlivé řady

Ohybové napětí bylo kontrolováno, aby nepřesahovalo zvýrazněnou mez a zároveň, aby nebyly profily předimenzované. Na pohled se zdá, že profily od 7. řady jsou mírně předimenzované. Každopádně se při volbě jiných profilů z dostupné nabídky dosahovalo příliš velkých ohybových napětí, především u řady 27 a dál. Také byla kontrolována šířka lopatek daných profilů, aby se průtočný kanál rozumně vešel do stávající skříně VT dílu, zadaná firmou Doosan Škoda Power. Ohledně kontroly tahu je jeho hodnota poměrně nízká z důsledku krátkých lopatek.



Obr. 4.10 Pevnostní kontrola tahu pro jednotlivé stupně

4.6 Propojení detailního návrhu s ostatními částmi výpočtu

Jak již bylo zmíněno, detailní návrh je propojen s výpočtem tepelného schématu a regulačního stupně.

4.6.1 Propojení s regulačním stupněm

Zde je cílem dosáhnout stejného tlaku a celkové entalpie na výstupu z regulačního stupně a vstupu do stupňové části, respektive na vstupu prvního stupně. Dosažení této podmínky je učiněno za pomoci změny výstupní entalpie z posledního stupně. Děje se tak dokud není podmínka splněna. Nejříve bude vstupní tlak do prvního stupně dosazen za výstupní tlak z RS:

$$p_2^{RS} = p_0^{1st} = 96,52 \text{ bar} \quad (4.142)$$

Z toho byla odvozena entalpie na výstupu z RS za izoentropické expanze:

$$i_{2,iz}^{RS} = f(p_2^{RS}; s_0^{RS}) = 3353,9 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.143)$$

Nový izoentropický spád RS je tedy:

$$h_{iz}^{RS} = i_0^{RS} - i_{2,iz}^{RS} = 3434,6 - 3353,9 = 80,64 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.144)$$

Rychlostní poměr (u/c_{iz}), jehož hodnota je uvedena v (2.4):

$$\left(\frac{u}{c_{iz}}\right) = \frac{u}{\sqrt{2 \cdot h_{iz}^{RS} + c_0^2}} = \frac{180,64}{\sqrt{2 \cdot 80,64 \cdot 1000 + 25^2}} = 0,449 [-] \quad (4.145)$$

Co se týče vztahů uskutečňující předpoklad stejné entalpie na výstupu z RS a vstupu do prvního stupně, jsou následující. Prvním krokem je stanovení rozdílu daných entalpií:

$$\Delta i = i_{2c}^{RS} - i_{0c}^{1st} [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (4.146)$$

Byl poté zvolen podíl, jež bude přičítán k entalpii posledního stupně:

$$\Delta i_x = \frac{\Delta i}{X} [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (4.147)$$

kde $X = 100 [-]$ zvolený krok

Následný podíl rozdílu entalpií byl iteračně přičítán k výstupní entalpii z posledního stupně, dokud nebylo dosaženo daného předpokladu:

$$i_2'^{15st} = i_2'^{15st} + \Delta i_x [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (4.148)$$

4.6.2 Propojení s tepelným schématem

Při propojení s tepelným schématem byly za tlaky a entalpie na vstupu a výstupu z kuželů dosazeny skutečné hodnoty z detailního návrhu a byl dopočten nedohřev, který byl dříve odhadnut. Dosazení bude názorně provedeno v posledním kuželu, respektive v druhém, jelikož je postup pro další kužely stejný. Tlak v odběru, jež byl odhadnut dle rovnice (1.64), byl nahrazen tlakem na výstupu z desátého stupně:

$$p_{VTO3,1}' = p_2'^{10st} = 47,97 \text{ bar} \quad (4.149)$$

Stejně platí pro entalpii páry v odběru odhadnuta v rovnici (1.67):

$$i_{VTO3,1}' = i_2'^{10st} = 3172,0 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.150)$$

Od skutečného tlaku jsou odečteny ztráty vzniklé v potrubí, kde je nahrazena rovnice (1.63) pro výpočet tlaku páry v ohříváku:

$$p_{VTO3,1} = p_{VTO3,1}' \cdot \left(1 - \frac{11-j}{100}\right) = 47,94 \cdot \left(1 - \frac{11-8}{100}\right) \quad (4.151)$$

$$p_{VTO3,1} = 46,53 \text{ bar}$$

Rovnice (1.62) pro teplotu sytosti páry v ohříváku je také pozměněna:

$$t_{VTO3,1sat} = f(p_{VTO3,1}; x = 1) = 259,5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4.152)$$

Nakonec je rozdílem teplot výstupního média a saturační teploty dle obr. 1.3 určen skutečný nedohřev, jež přepisuje odhad v rovnici (1.61):

$$\delta_{N,VTO3} = t_{VTO3,1sat} - t_{n4} = 259,5 - 255,6 = 3,9 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4.153)$$

5 Konečné parametry VT dílu parní turbíny

Kapitola slouží jako shrnutí parametrů VT dílu parní turbíny. Bude zde stanovena vnitřní a termodynamická účinnost a také vnitřní výkon. Kvůli změnám hmotnostního průtoku mezi jednotlivými kužely neregulovanými odběry, musí být výpočet dle nich rozdělen. Z celkových stavů byly určeny měrné vnitřní práce:

$$a_i^I = i_{0c}^{1st} - i_{0c}^{10st} = 3366,48 - 3194,02 = 194,48 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.1)$$

$$a_i^{II} = i_{0c}^{11st} - i_{0c}^{15st} = 3174,0 - 3085,70 = 113,09 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.2)$$

Pro stanovení skutečného spádu stupňové části VT dílu je nutné určit skutečné poměrné průtoky kužely, pro které platí konstantní průtok v rámci daného kužele:

$$\beta^{RS} = \frac{\dot{M}^{RS}}{\dot{M}} = \frac{188,32}{188,32} = 1 [-] \quad (5.3)$$

$$\beta^I = \frac{\dot{M}^I}{\dot{M}} = \frac{188,32}{188,32} = 1 [-] \quad (5.4)$$

$$\beta^{II} = \frac{\dot{M}^{II}}{\dot{M}} = \frac{176,84}{188,32} = 0,939 [-] \quad (5.5)$$

Nyní je možné vypočítat skutečný spád stupňové části VT dílu:

$$a_i^{VT} = \sum_{j=I}^{II} (a^j \cdot \beta^j) + a^{RS} \cdot \beta^{RS} = 369,05 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.6)$$

Vnitřní výkon pro regulační stupeň a jednotlivé kužely:

$$P_i^{RS} = a^{RS} \cdot \dot{M}^{RS} = 68,38 \cdot 188,32 = 12878 \text{ kW} \quad (5.7)$$

$$P_i^I = a^I \cdot \dot{M}^I = 194,48 \cdot 188,32 = 36624 \text{ kW} \quad (5.8)$$

$$P_i^{II} = a^{II} \cdot \dot{M}^{II} = 113,09 \cdot 176,84 = 19998 \text{ kW} \quad (5.9)$$

