



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

PARNÍ TURBÍNA PRO BIOMASOVÝ BLOK

STEAM TURBINE FOR BIOMASS POWER PLANT

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Mgr. et Bc. Jakub Doseděl

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Petr Kracík, Ph.D.

BRNO 2020

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Mgr. et Bc. Jakub Doseděl**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Energetické inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Petr Kracík, Ph.D.**
Akademický rok: 2019/20

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:

Parní turbína pro biomasový blok

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte kondenzační parní turbínu pro následující parametry:

maximální hmotnostní průtok páry do turbíny 120,0 t/h

tlak admisní páry 44,0 bar(a)

teplota admisní páry 440,0 °C

teplota odplynění 125,0 °C

tlak páry regulovaného odběru 3,0 bar(a)

hmotnostní průtok páry RO 0 – 60 t/h

průměrná teplota okolního vzduchu 25,0 °C

Další nespecifikované parametry vhodně zvolte.

Cíle diplomové práce:

- 1) návrh tepelného schématu,
- 2) termodynamický návrh parní turbíny s ohledem na vybraná pevnostní kritéria,
- 3) provozní charakteristika vybraných veličin navržené PT,
- 4) koncepční řez vybraného uzlu turbíny.

Seznam doporučené literatury:

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

KRBK, 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 2019/20

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Cílem diplomové práce je návrh kondenzační parní turbíny na základě zadaného maximálního průtoku páry do turbíny 120 t/h, teploty admisní páry 440,0 °C, teploty odplynění 125,0 °C, tlaku páry regulovaného odběru 3,0 bar(a), hmotnostním průtokem páry 0 – 60 t/h a průměrné teplotě okolního vzduchu 25,0 °C.

Výsledkem práce je parní turbína s reakčním lopatkováním o výkonu 28,76 MW_e a účinnosti 82 %.

Klíčová slova

Parní turbína, termodynamický výpočet, přetlakové lopatkování, pevnostní výpočet

ABSTRACT

The aim of this diploma thesis is a design of a condensing steam turbine based on technical specification of inlet steam - maximal mass flow 120 t/h, temperature 440 °C; on temperature in deaerator 125 °C; on mass flow 0 – 60 t/h and pressure 3,0 bar(a) of regulated steam extraction and on ambient temperature in the vicinity 25 °C.

The result contains steam turbine with reaction blading, work output 28,76 MW_e and efficiency 82 %.

Key words

Steam turbine, thermodynamic calculation, reaction blading, strength calculation

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

DOSEDĚL, Jakub. Parní turbína pro biomasový blok. Brno, 2020. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/124287>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Petr Kracík. 69 s.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma **Parní turbína pro biomasový blok** vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

Datum

Mgr. et Bc. Jakub Doseděl

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych na tomto místě poděkoval zejména vedoucímu práce panu Ing. Petru Kracíkovi, Ph.D. za poskytnuté rady a připomínky a zejména za jeho shovívavost při psaní závěrečné práce.

OBSAH

ÚVOD	9
1 Tepelné schéma.....	11
1.1 Stavové hodnoty páry	12
1.2 Hmotnostní a energetická bilance oběhu.....	18
1.3 Výsledné hodnoty.....	19
2 Regulační stupeň.....	21
2.1 Předběžný návrh.....	21
2.2 Detailní výpočet a-kola	24
3 Předběžný výpočet stupňové části parní turbíny.....	30
3.1 Geometrie a počet stupňů	31
3.2 Energetická bilance skupiny stupňů	32
4 Detailní výpočet stupňové části	37
4.1 Energetická bilance stupně	37
4.2 Rychlostní trojúhelník	41
4.3 Charakteristické hodnoty stupně	42
5 Profily lopatek a pevnostní výpočet.....	49
5.1 Profily lopatek	49
5.2 Pevnostní výpočet.....	51
6 Ucpávkový systém a vyrovnávací píst.....	54
6.1 Vyrovnávací píst.....	54
6.2 Ucpávkový systém	55
7 Ložiska	56
7.1 Axiální ložisko	56
7.2 Radiální ložisko.....	57
8 Parametry turbíny.....	60
8.1 Elektrický výkon turbíny a účinnost	60
8.2 Spotřební charakteristika	61
9 ZÁVĚR	63
10 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	64
11 SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK	65
12 SEZNAM OBRÁZKŮ	68
13 SEZNAM TABULEK.....	69

ÚVOD

Parní kondenzační turbína patří po více jak sto let k základním kamenům energetické soustavy, i když se během tohoto dlouhého období měnil způsob získávání páry, respektive tepla pro její výrobu, od spalování uhlí nebo plynu až k využití jaderného štěpení, principy, na kterých parní turbína pracuje, se nemění. Jako součást turbosoustrojí parní turbína mění energii tepelnou v energii mechanickou, která se v generátoru mění na energii elektrickou.

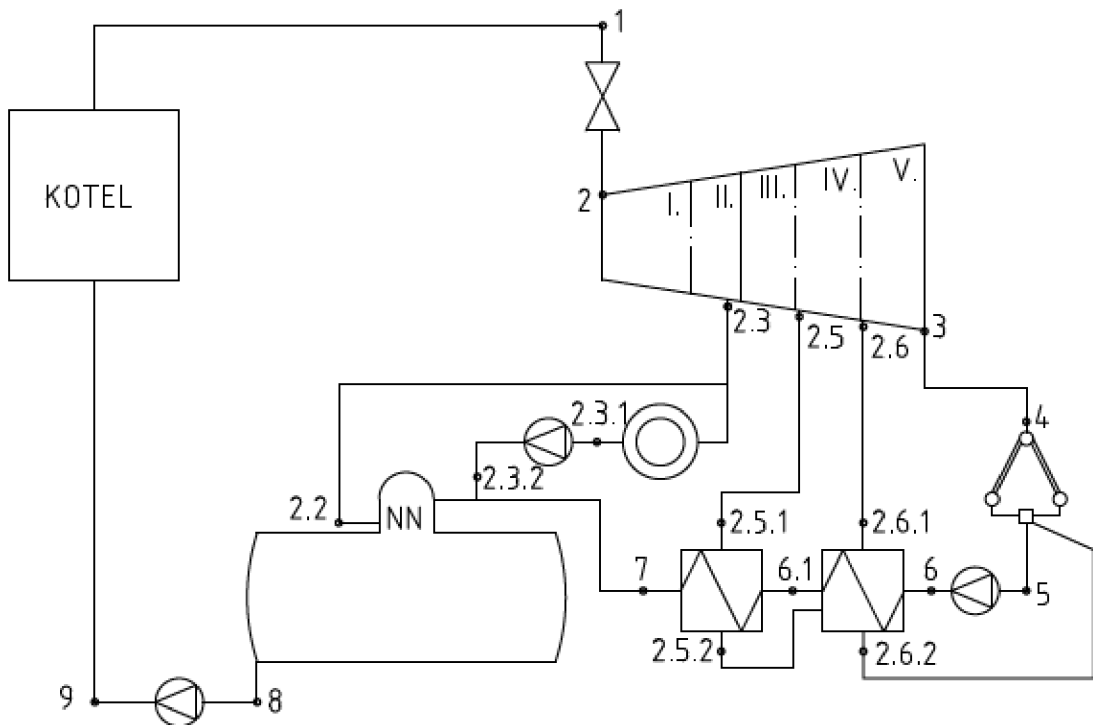
Koloběh vody a páry v elektrárně je popsán pomocí Rankin – Clausiova cyklu. Pro zvýšení jeho účinnosti je v rámci plnění cíle diplomové práce – návrhu tepelného schématu uvažováno o instalaci dvou nízkotlakých ohříváků, které společně se zadaným regulovaným odběrem předurčují základy výsledného návrhu. Zbylé parametry tepelného schématu jsou společně s parametry ohříváků stanoveny v kapitole druhé.

Další kapitoly obsahují těžiště diplomové práce, kterým je návrh stupňové části společně s návrhem regulačního stupně. Všechny výpočty jsou prováděny pomocí programu Microsoft Excel pro jmenovitý stav, tj. hodnoty maximálního průtoku a nulového odběru regulovaným odběrem. Pro regulační stupeň i stupňovou část je nejdříve proveden předběžný výpočet pro určení základních parametrů, které jsou využity při detailním výpočtu. Následný detailní výpočet zpětně ovlivňuje dříve vypočtené hodnoty, což z práce není patrné, jelikož jsou uvedeny až konečné výsledky výpočtů. Samotný detailní výpočet zahrnuje tři části. První se týká energetické bilance a stavových hodnot páry v jednotlivých částech stupně, tedy před státorem, před rotorem a za rotorem, dále jsou v této první části zahrnuty ztráty a určena účinnost lopatkové řady. Druhá část zahrnuje výpočet specifických rychlostí v rychlostním trojúhelníku stupně. V části třetí je zvoleno lopatkování řady a společně s tím je provedena kontrola pevnosti zvolených lopatek. Následuje část věnující se výpočtu ucpávek, vyrovnávacího pístu a ložisek

Poslední kapitola diplomové práce popisuje charakteristické veličiny turbíny jako celku a zabývá se také výkonem turbíny při provozu mimo návrhové parametry.

1 Tepelné schéma

Prvním předpokladem řádného výpočtu tělesa turbíny je určení tepelného schématu oběhu, jehož je parní turbína součástí. Některé základní údaje nutné pro výpočet jsou součástí zadání, viz tab. 1.1. Další hodnoty, zejména tlakové ztráty, vychází jak z doporučení uvedených v odborné literatuře, tak z konzultací s vedoucím práce. Na odhadnuté hodnoty je v práci upozorněno zvlášť. Pro určení stavových hodnot páry v celé práci a i pro její výpočet je využit program Microsoft Excel s doplňkem X Steam Tables v2.6. Níže popsany postup je rozveden pro případ, kdy nedochází k odběru regulovaným odběrem a všechna pára je tak využívána v turbíně. Pro lepší orientaci ve výpočtu jsou dolní indexy u jednotlivých stavových hodnot páry shodné se značením uvedeným v obr. 1.1.



Obrázek 1.1 Tepelné schéma oběhu

Tabulka 1.1 Zadané hodnoty

Maximální hmotnostní průtok páry do turbíny	M_1	$120 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$
Tlak admisní páry	p_1	$44,0 \text{ bar(a)}$
Teplota admisní páry	t_1	$440,0 \text{ }^\circ\text{C}$
Teplota odplynění	t_{NN}	$125,0 \text{ }^\circ\text{C}$
Tlak páry regulovaného odběru	$p_{2.3}$	$3,0 \text{ bar(a)}$
Hmotnostní průtok páry regulovaným odběrem	$M_{2.3.1}$	$0 - 60 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$
Průměrná teplota okolního vzduchu	t_{ok}	$25 \text{ }^\circ\text{C}$

1.1 Stavové hodnoty páry

Postup výpočtu je takový, že nejdříve je spočtena větev mezi napájecí nádrží (bod 8) a vstupem páry do turbíny za regulačním ventilem (bod 2). Poté jsou na základě hodnot v napájecí nádrži určeny stavové hodnoty páry pro odplynění, následuje výpočet v kondenzátoru a kondenzátním čerpadle. Jako poslední jsou zjišťovány stavové hodnoty páry pro nízkotlakou regeneraci v NTO1 a NTO2.

Napájecí nádrž

Výpočet napájecí nádrže vychází ze zadané teploty odplynění t_{NN} a předpokladu, že tlak v napájecí nádrži p_{NN} je saturační tlak pro předmětnou teplotu.

$$t_{NN} = 125 \text{ °C} \quad (1.1)$$

$$p_{NN} = f(t_{NN}, x = 1) = 2,32 \text{ bar} \quad (1.2)$$

$$i_{NN} = f(t_{NN}, x = 1) = 2713,11 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (1.3)$$

$$s_{NN} = f(t_{NN}, x = 1) = 7,077 \frac{\text{kJ}}{\text{K}} \quad (1.4)$$

$$v_{NN} = f(t_{NN}, x = 1) = 0,770 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (1.5)$$

Napájecí čerpadlo

Pro učení práce napájecího čerpadla je nejdříve nutné určit stavové hodnoty vody před a za napájecím čerpadlem. Při určení hodnot mezi napájecí nádrží a napájecím čerpadlem předpokládáme, že teplota a tlak jsou shodné s hodnotami v napájecí nádrži a jedná se pouze o kapalinu.

$$t_8 = t_{NN} = 125 \text{ °C} \quad (1.6)$$

$$p_8 = p_{NN} = 2,32 \text{ bar} \quad (1.7)$$

$$i_8 = f(t_{NN}, x = 0) = 525,06 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (1.8)$$

$$s_8 = f(t_{NN}, x = 0) = 1,582 \frac{\text{kJ}}{\text{K}} \quad (1.9)$$

$$v_8 = f(t_{NN}, x = 0) = 0,00106 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (1.10)$$

Pro určení stavových hodnot za napájecím čerpadlem (bod 9) vycházíme z odhadu tlakových ztrát v úseku od napájecího čerpadla po uzavírací armaturu. Odhad byl učiněn na základě hodnot uvedených v [6]. V případě tlakové ztráty dané rozdílem výšky napájecího čerpadla a výstupního hrdla uvažujeme $h = 10 \text{ m}$ a hustotu vody $\rho_v = 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$, neboť takto vzniklá tlaková ztráta je marginální, a proto nejsou uvedeny přesné stavové hodnoty.

$$\text{Tlaková ztráta v potrubí napájecí vody:} \quad \Delta p_{nv} = 2,5 \text{ bar} \quad (1.11)$$

$$\text{Tlaková ztráta v regulačním ventilu napájecí vody:} \quad \Delta p_{vv} = 10 \text{ bar} \quad (1.12)$$

$$\text{Tlaková ztráta daná rozdílem polohy napájecího čerpadla a výstupního hrdla kotle:} \\ h = 10 \text{ m} \quad (1.13)$$

$$\rho_v = 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}, \quad (1.14)$$

$$\Delta p_{geov} = h \cdot \rho_v \cdot g = 10 \cdot 1000 \cdot 9,81 = 0,981 \text{ bar} \quad (1.15)$$

$$\text{Tlaková ztráta v parním potrubí mezi kotlem a uzavírací armaturou turbíny:} \\ \Delta p_p = 0,185 \cdot p_1 = 0,185 \cdot 44 = 8,14 \text{ bar} \quad (1.16)$$

$$\text{Tlaková ztráta na vodní straně kotle:} \\ \Delta p_k = 0,047 \cdot p_1 = 0,047 \cdot 44 = 2,07 \text{ bar} \quad (1.11)$$

Celková tlaková ztráta mezi napájecím čerpadlem a uzavírací armaturou turbíny:

$$\Delta p_{zt} = \Delta p_{nv} + \Delta p_{vv} + \Delta p_{geov} + \Delta p_p + \Delta p_k = 2,5 + 10 + 0,981 + 8,14 + 2,07 = 23,69 \text{ bar} \quad (1.12)$$

Požadovaný tlak za napájecím čerpadlem:

$$p_9 = p_1 + \Delta p_{zt} = 44 + 23,69 = 67,69 \text{ bar} \quad (1.13)$$

Pro výpočet změny entalpie napájecí vody $\Delta i_{N\check{C}}$ v napájecím čerpadle uvažujeme účinnost napájecího čerpadla $\eta_{N\check{C}}$ [6].

$$\eta_{N\check{C}} = 80 \% \quad (1.14)$$

$$\Delta i_{N\check{C}} = \frac{(p_9 - p_{NN}) \cdot v_8}{\eta_{N\check{C}}} = \frac{(67,69 - 2,32) \cdot 0,00106}{0,8} \cdot 100 = 8,68 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (1.15)$$

Na základě výše spočteného můžeme určit hodnoty za napájecím čerpadlem (bod 9):

$$i_9 = i_8 + \Delta i_{N\check{C}} = 525,06 + 8,68 = 533,74 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (1.16)$$

$$t_9 = f(i_9, p_9) = 126 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.17)$$

$$s_9 = f(i_9, p_9) = 1,586 \frac{\text{kJ}}{\text{K}} \quad (1.18)$$

$$v_9 = f(i_9, p_9) = 0,00106 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (1.19)$$

Tlakové ztráty před turbínou

Na vstupu do regulačního stupně turbíny je tlak admisní páry snížen o tlakové ztráty Δp_a v hlavní uzavírací armatuře, spouštěcím ventilu a regulačních ventilech, které jsou odhadnuty na základě hodnot uvedených v [6]. Tyto ztráty považujeme za izoentalpické.

Vlastnosti páry vstupující do regulačního stupně turbíny (bod 2):

$$\Delta p_a = 0,04 \quad (1.20)$$

$$p_2 = p_1 \cdot (1 - \Delta p_a) = 44 \cdot (1 - 0,04) = 42,24 \text{ bar} \quad (1.21)$$

$$i_2 = i_1 = 3302,07 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (1.22)$$

$$v_2 = f(i_2, p_2) = 0,0742 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (1.23)$$

$$t_2 = f(i_2, p_2) = 438,9 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.24)$$

$$s_2 = f(i_2, p_2) = 6,874 \frac{\text{kJ}}{\text{K}} \quad (1.25)$$

Odplynění

Jak vyplývá z výše uvedeného, tlak v napájecí nádrži je 2,32 bar. Vzhledem k tomu, že tlak regulovaného odběru jsou 3 bary, je pro odplynění zvolen stejný tlak, tedy 3 bary. Rozdíl 0,68 bar je přisouzen jak tlakovým ztrátám v potrubí, tak možnému škrcení páry. Vzhledem k tomu, že při dalších výpočtech je uvažována pouze entalpie páry určené k odplynění a škrcení je považováno za izoentalpický děj, není nutné odhadovat případný poměr mezi škrcením a ztrátami, proto se uvažuje v bodě 2.2 o páře o tlaku $p_{2.2} = p_{NN} = 2,32 \text{ bar}$ a entalpii $i_{2.2} = i_{2.3}$.

V části parní turbíny I. a II., včetně regulačního stupně, je pro výpočet tepelného schématu uvažována celková termodynamická účinnost $\eta_{TDT} = 85 \%$ a ztráta v regulovaném odběru $\Delta p_{ZRO} = 1,5 \text{ bar}$. Na základě stavu páry při vstupu do turbíny (bod 2) lze určit pomocí izoentropické expanze pracovní bod páry na výstupu z regulačního stupně (bod 2.3).

$$\eta_{TDT} = 85 \% \quad (1.26)$$

$$\Delta p_{ZRO} = 1,5 \text{ bar} \quad (1.27)$$

$$p_{2.3OD} = p_{2.3} + \Delta p_{ZRO} = 3 + 1,5 = 4,5 \text{ bar} \quad (1.28)$$

$$i_{2.3OD} = f(s_{2.3OD}, p_{2.3OD}) = 2751,0 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (1.29)$$

$$s_{2.3OD} = s_2 = 6,874 \frac{\text{kJ}}{\text{K}} \quad (1.30)$$

Ze vzorce termodynamické účinnosti

$$\eta_{\text{TDT}} = \frac{i_2 - i_{2,3\text{OD}}}{i_2 - i_{12,3\text{OD}}}$$

určíme vzorec pro výpočet entalpie v bodě 2.3:

$$i_{2,3} = i_{2,3\text{OD}} = i_2 - \eta_{\text{TDT}} (i_2 - i_{12,3\text{OD}}) = 3302,02 - 0,85 (3302,02 - 2751) = 2833,66 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (1.31)$$

Na základě výše spočteného můžeme určit hodnoty v bodech 2.2 a 2.3:

$$t_{2,3} = f(i_{2,3}, p_{2,3}) = 184,4 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.32)$$

$$s_{2,3} = f(i_{2,3}, p_{2,3}) = 7,244 \frac{\text{kJ}}{\text{K}} \quad (1.33)$$

$$v_{2,3} = f(i_{2,3}, p_{2,3}) = 0,691 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (1.34)$$

$$i_{2,2} = i_{2,3} = 2833,66 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (1.35)$$

$$t_{2,2} = f(i_{2,2}, p_{2,2}) = 182,5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.36)$$

$$s_2 = f(i_{2,2}, p_{2,2}) = 7,360 \frac{\text{kJ}}{\text{K}} \quad (1.37)$$

$$v_{2,2} = f(i_{2,2}, p_{2,2}) = 0,893 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (1.38)$$

Kondenzátor

Je zadána teplota okolního vzduchu t_{ok} , a proto je uvažován vzduchový kondenzátor. Jako nedohřev mezi kondenzující parou a teplotou okolního vzduchu je zvolena hodnota δ_{ok} . Z takto zadaných a zvolených hodnot lze určit hodnoty na vstupu páry do kondenzátoru (bod 4) a na výstupu z kondenzátoru (bod 5).

$$t_{\text{ok}} = 25 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.39)$$

$$\delta_{\text{ok}} = 10 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.40)$$

Teplota kondenzace:

$$t_4 = t_5 = t_{\text{ok}} + \delta_{\text{ok}} = 25 + 10 = 35 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.41)$$

Saturační hodnoty na vstupu do kondenzátoru (bod 4):

$$p_4 = f(t_4, x = 1) = 0,056 \text{ bar} \quad (1.42)$$

$$i_4 = f(t_4, x = 1) = 2564,58 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (1.43)$$

$$s_4 = f(t_4, x = 1) = 8,352 \frac{\text{kJ}}{\text{K}} \quad (1.44)$$

$$v_4 = f(t_4, x = 1) = 25,21 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (1.45)$$

Hodnoty na výstupu z kondenzátoru (bod 5):

$$p_5 = f(t_5, x = 0) = 0,056 \text{ bar} \quad (1.46)$$

$$i_5 = f(t_5, x = 0) = 146,64 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (1.47)$$

$$s_5 = f(t_5, x = 0) = 0,505 \frac{\text{kJ}}{\text{K}} \quad (1.48)$$

$$v_5 = f(t_5, x = 0) = 0,001 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (1.49)$$

Kondenzátní čerpadlo

Pro určení požadovaného tlaku za kondenzátním čerpadlem je nutné postupovat proti směru toku kondenzátu mezi kondenzátorem a napájecí nádrží a uvažovat tak tlakové ztráty v potrubí, v nízkotlakém ohříváku 1 (NTO1), v nízkotlakém ohříváku 2 (NTO2), zařízení pro čištění kondenzátu, regulačního zařízení hladiny kondenzátoru. Odhadnuté tlakové ztráty vychází z hodnot uvedených v [6].

Tlaková ztráta v potrubí:

$$\Delta p_{\text{pot}} = 0,052 \cdot p_{\text{NN}} = 0,052 \cdot 2,32 = 0,12 \text{ bar} \quad (1.50)$$

Tlaková ztráta v potrubí nízkotlaké regenerace: $\Delta p_{\text{potNT}} = 1,2 \text{ bar} \quad (1.51)$

Tlaková ztráta v NTO1: $\Delta p_{\text{NTO1}} = 0,8 \text{ bar} \quad (1.52)$

Tlaková ztráta v NTO2: $\Delta p_{\text{NTO2}} = 0,8 \text{ bar} \quad (1.53)$

Tlaková ztráta zařízení pro čištění a úpravu kondenzátu: $\Delta p_{\text{ČK}} = 4 \text{ bar} \quad (1.54)$

Tlaková ztráta reg. zařízení hladiny v kondenzátoru: $\Delta p_{\text{ÚK}} = 5 \text{ bar} \quad (1.55)$

Celková tlaková ztráta mezi kondenzátním čerpadlem a napájecí nádrží:

$$\Delta p_{\text{zIKČ}} = \Delta p_{\text{pot}} + \Delta p_{\text{potNT}} + \Delta p_{\text{NTO1}} + \Delta p_{\text{NTO2}} + \Delta p_{\text{ČK}} + \Delta p_{\text{ÚK}} = 0,12 + 1,2 + 0,8 + 0,8 + 4 + 5$$

$$\Delta p_{\text{zIKČ}} = 11,92 \text{ bar} \quad (1.56)$$

Požadovaný tlak za napájecím čerpadlem:

$$p_6 = p_{\text{NN}} + \Delta p_{\text{zIKČ}} = 2,32 + 11,92 = 14,24 \text{ bar} \quad (1.57)$$

Pro výpočet změny entalpie napájecí vody $\Delta i_{\text{KČ}}$ v kondenzátním čerpadle uvažujeme účinnost kondenzátního čerpadla $\eta_{\text{KČ}}$ [6].

$$\eta_{\text{KČ}} = 80 \% \quad (1.58)$$

$$\Delta i_{\text{KČ}} = \frac{(p_6 - p_5) \cdot v_5}{\eta_{\text{KČ}}} = \frac{(14,24 - 0,056) \cdot 0,001}{0,8} \cdot 100 = 1,77 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (1.59)$$

Na základě výše spočteného můžeme určit hodnoty za kondenzátním čerpadlem (bod 6):

$$i_6 = i_5 + \Delta i_{\text{KČ}} = 146,64 + 1,77 = 148,41 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (1.60)$$

$$t_6 = f(i_6, p_6) = 35,1 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.61)$$

$$s_6 = f(i_6, p_6) = 0,511 \frac{\text{kJ}}{\text{K}} \quad (1.62)$$

$$v_6 = f(i_6, p_6) = 0,001 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (1.63)$$

Nízkotlaká regenerace

Při stanovení parametrů ohřevu v NTO1 a NTO2 vycházíme z celkového rozdílu teplot mezi kondenzátorem (bod 5) $t_5 = 35 \text{ }^\circ\text{C}$ a teplotou v napájecí nádrži (NN) $t_{\text{NN}} = 125 \text{ }^\circ\text{C}$. Uvažujeme proto, že kondenzát za NTO2 (bod 7) má $115 \text{ }^\circ\text{C}$. Rozdíl $80 \text{ }^\circ\text{C}$ je proto rozvržen tak, že na NTO1 se kondenzát ohřeje o $\Delta t_{\text{NTO1}} = 41 \text{ }^\circ\text{C}$ a na NTO2 se ohřeje o $\Delta t_{\text{NTO2}} = 39 \text{ }^\circ\text{C}$. Na základě této úvahy a znalosti tlakových ztrát lze určit parametry kondenzátu za NTO1 (bod 6.1) a za NTO2 (bod 7).