Celkový výkon stupňové části VT dílu:

$$P_i^{VT} = P_i^{RS} + P_i^I + P_i^{II} = 12878 + 36624 + 19998 \quad (5.10)$$

$$P_i^{VT} = 69500 \text{ kW}$$

Dalším důležitým parametrem je vnitřní termodynamická účinnost. Pro její určení je nutné stanovit entalpie za izoentropické expanze pro jednotlivé kužely:

$$i_{2,iz}^{RS} = f(p_2^{RS}; s_0^{RS}) = 3353,91 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.11)$$

$$i_{2,iz}^I = f(p_2^{10st}; s_0^{1st}) = 3154,3 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.12)$$

$$i_{2,iz}^{II} = f(p_2^{15st}; s_0^{11st}) = 3050,82 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.13)$$

Za pomoci izoentropických entalpií kuželů byly stanoveny dílčí izoentropické práce, potřebné k určení termodynamické účinnosti:

$$a_{iz}^{RS} = i_0^{RS} + \frac{(c_0^{RS})^2}{2} - i_{2,iz}^{RS} - \frac{(c_2^{RS})^2}{2} \quad (5.14)$$

$$a_{iz}^{RS} = 3434,6 + \frac{25^2}{2000} - 3353,9 - \frac{85,2^2}{2000} = 77,53 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$a_{iz}^I = i_{0c}^{1st} - i_{2,iz}^I - \frac{(c_2^{10st})^2}{2} = 3366,5 - 3154,3 - \frac{63,1^2}{2000} \quad (5.15)$$

$$a_{iz}^I = 210,19 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$a_{iz}^{II} = i_{0c}^{11st} - i_{2,iz}^{II} - \frac{(c_2^{15st})^2}{2} = 3174,0 - 3050,82 - \frac{65,49^2}{2000} \quad (5.16)$$

$$a_{iz}^{II} = 121,04 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Skutečná izoentropická práce stupňové části VT dílu je tedy:

$$a_{iz}^{VT} = \sum_{j=1}^{II} (a_{iz}^j \cdot \beta^j) + a_{iz}^{RS} \cdot \beta^{RS} = 401,18 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.17)$$

Vnitřní termodynamická účinnost VT dílu byla stanovena:

$$\eta_{TDi}^{VT} = \frac{a_i^{VT}}{a_{iz}^{VT}} = \frac{369,05}{401,18} = 0,920 [-] \quad (5.18)$$

Posledním významnou veličinou je reheat faktor VT dílu, pro který je potřeba určit celkovou entalpii za izoentropické expanze:

$$i_{iz}^{VT} = f(p_2^{15st}; s_0^{RS}) = 3025,86 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.19)$$

Poté byl určen izoentropický spád celého VT dílu:

$$H_{iz}^{VT} = i_0^{RS} - i_{iz}^{VT} = 3434,6 - 3025,86 = 408,69 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.20)$$

Nakonec byl stanoven reheat faktor:

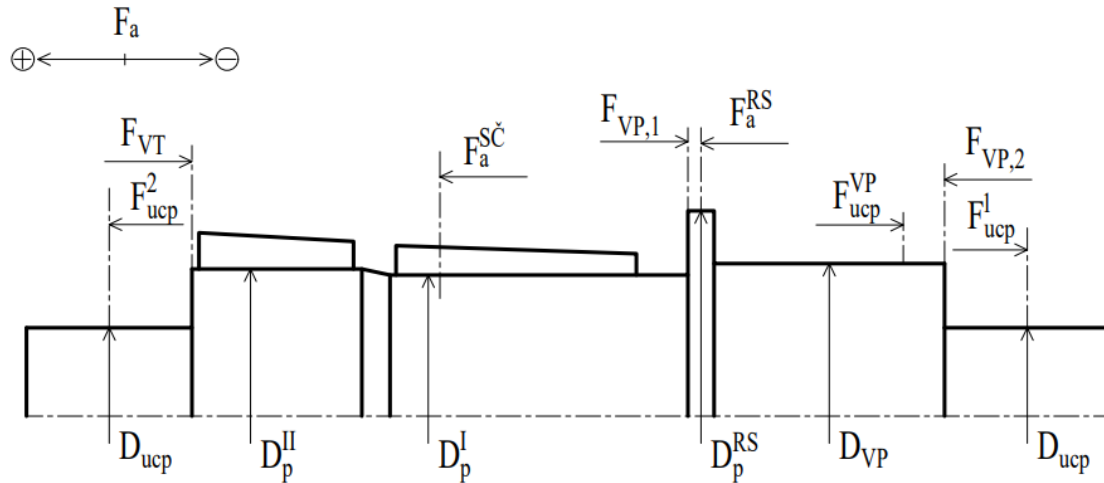
$$(1 + f) = \frac{\sum_{j=1}^{15} H_{iz}^j + H_{iz}^{RS}}{H_{iz}^{VT}} = \frac{334,90 + 80,64}{408,69} = 1,0168 [-] \quad (5.21)$$

6 Vyrovnávací píst a ucpávkový systém

Obecně u mnohostupňových turbín využívající přetlakového lopatkování dosahuje osová síla takových hodnot, jež nelze zachytit pouze axiálními ložisky. Problém se dá řešit použitím vyrovnávacího pístu, anebo změnou proudícího směru nehledě na to, zda se jedná o jednotělesovou či vícetělesovou turbínu. V našem případě je využito vyrovnávacího pístu. Co se týče působící osové síly na věnec oběžných lopatek, skládá se z osové síly na listy lopatek a síly vznikající z rozdílu tlaků páry před a za rotorovou řadou lopatek. [2] Jelikož detailní návrh stupňové části ST a NT dílu nebyl součástí cílů práce, není známá celková axiální síla, a tudíž je výpočet pouze orientační a pro VT díl parní turbíny. Byl proveden výpočet vyrovnávacího pístu pro rozdílné střední průměry, které byly zvoleny z limitu daného patními průměry RS a prvního kužele. Lze si tedy udělat představu, jaké hodnoty axiální síly by byly možné vykompenzovat za použití VP pro dané průměry. Metodika je převzata z literatury [2].

6.1 Axiální síla

Působení sil v rámci VT dílu je vyobrazeno na obr. 6.1.