Pára je z turbíny odebíraná celkem třemi odběry. První je využíván jak pro odplynění, tak jako regulovaný odběr. Druhý a třetí odběr slouží potřebám NTO1 respektive NTO2. Způsob výpočtu všech tří odběrů je shodný a pro regulovaný odběr byl proveden u výpočtu parametrů pro odplynění. Jelikož nejsou známy další parametry turbíny, pro výpočet parametrů odebírané páry pro potřeby NTO je uvažována celková termodynamická účinnost u všech stupňů $\eta_{\text{TDT}} = 85 \%$. Zároveň jsou uvažovány tlakové ztráty odběru a v potrubí mezi místem odběru a místem využití a pro určení relativní tlakové ztráty δp_j se vychází z rovnice uvedené v [6] $\delta p_j = \frac{11-j}{100}$, kde j je pořadové číslo ohříváku počítané od kondenzátoru.

$$\Delta t_{\text{NTO1}} = 41 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.64)$$

$$\Delta t_{\text{NTO2}} = 39 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.65)$$

NTO1

Stavové hodnoty na straně kondenzátu lze určit na základě znalosti teploty a tlaku před (bod 6) a za (bod 6.1) NTO1.

$$t_{6.1} = t_5 + \Delta t_{\text{NTO1}} = 35 + 41 = 76 \text{ °C} \quad (1.66)$$

$$p_{6.1} = p_6 - \Delta p_{\text{NTO1}} - \frac{\Delta p_{\text{potNT}}}{2} = 14,24 - 0,8 - \frac{1,2}{2} = 12,84 \text{ bar} \quad (1.67)$$

$$i_{6.1} = f(t_{6.1}, p_{6.1}) = 319,22 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (1.68)$$

$$s_{6.1} = f(t_{6.1}, p_{6.1}) = 1,027 \frac{\text{kJ}}{\text{K}} \quad (1.69)$$

$$v_{6.1} = f(t_{6.1}, p_{6.1}) = 0,001 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (1.70)$$

Při stanovení hodnot na straně kondenzující páry v NTO1 uvažujeme nedohřev δ_{NTO} [6].

$$\delta_{\text{NTO}} = 2 \text{ °C} \quad (1.71)$$

$$t_{2.6.1} = t_{6.1} + \delta_{\text{NTO}} = 76 + 2 = 78 \text{ °C} \quad (1.72)$$

$$p_{2.6.1} = f(t_{2.6.1}, x=1) = 0,437 \text{ bar} \quad (1.73)$$

$$i_{2.6.1} = f(t_{2.6.1}, p_{2.6.1}) = 2639,66 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (1.74)$$

$$s_{2.6.1} = f(t_{2.6.1}, p_{2.6.1}) = 1,052 \frac{\text{kJ}}{\text{K}} \quad (1.75)$$

$$v_{2.6.1} = f(t_{2.6.1}, p_{2.6.1}) = 3,675 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (1.76)$$

Při určování hodnot na straně páry za NTO1 (bod 2.6.2) uvažujeme, že všechna pára zkondenzovala, nedošlo k podchlazení kondenzátu a zanedbáme tlakové ztráty.

$$t_{2.6.2} = t_{6.1} + \delta_{\text{NTO}} = 76 + 2 = 78 \text{ °C} \quad (1.77)$$

$$p_{2.6.2} = f(t_{2.6.2}, x=0) = 0,437 \text{ bar} \quad (1.78)$$

$$i_{2.6.2} = f(t_{2.6.2}, p_{2.6.2}) = 326,56 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (1.79)$$

$$s_{2.6.2} = f(t_{2.6.2}, p_{2.6.2}) = 1,052 \frac{\text{kJ}}{\text{K}} \quad (1.80)$$

$$v_{2.6.2} = f(t_{2.6.2}, p_{2.6.2}) = 0,001 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (1.81)$$

NTO2

Stavové hodnoty na straně kondenzátu lze určit na základě znalosti teploty a tlaku před (bod 6.1) a za (bod 7) NTO1.

$$t_7 = t_{6.1} + \Delta t_{\text{NTO2}} = 76 + 39 = 115 \text{ °C} \quad (1.82)$$

$$p_7 = p_{6.1} - \Delta p_{\text{NTO1}} - \frac{\Delta p_{\text{potNT}}}{2} = 12,84 - 0,8 - \frac{1,2}{2} = 11,44 \text{ bar} \quad (1.83)$$

$$i_7 = f(t_7, p_7) = 483,25 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (1.84)$$

$$s_7 = f(t_7, p_7) = 1,473 \frac{\text{kJ}}{\text{K}} \quad (1.85)$$

$$v_7 = f(t_7, p_7) = 0,001 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (1.86)$$

Při stanovení hodnot na straně kondenzující páry v NTO2 opět uvažujeme nedohřev δ_{NTO} .

$$t_{2.5.1} = t_7 + \delta_{\text{NTO}} = 115 + 2 = 117 \text{ °C} \quad (1.87)$$

$$p_{2.5.1} = f(t_{2.5.1}, x=1) = 1,81 \text{ bar} \quad (1.88)$$

$$i_{2.5.1} = f(t_{2.5.1}, p_{2.5.1}) = 2701,55 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (1.89)$$

$$s_{2.5.1} = f(t_{2.5.1}, p_{2.5.1}) = 1,495 \frac{\text{kJ}}{\text{K}} \quad (1.90)$$

$$v_{2.5.1} = f(t_{2.5.1}, p_{2.5.1}) = 0,975 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (1.91)$$

Při určování hodnot na straně páry za NTO2 (bod 2.5.2) uvažujeme, že všechna pára zkondenzovala, nedošlo k podchlazení kondenzátu a zanedbáme tlakové ztráty.

$$t_{2.5.2} = t_7 + \delta_{NTO} = 115 + 2 = 117 \text{ °C} \quad (1.92)$$

$$p_{2.5.2} = f(t_{2.5.2}, x=0) = 1,81 \text{ bar} \quad (1.93)$$

$$i_{2.5.2} = f(t_{2.5.2}, p_{2.5.2}) = 491,04 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (1.94)$$

$$s_{2.5.2} = f(t_{2.5.2}, p_{2.5.2}) = 1,495 \frac{\text{kJ}}{\text{K}} \quad (1.95)$$

$$v_{2.5.2} = f(t_{2.5.2}, p_{2.5.2}) = 0,001 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (1.96)$$

Parametry odběrové páry NTO2 (bod 2.5):

$$p_{2.5} = p_{2.5.1} \cdot \left(1 + \frac{11-j}{100}\right) = 1,805 \cdot \left(1 + \frac{11-2}{100}\right) = 1,97 \text{ bar} \quad (1.97)$$

$$s_{iz2.5} = s_{2.3OD} = f(i_{2.3OD}, p_{2.3OD}) = 7,061 \frac{\text{kJ}}{\text{K}} \quad (1.98)$$

$$i_{iz2.5} = f(s_{iz2.5}, p_{2.5}) = 2\,677,4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (1.99)$$

Ze vzorce termodynamické účinnosti

$$\eta_{TDT} = \frac{i_{2.3OD} - i_{2.5}}{i_{2.3OD} - i_{iz2.5}}$$

určíme vzorec pro výpočet entalpie v bodě 2.5.

$$i_{2.5} = i_{2.3OD} - \eta_{TDT} (i_{2.3OD} - i_{iz2.5}) = 2833,66 - 0,85 (2833,66 - 2\,677,4) = 2700,84 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (1.100)$$

Stavové veličiny odběru pro NTO2 (bod 2.5).

$$t_{2.5} = f(i_{2.5}, p_{2.5}) = 119,7 \text{ °C} \quad (1.101)$$

$$s_{2.5} = f(i_{2.5}, p_{2.5}) = 7,120 \frac{\text{kJ}}{\text{K}} \quad (1.101)$$

$$v_{2.5} = f(i_{2.5}, p_{2.5}) = 0,898 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (1.102)$$

Parametry odběrové páry NTO1 (bod 2.6):

$$p_{2.6} = p_{2.6.1} \cdot \left(1 + \frac{11-j}{100}\right) = 0,437 \cdot \left(1 + \frac{11-1}{100}\right) = 0,481 \text{ bar} \quad (1.103)$$

$$s_{iz2.6} = s_{2.5} = 7,120 \frac{\text{kJ}}{\text{K}} \quad (1.104)$$

$$i_{iz2.6} = f(s_{iz2.6}, p_{2.6}) = 2\,471,84 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (1.105)$$

Ze vzorce termodynamické účinnosti

$$\eta_{TDT} = \frac{i_{2.5} - i_{2.6}}{i_{2.5} - i_{iz2.6}}$$

určíme vzorec pro výpočet entalpie v bodě 2.6.

$$i_{2.6} = i_{2.5} - \eta_{TDT} (i_{2.5} - i_{iz2.6}) = 2700,84 - 0,85 (2700,84 - 2\,471,84) = 2506,19 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (1.106)$$

Stavové veličiny odběru pro NTO1 (bod 2.6)

$$t_{2.6} = f(i_{2.6}, p_{2.6}) = 80,3 \text{ °C} \quad (1.107)$$

$$s_{2.6} = f(i_{2.6}, p_{2.6}) = 7,218 \frac{\text{kJ}}{\text{K}} \quad (1.108)$$

$$v_{2.6} = f(i_{2.6}, p_{2.6}) = 3,161 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (1.109)$$

Parametry na výstupu z turbíny

Jako poslední bod je třeba určit stavové hodnoty páry na výstupu z turbíny. Tlaková ztráta se určí pomocí rovnice uvedené v [6]

$$\Delta p_K = 0,038 \cdot (\xi_K - 1) \cdot \left(\frac{c_E}{100}\right)^2 \cdot p_K,$$

kde c_E je předpokládaná rychlost páry na výstupu z posledního stupně turbíny, přičemž nejdříve byla odhadnuta a po detailním výpočtu posledního stupně turbíny zpětně dosazena (rov. 6.45) a ζ_K je ztrátový součinitel a je odhadnut na hodnotu $\zeta_K = 1,1$.

Jako poslední je uvažována tlaková ztráta $\Delta p_P = 8,6$ kPa vzniknuvší v potrubí mezi výstupním hrdlem turbíny umístěným ve výrobní hale a vzdušným kondenzátorem umístěným ve venkovním prostředí.

$$\zeta_K = 1,1 \quad (1.110)$$

$$\Delta p_P = 8,5 \text{ kPa} \quad (1.111)$$

$$\Delta p_K = 0,038 \cdot (\zeta_K - 1) \cdot \left(\frac{c_2}{100}\right)^2 \cdot p_4 = 0,038 \cdot (1,1 - 1) \cdot \left(\frac{228,3}{100}\right)^2 \cdot 0,0563 = 0,0011 \text{ bar} \quad (1.112)$$

$$p_3 = p_4 + \Delta p_K + \Delta p_P = 0,0563 + 0,0011 + 0,086 = 0,143 \text{ bar} \quad (1.113)$$

Regulovaný odběr

Pro výpočet hodnot vratného kondenzátu z regulovaného odběru (bod 2.3.2) uvažujeme tlak shodný s tlakem v napájecí nádrži díky čerpadlu, že všechna pára zkondenzovala a nedošlo k podchlazení kondenzátu.

$$p_{2.3.2} = p_{NN} = 2,32 \text{ bar} \quad (1.114)$$

$$i_{2.3.2} = f(p_{2.3.2}, x=0) = 561,46 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (1.115)$$

$$t_{2.3.2} = f(i_{2.3.2}, p_{2.3.2}) = 125^\circ\text{C} \quad (1.116)$$

$$s_{2.3.2} = f(i_{2.3.2}, p_{2.3.2}) = 1,673 \frac{\text{kJ}}{\text{K}} \quad (1.117)$$

$$v_{2.3.2} = f(i_{2.3.2}, p_{2.3.2}) = 0,014 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (1.118)$$

1.2 Hmotnostní a energetická bilance oběhu

Při stanovení hmotnostních průtoků jednotlivými větvemi obvodu vycházíme ze zákona zachování energie a zákona zachování hmotnosti. Zároveň neuvažujeme případné ztráty vzniklé netěsnostmi systému ani ztrátu vzniklou odluhem, jelikož předpokládáme, že biomasový blok o kterém nejsou známy další parametry je schopen tepelné ztráty vzniklé výše uvedenými dvěma mechanismy kompenzovat a případné množství a entalpie doplňované vody má zanedbatelný vliv na celou soustavu.

Napájecí nádrž

Prvním klíčovým uzlem je napájecí nádrž, pro kterou platí dvě rovnice o dvou neznámých $M_{2.2}$ a M_7 .

Hmotnost vody čerpané do kotle je rovna hmotnosti páry dodávané do turbíny:

$$M_8 = M_1 = 33,33 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (1.119)$$

Podmínka v čase konstantní teploty a tlaku v napájecí nádrži je vyjádřena rovností energie dodávané do napájecí nádrže a energie z ní odebírané.

$$M_8 \cdot i_8 = M_{2.2} \cdot i_{2.2} + M_7 \cdot i_7 + M_{2.3.1} \cdot i_{2.3.1} \quad (1.120)$$

Podmínka v čase konstantní hodnoty nadržení napájecí nádrže je vyjádřena rovností hmotnostních toků do a z napájecí nádrže.

$$M_8 = M_{2.2} + M_7 + M_{2.3.1} \quad (1.121)$$

Po úpravách soustavy rovnic získáme hodnoty hmotnostního toku vody z kondenzátoru a páry pro odplynění.

$$M_7 = \frac{M_8 i_8 - M_8 i_{2,2} + M_{2,3,1} i_{2,2} - M_{2,3,1} i_{2,3,1}}{i_7 - i_{2,2}} = \frac{33,33 \cdot 525,06 - 33,33 \cdot 2833,66 + 0 \cdot 2833,66 - 0 \cdot 561,46}{483,25 - 2833,66}$$

$$M_7 = 32,74 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (1.122)$$

$$M_{2,2} = M_8 - M_7 = 33,33 - 32,74 = 0,59 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (1.123)$$

NTO2

V NTO nedochází k mísení kondenzující páry a ohřivané kapaliny, případné netěsnosti jsou zanedbány.

$$M_7 = M_{6,1} \quad (1.124)$$

$$M_{2,5,1} = M_{2,5,2} = M_{2,5} \quad (1.109)$$

Latentní teplo odevzdané parou z regulovaného odběru se rovná teplu předanému vodě z kondenzátoru. Rozdíl teplot způsobený konečnou délkou výměníku je již započítán v rámci entalpie kondenzující páry.

$$M_7 \cdot (i_7 - i_{6,1}) = M_{2,5} \cdot (i_{2,5,1} - i_{2,5,2}) \quad (1.125)$$

$$M_{2,5} = \frac{M_7 \cdot (i_7 - i_{6,1})}{i_{2,5,1} - i_{2,5,2}} = \frac{32,74 \cdot (483,25 - 319,22)}{2701,55 - 491,04} = 2,43 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (1.126)$$

NTO1

V NTO nedochází k mísení kondenzující páry a ohřivané kapaliny, případné netěsnosti jsou zanedbány.

$$M_{2,6,2} = M_{2,5,2} + M_{2,6,1} \quad (1.127)$$

$$M_6 = M_{6,1} = M_7 \quad (1.128)$$

$$M_{2,6} = M_{2,6,1} \quad (1.129)$$

Latentní teplo odevzdané parou z regulovaného odběru se rovná teplu předanému vodě z kondenzátoru. Rozdíl teplot způsobený konečnou délkou výměníku je již započítán v rámci entalpie kondenzující páry.

$$M_6 \cdot i_6 + M_{2,6,1} \cdot i_{2,6,1} + M_{2,5,2} \cdot i_{2,5,2} = M_{6,1} \cdot i_{6,1} + M_{2,6,2} \cdot i_{2,6,2} \quad (1.130)$$

$$M_{2,6} = \frac{M_7 \cdot (i_{6,1} - i_6) - M_{2,5} \cdot (i_{2,5,2} - i_{2,6,2})}{i_{2,6,1} - i_{2,6,2}} = \frac{32,74 \cdot (319,22 - 148,41) - 2,43 \cdot (491,04 - 326,56)}{2639,66 - 326,56} = 2,24 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (1.131)$$

Kondenzátor

Hmotnostní tok do kondenzátoru je součtem hmotnosti páry sloužící pro nízkotlakou regeneraci v NTO1 a NTO2 a hmotnostního toku páry vystupující z turbíny. Všechna kapalina je z kondenzátoru odváděna přes kondenzátní čerpadlo, NTO1 a NTO2 do napájecí nádrže.

$$M_3 = M_1 - M_{2,2} - M_{2,3,1} - M_{2,5} - M_{2,6} = 33,33 - 0,59 - 0 - 2,43 - 2,24 = 28,07 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (1.132)$$

1.3 Výsledné hodnoty

Výše popsaný postup sloužil k prvotnímu odhadu stavových hodnot páry v oběhu. Po provedení detailního výpočtu, který v závislosti na zvolené geometrii dosahuje jen přibližných předpokládaných stavových hodnot páry v místech neregulovaných odběrů, jsou nově získané hodnoty zpětně dosazeny do výpočtu tepelného schématu a tím je ovlivněn také hmotnostní tok páry neregulovanými odběry. Přehled konečných výsledků tepelného schématu je uveden v tabulce 1.2.

Tabulka 1.2 Stavové hodnoty páry v jednotlivých bodech oběhu

	p [bar]	t [°C]	i [kJ/kg]	v [m ³ /kg]	s [kJ/K]	x [-]	M [kg/s]
1	44	440	3302,07	0,0712	6,856	1	33,33
2	42,24	438,9	3302,07	0,074	6,874	1	33,33
NN	2,32	125	2713,11	0,770	7,077	1	33,33
8	2,32	125	525,06	0,00106	1,582	0	33,33
2.2	2,32	171,8	2811,82	0,870	7,311	0	0,59
2.3	3,00	173,9	2811,82	0,6738	7,195	1	0,59
2.3.2	2,32	125	561,36	0,0138	1,673	0	0
2.5	1,72	115,6	2673,47	0,996	7,056	0,98	2,43
2.6	0,42	76,8	2513,61	3,645	7,301	0,946	2,38
9	67,69	125,9	533,76	0,0010	1,586	0	33,33
4	0,056	35	2564,58	25,20	8,352	1	27,92
2.5.2	1,58	117	473,78	0,0010	1,451	0	2,43
2.6.2	0,37	78	311,87	0,001	1,009	0	2,38
5	0,056	35	146,64	0,001	0,505	0	32,73
6	14,24	35,1	148,42	0,001	0,511	0	32,73
6.1	12,84	76	319,17	0,001	1,027	0	32,73
7	11,44	115	483,25	0,001	1,473	0	32,73
2.5.1	1,58	117	2673,47	1,083	1,495	0,967	2,43
2.6.1	0,37	78	2513,61	0,044	5,539	0,833	2,38

2 Regulační stupeň

Návrh regulačního stupně parní turbíny je proveden dle postupu uvedeného v [1]. Nejdříve je proveden předběžný výpočet regulačního stupně a na základě takto získaných hodnot je proveden návrh detailní. Regulační stupeň je navrhován v provedení A-kola. Toto provedení bylo zvoleno ze dvou důvodů, zaprvé parametry admisní páry jsou poměrně nízké a není třeba provádět vícestupňový Curtis, zadruhé je součástí tepelného oběhu regulovaný odběr v rozmezí 0 až 50 % maximálního hmotnostního průtoku páry do turbíny a proto je vhodné užít A-kolo pro jeho vyšší účinnost.

2.1 Předběžný návrh

Předběžný návrh regulačního stupně parní turbíny slouží k určení základních geometrických a výkonových charakteristik včetně stavů páry za regulačním stupněm. Při návrhu je pro zjednodušení uvažováno čistě rovnotlaké provedení lopatkování s nulovou reakcí. Další parametry byly vhodně zvoleny.

Základní parametry

Zvolené otáčky

$$n = 4\,500 \text{ min}^{-1} = 75 \text{ s}^{-1} \quad (2.1)$$

Zvolený střední průměr

$$D_s = 0,65 \text{ m} \quad (2.2)$$

Zvolený rychlostní poměr $\frac{u}{c_{iz}}$ z intervalu 0,4 až 0,5 (při dalších výpočtech se ukázalo, že při snižování poměru klesá účinnost stupně a při zvyšování není splněna podmínka daná rovnicí 3.10).

$$\frac{u}{c_{iz}} = 0,42 \quad (2.3)$$

Obvodová rychlost na středním průměru

$$u = \pi \cdot D \cdot n = \pi \cdot 0,65 \cdot 75 = 153,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.4)$$

Teoretická izoentropická absolutní rychlost na výstupu z dýzy

$$c_{1iz} = \frac{u}{\frac{u}{c_{iz}}} = \frac{153,2}{0,42} = 364,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.5)$$

Zvolená absolutní rychlost páry na vstupu do dýzy c_0 z intervalu 30 až 50 $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$

$$c_0 = 30 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.6)$$

Parametry páry

Na základě výše uvedeného lze zjistit izoentropický spád zpracovaný regulačním stupněm

$$i_{izRS} = \frac{c_{1iz}^2}{2} - \frac{c_0^2}{2} = \frac{364,8^2}{2} - \frac{30^2}{2} = 66,09 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (2.7)$$

Tlak na výstupu z regulačního stupně

$$p_{RS2} = f(i_{izRS}, s_2) = 34,05 \text{ bar} \quad (2.8)$$

Takto zjištěný tlak je třeba zkontrolovat z hlediska dosažení kritického tlakového poměru v dýze a určení tvaru dýzy

$$p_{krit} = 0,546 \cdot p_2 = 0,546 \cdot 42,24 = 23,06 \text{ bar} \quad (2.9)$$

podmínka $p_{RS2} > p_{krit}$ je splněna a nedochází tak ke kritickému proudění a lze uvažovat nerozšířenou dýzu.

Je vhodné, aby poměr mezi p_{RS2} a p_2 nepřekročil hodnotu 0,8.

$$\frac{p_{RS2}}{p_2} = \frac{34,05}{42,24} = 0,8 \quad (2.10)$$

Tlak p_{RS2} je z hlediska výše uvedených podmínek vyhovující.

Parametry páry mezi statorem a rotorem regulačního stupně.

Zvolený rychlostní součinitel ϕ z intervalu pro dýzu 0,95 až 0,98

$$\phi = 0,955 \quad (2.11)$$

Ztráty ve statoru

$$z_{RS0} = (1 - \phi^2) \cdot i_{izRS} = (1 - 0,955^2) \cdot 66,09 = 5,81 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (2.12)$$

Nyní lze určit parametry páry mezi statorem a rotorem regulačního stupně.

$$i_{RS1} = i_2 - i_{izRS} + z_{RS0} = 3302,07 - 66,09 + 5,81 = 3241,79 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (2.13)$$

$$p_{RS1} = p_{RS2} = 34,05 \text{ bar} \quad (2.14)$$

$$v_{RS1} = f(i_{RS1}, p_{RS1}) = 0,088 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (2.15)$$

Lopatky regulačního stupně

Zvolený výstupní úhel z rozváděcí mříže α_1 v intervalu 13 až 18°

$$\alpha_1 = 14^\circ \quad (2.16)$$

Délka výstupní hrany rozváděcí lopatky dýzy při totálním ostříku l_{ot}

$$l_{ot} = \frac{M \cdot v_{RS1}}{\pi \cdot D_s \cdot c_{1iz} \cdot \phi \cdot \sin \alpha_1} = \frac{33,33 \cdot 0,088}{\pi \cdot 0,65 \cdot 364,8 \cdot 0,955 \cdot \sin 14^\circ} = 0,017 \text{ m} \quad (2.17)$$

Konstanty pro další výpočet

$$\frac{c}{a} = 0,1467 \quad (2.18)$$

$$\frac{b}{a} = 0,0398 \quad (2.19)$$

Parciální ostřík je uvažován jako nedělený a proto

$$s_1 = 1 \quad (2.20)$$

Součinitele pro další výpočet

$$\delta = \frac{c}{a} \cdot \frac{\left(\frac{u}{c_{1z}}\right)}{\left(\frac{n}{1000}\right)^{0,2} \cdot D_s^{0,5}} = 0,1467 \cdot \frac{0,42}{\left(\frac{4500}{1000}\right)^{0,2} \cdot 0,65^{0,5}} = 0,057 \quad (2.21)$$

$$\alpha = \sqrt{\frac{D_s}{\frac{b}{a} \cdot s_1 + \delta \cdot D_s}} = \sqrt{\frac{0,65}{0,0398 \cdot 1 + 0,057 \cdot 0,65}} = 2,91 \quad (2.22)$$

Optimální délka lopatky

$$l_{RSopt} = \alpha \cdot \sqrt{l_{ot}} = 2,91 \cdot \sqrt{1,7} = 3,79 \text{ cm} \quad (2.23)$$

Skutečnou délku lopatky získáme po zaokrouhlení optimální délky lopatky na celé milimetry.

$$l_{RS0} = 38 \text{ mm} \quad (2.24)$$

Redukovaná délka lopatky

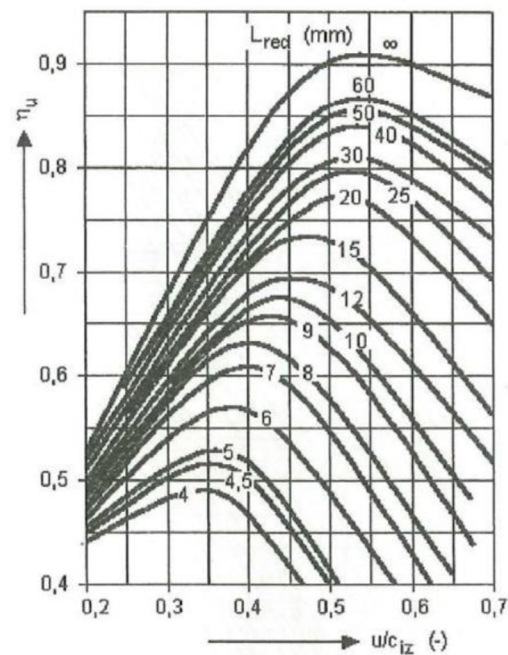
$$L_{red} = \frac{l_{RS0}}{1 + \left(\frac{l_{RS0}}{l_{RSopt}}\right)^2 - \delta \cdot l_{RS0}} = \frac{3,8}{1 + \left(\frac{3,8}{3,79}\right)^2 - 0,057 \cdot 3,8} = 2,12 \text{ cm} \quad (2.25)$$

Parciální ostřík

$$\varepsilon = \frac{l_{ot}}{l_{RS0}} = \frac{1,7}{38} = 0,45 \quad (2.26)$$

Redukovaná obvodová účinnost η_{RSu} vychází z obr. 2.1.

$$\eta_{RSu} = 0,73 \quad (2.27)$$



Obrázek 2.1 Regulovaná účinnost regulačního stupně, převzato z [1]

Pro určení absolutní hodnoty ztrát třením a ventilací je z obr. 2.2 zjištěn součinitel $k = 1,1$.

Absolutní hodnota ztrát ventilací a třením

$$z_{RS5} = \frac{k}{M \cdot v_{RS1}} = \frac{1,1}{33,33 \cdot 0,088} = 0,36 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (2.28)$$

Poměrná ztráta

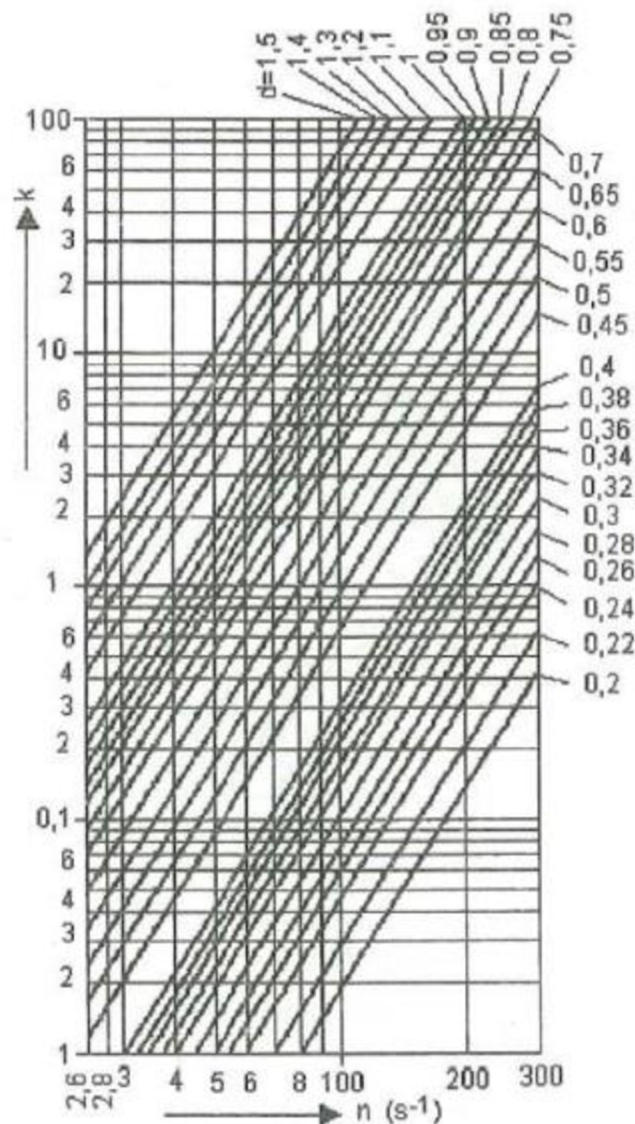
$$\zeta_{RS5} = \frac{z_{RS5}}{i_{izRS}} = \frac{0,36}{66,09} = 0,0054 \quad (2.29)$$

Vnitřní účinnost regulačního stupně

$$\eta_{RStd_i} = \eta_{RSu} - \zeta_{RS5} = 0,73 - 0,0054 = 0,7246 \quad (2.30)$$

Vnitřní výkon regulačního stupně

$$P_{RSp} = M \cdot i_{izRS} \cdot \eta_{RStd_i} = 33,33 \cdot 66,09 \cdot 0,7246 = 1596,1 \text{ kW} \quad (2.31)$$



Obrázek 2.2 Ztráta třením a ventilací regulačního stupně, převzato z [1]

2.2 Detailní výpočet a-kola

Při detailním výpočtu A-kola vycházíme z hodnot spočtených v předběžném návrhu. Jedná se o střední průměr lopatkování $D_s=0,65$ m; poměr $\frac{u}{c_{iz}} = 0,42$; celkový tepelný spád na regulační stupeň $i_{izRS} = 66,09 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$; otáčky rotoru $n = 4500 \text{ min}^{-1}$; tlak páry za regulačním stupněm $p_{RS2} = 34,05 \text{ bar}$; kritický tlak $p_{krit} = 23,06 \text{ bar}$; přibližná délka lopatky $l_{RS0} = 38 \text{ mm}$ a stupeň parciálního ostříku $\epsilon = 0,45$.

Zvolený stupeň reakce ρ_{RS} z intervalu 0,03 až 0,1.

$$\rho_{RS}=0,06 \quad (2.32)$$

Rozdělení tepelných spádů na stator a rotor

$$\Delta i_{izRS}^S = (1 - \rho_{RS}) \cdot i_{izRS} = (1 - 0,06) \cdot 66,09 = 62,12 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (2.33)$$

$$i_{izRS}^S = i_2 - \Delta i_{izRS}^S = 3302,07 - 62,12 = 3239,95 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (2.34)$$

$$\Delta i_{izRS}^R = \rho_{RS} \cdot i_{izRS} = 0,06 \cdot 66,09 = 3,97 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (2.35)$$

$$i_{izRS}^R = i_{izRS}^S - \Delta i_{izRS}^R = 3239,95 - 3,97 = 3235,98 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (2.36)$$

Díky těmto údajům lze zjistit tlak páry v mezeře mezi statorem a rotorem

$$p_{AS} = p_{izAS} = f(i_{izRS}^S, s_2) = 34,51 \text{ bar} \quad (2.37)$$

podmínka $p_{AS} > p_{krit}$ je splněna a nedochází tak ke kritickému proudění a lze uvažovat $\alpha_{1p} = \alpha_1$.

Teoretická rychlost na výstupu z dýzy

$$c_{1iz} = \sqrt{2 \cdot (1 - \rho_{RS}) \cdot i_{izRS} + c_0^2} = \sqrt{2 \cdot (1 - 0,06) \cdot 66090 + 30^2} = 353,8 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (2.38)$$

Výpočet rychlostí v rychlostním trojúhelníku

Zvolený úhel α_{1RS} z intervalu 13° až 18°

$$\alpha_{1RS} = 14^\circ \quad (2.30)$$

Obvodová rychlost

$$u_{RS} = \pi \cdot D_s \cdot n = \pi \cdot 0,65 \cdot 75 = 153,2 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (2.40)$$

Skutečná absolutní rychlost páry na výstupu z dýzy

$$c_{1RS} = \phi \cdot c_{1iz} = 0,955 \cdot 353,8 = 337,9 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (2.41)$$

Relativní rychlost páry na výstupu z dýzy

$$w_{1RS} = \sqrt{c_{1RS}^2 + u_{RS}^2 - 2 \cdot c_{1RS} \cdot u_{RS} \cdot \cos \alpha_{1RS}} = \\ = \sqrt{337,9^2 + 153,2^2 - 2 \cdot 337,9 \cdot 153,2 \cdot \cos 14^\circ} \\ w_{1RS} = 192,8 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (2.42)$$

Složky rychlostí do obvodového směru

$$c_{1uRS} = c_{1RS} \cdot \cos \alpha_{1RS} = 337,9 \cdot \cos 14^\circ = 327,9 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (2.43)$$

$$w_{1uRS} = c_{1uRS} - u_{RS} = 327,9 - 153,2 = 174,7 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (2.34)$$

Složky rychlostí do axiálního směru

$$c_{1aRS} = w_{1aRS} = c_{1RS} \cdot \sin \alpha_{1RS} = 337,9 \cdot \sin 14^\circ = 81,7 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (2.45)$$

$$\beta_{1RS} = \arccos \frac{w_{1uRS}}{w_{1RS}} = \arccos \frac{174,7}{192,8} = 25^\circ \quad (2.46)$$

Rychlost páry ve výstupním trojúhelníku

Teoretická výstupní relativní rychlost páry

$$w_{2izRS} = \sqrt{\rho \cdot i_{izRS} + w_{1RS}^2} = \sqrt{0,06 \cdot 66090 + 192,8^2} = 202,8 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (2.47)$$

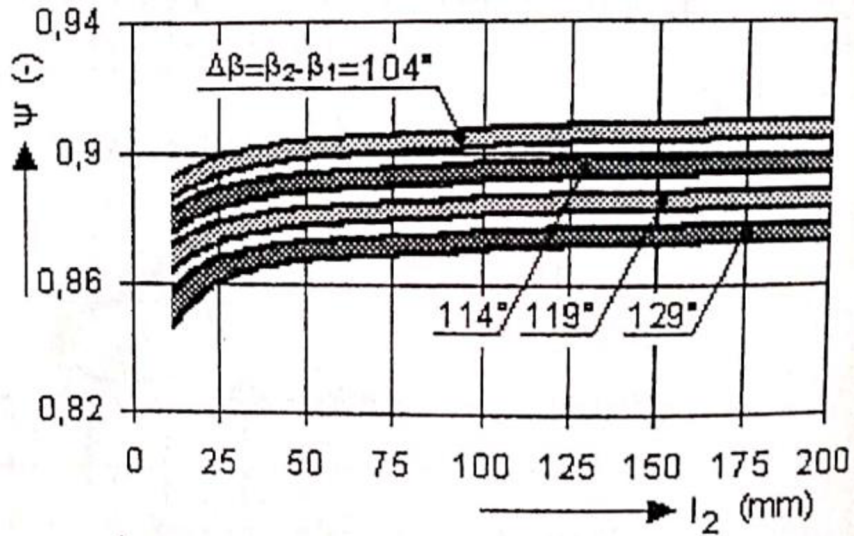
Úhel β_{2RS} byl na začátku výpočtu zvolen a poté iterován tak, aby se shodoval s výsledkem výpočtu rovnice 2.62.

$$\beta_{2RS} = 154^\circ \quad (2.48)$$

$$\Delta\beta_{RS} = \beta_{2RS} - \beta_{1RS} = 154^\circ - 25^\circ = 129^\circ \quad (2.49)$$

Rychlostní součinitel oběžné lopatkové mříže ψ_{RS} je zjištěn z obr. 2.3.

$$\psi_{RS} = 0,87 \quad (2.50)$$



Obrázek 2.3 Průběh rychlostního součinitele oběžné lopatkové mříže, převzato z [1]

Skutečná relativní rychlost páry

$$w_{2RS} = \psi_{RS} \cdot w_{2izRS} = 0,87 \cdot 202,8 = 176,4 \frac{m}{s} \quad (2.51)$$

Absolutní rychlost páry na výstupu z oběžných lopatek

$$c_{2RS} = \sqrt{w_{2RS}^2 + u_{RS}^2 - 2 \cdot w_{2RS} \cdot u_{RS} \cdot \cos(180^\circ - \beta_{2RS})} = \\ = \sqrt{176,4^2 + 153,2^2 - 2 \cdot 176,4 \cdot 153,2 \cdot \cos(180^\circ - 154^\circ)} = 77,5 \frac{m}{s} \quad (2.52)$$

Složky rychlostí do obvodového směru

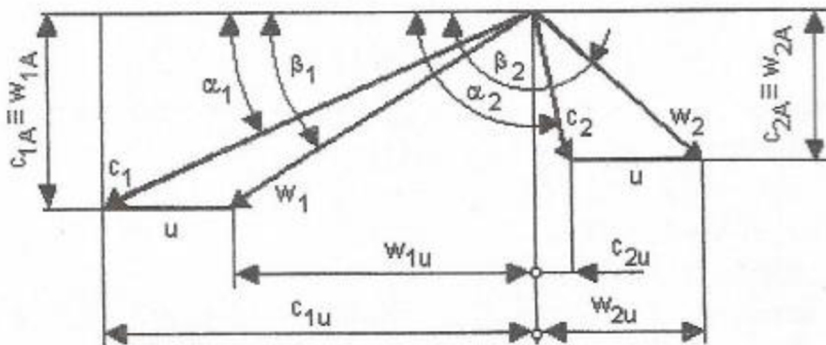
$$w_{2uRS} = w_{2RS} \cdot \sin(\beta_{2RS} - 90^\circ) = 176,4 \cdot \sin(154^\circ - 90^\circ) = 158,5 \frac{m}{s} \quad (2.53)$$

$$c_{2uRS} = w_{2uRS} - u_{RS} = 158,5 - 153,2 = 5,3 \frac{m}{s} \quad (2.54)$$

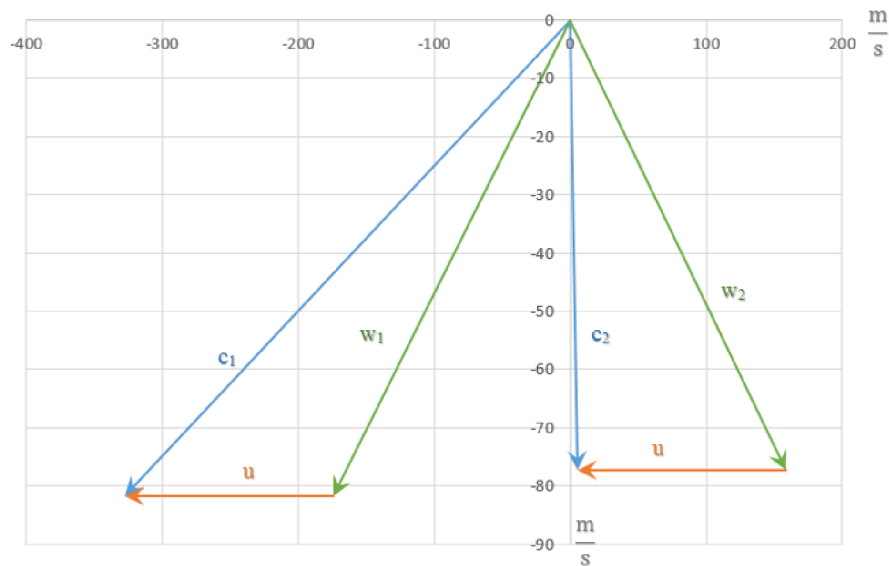
Složky rychlostí do axiálního směru

$$c_{2aRS} = w_{2aRS} = w_{2RS} \cdot \cos(\beta_{2RS} - 90^\circ) = 176,4 \cdot \cos(154^\circ - 90^\circ) = 77,3 \frac{m}{s} \quad (2.55)$$

$$\alpha_{2RS} = \arctg \frac{c_{2uRS}}{c_{2aRS}} + 90^\circ = \arctg \frac{5,3}{77,3} + 90^\circ = 94^\circ \quad (2.56)$$



Obrázek 2.4 Rychlostní trojúhelník s označením rychlostí a úhlů regulačního stupně, převzato z [1]



Obrázek 2.5 Rychlostní trojúhelník regulačního stupně

Ztráty rozváděcí mříže

$$z_{ORS} = \frac{c_{1iz}^2}{2} \cdot (1 - \phi^2) = \frac{353,8^2}{2} \cdot (1 - 0,955^2) = 5,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (2.57)$$

$$i_{IRS} = i_{IZRS}^S + z_{ORS} = 3239,95 + 5,5 = 3245,45 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (2.58)$$

$$v_{IRS} = f(p_{AS}; i_{IRS}) = 0,088 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (2.59)$$

Výpočet průtočných průřezů stupně

Výstupní délka rozváděcí lopatky (dýza)

$$l_{ORS} = \frac{M \cdot v_{IRS}}{\pi \cdot D_s \cdot \varepsilon \cdot c_{1RS} \cdot \sin \alpha_{1RS}} = \frac{33,33 \cdot 0,088}{\pi \cdot 0,65 \cdot 0,45 \cdot 337,9 \cdot \sin 14^\circ} = 0,039 \text{ m} \quad (2.60)$$

Zvolený přesah lopatek Δl_{RS} z intervalu 1 až 3 mm.

$$\Delta l_{RS} = 3 \text{ mm}$$

Výstupní délka oběžné lopatky

$$l_{IRS} = l_{2RS} = l_{ORS} + \Delta l_{RS} = 39 + 3 = 42 \text{ mm} \quad (2.61)$$

Výstupní úhel z oběžných lopatek

$$\beta_{2RS} = 180^\circ - \arcsin \frac{M \cdot v_2}{\pi \cdot D_s \cdot \varepsilon \cdot w_{2RS} \cdot l_{2RS}} = 180^\circ - \arcsin \frac{33,33 \cdot 0,089}{\pi \cdot 0,65 \cdot 0,45 \cdot 176,4 \cdot 0,042} = 154^\circ \quad (2.62)$$

Lopatky

Profil lopatek byl zvolen na základě výše vypočtených hodnot a vybrán z [1]. Délka těčivky profilu c leží v intervalu 25 až 70 mm.

Pro stator byl zvolen profil TS-1A, kde optimální úhel nastavení γ_s leží v intervalu 32° až 36° a optimální rozteč $\frac{s}{c_s}$ leží v intervalu 0,74 – 0,9.

$$\gamma_s = 34^\circ \quad (2.63)$$

$$\frac{s}{c_s} = 0,8 \quad (2.64)$$

$$c_s = 40 \text{ mm} \quad (2.65)$$

Pro rotor byl zvolen profil TR-1A, kde optimální úhel nastavení γ_R leží v intervalu 76° až 79° a optimální rozteč $\frac{s}{c_R}$ leží v intervalu 0,6 – 0,7.

$$\gamma_R = 77^\circ \quad (2.66)$$

$$\frac{s}{c_R} = 0,65 \quad (2.67)$$

$$c_R = 25 \text{ mm} \quad (2.68)$$

Šířka lopatky B

$$B_s = c_s \cdot \cos \gamma_s = 40 \cdot \cos 34^\circ = 33 \text{ mm} \quad (2.69)$$

$$B_R = c_R \cdot \cos \gamma_R = 25 \cdot \cos 77^\circ = 5,6 \text{ mm} \quad (2.70)$$

Rozteč lopatek

$$s_s = c_s \cdot \frac{s}{c_s} = 40 \cdot 0,8 = 32 \text{ mm} \quad (2.71)$$

$$s_R = c_R \cdot \frac{s}{c_R} = 25 \cdot 0,65 = 16,3 \text{ mm} \quad (2.72)$$

Počet lopatek

$$z_s = \frac{\pi \cdot D_s}{s_s} \cdot \varepsilon = \frac{\pi \cdot 0,65}{0,032} \cdot 0,45 = 29 \text{ ks} \quad (2.73)$$

$$z_R = \frac{\pi \cdot D_s}{s_R} \cdot \varepsilon = \frac{\pi \cdot 0,65}{0,0163} \cdot 1 = 125 \text{ ks} \quad (2.74)$$

Energetická bilance regulačního stupně

Ztráty rozváděcí mříže

$$z_{ORS} = \frac{c_{1iZ}^2}{2} \cdot (1-\phi^2) = \frac{353,8^2}{2} \cdot (1-0,955^2) = 5,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (2.75)$$

Ztráty oběžné lopatkové řady

$$z_{1RS} = \frac{w_{2iZRS}^2}{2} \cdot (1-\psi_{RS}^2) = \frac{202,8^2}{2} \cdot (1-0,87^2) = 5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (2.76)$$

Ztráta výstupní rychlostí

$$z_{CRS} = \frac{c_{2RS}^2}{2} = \frac{77,5^2}{2} = 3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (2.78)$$

Obvodová účinnost stupně na středním průměru

$$\eta_{uRS} = \frac{a_{uRS}}{E_{ORS}} = \frac{a_{uRS}}{i_{iZRS} + \frac{c_0^2}{2}} = \frac{i_{iZRS} + \frac{c_0^2}{2} - z_{ORS} - z_{1RS} - z_{CRS}}{i_{iZRS} + \frac{c_0^2}{2}} = \frac{66,09 + \frac{30^2}{2000} - 5,5 - 5 - 3}{66,09 + \frac{30^2}{2000}} = 0,808 \quad (2.79)$$

Poměrná ztráta třením disku

Bzl zvolen součinitel k_{tRS} ležící v intervalu $0,45 \cdot 10^{-3}$ až $0,8 \cdot 10^{-3}$.

$$k_{tRS} = 0,65 \cdot 10^{-3} \quad (2.80)$$

$$\zeta_{5RS} = k_{tRS} \cdot \frac{D_s^2}{s} \cdot \left(\frac{u_{RS}}{\sqrt{2 \cdot i_{iZRS}}} \right)^3 = k_{tRS} \cdot \frac{D_s^2}{\pi \cdot D_s \cdot l_{1RS} \cdot \varepsilon \cdot \sin \alpha_1} \cdot \left(\frac{u_{RS}}{\sqrt{2 \cdot i_{iZRS}}} \right)^3 =$$

$$= 0,65 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{0,65^2}{\pi \cdot 0,65 \cdot 0,042 \cdot 0,45 \cdot \sin 14^\circ} \cdot \left(\frac{153,2}{\sqrt{2 \cdot 66090}} \right)^3 = 2,2 \cdot 10^{-3} \quad (2.81)$$

Poměrná ztráta parciálním ostřikem při počtu segmentů z_{segRS} .

$$z_{segRS} = 1 \quad (2.82)$$

$$\zeta_{6RS} = \frac{0,065 \cdot (1-\varepsilon)}{\varepsilon \cdot \sin \alpha_1} \cdot \left(\frac{u_{RS}}{\sqrt{i_{iZRS}}} \right)^3 + 0,25 \cdot \frac{c_R \cdot l_{2RS}}{\pi \cdot D_s \cdot l_{1RS} \cdot \varepsilon \cdot \sin \alpha_1} \cdot \left(\frac{u_{RS}}{\sqrt{i_{iZRS}}} \right) \cdot \eta_{uRS} \cdot z_{segRS} =$$

$$= \frac{0,065 \cdot (1-0,45)}{0,45 \cdot \sin 14^\circ} \cdot \left(\frac{153,2}{\sqrt{66090}} \right)^3 + 0,25 \cdot \frac{0,025 \cdot 0,042}{\pi \cdot 0,65 \cdot 0,042 \cdot 0,45 \cdot \sin 14^\circ} \cdot \left(\frac{153,2}{\sqrt{66090}} \right) \cdot 0,808 \cdot 1$$

$$\zeta_{6RS} = 0,0364 \quad (2.83)$$

Stupeň reakce na špičce lopatky

$$\rho_{sRS} = 1 - (1-\rho_{RS}) \cdot \frac{\frac{D_s}{l_{1RS}}}{1 + \frac{D_s}{l_{1RS}}} = 1 - (1-0,06) \cdot \frac{\frac{0,65}{0,042}}{1 + \frac{0,65}{0,042}} = 0,117 \quad (2.84)$$

Průřez radiální mezery

$$S_{1RRS} = \pi \cdot (D_s + l_{1RS}) \cdot \left(\frac{D_s}{1000} + 0,0002 \right) = \pi \cdot (0,65 + 0,042) \cdot \left(\frac{0,65}{1000} + 0,0002 \right)$$

$$S_{1RRS} = 0,00185 \text{ m}^2 \quad (2.85)$$

Poměrná ztráta radiální mezerou při průtokovém součiniteli μ_{1RS} .

$$\mu_{1RS} = 0,5 \quad (2.86)$$

$$\xi_{7RS} = 1,5 \cdot \frac{\mu_{1RS} \cdot S_{1RRS} \cdot \eta_{uRS}}{\pi \cdot D_S \cdot l_{1RS} \cdot \varepsilon \cdot \sin \alpha_1} \cdot \sqrt{\frac{\rho_{sRS}}{1 - \rho_{RS}}} = 1,5 \cdot \frac{0,5 \cdot 0,00185 \cdot 0,808}{\pi \cdot 0,65 \cdot 0,042 \cdot 0,45 \cdot \sin 14^\circ} \cdot \sqrt{\frac{0,117}{1 - 0,06}} \quad (2.87)$$

$$\xi_{7RS} = 0,042$$

Vnitřní termodynamická účinnost stupně

$$\eta_{tdiRS} = \eta_{uRS} - \xi_{5RS} - \xi_{6RS} - \xi_{7RS} = 0,808 - 2,2 \cdot 10^{-3} - 0,0364 - 0,042 = 0,727 \quad (2.88)$$

Vnitřní výkon regulačního stupně

$$P_{RS} = M \cdot i_{izRS} \cdot \eta_{tdi} = 33,33 \cdot 66,09 \cdot 0,727 = 1601,4 \text{ kW} \quad (2.89)$$

Koncový bod expanze v regulačním stupni

$$i_{2cRS} = i_2 + \frac{c_0^2}{2} - i_{izRS} \cdot \eta_{tdi} = 3302,07 + \frac{30^2}{2000} - 66,09 \cdot 0,727 = 3254,47 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (2.90)$$

$$p_{2RS} = f(i_{2cRS}, s_2) = 32,36 \text{ bar} \quad (2.91)$$

Porovnání výkonu předběžného a detailního návrhu

$$\frac{P_{RS}}{P_{RSp}} = \frac{1601,4}{1596,1} = 1,003 \quad (2.92)$$

Detailní výpočet regulačního stupně se liší od předběžného výpočtu o 0,3 %, což lze považovat za přijatelnou odchylku.