Obr. 6.1 Schéma axiálních sil působících na rotor VT dílu

Před samotným výpočtem axiální síly je potřeba stanovit neznámé průměry. V první řadě byl zvolen jeden z mezních průměrů vyrovnávacího pístu, tudíž bude výpočet vzorově proveden na následujícím průměru. Další střední průměry VP jsou provedeny jako závislost na obr. 6.2:

$$D_{VP} = 0,740 \text{ m} \quad (6.1)$$

Také je nutné stanovit průměr rotoru předních a zadních ucpávek, opět byl zvolen odhadem:

$$D_{ucp} = 0,40 \text{ m} \quad (6.2)$$

Velikost axiální síly od regulačního stupně byla odvozena z pevnostní kontroly regulačního stupně pro jednu ostříknutou lopatku, rovnice (2.94):

$$\begin{aligned} F_a^{RS} &= \dot{M} \cdot (c_{1a} - c_{2a}) + (p_1 - p_2) \cdot l_1 \cdot s_R \\ F_a^{RS} &= 188,32 \cdot (100,3 - 84,0) + 0,121 \cdot 10^6 \cdot 0,047 \cdot 0,025 \\ F_a^{RS} &= 3208,0 \text{ N} \end{aligned} \quad (6.3)$$

Velikost axiální síly na rotor od všech stupňů stupňové části VT dílu, kde dílčí celková axiální na rotorovou řadu byla určena v rovnici (4.119):

$$F_a^{SČ} = \sum_{i=1}^{15} F_{ac}^{i,st} = 553,8 \text{ kN} \quad (6.4)$$

Pro následující axiální síly bylo potřeba stanovit, mezi kterými tlaky se VP nachází. Na vstupu do pístu je brána hodnota tlaku na výstupu z regulačního stupně:

$$p_1^{VP} = p_2^{RS} = 96,52 \text{ bar} \quad (6.5)$$

Na výstupu z VP je stanoven tlak na výstupu z VT dílu parní turbíny, respektive z patnáctého stupně:

$$p_2^{VP} = p_2^{15st} = 30,62 \text{ bar} \quad (6.6)$$

Nyní bylo možné určit axiální síly od vyrovnávacího pístu:

$$F_{VP,1} = \frac{\pi \cdot (D_{VP}^2 - [D_p^I]^2)}{4} \cdot p_1^{VP} \quad (6.7)$$

$$F_{VP,1} = \frac{\pi \cdot (0,74^2 - 0,722^2)}{4} \cdot 96,52 \cdot 10^5 = 199\,483 \text{ N}$$

$$F_{VP,2} = \frac{\pi \cdot (D_{VP}^2 - D_{ucp}^2)}{4} \cdot p_2^{VP} \quad (6.8)$$

$$F_{VP,2} = \frac{\pi \cdot (0,74^2 - 0,40^2)}{4} \cdot 30,62 \cdot 10^5 = 932\,135 \text{ N}$$

Velikost axiální síly vlivem páry za posledním stupněm VT dílu:

$$F_{VT} = \frac{\pi \cdot ([D_p^{II}]^2 - D_{ucp}^2)}{4} \cdot p_2^{15st} \quad (6.9)$$

$$F_{VT} = \frac{\pi \cdot (0,758^2 - 0,40^2)}{4} \cdot 30,62 \cdot 10^5 = 996\,980 \text{ N}$$

Mimo jiné zde spadají axiální síly od ucpávek. Pro vyrovnávací píst je její hodnota stanovena v rovnici (6.30):

$$F_{ucp}^{VP} = 13466 \text{ N} \quad (6.10)$$

Pro další ucpávky je proces stejný, a tudíž byly shrnuty do tab. 6.1. Celková velikost axiální síly působící na přední ucpávky:

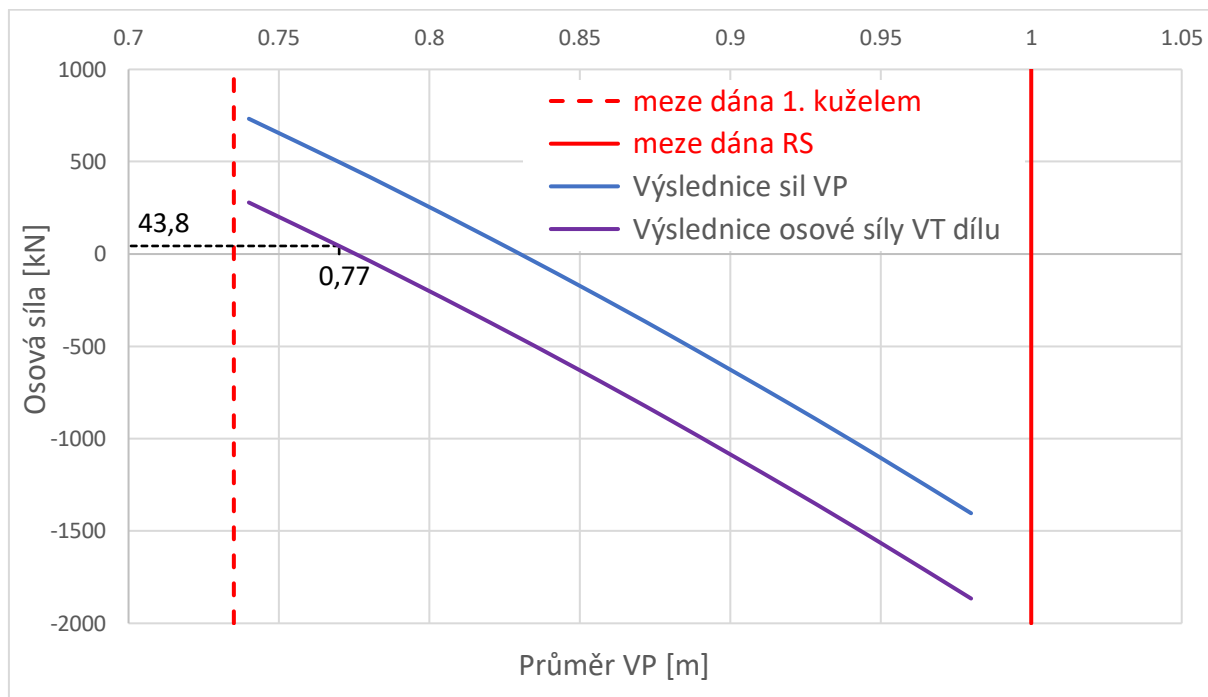
$$F_{ucp}^1 = F_{ucp}^A + F_{ucp}^B - F_{ucp}^C = 2159 + 44 - 5 = 2195 \text{ N} \quad (6.11)$$

Zadní ucpávky:

$$F_{ucp}^2 = F_{ucp}^D + F_{ucp}^E - F_{ucp}^F = 2159 + 44 - 5 = 2195 \text{ N} \quad (6.12)$$

Výsledná axiální síla působící na rotor VT části pro daný průměr VP, která musí být vykompenzována axiálními ložisky:

$$\begin{aligned} F_a &= F_{ucp}^2 - F_{VT} + F_a^{SČ} - F_{VP,1} + F_a^{RS} - F_{ucp}^{VP} + F_{VP,2} - F_{ucp}^1 \\ F_a &= 2195 - 996980 + 553800 - 199483 + 3208 - \\ &- 13466 + 932135 - 2195 = 279\,212 \text{ N} \end{aligned} \quad (6.13)$$



Obr. 6.2 Závislost osově síly působící na VP dle jeho průměru

Obr. 6.2 zobrazuje závislost osově síly působící na vyrovnávací píst na základě jeho průměru. Průměr je omezen zvýrazněnými mezemi, které jsou dány mírně navýšeným patním průměrem prvního kuželu stupňové části a mírně poníženým patním průměrem regulačního stupně. Uvedená charakteristika je pro jednotný stav páry a udává, jakou velikost síly je VP možný kompenzovat s tím, že záporná hodnota značí jeho rezervu. Pro VT díl s konkrétním sílovým působením se optimální hodnota průměru VP pohybuje kolem 0,77 m, jak je zaznačeno na obrázku.