3 Předběžný výpočet stupňové části parní turbíny

Předběžný výpočet slouží k rozdělení navrhované turbíny na několik kuželů a určení základních parametrů těchto kuželů, zejména počet stupňů s přihlédnutím ke stavovým hodnotám páry vycházejícím z návrhu tepelného schématu. Pro předběžný výpočet byla zvolena metoda $\frac{c_a}{u}$ využívající bezrozměrný součinitel „Parsonsovo číslo“. Předběžný výpočet je založen na několika předpokladech:

- 1) hmotnostní průtok skupinou stupňů se nemění
- 2) proudění je sledováno na středním průměru po válcové ploše
- 3) axiální rychlost na vstupu a výstupu ze stupně je stejná
- 4) Parsonsovo číslo je pro skupinu stupňů stejné
- 5) stupeň reakce $\rho_{PT} = 0,5$

Výpočet je rozepsán pro první kužel a pro ostatní jsou uvedeny pouze výsledky v závěrečné části této kapitoly, tab. 3.1. První část mezi regulačním stupněm a regulovaným odběrem je rozdělena na dvě části a to kvůli rozdílu tlaků přibližně 28 bar. Rozdělení na jednotlivé kužele je nastíněno v obr. 1.1, zároveň je mezi II. a III. kuzelem clona regulovaného odběru. V kapitole se jedná o předběžný výpočet a proto jsou uvažovány původní hodnoty spočtené v kapitole jedna a nikoli hodnoty konečné, což platí i pro hmotnostní tok, kdy není uvažován vyrovnávací píst.

Parametry páry na vstupu a výstupu

Parametry páry na vstupu do prvního kužele jsou určeny výstupními hodnotami páry z regulačního stupně.

$$p_{in}^I = p_{2RS} = 32,36 \text{ bar} \quad (3.1)$$

$$i_{in}^I = i_{2RS} = 3254,47 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (3.2)$$

$$t_{in}^I = f(p_{in}^I, i_{in}^I) = 412 \text{ }^\circ\text{C} \quad (3.3)$$

$$v_{in}^I = f(p_{in}^I, i_{in}^I) = 0,0937 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (3.4)$$

$$s_{in}^I = f(p_{in}^I, i_{in}^I) = 6,92 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad (3.5)$$

$$M^I = 33,33 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (3.6)$$

Izoentropické stavové hodnoty páry na výstupu jsou dány zvoleným tlakem p_{in}^{II} mezi prvním a druhým kuzelem turbíny a entropií páry na vstupu do prvního kužele s_{in}^I .

$$p_{iniz}^{II} = 18 \text{ bar}$$

$$s_{iniz}^{II} = s_{in}^I = 6,92 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad (3.7)$$

$$t_{iniz}^{II} = f(p_{in}^{II}, i_{in}^{II}) = 325,9 \text{ }^\circ\text{C} \quad (3.8)$$

$$v_{iniz}^{II} = f(p_{in}^{II}, i_{in}^{II}) = 0,148 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (3.9)$$

$$i_{iniz}^{II} = f(p_{in}^{II}, i_{in}^{II}) = 3088,30 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (3.10)$$

Izoentropický spád na první kužel

$$\Delta i_{iz}^I = i_{in}^I - i_{iniz}^{II} = 3254,47 - 3088,30 = 166,77 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (3.11)$$

3.1 Geometrie a počet stupňů

Zvolené střední Parsonsovo číslo

$$Pa_s^I = 0,78 \quad (3.12)$$

Pro Parsonsovo číslo prvního stupně Pa_1^I a posledního n-tého stupně Pa_n^I dosahuje hodnot 90 až 95 % Pa_s^I .

$$Pa_1^I = Pa_n^I = 0,92 \cdot Pa_s^I = 0,92 \cdot 0,78 = 0,72 \quad (3.13)$$

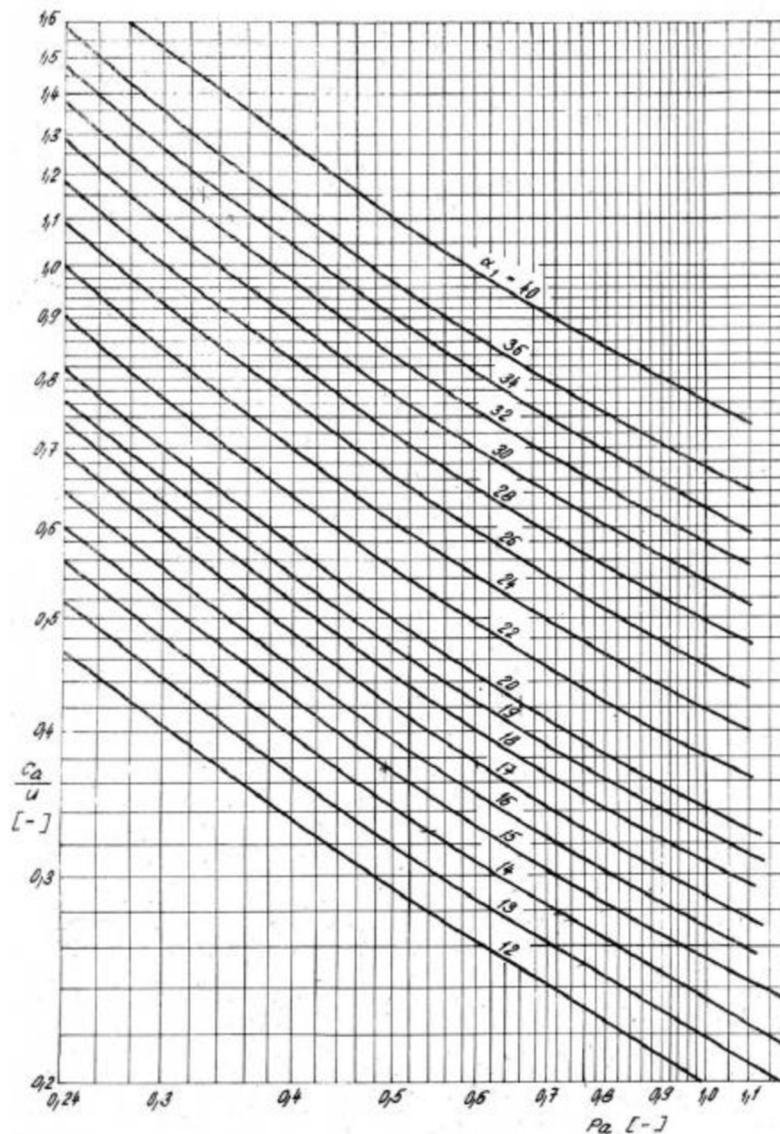
Na základě zvoleného Parsonsova čísla a zvoleného výstupního úhlu proudu páry ze statorových lopatek lze pomocí grafu obr. 3.1 určit hodnotu $\frac{c_a}{u}$.

$$\alpha_1^I = 12^\circ \quad (3.14)$$

$$\left(\frac{c_a}{u}\right)_1^I = 0,237 \quad (3.15)$$

$$\alpha_n^I = 14^\circ \quad (3.16)$$

$$\left(\frac{c_a}{u}\right)_n^I = 0,282 \quad (3.17)$$



Obrázek 3.1 Diagram pro výpočet skupiny přetlakových stupňů metodou $\frac{c_a}{u}$, převzato z [1]

Zvolená délka lopatky na vstupu

$$l_1^I = 43 \text{ mm} \quad (3.18)$$

Střední průměr lopatkování na vstupu

$$D_1^I = \frac{1}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{M^I \cdot v_{in}^I}{n \cdot l_1^I \cdot \left(\frac{c_a}{u}\right)_1^I}} = \frac{1}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{33,33 \cdot 0,0937}{75 \cdot 0,043 \cdot 0,24}} = 0,643 \text{ m} \quad (3.19)$$

Vnější průměr první řady

$$D_{1v}^I = D_1^I + l_1^I = 0,643 + 0,043 = 0,686 \text{ m} \quad (3.20)$$

Patní průměr první řady

$$D_{1p}^I = D_1^I - l_1^I = 0,643 - 0,043 = 0,6 \text{ m} \quad (3.21)$$

Patní obvodová rychlost by neměla pro bubnový rotor přesáhnout $200 \frac{\text{m}}{\text{s}}$.

$$u_p^I = \pi \cdot D_{1p}^I \cdot n = \pi \cdot 0,6 \cdot 75 = 141 \frac{\text{m}}{\text{s}} - \text{podmínka je splněna.} \quad (3.22)$$

Zvolený poměr délky lopatky a středního průměru poslední řady

$$\left(\frac{l}{D_n}\right)^I = 0,085 \quad (3.23)$$

Střední průměr lopatkování posledního stupně

$$D_n^I = \sqrt[3]{\frac{M^I \cdot v_n^I}{\pi^2 \cdot \left(\frac{c_a}{u}\right)_n^I \cdot \left(\frac{l}{D_n}\right)^I \cdot n}} = \sqrt[3]{\frac{33,33 \cdot 0,151}{\pi^2 \cdot 0,282 \cdot 0,085 \cdot 75}} = 0,656 \text{ m} \quad (3.24)$$

Délka lopatky posledního stupně

$$l_n^I = \left(\frac{l}{D_n}\right)^I \cdot D_n^I = 0,085 \cdot 0,657 = 56 \text{ mm} \quad (3.25)$$

Vnější průměr poslední řady

$$D_{nv}^I = D_n^I + l_n^I = 0,656 + 0,056 = 0,712 \text{ m} \quad (3.26)$$

Patní průměr poslední řady

$$D_{np}^I = D_n^I - l_n^I = 0,656 - 0,056 = 0,600 \text{ m} \quad (3.27)$$

Střední obvodová rychlost

$$u_s^I = \pi \cdot n \cdot \frac{D_{1v}^I + D_{nv}^I}{2} = \pi \cdot 75 \cdot \frac{0,643 + 0,657}{2} = 153 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (3.28)$$

Počet stupňů přetlakového lopatkování

$$z^I = \frac{P_{as} \cdot \Delta i_{iz}^I}{(u_s^I)^2} = \frac{0,78 \cdot 166,17}{(153)^2} \approx 6 \quad (3.29)$$

3.2 Energetická bilance skupiny stupňů

Tolerance radiální vůle v lopatkování zvolena na základě doporučení v [1].

$$x_1^I = 0,3 \text{ mm} \quad (3.30)$$

$$x_n^I = 0,3 \text{ mm} \quad (3.31)$$

Pro určení poměrné ztráty radiální mezerou ξ_k^I je nutné určit toleranci radiální vůle v lopatkování x^I , přičemž radiální vůle se zaokrouhluje na celé desetiny mm.

$$k_1^I = \frac{D_{1v}^I}{1000} + x_1^I = \frac{686}{1000} + 0,3 = 1 \text{ mm} \quad (3.32)$$

$$k_n^I = \frac{D_{nv}^I}{1000} + x_n^I = \frac{712}{1000} + 0,3 = 1 \text{ mm} \quad (3.33)$$

$$\xi_{k1}^I = \frac{0,3 + k_1^I}{l_1^I} \cdot 4,5 = \frac{0,3 + 1}{43} \cdot 4,5 = 0,136 \quad (3.34)$$

$$\xi_{kn}^I = \frac{0,3 + k_n^I}{l_n^I} \cdot 4,5 = \frac{0,3 + 1}{558} \cdot 4,5 = 0,105 \quad (3.35)$$

$$\xi_k^I = \frac{\xi_{k1}^I + \xi_{kn}^I}{2} = \frac{0,136 + 0,105}{2} = 0,12 \quad (3.36)$$

Poměrná ztráta rozvějířením

$$\xi_{v1}^I = \left(\frac{l_1^I}{D_1^I}\right)^2 = \left(\frac{0,043}{0,643}\right)^2 = 0,0045 \quad (3.37)$$

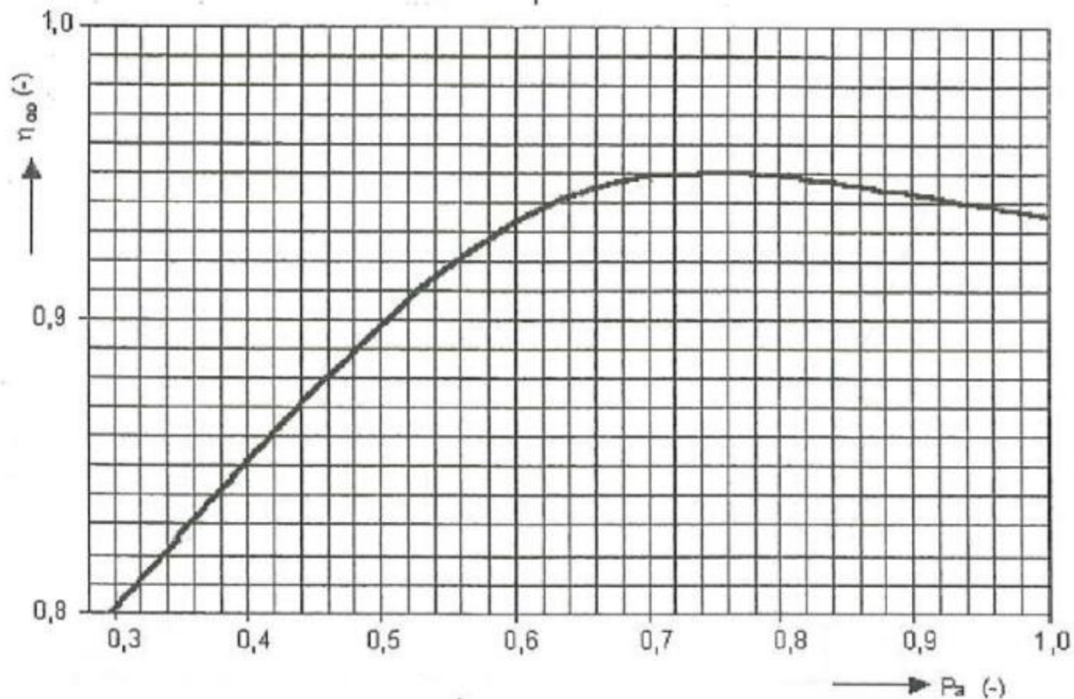
$$\xi_{vn}^I = \left(\frac{l_n^I}{D_n^I}\right)^2 = \left(\frac{0,0558}{0,657}\right)^2 = 0,0072 \quad (3.38)$$

$$\xi_v^I = \frac{\xi_{v1}^I + \xi_{vn}^I}{2} = \frac{0,0045 + 0,0072}{2} = 0,0059 \quad (3.39)$$

Vnitřní účinnost přetlakového lopatkování bez ztráty výstupní rychlosti

$$\eta_i^I = \eta_\infty \cdot (1+f) \cdot (1 - \xi_k^I - \xi_v^I) = 0,95 \cdot 1,01 \cdot (1 - 0,12 - 0,0059) = 0,84 \quad (3.40)$$

kde η_∞ je účinnost přetlakových stupňů zjištěná experimentálně a zanesena do grafu v obr. 3.2.



Obrázek 3.2 Obvodová účinnost nekonečně dlouhé lopatky přetlakového stupně, převzato z [1]

Entalpie páry na výstupu je potom

$$i^I = i_{in}^I - \Delta i^I \cdot \eta_i^I = 3254,47 - 166,77 \cdot 0,84 = 3114,4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (3.41)$$

Axiální výstupní rychlost páry z lopatkování

$$c_{An} = \frac{M^I \cdot v_h^I}{\pi \cdot D_n \cdot l_n} = \frac{33,33 \cdot 0,15}{\pi \cdot 0,657 \cdot 0,0558} = 43,4 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (3.42)$$

Absolutní výstupní rychlost páry z oběžných lopatek posledního stupně

$$c_{2n} = c_{An} \cdot \sqrt{[\cotg \alpha_n^I - \left(\frac{u}{c_a}\right)_n]^2 + 1} = 43,4 \cdot \sqrt{[\cotg 14^\circ - 0,282^2]^2 + 1} = 47,8 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (3.43)$$

Ztráta výstupní rychlosti

$$z_c = \frac{c_{2n}^2}{2} = \frac{47,8^2}{2} = 1,142 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (3.44)$$

Skutečný entalpický spád zahrnující ztrátu výstupní rychlosti

$$H^I = \Delta i_{iz}^I \cdot \eta_i^I - z_c = 166,77 \cdot 0,84 - 1,142 = 138,89 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (3.45)$$

Účinnost stupňové části parní turbíny

$$\eta_{tdi}^I = \frac{\Delta i^I}{\Delta i_{iz}^I} = \frac{138,89}{166,77} = 0,83 \quad (3.46)$$

Vnitřní výkon stupňové části

$$P^I = H^I \cdot M^I = 138,89 \cdot 33,33 = 4,629 \text{ MW} \quad (3.47)$$

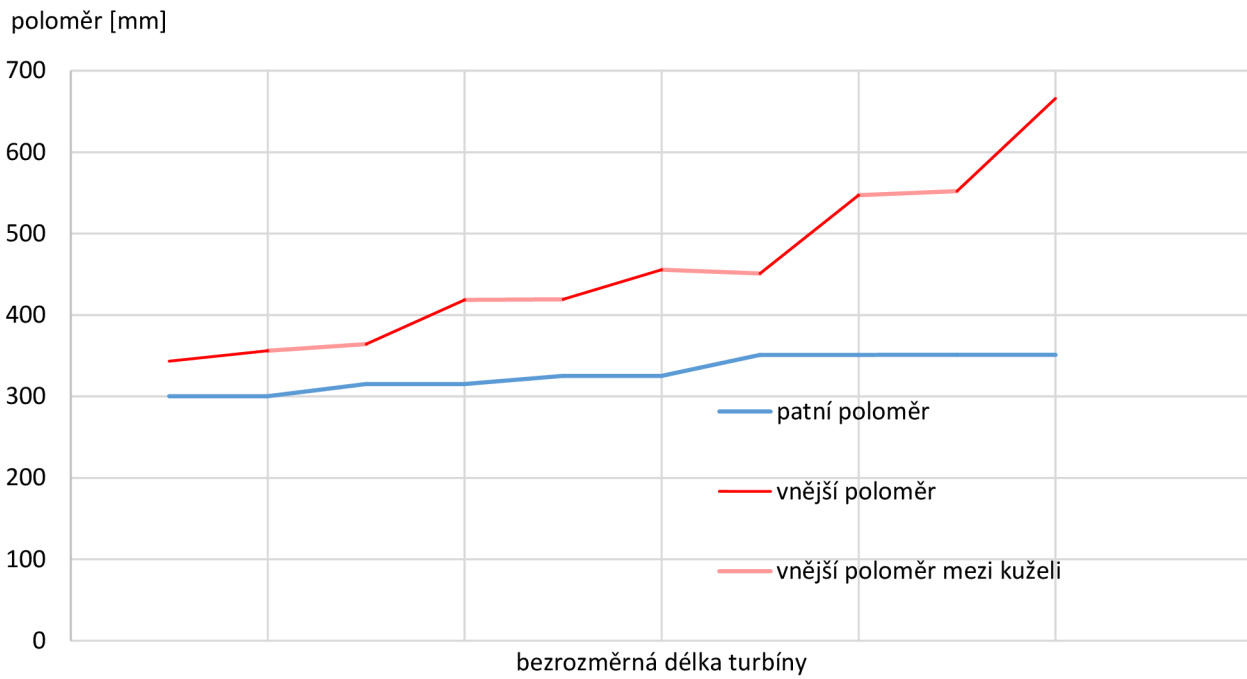
Tabulka 3.1 Předběžný návrh stupňové části –přehled

		I	II	III	IV	V
p_{in}	bar	32,36	18	4,4	1,97	0,48
T_{in}	°C	412	338,1	189,8	119,7	80,3
\dot{i}_{in}	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	3254,47	3115,40	2836,74	2698,16	2508,4
V_{in}	$\frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$	0,0937	0,1512	0,4728	0,895	3,169
S_{in}	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$	6,92	6,97	7,07	7,11	7,22
p_{out}	bar	18	4,5	1,97	0,48	0,16
T_{izin}	°C	325,9	169,3	119,7	80,3	55,3
\dot{i}_{izin}	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	3088,30	2793,21	25679,49	2469,01	2335,93
Δi_{iz}	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	166,77	323,19	156,51	229,23	157,00
V_{izin}	$\frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$	0,148	0,439	0,888	3,113	9,33
S_{izin}	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$	6,92	6,97	7,07	7,11	7,22
Pa_s	-	0,78	0,6	0,65	0,45	0,44
$Pa_1 = Pa_n$	-	0,72	0,55	0,6	0,41	0,41
α_1	°	12	13	18	21	25
$(\frac{c_a}{u})_1$	-	0,237	0,301	0,401	0,57	0,733
α_n	°	14	16	22	28	36
$(\frac{c_a}{u})_n$	-	0,282	0,373	0,5	0,82	1,1
D_1	m	0,643	0,679	0,745	0,801	0,901
l_1	m	0,043	0,049	0,095	0,101	0,201
D_{v1}	m	0,686	0,728	0,840	0,902	1,102
D_{p1}	m	0,600	0,630	0,650	0,700	0,700
u_p	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$	141	149	153	165	165
D_n	m	0,656	0,734	0,781	0,896	1,014
l_n	m	56	0,103	0,130	0,196	0,314
D_{pn}	m	0,600	0,630	0,650	0,700	0,700
D_{vn}	m	0,712	0,837483	0,9109220 6	1,0924016 9	1,2905500 6

--	--	--	--	--	--	--

Tabulka 3.2 Předběžný návrh stupňové části –přehled – pokračování

u_s	$\frac{m}{s}$	153	167	179	200	223
u_{bez}	$\frac{m}{s}$	142	149	153	165	165
z	-	6	7	3	3	1
k_1	mm	1	1	1,1	1,2	1,4
k_n	mm	1	1,1	1,2	1,4	1,6
ξ_{k1}	-	0,136	0,119	0,067	0,068	0,038
ξ_{kn}	-	0,105	0,061	0,052	0,039	0,027
ξ_s	-	0,12	0,09	0,06	0,05	0,03
ξ_{v1}	-	0,0045	0,0052	0,0159	0,0155	0,0495
ξ_{vn}	-	0,0072	0,0198	0,0279	0,0479	0,096
ξ_v	-	0,0059	0,0125	0,0219	0,0317	0,0728
η_i	-	0,84	0,86	0,88	0,83	0,72
\dot{i}_n	$\frac{J}{kg}$	3114,4	2836,7	2698,9	2502,7	2379,3
c_{An}	$\frac{m}{s}$	43,4	64,5	91,9	173,9	266,6
c_{2n}	$\frac{m}{s}$	47,8	83,0	101,5	208,5	294,3
z_c	$\frac{J}{kg}$	1142	3445	5153	21745	43304
H_i	$\frac{kJ}{kg}$	138,89	276,1	132,5	168,0	80,4
η_{tdi}	-	0,83	0,85	0,85	0,76	0,47
P	kW	4629	9203	4430	5092	2257
Δi	$\frac{kJ}{kg}$	138,89	279,82	137,82	196,24	123,33



Obrázek 3.3 Předběžný tvar průtočného kanálu



Obrázek 3.4 Změna tlaku a měrného objemu při průchodu turbínou

4 Detailní výpočet stupňové části

Při detailním výpočtu jsou spočteny hodnoty pro jednotlivé stupně turbíny, respektive pro jejich statorovou a rotorovou řadu. Výchozími jsou hodnoty zjištěné v předběžném výpočtu, zejména se jedná o rozměry lopatek, geometrii a entalpický spád na skupinu stupňů. Během následných výpočtů byly nicméně tyto hodnoty mírně měněny.

Vzhledem k tomu, že nejsou známy všechny hodnoty potřebné pro výpočet, je nutné tyto hodnoty nejdříve odhadnout a poté výpočet jednotlivých stupňů opakovat a to s přihlédnutím k doporučeným hodnotám uváděným v literatuře, což je zmíněno u jednotlivých případů. Turbína byla počítána od posledního stupně směrem k prvnímu a proto je v této kapitole postup proveden pro poslední stupeň s přihlédnutím ke specifikům posledního stupně. Konečné výsledky všech stupňů jsou uvedeny v tabulce 4.1. Dolní indexy v této kapitole označují stator jako S, rotor jako R, vstup do statoru jako 0, mezeru mezi státorem a rotorem jako 1 a výstup z rotoru jako 2.

4.1 Energetická bilance stupně

Stavové hodnoty páry za stupněm jsou známy z předběžného výpočtu. Oproti hodnotám uvedených v rovnici 1.43 je entalpie nižší, což je způsobeno vlhkostí páry na výstupu, se kterou se v případě výpočtu v rovnici 1.43 neuvažovalo.

$$p_2 = 0,143 \text{ bar} \quad (4.1)$$

$$i_2 = 2391,9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (4.2)$$

$$v_2 = 9,58 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (4.3)$$

$$x_2 = f(p_2, i_2) = 0,914 \quad (4.4)$$

Zvolený izoentropický spád na stupeň:

$$\Delta i_{iz} = 79 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (4.5)$$

Vhodný zpracovaný entalpický spád

$$h_{izk} = \frac{u^2}{Pa} = \frac{249,8^2}{0,81} = 77,03 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (4.6)$$

V případě kuželů s více stupni byl izoentropický spád na stupeň volen tak, aby byla co nejmenší odchylka mezi výpočtem Parsonsova čísla pomocí rovnice 4.19 a jeho dosazením do rovnice 4.5. Poslední stupně jsou počítány jako lopatky prizmatické, i když je poměr délky lopatky ku střednímu průměru vysoký a měl by tak tento stupeň být počítán s lopatkou zakroucenou, což však není předmětem zadání diplomové práce a zároveň je tento postup v souladu s doporučením vedoucího práce. Navíc předpokladem aplikace rovnice 4.6 je stupeň reakce $\rho = 0,5$, což v případě celé turbíny není na 100 % splněno u žádného stupně, nicméně jako kontrola rozložení izoentropického spádu je tento postup využit.

Zvolená délka lopatky a střední průměr statoru:

$$l_S = 307 \text{ mm} \quad (4.7)$$

$$D_S = 1007 \text{ mm} \quad (4.8)$$

Délka lopatky a střední průměr rotoru:

$$l_R = 360 \text{ mm} \quad (4.9)$$

$$D_R = 1060 \text{ mm} \quad (4.10)$$

Hmotnostní tok

$$M^{XX} = 27,92 \quad (4.11)$$

Axiální rychlost před státorem

$$c_{a0} = \frac{M^{XX} \cdot v_0}{\pi \cdot D_S \cdot l_S} = \frac{27,92 \cdot 5,74}{\pi \cdot 1,007 \cdot 0,307} = 164,9 \frac{m}{s} \quad (4.12)$$

Axiální rychlost mezi státorem a rotorem

$$c_{a1} = \frac{M^{XX} \cdot v_1}{\pi \cdot 0,5 \cdot (D_S + D_R) \cdot 0,5 \cdot (l_S + l_R)} = \frac{27,92 \cdot 7,37}{\pi \cdot 0,5 \cdot (1,007 + 1,060) \cdot 0,5 \cdot (0,307 + 0,360)} = 190,1 \frac{m}{s} \quad (4.13)$$

Axiální rychlost za rotorem

$$c_{a2} = \frac{M^{XX} \cdot v_2}{\pi \cdot D_R \cdot l_R} = \frac{27,92 \cdot 9,57}{\pi \cdot 1,060 \cdot 0,360} = 223,1 \frac{m}{s} \quad (4.14)$$

Zvolený stupeň reakce ρ .

$$\rho = 0,502 \quad (4.15)$$

Entalpický spád na rotor

$$\Delta i_{Riz} = \rho \cdot \Delta i_{iz} = 0,502 \cdot 76,08 = 39,66 \frac{kJ}{kg} \quad (4.16)$$

Entalpický spád na stator

$$\Delta i_{Siz} = (1-\rho) \cdot \Delta i_{iz} = (1-0,502) \cdot 76,08 = 39,34 \frac{kJ}{kg} \quad (4.17)$$

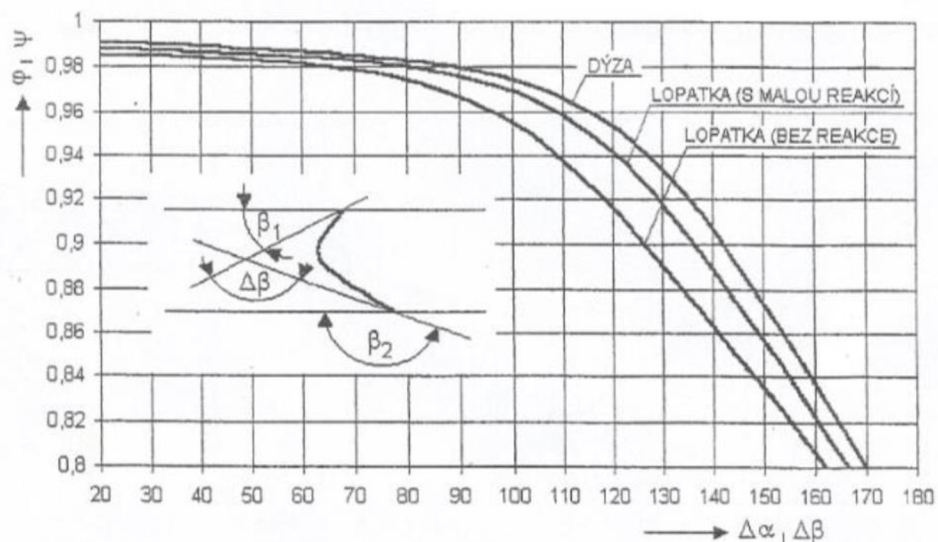
Rychlostní součinitel statoru φ zahrnující profilové ztráty (tření v mezní vrstvě, víření při odtržení proudu od profilu a víření za odtokovou hranou lopatky) a okrajové ztráty (účinek meridiálních okrajů a tření v jejich blízkosti a účinkem tlakového gradientu v mezilopatkovém kanálu) konečně dlouhé lopatky je odečten z grafu na obr. 4.1.

$$\varphi = 0,982 \quad (4.18)$$

Ztráta rozvějířením ξ_v statoru a rotoru

$$\xi_{vS} = \left(\frac{l_S}{D_S}\right)^2 = \left(\frac{0,307}{1,007}\right)^2 = 0,093 \quad (4.19)$$

$$\xi_{vR} = \left(\frac{l_R}{D_R}\right)^2 = \left(\frac{0,360}{1,060}\right)^2 = 0,115 \quad (4.20)$$



Obrázek 4.1 Závislost rychlostního součinitele φ na ohnutí proudu, převzato z [1]

Ztráta vlhkostí páry ve statoru a v rotoru

Jak bylo uvedeno výše, v případě posledních stupňů dochází k poklesu suchosti páry pod hodnotu jedna. Nárůstem vlhkosti dochází ke ztrátám vlivem tvorby kapiček a vodního filmu na odtokových hranách lopatek.

$$\xi_{xS} = 1 - \frac{x_0 + x_1}{2} = 1 - \frac{0,929 + 0,921}{2} = 0,075 \quad (4.21)$$

$$\xi_{xR} = 1 - \frac{x_1 + x_2}{2} = 1 - \frac{0,921 + 0,914}{2} = 0,082 \quad (4.22)$$

Ztráta radiální mezerou ξ_{δ}

Ztráta radiální mezerou je způsobena mezerou mezi hranou lopatky a turbínovou skříní. Vzhledem k tomu, že turbína je navrhována jako turbína přetlaková, je tato mezerka ještě umocněna rozdílem tlaků před a za lopatkami rotoru i statoru. Při průchodu páry touto mezerou není v daném stupni využita vnitřní energie páry unikající touto mezerou a snižuje se tak i celková účinnost stupně. Z těchto důvodů je zvolena konstrukce s bandáží a u všech stupňů je uvažován počet břitů z_b , s bandáží se nepočítá na rotoru posledních pěti stupňů. Výpočet ztráty radiální mezerou je ovlivněn mnoha faktory (délka lopatky, průměr, úhel náběhu, poměrná rozteč s/c, atd.), proto existuje několik postupů vzniknuvších na základě experimentů (Gusakov, Ambrož, Ščegljajev, Traupel, Ainley – Mathieson, Dunham – Came a další). Při výpočtu v této práci byla zvolena metoda dle Treupela. V dalším textu je uveden konkrétní výpočet pro poslední stupeň, tedy bez bandáže, a nastíněn výpočet pro bandážované stupně. Výpočet vychází z postupu uvedeným v [5].

$$z_b = 3 \quad (4.23)$$

Hodnoty koeficientů k_r pro lopatky bez bandáží, respektive k_{rB} pro lopatky bandážované, jsou zvoleny jako průměr doporučených hodnot v literatuře, tedy $k_r \in (1,36; 1,62)$ a $k_{rB} \in (1,06; 1,41)$. Výpočet radiální mezery δ_r je uveden již u regulačního stupně (viz 5.22). Pro radiální mezeru opatřenou bandáží se výpočet ξ_{δ} mírně modifikuje a to tak, že δ_r se nahradí δ_e , tak že $\delta_e = \delta_r \cdot z_b^{-0,5}$.

$$k_r = 1,49 \quad (4.24)$$

$$k_{rB} = 1,24. \quad (4.24)$$

$$\delta_{rS} = \frac{D_p}{1000} + x = \frac{700}{1000} + 0,2 = 0,9 \text{ mm} \quad (4.25)$$

$$\delta_{rR} = \frac{D_v}{1000} + x = \frac{1420}{1000} + 0,3 = 1,7 \text{ mm} \quad (4.26)$$

$$\xi_{\delta S} = k_r \cdot \frac{\delta_{eS} \cdot z_b^{-0,5}}{l_S \cdot \sin(\alpha_1)} = 1,24 \cdot \frac{0,9 \cdot 3^{-0,5}}{307 \cdot \sin(32,3)} = 0,003 \quad (4.27)$$

$$\xi_{\delta R} = k_r \cdot \frac{\delta_{rR}}{l_R \cdot \sin(180^\circ - \beta_2)} = 1,49 \cdot \frac{1,7}{360 \cdot \sin(180^\circ - 131,7^\circ)} = 0,009 \quad (4.28)$$

Dále je v případě posledních pěti stupňů nutné u lopatek rotoru počítat se ztrátami tlumícím drátem ξ_d . Dynamické namáhání nebude vzhledem ke své komplexnosti v této práci dále rozpracováno, nicméně v případě zmíněných pěti stupňů s absencí bandáže je uvažována právě ztráta tlumícím drátem. Při jejím výpočtu je uvažována hodnota koeficientu $k_d = \epsilon (0,55; 0,75)$ uvedených v [5], hodnota poměru umístění drátu D_d ku délce lopatky l rovnající se 0,6 vychází z doporučených hodnot uvedených v [3] jelikož při této hodnotě dochází k největšímu zvýšení frekvence lopatek. Průměr drátu δ_d byl zvolen.

$$k_d = 0,65 \quad (4.29)$$

$$\frac{D_d}{l} = 0,6 \quad (4.30)$$

$$\delta_d = 6 \text{ mm} \quad (4.31)$$

$$\xi_d = 0,65 \cdot \frac{D_d}{l} \cdot \frac{\delta_d}{D_R} = 0,65 \cdot 0,6 \cdot \frac{0,006}{1,060} = 0,0022 \quad (4.32)$$

Výše jsou uvedeny jen některé ztráty, naopak výpočet dalších ztrát (např. vzájemný účinek sousedních lopatkových mříží,) je značně složitý a proto autor užívá pro výpočet vnitřní účinnosti stupně bez ztráty výstupní rychlostí hodnoty obvodové účinnosti pro nekonečně dlouhou lopatku uvedené v grafu - obr. 4.2, proto je nejdříve nutné vypočítat Parsonsovo číslo dle rovnice 4.33. Autor si je zároveň vědom, že hodnoty v předmětném grafu jsou zjištěny

pomocí měření na modelových stupních pro konkrétní řadu přetlakových profilů, nicméně vzhledem k absenci možnosti výpočtu dalších ztrát autor považuje tento postup za přílehavější.

Parsonsovo číslo

$$Pa = \frac{1}{\frac{\lambda}{\sin^2 \alpha_1} \cdot \left(\frac{c_{1a}}{u}\right)^2 + \frac{2}{\operatorname{tg} \alpha_1} \cdot \left(\frac{c_{1a}}{u}\right) - 1} = \frac{1}{\frac{0,037}{\sin^2 36,1^\circ} \cdot \left(\frac{190,1}{249,7}\right)^2 + \frac{2}{\operatorname{tg} 36,1^\circ} \cdot \left(\frac{190,1}{249,7}\right) - 1} = 0,87 \quad (4.33)$$

kde úhel α_1 byl zpětně dosazen a výpočet opakován a součinitel λ

$$\lambda = \frac{1}{\varphi^2} - 1 = \frac{1}{0,982^2} - 1 = 0,037 \quad (4.31)$$

Entalpický spád na rotor a ztráty na rotoru

$$\eta_\infty = 0,95 \quad (4.32)$$

$$\Delta i_R = \eta_\infty \cdot \Delta i_{Riz} \cdot (1 - \xi_{vR} - \xi_{xR} - \xi_{\delta R} - \xi_d) = 0,95 \cdot 39,66 \cdot (1 - 0,115 - 0,082 - 0,009 - 0,0022)$$

$$\Delta i_R = 29,78 \frac{kJ}{kg} \quad (4.33)$$

$$z_R = \Delta i_{Riz} - \Delta i_R = 39,66 - 29,78 = 9,88 \frac{kJ}{kg} \quad (4.34)$$

Entalpický spád na stator a ztráty na statoru

$$\Delta i_S = \eta_\infty \cdot \Delta i_{Siz} \cdot (1 - \xi_{vR} - \xi_{xR} - \xi_{\delta R}) = 0,95 \cdot 39,34 \cdot (1 - 0,093 - 0,074 - 0,003)$$

$$\Delta i_S = 30,99 \frac{kJ}{kg} \quad (4.35)$$

$$z_S = \Delta i_{Siz} - \Delta i_S = 39,34 - 30,99 = 8,35 \frac{kJ}{kg} \quad (4.36)$$

Izoentropický bod expanze za rotorem

$$i_{2iz} = i_2 - z_R - z_S = 2391,9 - 9,88 - 8,35 = 2373,69 \frac{kJ}{kg} \quad (4.37)$$

$$p_{2iz} = p_2 = 0,143 \text{ bar} \quad (4.38)$$

$$s_{2iz} = f(p_2, i_{2iz}) = 7,34 \frac{kJ}{kg \cdot K} \quad (4.39)$$

Stavové hodnoty páry před rotorem

$$i_1 = i_2 + \Delta i_R = 2391,9 + 29,78 = 2413,4 \frac{kJ}{kg} \quad (4.40)$$

$$p_1 = f(s_{2iz}, i_{2iz} + \Delta i_{Riz}) = 0,191 \text{ bar} \quad (4.41)$$

$$x_1 = f(p_1, i_1) = 0,918 \quad (4.42)$$

$$v_1 = f(p_1, i_1) = 7,37 \frac{m^3}{kg} \quad (4.43)$$

$$s_1 = f(p_1, i_1) = 7,37 \frac{kJ}{kg \cdot K} \quad (4.44)$$

$$t_1 = f(p_1, i_1) = 59,0 \text{ }^\circ\text{C} \quad (4.45)$$

Stavové hodnoty páry před statorem

$$i_0 = i_2 + \Delta i_R + \Delta i_S = 2391,9 + 29,78 + 30,99 = 2452,7 \frac{kJ}{kg} \quad (4.46)$$

$$p_0 = f(s_{2iz}, i_0) = 0,25 \text{ bar} \quad (4.47)$$

$$x_0 = f(p_0, i_0) = 0,929 \quad (4.48)$$

$$v_0 = f(p_0, i_0) = 5,74 \frac{m^3}{kg} \quad (4.49)$$

$$s_0 = f(p_0, i_0) = 7,32 \frac{kJ}{kg \cdot K} \quad (4.50)$$

$$t_0 = f(p_0, i_0) = 65,1 \text{ }^\circ\text{C} \quad (4.51)$$

4.2 Rychlostní trojúhelník

Vstupní rychlost do statoru vychází z rychlosti předchozího stupně, proto je po detailním výpočtu nutná zpětná kontrola a opětovné zpětné dosazení a úprava výpočtu.

$$c_0 = 205,1 \frac{m}{s} \quad (4.52)$$

Absolutní rychlost na vstupu do rotoru vychází ze vstupní rychlosti do statoru a entalpického spádu zpracovaného ve statoru

$$c_1 = \sqrt{2 \cdot \Delta i_s + c_0^2} = \sqrt{2 \cdot 30990 + 205,1^2} = 322,5 \frac{m}{s} \quad (4.53)$$

Axiální složka relativní a absolutní rychlosti na vstupu do rotoru

$$w_{1a} = c_{1a} = \frac{M^{XX} \cdot v_1}{\pi \cdot D_1 \cdot l_1} = \frac{27,92 \cdot 7,37}{\pi \cdot 1,007 \cdot 0,307} = 190,1 \frac{m}{s} \quad (4.54)$$

Obvodová složka absolutní rychlosti na vstupu do rotoru

$$c_{1u} = \sqrt{c_1^2 - c_{1a}^2} = \sqrt{322,5^2 - 190,1^2} = 260,5 \frac{m}{s} \quad (4.55)$$

Střední obvodová rychlost rotoru

$$u_R = \pi \cdot D_{Rs} \cdot n = \pi \cdot 1,06 \cdot 75 = 249,8 \frac{m}{s} \quad (4.56)$$

Relativní rychlost na vstupu do rotoru

$$w_1 = \sqrt{(c_{1u} - u_R)^2 + w_{1a}^2} = \sqrt{(260,5 - 249,8)^2 + 190,1^2} = 190,4 \frac{m}{s} \quad (4.57)$$

Vstupní úhel absolutní rychlosti na vstupu do rotoru

$$\alpha_1 = \arcsin \left(\frac{c_{1a}}{c_1} \right) = \arcsin \left(\frac{171,1}{319,2} \right) = 36,1^\circ \quad (4.58)$$

Vstupní úhel relativní rychlosti na vstupu do rotoru

$$\beta_1 = \arcsin \left(\frac{w_{1a}}{w_1} \right) = \arcsin \left(\frac{171,1}{172,3} \right) = 86,7^\circ \quad (4.59)$$

Axiální složka relativní a absolutní rychlosti na výstupu z rotoru

$$w_{2a} = c_{2a} = \frac{M^V \cdot v_2}{\pi \cdot D_R \cdot l_R} = \frac{27,92 \cdot 9,57}{\pi \cdot 1,06 \cdot 0,36} = 223,6 \frac{m}{s} \quad (4.60)$$

Relativní rychlost na výstupu z rotoru

$$w_2 = \sqrt{2 \cdot \Delta i_R + w_{1a}^2} = \sqrt{2 \cdot 29670 + 223,6^2} = 309,5 \frac{m}{s} \quad (4.61)$$

Obvodová složka relativní rychlosti na výstupu z rotoru

$$w_{2u} = \sqrt{w_2^2 - w_{2a}^2} = \sqrt{309,5^2 - 223,6^2} = 214,6 \frac{m}{s} \quad (4.62)$$

Absolutní rychlost na výstupu z rotoru

$$c_2 = \sqrt{(w_{2u} - u_R)^2 + c_{2a}^2} = \sqrt{(214,6 - 249,8)^2 + 223,6^2} = 225,4 \frac{m}{s} \quad (4.63)$$

Obvodová složka absolutní rychlosti na výstupu z rotoru

$$c_{2u} = w_{2u} - u_R = 214,6 - 249,8 = 35,2 \frac{m}{s} \quad (4.64)$$

Úhel absolutní rychlosti na výstupu z rotoru

$$\alpha_2 = 90^\circ - \arcsin \left(\frac{c_{2u}}{c_2} \right) = 90^\circ - \arcsin \left(\frac{35,2}{279,4} \right) = 81,1^\circ \quad (4.65)$$

Úhel relativní rychlosti na výstupu z rotoru

$$\beta_2 = 90^\circ + \arcsin \left(\frac{w_{2u}}{w_2} \right) = 90^\circ + \arcsin \left(\frac{214,6}{309,5} \right) = 133,9^\circ \quad (4.66)$$

Rozdíl úhlů absolutních rychlostí

$$\Delta \alpha = \alpha_2 - \alpha_1 = 81,1^\circ - 36,1^\circ = 44,9^\circ \quad (4.67)$$

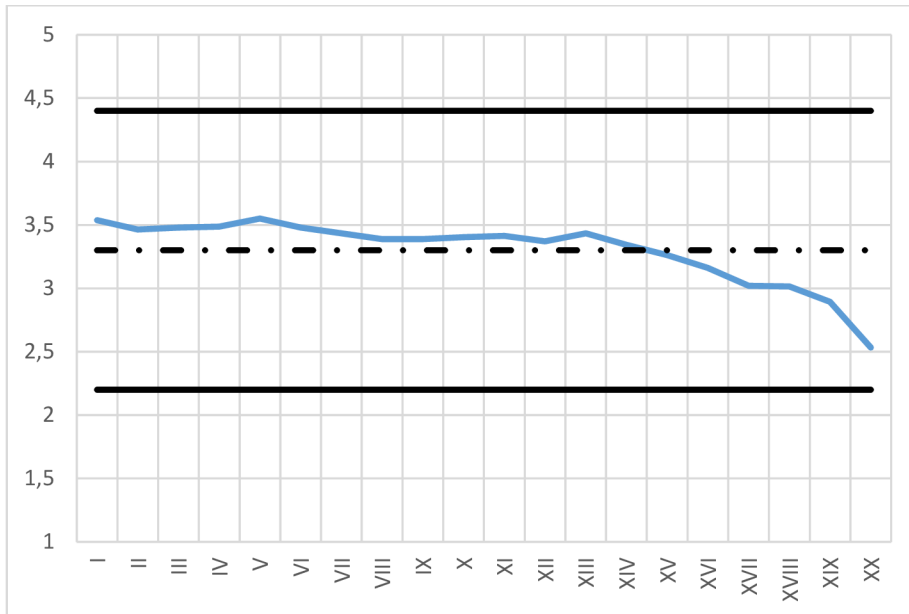
Rozdíl úhlů relativních rychlostí

$$\Delta \beta = \beta_2 - \beta_1 = 133,9^\circ - 86,7^\circ = 47,1^\circ \quad (4.68)$$

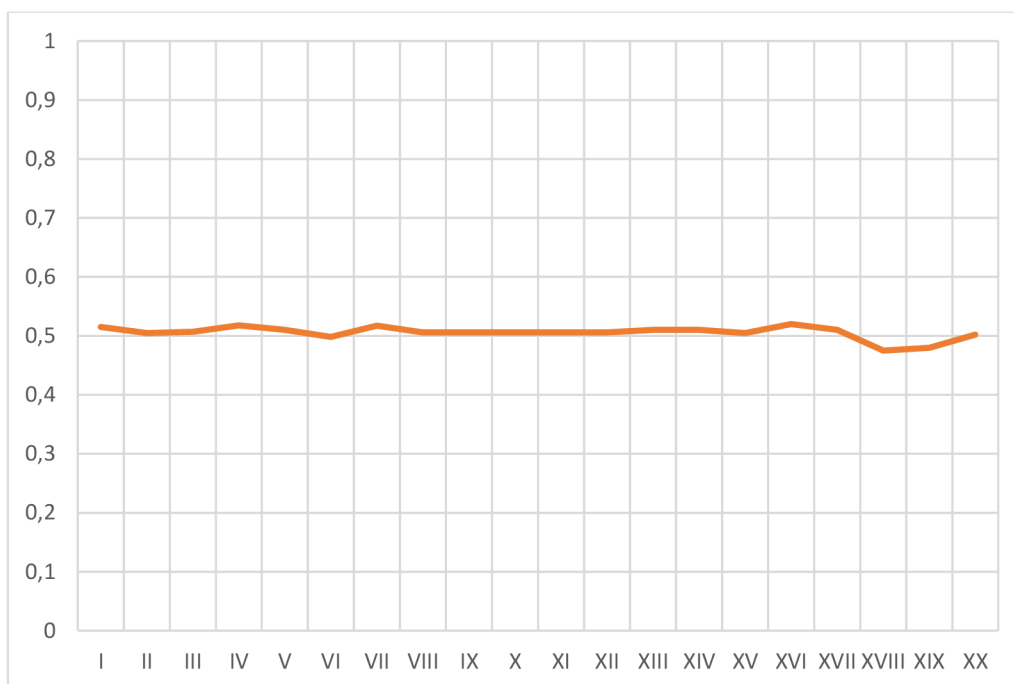
4.3 Charakteristické hodnoty stupně

Stupně turbín lze pro účely srovnání popisovat pomocí bezrozměrných součinitelů. Mezi nejdůležitější patří již výše uvedený stupeň reakce ρ . Dalším charakteristickým součinitelem u turbín je tlakový součinitel ψ . V případě přetlakových stupňů uvádí [5] jako rozsah hodnot 2,2 až 4,4, což je splněno u všech stupňů.