6.2 Ucpávkový systém

Součástí této kapitoly je také orientační definování ucpávkového systému. Z důvodu úniku proudícího média radiálními mezerami na lopatkování, či podél samotné hřídele, je nutné vytvořit ucpávkový systém, jež tento problém vyřeší. Jsou různé typy těsnění a dělí se do dvou hlavních skupin. První jsou těsnění dotykového provedení, které zasahují do rotující části PT. Druhým a zde vypočteným provedením jsou bezdotykové těsnění na bázi labyrintových ucpávek. V tomto případě musí být v postupu zahrnut systém ucpávkové páry, jelikož přes radiální mezery radiálních břitů protéká nezanedbatelné množství páry.

Ucpávkový systém je rozdělen na dvě kapitoly, vyrovnávací píst a ucpávky páry uložené na průměru ložisek. Výpočet je opět převzat z literatury [2].

6.2.1 Ucpávky vyrovnávacího pístu

Jak již bylo zmíněno, ucpávky ve vyrovnávacím pístu jsou bezdotykového provedení a jsou vyrobeny z feritické oceli. Na základě vybraného materiálu je určena materiálová konstanta. Pro feritické oceli je dosazena hodnota 0,85 dle [2]:

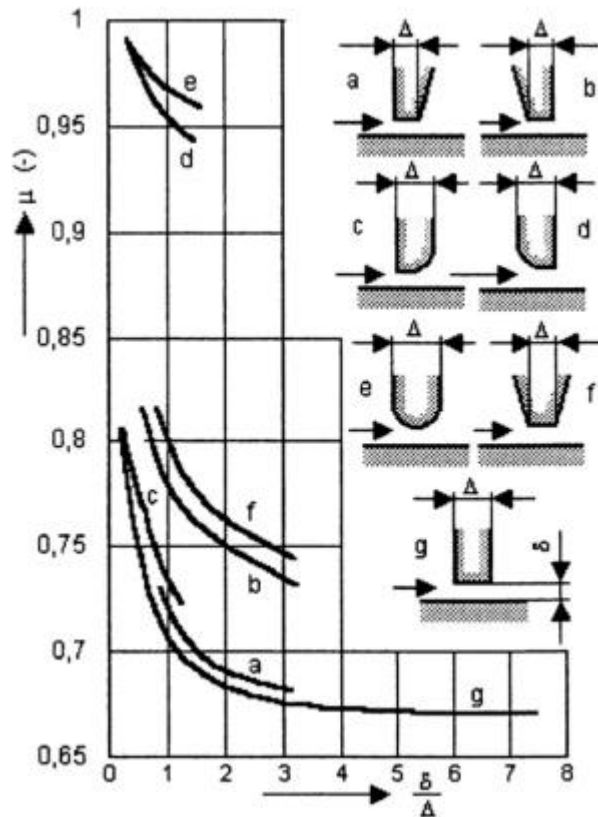
$$B = 0,85 [-] \quad (6.14)$$

Radiální vůle mezi břitů a vnitřním tělesem:

$$\delta = B \cdot D_{VP} + 0,25 = 0,85 \cdot 0,74 + 0,25 = 0,879 \text{ mm} \quad (6.15)$$

Šířka bříty ucpávky je zvolena:

$$\Delta = 0,3 \text{ mm} \quad (6.16)$$



Obr. 6.3 Průtokový součinitel [2]

Poměr potřebný ke stanovení průtokového součinitele:

$$\frac{\delta}{\Delta} = \frac{0,879}{0,3} = 2,930 [-] \quad (6.17)$$

Nyní bylo možné určit průtokový součinitel z uvedeného obr. 6.3, typ provedení byl zvolen „g“:

$$\mu = 0,675 [-] \quad (6.18)$$

Průtočná plocha ucpávek:

$$S = \pi \cdot D_{VP} \cdot \delta = \pi \cdot 0,74 \cdot 0,00293 = 0,00204 \text{ m}^2 \quad (6.19)$$

Stavové parametry páry před ucpávkou VP jsou rovny stavu na výstupu z regulačního stupně:

$$p_1 = p_2^{RS} = 96,52 \text{ bar} \quad (6.20)$$

$$i_1 = i_2^{RS} = 3365,62 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (6.21)$$

$$v_1 = v_2^{RS} = 0,00338 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (6.22)$$

Tlak za vyrovnávacím pístem je totožný s tlakem na výstupu z VT dílu, tudíž výstupní tlak z patnáctého stupně:

$$p_2 = p_2^{15st} = 30,62 \text{ bar} \quad (6.23)$$

Byl zvolen počet břitů ucpávky:

$$z = 60 [-] \quad (6.24)$$

Pro stanovení hmotnostního průtoku ucpávky, bylo nejdříve nutné určit charakter proudění za posledním břitem. Charakter proudění vychází z porovnání tlakových poměrů. Prvním je tlakový poměr před a za ucpávkou:

$$\pi = \frac{p_2}{p_1} = \frac{30,62}{96,52} = 0,317 [-] \quad (6.25)$$

Kritický tlakový poměr:

$$\pi_{krit} = \frac{0,82}{\sqrt{z + 1,25}} = \frac{0,82}{\sqrt{60 + 1,25}} = 0,105 [-] \quad (6.26)$$

Hmotnostní průtok je tedy ovlivněn faktem, jestli se jedná o kritické či nekritické proudění:

$$\dot{M} = \mu \cdot S \cdot \sqrt{\frac{1}{Z + 1,25} \cdot \frac{p_1}{p_2}}, [kg \cdot s^{-1}] \quad \pi \leq \pi_{krit} \quad (6.27)$$

$$\dot{M} = \mu \cdot S \cdot \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{p_1 \cdot v_1 \cdot z}}, [kg \cdot s^{-1}] \quad \pi > \pi_{krit} \quad (6.28)$$