$$\psi = \frac{\Delta i_{iz}}{0,5 \cdot u^2} = \frac{79}{0,5 \cdot 249,7^2} = 2,53$$



Obrázek 4.2 Tlakové číslo ψ jednotlivých stupňů (šrafovaně je vyznačena střední doporučená hodnota 3,3)



Obrázek 4.3 Stupeň reakce ρ jednotlivých stupňů

Tabulka 4.1 Charakteristiky jednotlivých řad

Stupeň	-	I.	II.	III.	IV.	V.	VI.	VII.
l_S	[m]	0,043	0,046	0,049	0,052	0,055	0,049	0,057
D_S (m)	[m]	0,593	0,596	0,599	0,602	0,605	0,680	0,688
l_R (m)	[m]	0,044	0,047	0,050	0,053	0,056	0,053	0,061
D_R (m)	[m]	0,594	0,597	0,600	0,603	0,606	0,684	0,692
D^p	[m]	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55	0,63	0,63
p_0	[bar]	33,19	29,56	26,30	23,30	20,55	18,59	15,67
t_0	[°C]	413,3	398,0	382,6	367,0	351,0	334,8	314,4
i_0	$\left[\frac{kJ}{kg}\right]$	3256,6	3227,8	3198,6	3168,9	3138,7	3106,9	3068,4
v_0	$\left[\frac{m^3}{kg}\right]$	0,091	0,101	0,111	0,122	0,135	0,145	0,167
s_0	$\left[\frac{kJ}{K}\right]$	6,915	6,924	6,932	6,940	6,948	6,941	6,952
x_0	[-]	1	1	1	1	1	1	1
M	$\left[\frac{kg}{s}\right]$	32,58	32,58	32,58	32,58	32,58	32,58	32,58
Δi_{iz}	$\left[\frac{kJ}{kg}\right]$	34,7	34,3	34,8	35,2	36,2	45,2	45,7
h_{izz}	$\left[\frac{kJ}{kg}\right]$	36,17	32,8	32,4	32,3	34,1	43,7	43,6
p_1	[bar]	31,39	27,91	24,79	21,94	19,27	17,08	14,39
t_1	[°C]	405,7	390,2	374,7	359,1	342,7	324,4	304,1
i_1	$\left[\frac{kJ}{kg}\right]$	3242,2	3212,9	3183,6	3153,9	3123,0	3087,1	3049,0
v_1	$\left[\frac{m^3}{kg}\right]$	0,096	0,105	0,116	0,128	0,142	0,156	0,179
s_1	$\left[\frac{kJ}{K}\right]$	6,919	6,927	6,935	6,943	6,951	6,946	6,957
x_1	[-]	1	1	1	1	1	1	1
p_2	[bar]	29,56	26,30	23,30	20,55	18,00	15,67	13,11
t_2	[°C]	398,0	382,6	367,0	351,0	334,2	314,4	293,6
i_2	$\left[\frac{kJ}{kg}\right]$	3227,8	3198,6	3168,9	3138,7	3106,9	3068,4	3029,3
v_2	$\left[\frac{m^3}{kg}\right]$	0,101	0,111	0,122	0,135	0,150	0,167	0,193
s_2	$\left[\frac{kJ}{K}\right]$	6,924	6,932	6,940	6,948	6,955	6,952	6,964
x_2	[-]	1	1	1	1	1	1	1
c_{a2}	$\left[\frac{m}{s}\right]$	39,5	40,6	42,0	43,7	45,9	47,6	46,9
c_{a0}	$\left[\frac{m}{s}\right]$	38,9	40,0	41,2	42,7	44,7	48,4	47,0
c_{a1}	$\left[\frac{m}{s}\right]$	37,6	38,6	39,9	41,5	43,5	44,4	43,5
ρ	[-]	0,515	0,505	0,507	0,518	0,51	0,498	0,517
ROTOR								
Δi_{Riz}	$\left[\frac{kJ}{kg}\right]$	17,88	17,31	17,63	18,22	18,46	22,51	23,63
z_R	$\left[\frac{kJ}{kg}\right]$	3,50	3,05	3,00	2,99	2,31	3,85	3,90
Δi_R	$\left[\frac{kJ}{kg}\right]$	14,38	14,26	14,63	15,23	16,15	18,66	19,73
$\zeta_{\delta R}$	[-]	0,119	0,108	0,100	0,093	0,051	0,103	0,094
δ_{fR}	[mm]	0,939	0,945	0,950	0,956	0,962	1,036	1,053
D_v	[m]	0,639	0,645	0,650	0,656	0,662	0,736	0,753
Pa	[-]	0,542	0,603	0,616	0,625	0,598	0,594	0,610

Tabulka 4.1 Charakteristiky jednotlivých řad – pokračování

Stupeň	-	I.	II.	III.	IV.	V.	VI.	VII.
λ	[-]	0,132	0,108	0,076	0,074	0,085	0,099	0,108
η_{∞}	[-]	0,92	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93
ξ_{vR}	[-]	0,0055	0,006	0,007	0,008	0,009	0,006	0,008
ξ_{sR}	[-]	0	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
δ_d	[mm]	-	-	-	-	-	-	-
ξ_d	[-]	-	-	-	-	-	-	-
η_R	[-]	0,806	0,824	0,830	0,836	0,875	0,829	0,836
D_b	[m]	0,641	0,647	0,652	0,658	0,664	0,739	0,756
STATOR								
Δi_{iZS}	$[\frac{kJ}{kg}]$	16,82	16,99	17,17	16,98	17,73	22,69	22,07
φ	[-]	0,940	0,955	0,964	0,965	0,960	0,954	0,950
Z_R	$[\frac{kJ}{kg}]$	2,37	2,12	2,09	2,00	2,05	2,90	2,64
Δi_S	$[\frac{kJ}{kg}]$	14,45	14,87	15,08	14,98	15,68	19,79	19,43
ξ_{sS}	[-]	0,060	0,053	0,049	0,044	0,041	0,057	0,046
δ_{rS}	[mm]	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
η_{∞}	[-]	0,92	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93
ξ_{vS}	[-]	0,005	0,006	0,007	0,007	0,008	0,005	0,007
ξ_{sS}	[-]	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
η_S	[-]	0,860	0,875	0,879	0,882	0,884	0,872	0,881
Stupeň	-	VIII.	IX.	X.	XI.	XII.	XIII.	XIV.
l_s	[m]	0,066	0,074	0,082	0,091	0,099	0,094	0,108
D_S (m)	[m]	0,697	0,705	0,713	0,722	0,730	0,744	0,758
l_R (m)	[m]	0,070	0,078	0,086	0,095	0,103	0,101	0,116
D_R (m)	[m]	0,701	0,709	0,717	0,726	0,734	0,751	0,766
D_p	[m]	0,63	0,63	0,63	0,63	0,63	0,65	0,65
p_0	[bar]	13,11	10,88	8,92	7,21	5,73	4,74	3,60
t_0	[°C]	293,6	272,4	250,5	228,0	204,7	181,6	156,3
i_0	$[\frac{kJ}{kg}]$	3029,3	2989,4	2948,4	2906,1	2862,4	2817,6	2770,1
v_0	$[\frac{m^3}{kg}]$	0,193	0,224	0,262	0,311	0,373	0,430	0,534
s_0	$[\frac{kJ}{K}]$	6,964	6,976	6,988	7,000	7,013	7,003	7,018
x_0	[-]	1	1	1	1	1	1	1
M	$[\frac{kg}{s}]$	32,58	32,58	32,58	32,58	32,58	31,99	31,99
Δi_{iZ}	$[\frac{kJ}{kg}]$	46,2	47,3	48,60	49,90	50,4	53,80	54,4
h_{iZZ}	$[\frac{kJ}{kg}]$	43,6837 4	43,7717 7	46,14	47,40	47,61	51,74	51,18
p_1	[bar]	12,01	9,91	8,06	6,46	5,10	4,15	3,13
t_1	[°C]	283,3	261,8	239,6	216,5	193,0	169,1	143,7
i_1	$[\frac{kJ}{kg}]$	3009,9	2969,5	2927,8	2884,4	2840,2	2794,0	2746,3
v_1	$[\frac{m^3}{kg}]$	0,207	0,241	0,284	0,339	0,410	0,477	0,597
s_1	$[\frac{kJ}{K}]$	6,968	6,980	6,993	7,006	7,019	7,009	7,024
x_1	[-]	1	1	1	1	1	1	1
p_2	[bar]	10,88	8,92	7,21	5,73	4,50	3,60	2,69

Tabulka 4.1 Charakteristiky jednotlivých řad - pokračování

Stupeň	-	VIII.	IX.	X.	XI.	XII.	XIII.	XIV.
t_2	[°C]	271,4	250,0	227,8	204,7	180,9	156,3	130,8
i_2	$\left[\frac{kJ}{kg}\right]$	2987,6	2947,4	2905,8	2862,4	2817,6	2770,1	2722,1
v_2	$\left[\frac{m^3}{kg}\right]$	0,225	0,263	0,311	0,373	0,452	0,534	0,673
s_2	$\left[\frac{kJ}{K}\right]$	6,976	6,988	7,000	7,013	7,026	7,018	7,033
x_2	[-]	1	1	1	1	1	1	1
c_{a2}	$\left[\frac{m}{s}\right]$	47,8	49,3	52,1	56,4	62,1	71,5	77,4
c_{a0}	$\left[\frac{m}{s}\right]$	47,3	48,3	50,5	54,0	58,9	69,4	73,9
c_{a1}	$\left[\frac{m}{s}\right]$	44,2	45,5	47,8	51,3	56,2	63,9	68,6
ρ	[-]	0,506	0,506	0,506	0,506	0,506	0,51	0,51
ROTOR								
Δi_{Riz}	$\left[\frac{kJ}{kg}\right]$	23,37	23,93	24,59	25,25	25,50	27,44	27,74
z_R	$\left[\frac{kJ}{kg}\right]$	2,91	2,80	2,90	3,22	2,93	3,55	3,54
Δi_R	$\left[\frac{kJ}{kg}\right]$	20,46	21,13	21,69	22,03	22,57	23,89	24,20
$\zeta_{\delta R}$	[-]	0,084	0,075	0,066	0,057	0,028	0,046	0,038
δ_{rR}	[mm]	1,070	1,086	1,103	1,119	1,136	1,152	1,181
D_v	[m]	0,770	0,786	0,803	0,819	0,836	0,852	0,881
Pa	[-]	0,625	0,638	0,619	0,617	0,628	0,606	0,636
λ	[-]	0,108	0,085	0,101	0,085	0,067	0,094	0,061
η_∞	[-]	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93
ζ_{vR}	[-]	0,010	0,012	0,015	0,017	0,020	0,018	0,023
ζ_{xR}	[-]	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
δ_d	[mm]	-	-	-	-	-	-	-
ζ_d	[-]	-	-	-	-	-	-	-
η_R	[-]	0,843	0,849	0,855	0,861	0,885	0,871	0,873
D_b	[m]	0,773	0,789	0,806	0,822	0,839	0,854	0,883
STATOR								
Δi_{izS}	$\left[\frac{kJ}{kg}\right]$	22,83	23,37	24,01	24,65	24,90	26,36	26,66
φ	[-]	0,950	0,960	0,953	0,960	0,968	0,965	0,971
z_R	$\left[\frac{kJ}{kg}\right]$	3,47	3,51	3,37	3,01	2,70	2,76	2,82
Δi_S	$\left[\frac{kJ}{kg}\right]$	19,36	19,86	20,64	21,64	22,20	23,60	23,84
$\zeta_{\delta S}$	[-]	0,040	0,035	0,031	0,027	0,023	0,022	0,018
δ_{rS}	[mm]	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,9	0,9
η_∞	[-]	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93
ζ_{vS}	[-]	0,009	0,011	0,013	0,016	0,018	0,016	0,020
ζ_{xS}	[-]	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
η_S	[-]	0,885	0,887	0,889	0,891	0,892	0,895	0,894
Stupeň	-	XV.	XVI.	XVII.	XVIII.	XIX.	XX.	
l_S	[m]	0,123	0,100	0,142	0,185	0,201	0,307	
D_S (m)	[m]	0,773	0,800	0,838	0,877	0,901	1,007	
l_R (m)	[m]	0,130	0,121	0,164	0,206	0,26	0,36	
D_R (m)	[m]	0,780	0,819	0,858	0,896	0,96	1,06	
D_p	[m]	0,65	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	

Tabulka 4.1 Charakteristiky jednotlivých řad - pokračování

Stupeň	-	XV.	XVI.	XVII.	XVIII.	XIX.	XX.
p_0	[bar]	2,37	1,73	1,24	0,74	0,48	0,25
t_0	[°C]	129,4	115,7	105,8	91,4	80,3	65,1
i_0	$\left[\frac{kJ}{kg}\right]$	2722,2	2673,5	2623,7	2570,0	2513,6	2452,7
v_0	$\left[\frac{m^3}{kg}\right]$	0,765	1,003	1,344	2,155	3,177	5,735
s_0	$\left[\frac{kJ}{K}\right]$	7,091	7,108	7,125	7,209	7,239	7,340
x_0	[-]	1	0,988	0,973	0,960	0,944	0,929
M	$\left[\frac{kg}{s}\right]$	31,99	30,30	30,30	30,30	27,92	27,92
Δi_{iz}	$\left[\frac{kJ}{kg}\right]$	55,10	55,90	61,67	67,20	74	79
h_{izz}	$\left[\frac{kJ}{kg}\right]$	51,79	48,32	57,70	64,34	69	71,6
p_1	[bar]	120,6	1,48	0,90	0,59	0,32	0,19
t_1	[°C]	2697,8	110,9	96,7	85,5	70,7	59,0
i_1	$\left[\frac{kJ}{kg}\right]$	0,871	2649,1	2596,9	2540,1	2481,2	2421,7
v_1	$\left[\frac{m^3}{kg}\right]$	7,099	1,153	1,806	2,636	4,598125	7,370
s_1	$\left[\frac{kJ}{K}\right]$	1,00	7,115	7,195	7,224	7,319299	7,366
x_1	[-]	1,73	0,981	0,968	0,951	0,937	0,921
p_2	[bar]	115,7	1,24	0,74	0,48	0,25	0,143
t_2	[°C]	2673,5	105,8	91,4	80,3	65,1	52,9
i_2	$\left[\frac{kJ}{kg}\right]$	1,003	2623,7	2570,0	2513,6	2452,7	2391,9
v_2	$\left[\frac{m^3}{kg}\right]$	7,108	1,344	2,155	3,177	5,735	9,578
s_2	$\left[\frac{kJ}{K}\right]$	0,9882	7,125	7,209	7,239	7,340	7,396
x_2	[-]	0	0,973	0,960	0,944	0,929	0,913
c_{a2}	$\left[\frac{m}{s}\right]$	88,9	130,57	148,17	166,03	204,23	223,08
c_{a0}	$\left[\frac{m}{s}\right]$	82,5	138,98	145,90	156,91	225,67	211,92
c_{a1}	$\left[\frac{m}{s}\right]$	77,2	111,98	124,15	137,74	163,74	171,69
ρ	[-]	0,505	0,52	0,51	0,475	0,48	0,502
ROTOR							
Δi_{Riz}	$\left[\frac{kJ}{kg}\right]$	27,83	29,07	31,45	31,92	35,52	39,66
z_R	$\left[\frac{kJ}{kg}\right]$	3,50	3,70	4,58	5,48	7,03	9,88
Δi_R	$\left[\frac{kJ}{kg}\right]$	24,33	25,37	26,87	26,44	28,49	29,78
$\xi_{\delta R}$	[-]	0,018	0,030	0,022	0,016665	0,010	0,010
δ_{rR}	[mm]	1,210	1,242	1,327	1,412	1,260	1,720
D_v	[m]	0,910	0,942	1,027	1,112	0,960	1,420
Pa	[-]	0,652	0,771	0,708	0,69269	0,742	0,801
λ	[-]	0,061	0,061	0,052	0,039111	0,052	0,037
η_{∞}	[-]	0,93	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95
ξ_{vR}	[-]	0,028	0,022	0,022	0,036	0,073	0,115
ξ_{xR}	[-]	0,0107	0,0233	0,0233	0,0363	0,0665	0,0824
δ_d	[mm]	-	-	6	6	6	6
ξ_d	[-]	-	-	0,0027	0,0026	0,0024	0,0022

Tabulka 4.1 Charakteristiky jednotlivých řad - pokračování

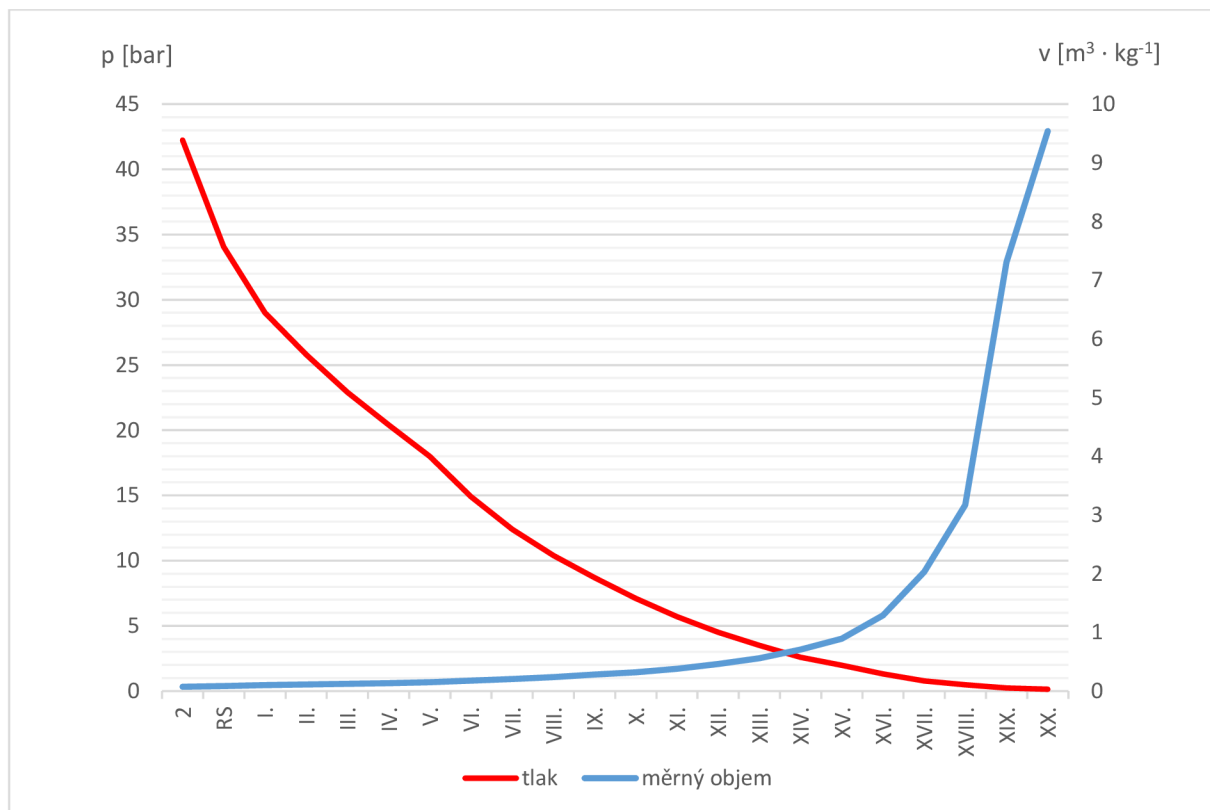
Stupeň	-	XV.	XVI.	XVII.	XVIII.	XIX.	XX.
η_R	[-]	0,878	0,876	0,858	0,832	0,805	0,751
D_b	[m]	0,912	-	-	-	-	-
STATOR							
Δi_{izS}	$[\frac{kJ}{kg}]$	27,27	26,83	30,22	35,28	38,48	39,34
φ	[-]	0,971	0,980	0,975	0,982	0,975	0,982
z_R	$[\frac{kJ}{kg}]$	3,08	2,52	25,95	5,40	6,16	8,35
Δi_S	$[\frac{kJ}{kg}]$	24,19	24,31	26,68	29,88	32,32	30,99
$\xi_{\delta S}$	[-]	0,014	0,011	0,008	0,006	0,005	0,003
$\delta_{\delta S}$	[mm]	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
η_{∞}	[-]	0,93	0,95	0,95	0,94	0,95	0,95
ξ_{vS}	[-]	0,025	0,016	0,029	0,044	0,050	0,093
ξ_{xS}	[-]	0,003	0,016	0,030	0,045	0,058	0,074
η_S	[-]	0,890	0,909	0,886	0,850	0,843	0,788

Tabulka 4.2 Geometrie a rychlosti jednotlivých rychlostních trojúhelníků stupňů

Stupeň	-	I.	II.	III.	IV.	V.	VI.	VII.
c_0	$[\frac{m}{s}]$	77,00	52,30	51,18	53,15	56,05	60,99	59,79
c_1	$[\frac{m}{s}]$	186,63	180,12	181,06	181,00	185,67	207,80	205,88
c_{1u}	$[\frac{m}{s}]$	182,82	175,95	176,62	176,21	180,54	202,92	201,15
u	$[\frac{m}{s}]$	140,06	140,74	141,42	142,10	142,79	161,20	163,16
w_1	$[\frac{m}{s}]$	56,86	52,21	53,15	53,62	57,50	61,18	58,06
α_1	[°]	11,59	12,36	12,70	13,21	13,51	12,43	12,31
β_1	[°]	41,24	47,60	48,52	50,49	48,96	47,00	49,13
w_2	$[\frac{m}{s}]$	178,87	176,76	179,12	182,58	188,69	202,64	206,96
w_{2u}	$[\frac{m}{s}]$	174,48	172,07	174,16	177,29	183,05	196,88	201,47
c_2	$[\frac{m}{s}]$	52,30	51,18	53,15	56,05	60,99	59,79	60,91
c_{2u}	$[\frac{m}{s}]$	34,41	31,33	32,73	35,18	40,27	35,68	38,31
α_2	[°]	131,15	127,74	128,01	128,88	131,32	126,63	128,98
β_2	[°]	167,28	166,77	166,48	166,17	165,95	166,30	166,77
$\Delta\alpha$	[°]	119,56	115,39	115,31	115,67	117,81	114,20	116,66
$\Delta\beta$	[°]	126,04	119,17	117,96	115,68	116,99	119,30	117,65
Stupeň	-	VIII.	IX.	X.	XI.	XII.	XIII.	XIV.
c_0	$[\frac{m}{s}]$	60,91	62,02	64,05	66,80	60,10	74,93	91,62
c_1	$[\frac{m}{s}]$	205,72	208,43	212,84	218,35	221,82	229,67	236,56
c_{1u}	$[\frac{m}{s}]$	200,90	203,39	207,39	212,22	214,56	217,90	223,33
u	$[\frac{m}{s}]$	165,11	167,07	169,03	170,99	172,94	177,00	180,39
w_1	$[\frac{m}{s}]$	56,92	58,24	61,31	65,86	69,98	83,32	89,05
α_1	[°]	12,43	12,62	12,99	13,60	14,69	18,42	19,26
β_1	[°]	51,05	51,41	51,27	51,24	53,51	60,60	61,17
w_2	$[\frac{m}{s}]$	210,14	213,66	217,12	219,99	223,69	233,93	237,34
w_{2u}	$[\frac{m}{s}]$	204,64	207,88	210,76	212,65	214,90	219,37	220,41
c_2	$[\frac{m}{s}]$	62,02	64,05	66,80	70,10	74,93	91,62	96,69

Tabulka 4.2 Geometrie a rychlosti jednotlivých rychlostních trojúhelníků stupňů - pokračování

Stupeň	-	VIII.	IX.	X.	XI.	XII.	XIII.	XIV.
c_{2u}	$[\frac{m}{s}]$	39,52	40,81	41,73	41,66	41,96	42,38	40,02
α_2	$[\circ]$	129,59	129,58	128,66	126,46	124,05	117,55	114,45
β_2	$[\circ]$	166,85	166,64	166,10	165,15	163,89	159,68	158,23
$\Delta\alpha$	$[\circ]$	117,16	116,96	115,67	112,86	109,36	99,13	95,20
$\Delta\beta$	$[\circ]$	115,80	115,23	114,83	113,92	110,38	99,08	97,06
Stupeň	-	XV.	XVI.	XVII.	XVIII.	XIX.	XX.	
c_0	$[\frac{m}{s}]$	96,00	106,55	132,59	149,21	166,06	205,12	
c_1	$[\frac{m}{s}]$	239,99	242,12	265,56	285,77	303,09	322,50	
c_{1u}	$[\frac{m}{s}]$	223,49	214,66	234,75	250,38	255,06	273,00	
u	$[\frac{m}{s}]$	183,78	193,02	202,07	211,12	226,19	249,76	
w_1	$[\frac{m}{s}]$	96,04	114,05	128,38	143,23	166,26	173,25	
α_1	$[\circ]$	21,37	27,55	27,87	28,82	32,70	32,17	
β_1	$[\circ]$	65,58	79,06	75,25	74,09	80,00	82,29	
w_2	$[\frac{m}{s}]$	240,59	252,48	264,99	270,92	290,90	299,29	
w_{2u}	$[\frac{m}{s}]$	218,49	216,10	219,70	214,08	207,16	199,53	
c_2	$[\frac{m}{s}]$	106,55	132,59	149,21	166,06	205,12	228,67	
c_{2u}	$[\frac{m}{s}]$	34,70	23,08	17,63	2,96	19,04	50,23	
α_2	$[\circ]$	109,01	100,03	96,79	91,02	95,33	77,31	
β_2	$[\circ]$	155,25	148,86	146,00	142,20	135,41	131,81	
$\Delta\alpha$	$[\circ]$	87,64	72,48	68,91	62,20	62,63	45,15	
$\Delta\beta$	$[\circ]$	89,66762	69,80	70,75	68,11	55,40	49,52	



Obrázek 4.4 Průběh tlaku a měrného objemu na výstupu z jednotlivých stupňů

5 Profily lopatek a pevnostní výpočet

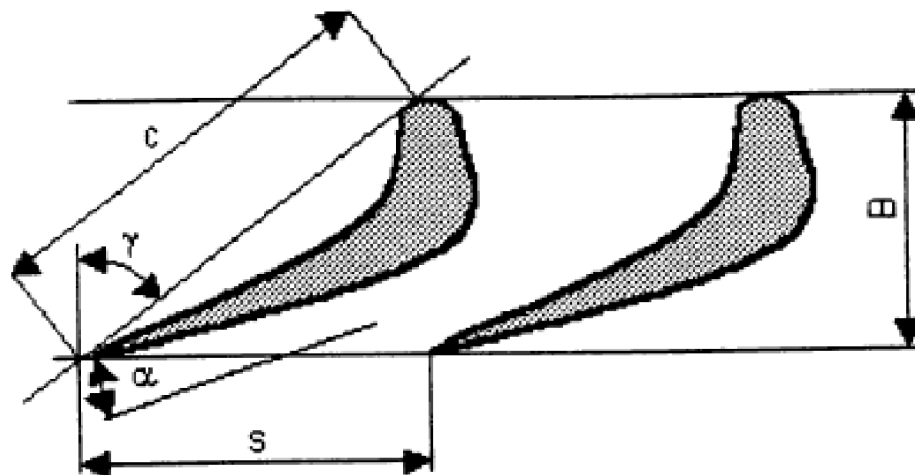
Základním stavebním kamenem turbíny jsou její lopatky, které musí splňovat dvě základní kritéria. Prvním jest kritérium aerodynamické ovlivňující ztráty způsobené špatným tvarem či volbou profilu lopatky – odtržení proudu, ztráta úplavem, plynulé změny tlaku na povrchu apod. Druhým jest kritérium pevnostní a dynamické týkající se již užití konkrétního profilu na konkrétním stupni tak, aby vyhověl z hlediska útlumu, mechanického namáhání, teplotního namáhání apod.