Pro vyrovnávací píst v tomto případě dochází ke podkritickému proudění, tudíž je hmotnostní průtok ucpávkou následující:

$$\dot{M} = \mu \cdot S \cdot \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{p_1 \cdot v_1 \cdot z}} \quad (6.29)$$

$$\dot{M} = 0,675 \cdot 0,00204 \cdot \sqrt{\frac{(96,52^2 - 30,62^2) \cdot 10^{10}}{96,52 \cdot 10^5 \cdot 0,0338 \cdot 60}}$$

$$\dot{M} = 2,854 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

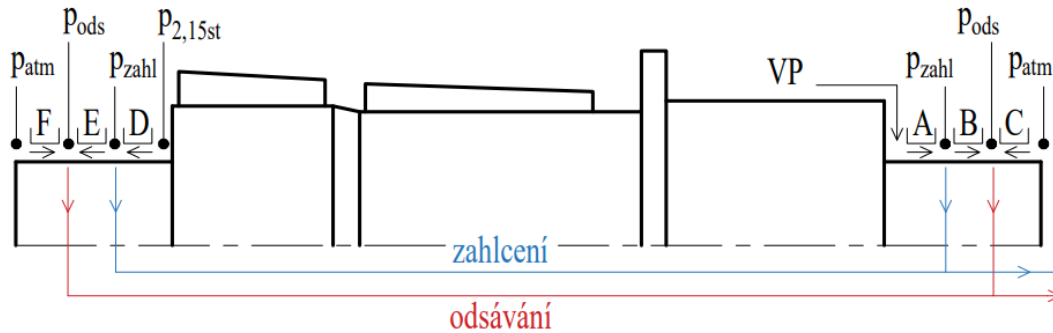
Axiální síla působící na břity ucpávky vyrovnávacího pístu:

$$F_{ucp} = S \cdot (p_1 - p_2) = 0,00204 \cdot (96,52 - 30,62) \cdot 10^5 \quad (6.30)$$

$$F_{ucp} = 13466 \text{ N}$$

6.2.2 Ucpávky páry na rotoru

Kapitola pojednává o orientačním návrhu ucpávky páry na rotoru pro zvolený ložiskový průměr. Schéma objasňující pozice ucpávky společně se směrem proudění je uvedeno na obr. 6.4. Ucpávky jsou rozděleny do tří částí a jsou umístěny na obou koncích VT dílu. Ucpávky s označením A, B a C jsou v přední části za vyrovnávacím pístem. Do ucpávky A vstupuje z části pára z vyrovnávacího pístu, kde po průchodu je proudění rozděleno do větve na zahlcení a zbytek protéká ucpávkou B. V zahlcení je udržován tlak 1,5 baru a ústí do zadních ucpávek do prostoru mezi D a E. Po průchodu ucpávkou B, respektive E, je pára za mírného podtlaku odsávána do kondenzátoru ucpávkové páry. Poslední částí jsou ucpávky C a F, které jsou z jedné strany ve styku s okolním vzduchem a z důvodu mírného podtlaku v předchozí komoře je nasáván vzduch o atmosférickém tlaku.



Obr. 6.4 Schéma ucpávky páry na rotoru

Postup výpočtu pro ucpávky páry na rotoru je totožný s výpočtem ucpávek vyrovnávací pístu v kapitole 6.2.1, a tudíž zde nebude uveden. Každopádně bylo nutné stanovit následující parametry, hlavně co se týče měrného objemu páry a tlaku.

V obou případech jsou stavové parametry páry před vstupem do ucpávek shodné s výstupními parametry ze stupňové části VT dílu:

$$p_1^A = p_1^D = p_2^{15st} = 30,62 \text{ bar} \quad (6.31)$$

$$i_1^A = i_1^D = i_2^{15st} = 3060,91 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (6.32)$$

V ucpávkách dochází ke škrcení, což je izoentaltický děj:

$$i_1^A = i_1^B = 3060,91 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (6.33)$$

$$i_1^D = i_1^E = 3060,91 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (6.34)$$

Tlak páry na zahlcení:

$$p_{zahl} = 1,5 \text{ bar} \quad (6.35)$$

Podtlak páry v místě odsávání:

$$p_{ods} = 0,9 \text{ bar} \quad (6.36)$$

Ze známých tlaků a entalpií byl následně určen měrný objem:

$$v = f(p; i) [\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (6.37)$$

Pro ucpávky C a F bylo nutné určit hustotu nasávaného vzduchu, je určena dle [6] pro teplotu 20 °C:

$$\rho_{vzd} = 1,2047 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \quad (6.38)$$

Z hustoty se stanoví měrný objem nasávaného vzduchu:

$$v_{vzd} = \frac{1}{\rho_{vzd}} = \frac{1}{1,2047} = 0,8301 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (6.39)$$

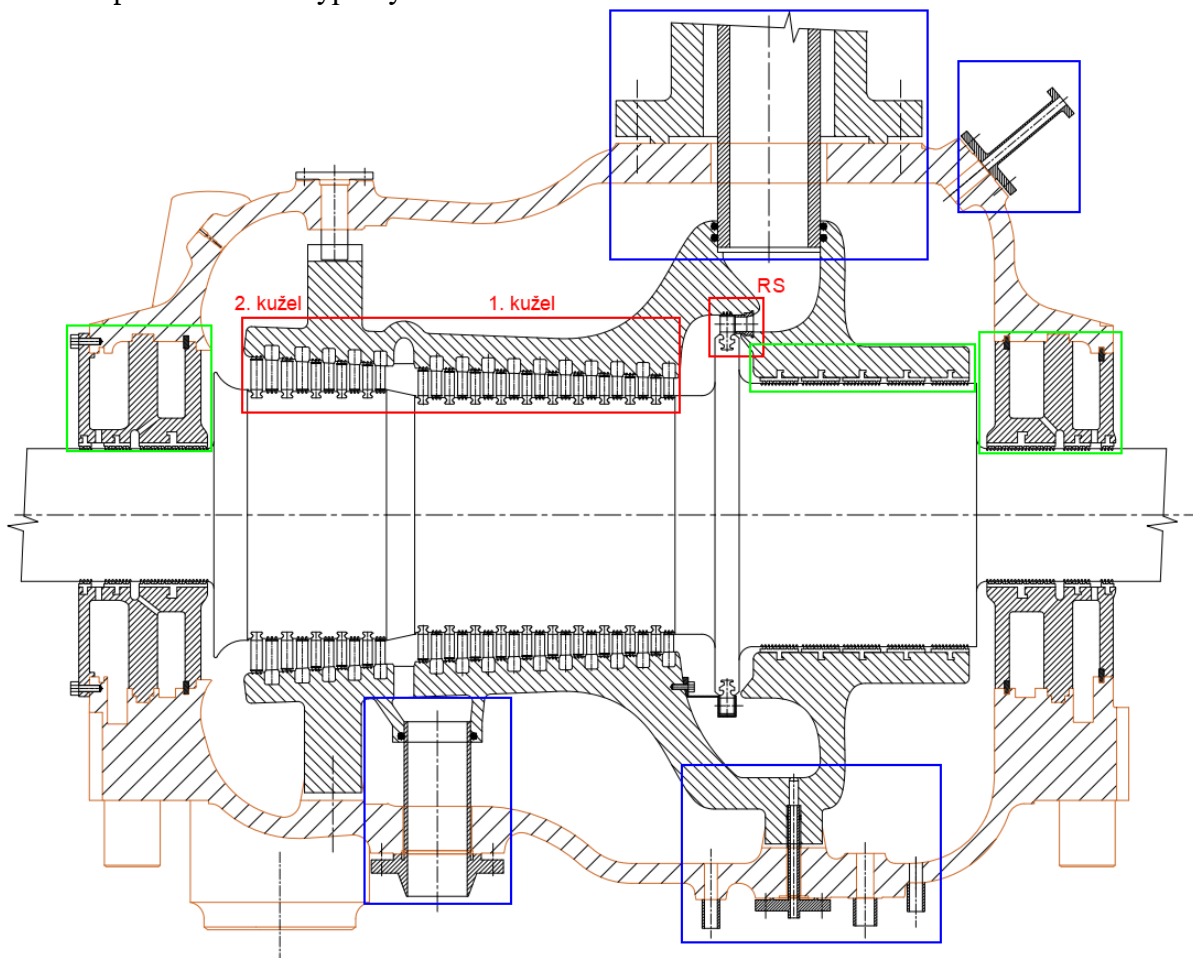
Jsou tedy určeny všechny důležité stavové parametry a výpočet je dále shodný s kapitolou 6.2.1. Výsledky ucpávkového systému pro zvolený průměr hřídele v rovnici (6.2) jsou uvedeny v následující tabulce.

Tab. 6.1 Výsledky ucpávkového systému

Označení	Jednotka	Označení ucpávky					
		A	B	C	D	E	F
D	<i>mm</i>	400	400	400	400	400	400
B	-	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85
δ	<i>mm</i>	0,59	0,59	0,59	0,59	0,59	0,59
Δ	<i>mm</i>	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
δ/Δ	-	1,967	1,967	1,967	1,967	1,967	1,967
μ	-	0,691	0,691	0,691	0,691	0,691	0,691
S	<i>mm²</i>	741,42	741,42	741,42	741,42	741,42	741,42
p_1	<i>bar</i>	30,62	1,5	1,01	30,62	1,5	1,01
v_1	<i>m³ · kg⁻¹</i>	0,0846	1,7380	0,8301	0,0846	1,7380	0,8301
p_2	<i>bar</i>	1,5	0,9	0,9	1,5	0,9	0,9
z	-	20	8	4	20	8	4
π	-	0,049	0,60	0,891	0,049	0,60	0,891
π_{krit}	-	0,178	0,270	0,358	0,178	0,270	0,358
$profil$	-	krit	nekrit	nekrit	krit	nekrit	nekrit
$\dot{M}$	<i>kg · s⁻¹</i>	0,6886	0,0426	0,0406	0,6886	0,0426	0,0406
F_{ucp}	<i>N</i>	2159	44	8	2159	44	8

7 Výkresová dokumentace

Jedním z cílů práce bylo zhotovení výkresu podélného řezu VT dílu parní turbíny. Pracovalo se stávajícím tělesem, tudíž byla vnější skříň zadána. Při výpočtu VT dílu se tedy postupovalo s ohledem na její rozměry. Výstupy práce jsou vypočtené geometrické vlastnosti rotoru. Hlavně se jedná o geometrii průtočného kanálu, lopatek a hřídele. Co se týče ST a NT dílu parní turbíny, byly zanechány v předběžném návrhu, jelikož nebyly předmětem práce. Z tohoto důvodu je také proveden pouze orientační výpočet vyrovnávacího pístu společně s ucpávkovým systémem. Mimo jiné zde proběhla kontrola skříně vůči tangenciálnímu napětí, která bude uvedena později. Z kontroly vyplynulo, že stávající těleso je nedostačující na splnění pevnostní kontroly. Muselo se tedy přejít na dvouplášťové provedení. Obr. 7.1 je pro objasnění barevně zvýrazněný. Oranžovou barvou je označeno stávající těleso, jež bylo součástí zadání. Červeně jsou výše zmíněné vypočtené hodnoty, modrá barva, která značí volené parametry a zelená pro orientační výpočty.



Obr. 7.1 Řez VT dílem parní turbíny

Pevnostní kontrola vnitřních uzlů tělesa parní turbíny byla jedna z cílů práce, každopádně je mimo základní pásmo znalostí z pohledu termodynamického návrhu. Je spíše součástí pevnostního návrhu. Je zde tedy provedena zjednodušeně za pomoci základních vzorců a skříně byla kontrolována pouze pro tangenciální napětí, které je nejvýznamnější složkou napětí. Z tohoto důvodu musí být splněna mezní hodnota bezpečnosti o velikosti 1,8. Výpočet je převzatý z literatury [7]. Vztah pro výpočet tangenciálního napětí je uveden zde:

$$\sigma_t = \frac{\Delta p}{y^2} \cdot \left(\frac{Y^2 + y^2}{Y^2 - 1} \right) [MPa] \quad (7.1)$$

Rozdíl atmosférického tlaku a tlaku uvnitř skříně popisuje veličina Δp , kde y a Y představují poměry poloměrů skříně. Poměr s označením y vyjadřuje:

$$y = \frac{r}{r_1} [-] \quad (7.2)$$

Poměr Y :

$$Y = \frac{r_2}{r_1} [-] \quad (7.3)$$

Byla zde provedena vzorová kontrola nejvíce kritického místa, kterou je oblast bezprostředně za regulačním stupněm kvůli vysokým hodnotám tlaku a teploty. Jeho kontrola je následující:

$$\Delta p = p_2^{RS} - p_{atm} = 96,52 - 1,01 = 95,51 \text{ bar} \quad (7.4)$$

$$y = \frac{r}{r_1} = \frac{0,98}{0,95} = 1,0316 [-] \quad (7.5)$$

$$Y = \frac{r_2}{r_1} = \frac{1,01}{0,95} = 1,0632 [-] \quad (7.6)$$

Tangenciální napětí je tedy:

$$\sigma_t = \frac{\Delta p}{y^2} \cdot \left(\frac{Y^2 + y^2}{Y^2 - 1} \right) = \frac{95,51 \cdot 10^5}{1,0316^2} \cdot \left(\frac{1,0632^2 + 1,0316^2}{1,0632^2 - 1} \right) \quad (7.7)$$

$$\sigma_t = 151,1 \text{ MPa}$$

Kontrola bezpečnosti závisí na teplotě v daném místě, jelikož ovlivňuje mez dovoleného napětí materiálu. Typ materiálu vnější skříně byl dodán firemním konzultantem a jedná se o materiál s označením 1.7357. Hodnota dovoleného napětí pro teplotu 500 °C:

$$\sigma_{dov} = 175 \text{ MPa} \quad (7.8)$$

Nyní byla vypočtena bezpečnost:

$$k = \frac{\sigma_{dov}}{\sigma_t} = \frac{175}{151,1} = 1,158 [-] \quad (7.9)$$

Jelikož je bezpečnost jednoplášťového provedení moc nízká, bylo nutné navrhnout geometrii druhého pláště, respektive vnitřního tělesa. Jeho materiál nese označení 1.7379. Pevnostní kontrola vnitřního tělesa je uvedena v následující tabulce.