Volba konkrétních profilů přetlakových a statorových lopatek byla provedena z tabulky uvedené v [1]. Při výpočtu horní meze ohybového napětí u všech profilů pro suchost páry $x < 0,97$ byla uvažována hodnota horní meze ohybového napětí na jedné lopatce $\sigma_{Ox_{max}} = 20$ MPa a pro suchost páry $x \geq 0,97$ potom $\sigma_{O_{max}} = 40$ MPa. Jelikož se jedná o stroj točivý, nelze v případě rotorových lopatek zanedbat ani tahové napětí v patním průřezu profilu vyvolané rotací lopatek, respektive lopatek opatřených bandáží nebo tlumícím drátem. Jako přípustné maximální napětí byla pro všechny profily zvolena hodnota $\sigma_{T_{max}} = 600$ MPa.

Výpočet je opět proveden pro poslední stupeň, respektive rotor posledního stupně, přičemž v případě tahového napětí v patním průřezu profilu je uveden i obecný vztah pro výpočet tohoto napětí v případě aplikace bandáže. Výpočet v této kapitole je proveden na základě metodiky uvedené v [3].

5.1 Profily lopatek

Profily lopatek jsou definovány několika základními parametry. Základním parametrem je optimální poměrná rozteč lopatek $\frac{s}{c}$, dále pak úhel nastavení profilu v mříži γ , šíře lopatkové mříže B, rozteč s a délka tělivity c. Hodnoty $\frac{s}{c}$ jsou voleny tak, aby splňovaly doporučení uvedené v [4], tedy pro přetlakové parní turbíny $\frac{s}{c} \in (0,4; 1,0)$ a pro koncové stupně $\frac{s}{c} \in (0,4; 1,2)$.



Obrázek 5.1 obecný profil lopatek parních turbín, převzato z [1]

Pro poslední rotorovou řadu byl po několika opakování pevnostního výpočtu zvolen profil PB 560 s těmito hodnotami:

Tabulka 5.1 Volba profilu poslední řady

B [mm]	s [mm]	$\frac{s}{c}$ [-]	c [mm]	γ [°]	W_{min} [cm ³]	S_p [cm ²]
38,8	30,552	0,67	45,6	30	1,34	3,23

Na základě zvolených parametrů lze vypočítat počet lopatek řady stupně

$$z_{sp} = \frac{\pi \cdot D_2}{s} = \frac{\pi \cdot 1,06}{34,2} = 97,37 \quad (5.1)$$

Jelikož počet lopatek může být pouze celé číslo, bylo zvoleno nejbližší vyšší, tedy počet lopatek $z = 72$. Následně lze spočítat skutečnou rozteč s .

$$z = 72 \quad (5.2)$$

$$s_s = \frac{\pi \cdot D_2}{z} = \frac{\pi \cdot 1,06}{72} = 33,98 \text{ mm} \quad (5.3)$$

Tabulka 5.2 Volba profilů jednotlivých řad

stupeň	S/R	profil	B[mm]	s[mm]	$\frac{s}{c}$ [-]	c[mm]	γ [°]	W[cm ³]	S _p [cm ²]
I.	S	PB 530	18,7	17,96	0,67	26,8	44,5	0,093	1,115
	R	PB 530	18,7	20,1	0,75	26,8	44,5	0,093	1,115
II.	S	PB 540	21,5	20,77	0,67	31	44,5	0,1439	1,496
	R	PB 540	21,5	23,5	0,75	31	44,5	0,1439	1,496
III.	S	PB 540	21,5	20,77	0,67	31	44,5	0,1439	1,496
	R	PB 540	21,5	23,5	0,75	31	44,5	0,1439	1,496
IV.	S	PB 540	21,5	20,77	0,67	31	44,5	0,1439	1,496
	R	PB 540	21,5	23,5	0,75	31	44,5	0,1439	1,496
V.	S	PB 540	21,5	20,77	0,67	31	44,5	0,1439	1,496
	R	PB 540	21,5	23,5	0,75	31	44,5	0,1439	1,496
VI.	S	PB 540	21,5	20,77	0,67	31	44,5	0,1439	1,496
	R	PB 540	21,5	23,5	0,75	31	44,5	0,1439	1,496
VII.	S	PB 540	21,5	20,77	0,67	31	44,5	0,1439	1,496
	R	PB 540	21,5	23,5	0,75	31	44,5	0,1439	1,496
VIII.	S	PB 550	27,4	26,26	0,67	39,2	44,5	0,2915	2,385
	R	PB 550	27,4	29,4	0,75	39,2	44,5	0,2915	2,385
IX.	S	PB 550	27,4	26,26	0,67	39,2	44,5	0,2915	2,385
	R	PB 550	27,4	29,4	0,75	39,2	44,5	0,2915	2,385
X.	S	PB 550	27,4	26,26	0,67	39,2	44,5	0,2915	2,385
	R	PB 550	27,4	29,4	0,75	39,2	44,5	0,2915	2,385
XI.	S	PB 550	27,4	26,26	0,67	39,2	44,5	0,2915	2,385
	R	PB 550	27,4	29,4	0,75	39,2	44,5	0,2915	2,385
XII.	S	PB 550	27,4	26,26	0,67	39,2	44,5	0,2915	2,385
	R	PB 550	28,8	29,4	0,75	39,2	41,5	0,2915	2,385
XIII.	S	PB 550	27,4	26,26	0,67	39,2	44,5	0,2915	2,385
	R	PB 550	28,8	29,4	0,75	39,2	41,5	0,2915	2,385
XIV.	S	PB 550	27,4	26,26	0,67	39,2	44,5	0,2915	2,385
	R	PB 550	28,8	29,4	0,75	39,2	41,5	0,2915	2,385
XV.	S	PB 550	28,8	20,77	0,67	39,2	41,5	0,2915	2,385
	R	PB 550	30,1	29,4	0,75	39,2	38,5	0,2915	2,385
XVI.	S	PB 550	30,1	26,26	0,67	39,2	38,5	0,35	2,385
	R	PB 550	33,4	29,4	0,75	39,2	30	0,35	2,385

Tabulka 5.3 Volba profilů jednotlivých řad – pokračování

XVII.	S	PB 550	30,1	26,26	0,67	39,2	38,5	0,8	2,385
	R	PB 550	33,4	29,4	0,75	39,2	30	0,8	2,385
XVIII.	S	PB 560	38,8	30,55	0,67	45,6	30	0,8	3,23
	R	PB 560	38,8	30,55	0,75	45,6	30	0,8	3,23
XIX.	S	PB 560	38,8	30,55	0,67	45,6	30	0,8	3,23
	R	PB 560	38,8	30,55	0,75	45,6	30	0,8	3,23
XX.	S	PB 560	38,8	30,55	0,67	45,6	30	0,9	3,23
	R	PB 560	38,8	30,55	0,75	45,6	30	0,9	3,23

5.2 Pevnostní výpočet

Jak je uvedeno výše, pevnostní namáhání se skládá ze dvou základních druhů namáhání, tedy ohybem a krutem. V případě posledních pěti lopatek je si autor vědom, že vzhledem k poměru $\frac{l}{D}$ by se mělo jednat o lopatky zkroucené, nicméně pro jednodušší výpočet autor aplikuje na tyto lopatky postup, který je využit i pro lopatky prizmatické. Zároveň pro tyto lopatky uvažuje vyšší hodnotu ohybového modulu průřezu ze stejných důvodů. V případě parciálního ostříku je při výpočtu ohybového namáhání nutné brát v úvahu pouze tu část lopatek, které se nachází v oblouku ostříku a dochází tak k vyššímu ohybovému namáhání lopatky, než je tomu v případě ostříku celého průřezu. Při výpočtu stupňové části je pro všechny stupně uvažován ostřík po celém průřezu a zároveň uvažujeme u všech profilů hustotu oceli ρ_{oc} . Označení jednotlivých hodnot vychází ze značení u detailního výpočtu stupně.

$$\rho_{oc} = 7850 \frac{kg}{m^3} \quad (5.4)$$

Výpočet namáhání ohybem:

$$\sigma_{Oxmax} = 20 \text{ MPa} \quad (5.5)$$

$$\sigma_{Omax} = 40 \text{ MPa} \quad (5.6)$$

Obvodová síla na jednu lopatku

$$F_O = M \cdot \frac{c_{1u} - c_{2u}}{z} = 27,96 \cdot \frac{273 - 50,2}{98} = 63,5 \text{ N} \quad (5.7)$$

Axiální síla působící na jednu lopatku

$$F_A = M \cdot \frac{c_{1a} - c_{2a}}{z} + (p_1 - p_2) \cdot \frac{\pi \cdot D_2 \cdot l_2}{z} = 27,96 \cdot \frac{171,7 - 223,1}{98} + (190 - 143) \cdot 100 \cdot \frac{\pi \cdot 1,06 \cdot 0,36}{98}$$

$$F_A = 43,7 \text{ N} \quad (5.8)$$

Moment od obvodové síly

$$M_O = F_O \cdot \frac{l_2}{2} = 63,5 \cdot \frac{0,36}{2} = 11,4 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (5.9)$$

Moment od axiální síly

$$M_A = F_A \cdot \frac{l_2}{2} = 43,7 \cdot \frac{0,36}{2} = 7,9 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (5.10)$$

Výsledný moment působící na lopatku

$$M_C = \sqrt{M_O^2 + M_A^2} = \sqrt{11,4^2 + 7,9^2} = 13,87 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (5.11)$$

Namáhání lopatky ohybem je potom dáno

$$\sigma_O = \frac{M_C}{W} = \frac{13,87}{0,9} = 15,41 \quad (5.12)$$

$\sigma_O < \sigma_{Oxmax}$ - podmínka splněna

Výpočet namáhání tahem:

$$\sigma_{Tmax} = 600 \text{ MPa} \quad (5.13)$$

Odstředivá síla působící na lopatku

$$F_{OD} = \rho_{oc} \cdot S_p \cdot l_2 \cdot \frac{D_2}{2} \cdot \pi^2 \cdot n^2 \cdot 4 = 7850 \cdot 0,000323 \cdot 0,314 \cdot \frac{1,06}{2} \cdot \pi^2 \cdot 75^2 \cdot 4$$

$$F_{OD} = 107,431 \text{ kN} \quad (5.14)$$

Pro lopatky s bandáží by bylo nutno připočíst tahové napětí F_{ODb} vzniknuvší díky váze bandáže dle následujícího vzorce, kde t_b je zvolená tloušťka bandáže a D_b je střední průměr bandáže:
 $t_b = 0,002$ (5.15)

$$F_{ODb} = \frac{\rho_{oc} \cdot t_b \cdot \frac{D_b^2}{2} \cdot B \cdot \pi^3 \cdot n^2 \cdot 4}{Z} \quad (5.16)$$

Pro lopatky s tlumícím drátem je nutno připočíst tahové napětí F_{ODd} vzniknuvší díky jeho váze dle následujícího vzorce:

$$F_{ODd} = \frac{\rho_{oc} \cdot \delta_d^2 \cdot 0,6^2 \cdot l_R^2 \cdot \pi^4 \cdot n^2 \cdot 0,5}{Z} = \frac{7850 \cdot 0,006^2 \cdot 0,6^2 \cdot 0,36^2 \cdot \pi^4 \cdot 75^2 \cdot 0,5}{98} = 36,9 \text{ N} \quad (5.17)$$

Výsledné tahové napětí v patě lopatky

$$\sigma_T = \frac{F_{OD} + F_{ODd}}{S_p} = \frac{107431 + 36,9}{323} = 332,72 \text{ MPa} \quad (5.18)$$

$\sigma_T < \sigma_{Tmax}$ - podmínka splněna

Tabulka 5.4 Pevnostní namáhání lopatek

Stupeň		I.	II.	III.	IV.	V.	VI.	VII.	VIII.
STATOROVÁ ŘADA									
z	-	104	91	91	92	92	103	83	84
s _s	-	17,91	20,57	20,67	20,55	20,64	20,74	26,05	26,05
F _O	N	-47,89	-50,54	-51,86	-50,62	-51,20	-50,62	-65,15	-63,08
F _A	N	139,5 5	156,83	153,90	145,15	145,04	153,72	191,23	188,97
M _O	N·m	-1,05	-1,18	-1,28	-1,33	-1,42	-1,29	-1,93	-2,13
M _A	N·m	3,05	3,65	3,81	3,80	4,01	3,93	5,68	6,40
M _C	N·m	3,23	3,84	4,02	4,03	4,25	4,13	6,00	6,74
σ _O	MPa	34,68	26,69	27,93	27,98	29,54	28,72	20,58	23,13
ROTOROVÁ ŘADA									
z	-	93	81	82	82	82	93	74	75
s _s	-	20,03	23,11	22,94	23,05	23,16	22,97	29,22	29,18
F _O	N	52,00	58,19	57,19	56,05	55,75	58,61	71,71	70,12
F _A	N	162,8 9	175,98	171,22	170,04	164,07	169,89	227,85	220,42
M _O	N·m	1,16	1,38	1,44	1,49	1,56	1,56	2,20	2,45
M _A	N·m	3,62	4,16	4,30	4,52	4,59	4,52	7,00	7,69
M _C	N·m	3,80	4,39	4,53	4,75	4,85	4,78	7,34	8,07
σ _O	MPa	40,86	30,48	31,50	33,04	33,72	33,19	25,18	27,68
F _{OD}	N	2567, 59	3686,70	3930,62	4176,73	4425,01	4741,79	8847,27	10163,6 4
F _{ODb}	N	452,3 0	607,88	611,24	622,12	633,09	692,00	1217,92	1255,09
σ _T	MPa	23,03	24,64	26,27	27,92	33,81	31,70	37,10	42,61
STATOROVÁ ŘADA									
Stupeň		IX.	X.	XI.	XII.	XIII.	XIV.	XV.	XVI.
z	-	85	86	87	88	89	91	93	96
s _s	-	26,05	26,05	26,05	26,06	26,26	26,18	21,96	26,18
F _O	N	-62,65	-62,76	-63,31	-63,33	-59,16	-63,11	-62,26	-52,65
F _A	N	187,2 4	183,74	177,85	165,23	129,68	120,96	110,42	74,20
M _O	N·m	-2,38	-2,65	-2,93	-3,20	-2,89	-3,53	-3,93	-2,91
M _A	N·m	7,12	7,75	8,24	8,34	6,33	6,77	6,98	4,10
M _C	N·m	7,50	8,18	8,74	8,93	6,96	7,64	8,01	5,03
σ _O	MPa	25,74	28,08	29,99	30,63	23,86	26,21	27,48	14,38

Tabulka 5.3 Pevnostní namáhání lopatek – pokračování

ROTOROVÁ ŘADA									
Stupeň		IX.	X.	XI.	XII.	XIII.	XIV.	XV.	XVI.
z	-	76	77	78	79	81	82	84	88
s _s	-	29,14	29,10	29,06	29,02	28,86	29,06	28,90	28,56
F _o	N	69,72	70,12	71,26	71,20	69,32	71,51	71,90	65,97
F _A	N	215,9 6	207,64	195,03	176,56	138,62	127,66	108,22	76,66
M _O	N·m	2,72	3,03	3,37	3,67	3,51	4,13	4,67	4,00
M _A	N·m	8,43	8,97	9,23	9,09	7,01	7,38	7,03	4,65
M _C	N·m	8,86	9,47	9,83	9,80	7,84	8,46	8,44	6,13
σ _O	MPa	30,39	32,47	33,73	33,63	26,90	29,01	28,97	17,51
F _{OD}	N	11508 ,70	12882,4 6	14284,9 1	15716,0 6	15803,2 5	18397,9 8	21078,9 2	20639,6 8
F _{ODb/d}	N	1292, 42	1329,92	1301,09	1405,37	1421,45	1500,37	1632,22	4,65
σ _T	MPa	48,25	54,01	59,89	71,79	66,26	77,14	95,22	86,56
Stupeň		XVII.		XVIII.		XIX.		XX.	
STATOROVÁ ŘADA									
z	-	87		91		108		104	
s _s	-	30,27		30,27		26,21		30,42	
F _O	N	-72,79		-77,16		-64,90		-67,99	
F _A	N	155,04		89,71		65,87		67,61	
M _O	N·m	-5,57		-7,54		-7,48		-11,34	
M _A	N·m	11,86		8,76		7,59		11,27	
M _C	N·m	13,10		11,56		10,66		15,99	
σ _O	MPa	16,38		14,45		13,32		17,77	
ROTOROVÁ ŘADA									
z	-	79		83		103		98	
s _s	-	33,34		33,91		27,48		33,98	
F _o	N	83,29		90,34		63,98		62,30	
F _A	N	81,05		67,17		42,05		43,86	
M _O	N·m	6,81		9,30		8,32		11,21	
M _A	N·m	6,63		6,92		5,47		7,89	
M _C	N·m	9,51		11,59		9,95		13,71	
σ _O	MPa	11,88		14,49		12,44		15,24	
F _{OD}	N	39499,58		51963,65		51886,56		107431,79	
F _{ODd}	N	9,44		14,25		18,29		36,86	
σ _T	MPa	122,32		160,92		217,63		332,72	

6 Ucpávkový systém a vyrovnávací píst

Při vstupu páry do parní turbíny je její tlak násobně vyšší oproti tlaku atmosférickému, díky čemuž má pára tendenci unikat netěsnostmi okolo hřídele do prostoru strojovny. Na druhé straně v případě kondenzační turbíny zase dochází k přísávání vnějšího vzduchu do prostoru posledního stupně, kde se vzduch mísí s parou a pokračuje dále do kondenzátoru, kde na rozdíl od páry nekondenzuje, ale hromadí se a snižuje účinnost kondenzátoru. Proto je navržen systém ucpávek, který omezuje únik páry do okolí, respektive přísávání vzduchu do turbíny.

6.1 Vyrovnávací píst

Proudící pára společně s rozdílem tlaků vyvolává sílu, která působí na jednotlivé lopatky a přes ně na těleso turbíny. Pokud by byla celková síla v axiálním směru kompenzována pouze axiálním ložiskem, vedlo by to k jeho enormním rozměrům a velkým ztrátám, proto se využívá ucpávek a rozdílu tlaků před a za vyrovnávacím pístem, který z větší části kompenzuje axiální sílu. Pro výpočet byl zvolen bezdotykový pravý labyrint.

Zvolený průměr vyrovnávacího pístu

$$D_{VP} = 0,55 \text{ m} \quad (6.1)$$

Zvolený patní průměr před a za vyrovnávacím pístem

$$D_{VPp} = 0,48 \text{ m} \quad (6.2)$$

Radiální vůle ucpávky vyrovnávacího pístu

$$\delta_{VP} = B \cdot \frac{D_{VP}}{1000} + 0,25 = 0,85 \cdot \frac{550}{1000} + 0,25 = 0,7 \text{ mm} \quad (6.3)$$

kde součinitel B je závislý na materiálu, vybrána feritická ocel.

Tlak na vstupu do ucpávky se rovná tlaku za regulačním stupněm.

Tlak za VP je zvolen tak, aby mohla být pára proudící přes vyrovnávací píst využita v další části turbíny.

$$p_{VP} = 1,97 \text{ bar} \quad (6.4)$$

Hmotnostní průtok bezdotykovou ucpávkou

$$\pi_{VP} = \frac{p_{VP}}{p_{2RS}} = \frac{1,97}{32,36} = 0,06 \quad (6.5)$$

Zvolený počet břitů ucpávky vyrovnávacího pístu

$$z_{VP} = 50 \quad (6.6)$$

Součinitel kritického proudění

$$\pi_{krit} = \frac{0,82}{\sqrt{z_{VP}+1,25}} = \frac{0,82}{\sqrt{50+1,25}} = 0,114 \quad (6.7)$$

Jelikož platí rovnice

$$\pi_{VP} \leq \pi_{krit}$$

dochází na posledním břitu ke kritickému proudění.

Průtokový součinitel ucpávky μ_{VP} byl určen dle [7].

$$\mu_{VP} = 0,75 \quad (6.8)$$

Hmotnostní tok vyrovnávacím pístem při kritickém proudění

$$M_{VP} = \mu_{VP} \cdot \pi \cdot D_{VP} \cdot \delta_{VP} \cdot \sqrt{\frac{1}{z_{VP}+1,25} \cdot \frac{p_{2RS}}{v_{2RS}}} = 0,75 \cdot \pi \cdot 0,55 \cdot 0,0007 \cdot \sqrt{\frac{1}{50+1,25} \cdot \frac{32,36 \cdot 10^5}{0,0937}} \quad (6.9)$$

$$M_{VP} = 0,774 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

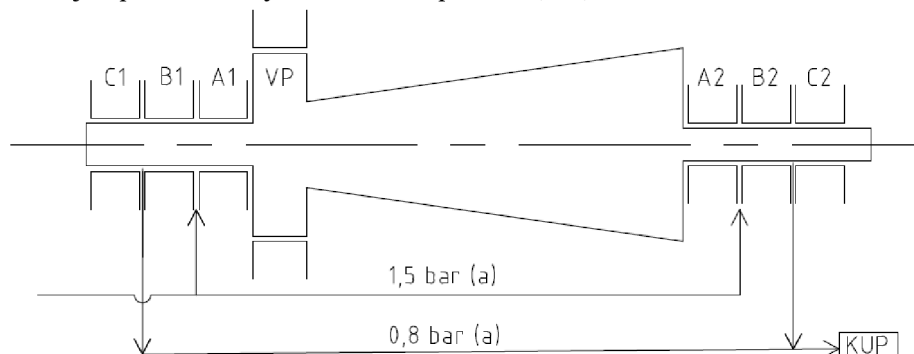
Hmotnostní tok vyrovnávacím pístem je zpět zaveden mezi XV. a XVI. stupeň, tak aby konal práci alespoň v posledních pěti stupních. Zároveň tato pára nekoná práci v předchozích stupních.