Tab. 7.1 Pevnostní kontrola vnitřních uzlů

Označení	Jednotka	Označení úseku		
		RS	1.	2.
r_1	m	0,603	0,442	0,478
r	m	0,653	0,492	0,528
r_2	m	0,703	0,542	0,578
B	m	0,1	0,1	0,1
Δp	bar	95,51	46,96	29,61
σ_t	MPa	57,4	20,6	14,1
t	$^{\circ}C$	500	400	300
σ_{dov}	MPa	280	315	345
k	—	4,877	15,3	24,5

ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce byl retrofit kondenzační parní turbíny o zadáných parametrech. Postup výpočtu je iterační, tudíž bylo nutné nejprve některé veličiny vhodně zvolit a posléze byly dopočteny. Byl využit program MS Excel s doplňkem X Steam Tables v2.6 pro automatické stanovení termodynamických parametrů vody a vodní páry.

První kapitola pojednává o návrhu tepelného schématu. Turbína je třítělesová a byla navržena se sedmi neregulovanými odběry pro regenerační výměníky a jedním odběrem do napájecí nádrže pro odplynění. Neregulované odběry se dělí na tři vysokotlaké regenerační ohříváky a čtyři nízkotlaké ohříváky. V obou případech bylo zvoleno kaskádování kondenzátu do následujícího ohříváku. Dále se zde počítá s nedohřevem a podchlazením v jednotlivých tepelných výměnících pro zvýšení účinnosti cyklu. Co se týče kondenzátoru, byl zachován dle stávající turbíny vodou chlazený. Hlavním výstupem jsou hmotnostní průtoky v odběrech a celkový hmotnostní průtok, jenž byl stanoven ve výši 188,32 kg/s na základě celkové technické práce turbíny. Závěrem jsou uvedena tři tepelná schémata pro zadané hodnoty svorkového výkonu (100 % 105 % a 80 %).

Druhá kapitola se zabývá předběžným a detailním návrhem regulačního stupně. Před samotným výpočtem došlo k vyhodnocení dvou možných provedení, kde nakonec bylo zvoleno provedení A-kolo. Byl zhotoven prvotní návrh, který byl později v rámci optimalizace propojen s následujícími kapitolami. Kapitola obsahuje i pevnostní kontrolu daných profilů lopatek, které byly vybrány z literatury [2] a jsou uvedeny v tab. 2.1. Posléze došlo k přepočtu prvotního návrhu, kdy konečný střední průměr regulačního stupně odpovídá 1,15 m s rychlostním poměrem u/c_{iz} ve výši 0,449. Co se týče vnitřní termodynamické účinnosti je rovna 84,5 % s finálním vnitřním výkonem 12878 kW.

Ve třetí a následující kapitole dochází k výpočtu stupňové části. V předběžném návrhu je stanovena základní geometrie průtočného kanálu. Na počátku bylo zvoleno přetlakové lopatkování s konstantním patním průměrem a pro zjednodušení výpočtu byly uvažovány všechny lopatky jako prizmatické. Celá stupňová část byla rozdělena dle tepelného schématu do devíti kuželů, kde pro každý z nich byl proveden samostatný výpočet. Výstupem je předběžná délka první a poslední lopatky jednotlivých kuželů. Současně je zde stanoven počet stupňů v každém kuželu. Z důvodu vysokých hodnot průtoku bylo rozhodnuto pro ST a NT díl provedení diablo. Konečné rozložení stupňů je 10-5-14-16-8-8-8-6-4. Předběžný návrh má převážně pouze roli orientační a slouží pro prvotní vstupní hodnoty do následující kapitoly. Během detailního návrhu VT dílu byl výpočet proveden pro každý stupeň zvlášť počínaje posledním stupněm. V rámci této práce byl konec stanoven posledním stupněm VT dílu parní turbíny, respektive posledním stupněm druhého kuželu, jelikož detailní výpočet ST a NT dílu nebyl předmětem práce. Nejdříve byly odhadnuty profily lopatek každé lopatkové řady, které se posléze měnily na potřeby výsledků pevnostní kontroly. Jednalo se tedy zejména o ohybové napětí, protože se počítalo pouze s krátkými lopatkami, a tedy napětí tahem bylo téměř zanedbatelné. Dalším krokem byla optimalizační fáze, ve které došlo ke zpětnému propojení detailního návrhu VT dílu PT s regulačním stupněm a tepelným schématem. Předmětem již zmíněné fáze bylo dosažení optimálního zatížení každého stupně ve formě tlakového čísla změnou geometrie průtočného kanálu, či otevíráním a zavíráním lopatkových řad. Tato hodnota byla stanovena na 2,8. Sledován byl i stupeň reakce pro každý stupeň, aby dosahoval hodnoty 0,5 a v poslední řadě i Machovo číslo, které je pro naše účely celkem nepodstatné vzhledem k tomu, že meze rychlosti zvuku na konci VT dílu nebude nikdy dosaženo a jedná se o kritérium pro poslední stupeň kondenzační parní turbíny. Bylo dbáno také na pevnostní kontrolu

zvolených profilů lopatek, která byla ještě ovlivněna celkovou axiální délkou, aby se stupňová část VT dílu vešla do stávajícího tělesa. Výsledky celého výpočtu jsou uvedeny na konci kapitoly s grafy sledovaných veličin pro snadnější představu.

Pátá kapitola slouží jako souhrn konečných parametrů VT dílu parní turbíny pro nominální svorkový výkon 210 MW. Výsledná celková vnitřní termodynamická účinnost dosahuje výše 92 % s celkovým vnitřním výkonem 69,5 MW. Na závěr byl stanoven celkový faktor zpětného využití ztrát, který odpovídá 1,0168.

V šesté kapitole je uveden orientační výpočet vyrovnávacího pístu společně s ucpávkovým systémem pro VT díl. Z důvodu neznalosti celkové osově silového působení od ST a NT dílu, nebylo možné přesně určit potřebný průměr VP. Je zde tedy názorně uveden postup pro zvolený průměr, kde je posléze zhotovena závislost osově síly na jeho průměru. Graf udává, jak vysokou osovou sílu je vyrovnávací píst schopen, při daném zapojení do protitlaku VT dílu, vykompenzovat. Ucpávkový systém je proto vypočten pro zvolený průměr ze stejných důvodů. Každopádně osová síla nemá na celkovou sílu v rámci VT dílu žádný vliv, protože na předních i zadních ucpávkách je stejný vstupní tlak do první ucpávky (označení A, respektive D).

Sedmá kapitola vizuálně představuje na obr. 7.1 zadané vnější těleso současně s barevným označením toho, co bylo vypočteno, vhodně zvoleno, či orientačně odhadnuto. Součástí je i výpočet vnitřních uzlů stávajícího tělesa ve zjednodušené formě, jelikož tento nespadá do termodynamického návrhu, ale je spíše předmětem návrhu pevnostního. Kontrolována je pouze nejvýznamnější složka napětí, což je tangenciální složka. Výstupem výpočtu pro dodaný materiál stávajícího tělesa firemním konzultantem je velmi nízká bezpečnost pro jednoplášťové provedení, proto bylo nutné navrhnout vnitřní těleso a provést jeho kontrolu. Součástí této práce je také příloha, která obsahuje podélný řez VT dílu parní turbínou.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] KRBEK, Jaroslav, Bohumil POLESNÝ a Jan FIEDLER. *Strojní zařízení tepelných centrál: návrh a výpočet*. Brno: PC-DIR Real, s.r.o, 1999. ISBN 80-214-1334-4.
- [2] FIEDLER, Jan. *Parní turbíny: návrh a výpočet*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004, 66 s. ISBN 80-214-2777-9.
- [3] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Tepelné turbíny a turbokompresory: Základy teorie a výpočtů*, I. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004. ISBN 80-7204-346-3.
- [4] ŠKOPEK, Jan a Západočeská univerzita. *Parní turbína: tepelný a pevnostní výpočet*. Plzeň: Západočeská univerzita, 2003. ISBN 80-7043-256-X.
- [5] KRBEK, Jaroslav a Bohumil POLESNÝ. *Závěrečný projekt: výpočet tepelných turbín a jejich příslušenství*. Brno: Rektorát Vysokého učení technického v Brně, 1986. ISBN 55-596-87.
- [6] BUREŠ, Jiří. Program converter: Fyzikální vlastnosti vzduchu. Converter.cz [online]. 1998 [cit. 2022-05-14]. Dostupné z: <http://www.converter.cz/tabulky/vzduch.htm>
- [7] BEČVÁŘ, Josef. *Tepelné turbíny*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1968. Řada strojírenské literatury.

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Symbol	Jednotka	Veličina
$(1 + f)$	—	Reheat faktor
α	$^{\circ}; -$	Úhel absolutní rychlosti; poměrný průtok
β	$^{\circ}; -$	Úhel relativní rychlosti; poměrný průtok
γ	$^{\circ}$	Úhel nastavení profilu
Δ	$-; m$	Rozdíl, změna, ztráta, šířka bříty
δ	$^{\circ}\text{C}; ^{\circ}\text{C}; m$	Nedohřev, podchlazení, vůle
ε	—	Parciální ostřík
η	—	Účinnost
μ	—	Průtokový součinitel
ξ	—	Poměrná ztráta
π	—	Tlakový poměr
ρ	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}; -$	Hustota, stupeň reakce
σ	MPa	Napětí
φ	—	Rychlostní součinitel pro stator
ψ	$-; -$	Rychlostní součinitel pro rotor, tlakové číslo
ω	$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$	Úhlová rychlost
a	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	Měrná práce
B	$m; -$	Šířka lopatky, konstanta materiálu
c	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}; m$	Absolutní rychlost, délka tětiny
D	m	Průměr
d	m	Průměr
F	N	Síla
g	$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$	Tíhové zrychlení
h	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	Spád
H	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	Spád
i	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	Entalpie
k	$-; -$	Součinitel ztráty, bezpečnost
L	m	Délka kuželu
l	m	Délka lopatky
$\dot{M}$	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	Hmotnostní průtok
M	$N \cdot m$	Moment
Ma	—	Machovo číslo
m	kg	Hmotnost
n	s^{-1}	Otáčky
P	W	Výkon
p	bar	Tlak
Pa	—	Parsonsovo číslo
r	m	Poloměr
S	m^2	Průřez
s	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	Měrná entropie
s	m	Rozteč
s/c	—	Poměrná rozteč
t	$^{\circ}\text{C}$	Teplota
u	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	Obvodová rychlost
V	m^3	Objem

Symbol	Jednotka	Veličina
v	$m^3 \cdot kg^{-1}$	Měrný objem
W	m^3	Modul v průřezu v ohybu
X	$m; -$	Axiální poloha, krok
x	$-; m$	Suchost, výrobní tolerance
Z	$-; -$	Počet stupňů, počet lopatek
z	$kJ \cdot kg^{-1}$	Ztráty

Horní a dolní indexy

Index	Význam
∞	Pro nekonečně dlouho lopatku
'	Stav v odběru, stav na výstupu ze stupně
0	Stav před statorem
1	Stav mezi statorem a rotorem
2	Stav za rotorem
a	Axiální
atm	Atmosférický
b	Bandáž
c	Celkový
ch	Chladicí voda
dov	Dovolené
E	Stav za posledním stupněm
ekv	Ekvivalentní
G	Generátor
h	Hlavový
i	Vnitřní
I	Římská číslice – označení kužele
in	Vstup
iz	Izoentropický
j	Pořadové číslo
k	Kondenzát v nízkotlaké regeneraci, ztráta
KČ	Kondenzátní čerpadlo
kp	Potrubí nízkotlaké regenerace
krit	Kritický
l	List
m	Mechanický
min	Minimální
N	Nedohřev
n	Kondenzát vysokotlaké regenerace, výstup z kuželu
NČ	Napájecí čerpadlo
NN	Napájecí nádrž
np	Potrubí vysokotlaké regenerace
NTO	Nízkotlaký ohřívák
NV	Napájecí voda
o	Ohybový
od	Odstředivý

Index	Význam
odb	Odběr
ods	Odsávací
opt	Optimální
ost	Ostatní
out	Výstup
p	Patní
pp	Přihřátá pára
P	Podchlazení
R	Rotor
r	Radiální
RS	Regulační stupeň
red	Redukovaný
S	Stator
s	Střední
ST	Stupeň
st	Stupeň, střední
sv	Svorkový
sat	Saturační
stř	Střední
š	Špice
t	Tahové, tangenciální
tř	Třecí
TDi	Vnitřní termodynamický
u	Obvodový
ucp	Ucpávkový
v	Ztráta rozvějířením
VT	Vysokotlaký díl
VTO	Vysokotlaký ohřívák
vzd	Vzduch
x	Krok, suchost
z	Ztrátový
zahl	Zahlcovací

Zkratky

Zkratka	Význam
KČ	Kondenzátní čerpadlo
NERO	Neregulovaný odběr
NN	Napájecí nádrž
NTO	Nízkotlaký ohřívák
PT	Parní turbína
RS	Regulační stupeň
SČ	Stupňová část
VP	Vyrovnávací píst
VTO	Vysokotlaký ohřívák

SEZNAM PŘÍLOH

- 1 Řez VT dílu parní turbíny