Síla od vyrovnávacího pístu

$$F_{VP} = \frac{\pi \cdot (D_{VP}^2 - D_{VPP}^2)}{4} \cdot (p_{2RS} - p_{VP}) = \frac{\pi \cdot (0,55^2 - 0,47^2)}{4} \cdot (32,36 - 1,97) \cdot 10^3 = 194,76 \text{ kN.} \quad (6.10)$$

6.2 Ucpávkový systém

Postup výpočtu proudění ucpávkami je shodný s metodikou užitou pro výpočet vyrovnávacího pístu. Pára do ucpávek je dodávána ze zdroje mimo turbínu o tlaku převyšujícím předpokládaný tlak ve strojovně, tak aby na zadní straně nevnikal vzduch do turbíny. Ucpávková pára je z turbíny odváděna z prostoru mezi částmi B a C do kondenzátoru ucpávkové páry (KUP). Systém ucpávek je společně s vyrovnávacím pístem (VP) znázorněn v obr. 6.1.



Obrázek 6.1 Schéma ucpávkové páry

Tabulka 6.1 Přední ucpávková pára

		A1	B1	C1
D_{uc}	[m]	0,47	0,47	0,47
$p_{před}$	[bar]	1,97	1,5	1,01325
p_{za}	[bar]	1,5	0,8	0,8
Z_{uc}	[-]	20	16	10
π_{uc}	[-]	1,311	1,875	1,267
π_{krit}	[-]	0,178	0,197	0,244
δ_{uc}	Mm	0,7	0,7	0,7
Char. proudění	[-]	nekrit.	nekrit.	nekrit.
V_{uc}	[m ³ · kg ⁻¹]	1,548	2,033	0,831
M_{uc}	[kg · s ⁻¹]	0,040	0,045	0,053

Tabulka 6.2 Zadní ucpávková pára

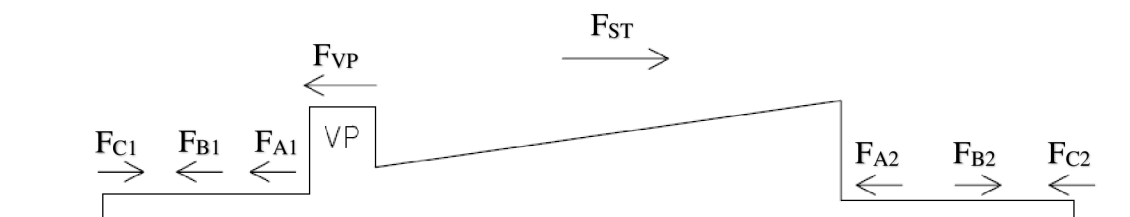
		A2	B2	C2
D_{uc}	[m]	0,3	0,3	0,3
$p_{před}$	[bar]	1,5	1,5	1,01
p_{za}	[bar]	0,143	0,8	0,8
Z_{uc}	[-]	20	16	10
π_{uc}	[-]	10,489	1,875	1,267
π_{krit}	[-]	0,17788298	0,1974328	0,24447677
δ_{uc}	Mm	0,505	0,505	0,505
Char. proudění	[-]	nekrit.	nekrit.	nekrit.
V_{uc}	[m ³ · kg ⁻¹]	0,932	2,033	0,831
M_{uc}	[kg · s ⁻¹]	0,044	0,028	0,034

7 Ložiska

Turbína je proti posuvu ve směru osy zajištěna axiálním ložiskem v předním ložiskovém stojanu, kde je umístěno společně s jedním radiálním ložiskem, druhé radiální ložisko je umístěno v zadním stojanu. Výpočet je proveden dle metodiky uvedené v [3]. Ložiska jsou vybírána z katalogů společnosti Kingsbury [1] a [2].

7.1 Axiální ložisko

Axiální ložisko nese pouze část axiální síly vyvolané prouděním páry. K vyrovnání až 80 % axiální síly slouží již výše uvedený vyrovnávací píst. Dalším zdrojem axiální síly působící na rotor je rozdíl tlaků před a za jednotlivými úseky ucpávek, přičemž závisí na směru proudění přes ucpávky. Přehled vyvolaných sil je uveden v obr. 7.1 a jejich velikost je uvedena v tab. 7.1, kde jsou síly působící ve směru toku páry kladné a v opačném směru záporné.



Obrázek 7.1 Síly působící na rotor v axiálním směru

Síly působící na jednotlivou lopatku jsou spočteny již v kapitole páté, celková síla působící na stupňovou část je potom prostým součtem sil působících na všechny rotorové lopatky.

$$F_{ST} = \sum_{i=1}^{XX} F_{AST}^i \cdot z_{ST}^i = 249\,826 \text{ N} \quad (7.1)$$

Síla vyvolaná vyrovnávacím pístem je spočtena v rovnici 6.10.

$$F_{VP} = 194\,764 \text{ N} \quad (7.2)$$

Síla působící na úsek ucpávky vzniká působením tlakového rozdílu na břit o výšce h_{uc} .

$$h_{uc} = 0,004 \text{ m} \quad (7.3)$$

$$F_{A1} = \pi \cdot D_{ucA1} \cdot h_{uc} \cdot 0,5 \cdot (p_{předA1} - p_{zaA1}) = \pi \cdot 0,47 \cdot 0,004 \cdot 0,5 \cdot (1,97 - 1,5) \cdot 10^6$$

$$F_{A1} = 1388 \text{ N} \quad (7.4)$$

Tabulka 7.1 Přehled axiálních sil

Označení síly	-	Velikost a směr
F_{ST}	[N]	249 826
F_{VP}	[N]	- 194 764
F_{A1}	[N]	- 1388
F_{B1}	[N]	- 2067
F_{C1}	[N]	630
F_{A2}	[N]	- 2558
F_{B2}	[N]	1319
F_{C2}	[N]	- 402

Výsledkem součtu působících axiálních sil je síla, kterou musí přenést axiální ložisko.

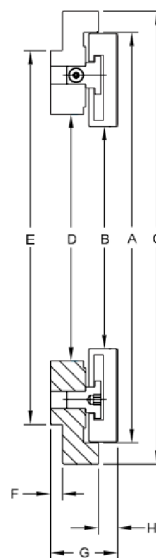
$$F_{la} = F_{ST} + F_{VP} + F_{A1} + F_{B1} + F_{C1} + F_{A1} + F_{B1} + F_{C1}$$

$$F_{la} = 249\,826 - 194\,764 - 1388 - 2067 + 630 - 2558 + 1319 - 402 = 50\,596 \text{ N} \quad (7.5)$$

Pro určení axiálního ložiska uvažujeme zatížení až do 95 kN jako rezervu pro případ změny zatížení při nenávrhových stavech. Rozměry ložiska jsou uvedeny v tabulce 7.2, které jsou svým značením shodné s rozměry dle obr. 7.2.

Tabulka 7.2 Hodnoty zvoleného ložiska Kingcole Series 8 PAD 225

Označení	-	hodnota
Rozměr A	[mm]	251
Rozměr B	[mm]	136,7
Rozměr C	[mm]	279
Rozměr D	[mm]	150
Rozměr E	[mm]	228,6
Rozměr F	[mm]	10
Rozměr G	[mm]	41
Rozměr H	[mm]	11,3
Maximální zátěž	[kN]	95
Ztráty	[kW]	14
Množství oleje	[l · min ⁻¹]	27



Obrázek 7.2 Rozměry axiálního ložiska, převzato z [8]

7.2 Radiální ložisko

Primárním úkolem radiálního ložiska je nést váhu rotoru, proto je nejdříve nutné zjistit jeho samotnou hmotnost a určit i jeho těžiště. Pomocí ložisek je rotor rozdělen na tři části. Nejdříve je nutné určit základní rozměry turbíny, tedy hmotnost, délku a umístění těžiště.

Délka jedné řady včetně započtení mezery mezi rotorem a statorem.

$$d_{ST}^{XX} = B_R + B_S + \frac{B_S}{3} + \frac{B_R}{3} + 0,5 = 33,4 + 30,1 + \frac{33,4}{3} + \frac{30,1}{3} + 0,5 = 85,2 \text{ mm} \quad (7.6)$$

Délka vyrovnávacího pístu

$$d_{VP} = 250 \text{ mm} \quad (7.7)$$

Délka ucpávkové části

$$d_{uc} = 450 \quad (7.8)$$

Délka mezi stupni, délka clony a regulačního stupně

$$d_{mez} = 400 \quad (7.9)$$

Délka ložiskové části

$$d_{lož} = 600 \text{ mm}$$

(7.10)

Celková délka turbíny

$$d_T = \sum_{i=1}^{XX} d_{ST}^i + d_{VP} + d_{uc} + d_{mez} + d_{lož} = 1486 + 250 + 450 + 400 + 600 = 3186 \text{ mm} \quad (7.11)$$

Hmotnost turbíny m_t vychází z délky a průměru rotoru a z hmotnosti lopatek. Předpokladem je provedení turbíny z oceli o hustotě ρ_{oc} (viz rov. 5.4).

Hmotnost lopatek jedné řady

$$m_{ST}^{XX} = D_p^{XX} \cdot D_p^{XX} \cdot 0,25 \cdot \pi \cdot \rho_{oc} + z \cdot l_2 \cdot S_p \cdot \rho_{oc} =$$

$$m_{ST}^{XX} = 0,7^2 \cdot 0,25 \cdot \pi \cdot 7850 + 98 \cdot 0,360 \cdot 0,000323 \cdot 7850 = 368,1 \text{ kg} \quad (7.12)$$

Celková hmotnost

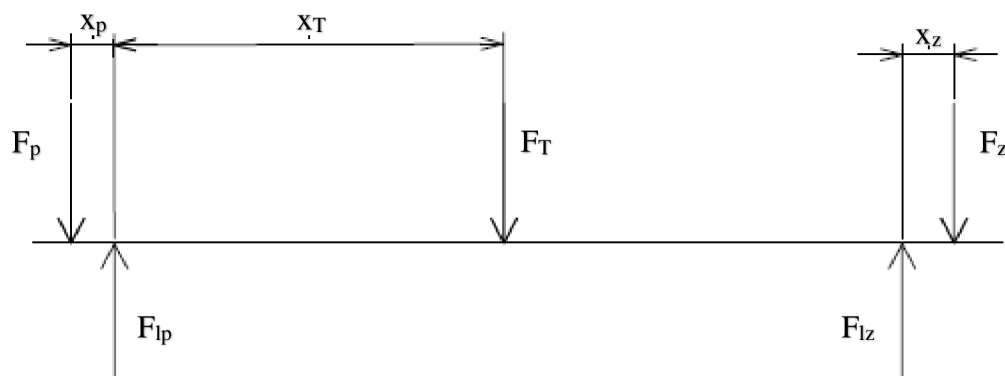
$$m_T = \sum_{i=1}^{XX} m_{ST}^i + m_{VP} + m_{uc} + m_{mez} + m_{lož} = 3772 + 0,25 \cdot 0,55^2 \cdot 0,25 \cdot \pi \cdot 7850 + 0,45 \cdot 0,48^2 \cdot 0,25 \cdot \pi \cdot 7850 + 0,45 \cdot 0,65^2 \cdot 0,25 \cdot \pi \cdot 7850 + 0,3 \cdot 0,3^2 \cdot 0,25 \cdot \pi \cdot 7850 + 0,3 \cdot 0,3^2 \cdot 0,25 \cdot \pi \cdot 7850$$

$$m_T = 6382,6 \text{ kg} \quad (7.13)$$

Takto zjištěná hmotnost je rozdělena dle konstrukce mezi přední část p, turbínovou část T a zadní část Z, pro které se pomocí programu Autocad spočtou polohy těžišť, jak je uvedeno v tab. 7.3 dle značení obr. 7.3

Tabulka 7.3 Těžiště a hmotnosti jednotlivých částí rotoru

-	jednotka	p	T	z
x	[m]	0,15	1,275	0,15
m	[kg]	166,5	6049,6	166,5



Obrázek 7.3 Znáornění rozložení sil nesených radiálním ložiskem

Reakční síly vyvolané hmotností rotorové části jsou spočteny pomocí rovnic silové a momentové rovnováhy.

$$F_p = m_p \cdot g = 166,5 \cdot 9,81 = 1633,4 \text{ N} \quad (7.14)$$

$$F_T = m_T \cdot g = 6049,6 \cdot 9,81 = 59\,346,6 \text{ N} \quad (7.15)$$

$$F_z = m_z \cdot g = 166,5 \cdot 9,81 = 1633,4 \text{ N} \quad (7.16)$$

$$F_{lp} + F_{lz} - F_p - F_T - F_z = 0 \quad (7.17)$$

$$F_p \cdot x_p - F_T \cdot x_T + F_{lz} \cdot (d_T - 2 \cdot x_p - 2 \cdot x_z) - F_z \cdot (d_T - 2 \cdot x_p - x_z) = 0 \quad (7.18)$$

$$F_{lz} = \frac{F_z \cdot (d_T - 2 \cdot x_p - x_z) - F_p \cdot x_p + F_T \cdot x_T}{(d_T - 2 \cdot x_p - 2 \cdot x_z)} = \frac{1633,4 \cdot (3,186 - 2 \cdot 0,15 - 0,15) - 1633,4 \cdot 0,15 + 59346,6 \cdot 1,275}{(3,186 - 2 \cdot 0,15 - 2 \cdot 0,15)}$$

$$F_{lz} = 30\,893,6 \text{ N} \quad (7.19)$$

$$F_{lp} = F_p + F_T + F_z - F_{lz} = 1633,4 + 59\,346 + 1633,4 - 30\,893,6 = 31\,719,2 \text{ N} \quad (7.20)$$

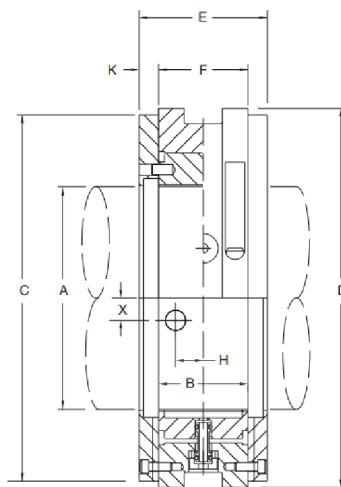
Rozměry předního ložiska jsou uvedeny v tabulce 7.4, rozměry zadního ložiska jsou uvedeny v obr. 7.5, značení pro oboje je shodné s rozměry dle obr. 7.4.

Tabulka 7.4 Hodnoty zvoleného předního ložiska 0.4 B/A 250

Označení	-	hodnota
Rozměr A	[mm]	250
Rozměr B	[mm]	100
Rozměr D	[mm]	406
Rozměr E	[mm]	152
Maximální zátěž	[kN]	95
Ztráty	[kW]	10
Množství oleje	[l · min ⁻¹]	16

Tabulka 7.5 Hodnoty zvoleného zadního ložiska 0.4 B/A 250

Označení	-	hodnota
Rozměr A	[mm]	251
Rozměr B	[mm]	136,7
Rozměr D	[mm]	406
Rozměr E	[mm]	152
Maximální zátěž	[kN]	95
Ztráty	[kW]	10
Množství oleje	[l · min ⁻¹]	16



Obrázek 7.4 Rozměry radiálního ložiska, převzato z [9]

8 Parametry turbíny

Po dokončení a ověření detailního výpočtu stupňů lze v této kapitole popsat základní charakteristiky turbíny.

8.1 Elektrický výkon turbíny a účinnost

Výkon jednotlivých stupňů lze spočítat jako součet rozdílů entalpií na vstupu a na výstupu z jednotlivých stupňů, včetně výkonu regulačního stupně, vynásobený hmotnostním tokem páry v předmětném stupni. V kapitole se počítá pouze celkový výkon v případě nulového odběru regulovaným odběrem, jelikož v případech odběrů je hlavní regulovanou veličinou množství a jakost odebírané páry a výroba elektřiny slouží k vyšší účinnosti systému, jehož je parní turbína součástí. Do výsledného výkonu jsou započítány také ztráty v ložiscích $z_{lož}$ uvedené v tab. 7.2, 7.4 a 7.5.

$$z_{lož} = 34 \text{ kW} \quad (8.1)$$

$$P_T = \sum m_i (i_{0i} - i_{2i}) - z_{lož} = 28,69 \text{ MW} \quad (8.2)$$

Za předpokládané účinnosti generátoru $\eta_{gen} = 0,97$ lze spočítat předpokládaný svorkový výkon P_E .

$$P_E = P_T \cdot \eta_{mech} \cdot \eta_{gen} = 28,69 \cdot 0,97 = 27,86 \text{ MW}. \quad (8.3)$$

Vnitřní účinnost turbíny se určí jako poměr součtu zpracovaného entalpického spádu jednotlivých stupňů a izoentropického spádu celé turbíny společně se započtením energie zvolené absolutní rychlosti páry na vstupu do dýzy regulačního stupně $c_0 = 30 \frac{m}{s}$ a výstupní rychlosti z posledního stupně uvedené v rovnici 5.48.

Izoentropie na výstupu je dána entropií na vstupu do turbíny a tlakem na výstupu z turbíny (značení je převzato z kapitoly 2).

$$h_{iz} = f(p_3; s_2) = 2221,58 \frac{kJ}{kg} \quad (8.4)$$

Izoentropický spád (značení je převzato z kapitoly 1).

$$H_{iz} = i_2 - h_{iz} = 3302,07 - 2221,58 = 1080,49 \frac{kJ}{kg} \quad (8.5)$$

Celkový entalpický spád je dán rozdílem entalpií za regulačním ventilem a na výstupu z turbíny.

$$H_C = i_2 - i_2^{XX} = 3302,07 - 2391,92 = 910,15 \frac{kJ}{kg} \quad (8.6)$$

Výsledná vnitřní účinnost celé turbíny.

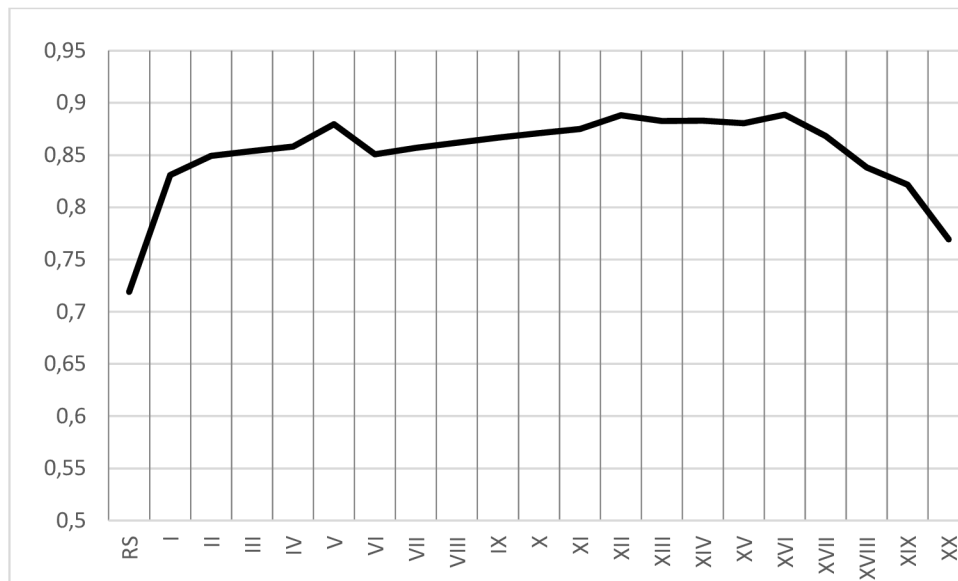
$$\eta_C = \frac{H_C + 0,5 \cdot c_0^2 - 0,5 \cdot c_{2XX}^2}{H_{iz} + 0,5 \cdot c_0^2} = \frac{910,15 + 0,5 \cdot 30^2 - 0,5 \cdot 228,6^2}{1080,49 + 0,5 \cdot 30^2} = 0,82 \quad (8.7)$$

Turbína dosahuje poměrně nižší účinnosti, což je mimo jiné způsobeno nízkou účinností regulačního stupně díky nižším parametrům vstupní páry na jedné straně a na druhé straně díky narůstajícím ztrátám v posledních stupních způsobených vlhkostí páry.

Součinitel zpětného využití tepla

Část ztrát vznikající v mnohastupňové turbíně ohřívající pracovní látku může být v dalším stupni využita ke konání užitečné práce.

$$1 + f = \frac{\sum i_{iz}^{ST}}{H_{iz} + 0,5 \cdot c_0^2} = \frac{1076,53}{1080,49 + 0,005 \cdot 30^2} \approx 1,00 \quad (8.8)$$



Obrázek 8.1 Účinnost jednotlivých stupňů, včetně regulačního

8.2 Spotřební charakteristika

Spotřební charakteristiky, jako závislost hmotnostního toku páry na výkonu, patří mezi jedny z nejdůležitějších provozních parametrů parních turbín. Na druhou stranu zjišťování přesného chování páry při provozu mimo návrhové parametry je značně komplikované, jelikož účinnost a výkon je závislí na více faktorech, namátkou nastavení lopatek, úhly atd. Tato podkapitola vychází z [4] a výkon spočtený v rovnici 7.1 je dále považován za výkon ekonomický P_{EK} .

Pro zjednodušení popisu spotřební charakteristiky dochází k jejímu lineárnímu odhadu v případech turbín bez odběrů, respektive k tvorbě grafu s vyznačenou plochou pro případy s regulovaným odběrem. Na druhou stranu toto zjednodušení vede v oblastech s nízkými hmotnostními průtoky páry vůči maximálním průtokům k rozdílu mezi skutečnou spotřebou páry pro nulové výkony a spotřebou odhadovanou. V souvislosti s nutností alespoň minimálního průtoku páry nízkotlakou částí turbíny za účelem odvádění tepla vzniknuvšího ventilací lopatkových řad a dalších částí vzniká potřeba zjištění minimálního průtoku M_0 – spotřeba pro chod naprázdno, kde koeficient k_0 dosahuje pro kondenzační turbíny hodnot $k_0 \in (0,03; 0,08)$.

$$k_0 = 0,08 \quad (8.9)$$

$$M_0 = k_0 \cdot M_E = 0,08 \cdot 33,33 = 2,66 \frac{kg}{s} \quad (8.10)$$

Minimální průtok může být ale v případech kondenzačních turbín mnohem nižší, než takto stanovený. Jestliže je stroj navržen na jmenovitý průtok, v případě jeho snižování dochází za předpokladu neměnného průřezu lopatkových kanálů ke změně tlaku a ke změně teploty dle rovnice 7.7.

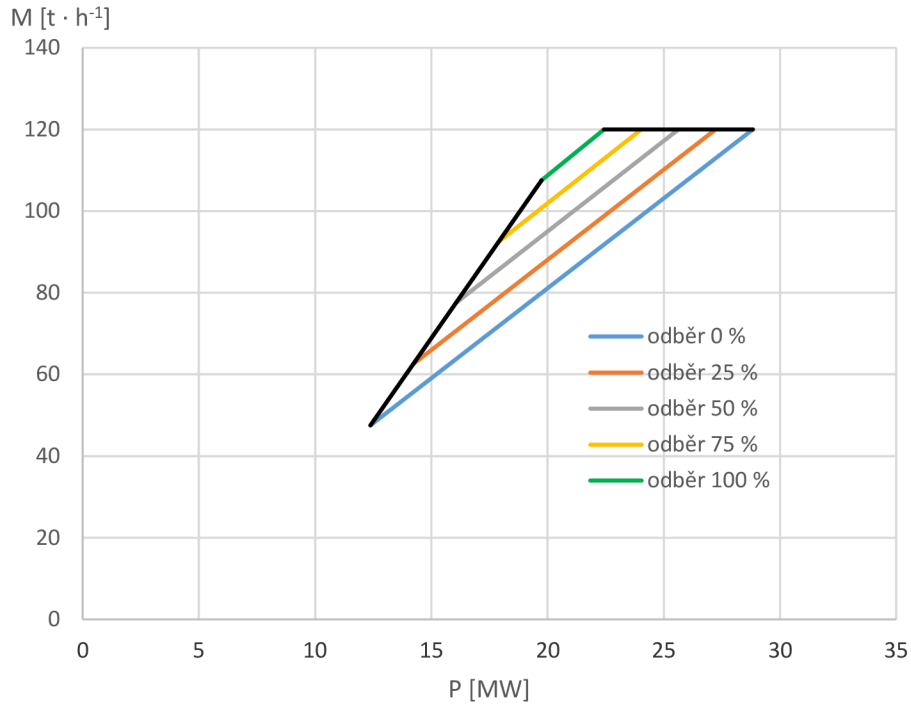
$$\frac{M}{M_0} = \sqrt{\frac{T_0}{T}} \cdot \sqrt{\frac{p^2 - p_2^2}{p_0^2 - p_{20}^2}} \quad (8.11)$$

V případě kondenzačních turbín kdy jsou tlaky p_0 a p_{20} nízké lze vztah zjednodušit na tvar rovnice 7.8, který je využit v dalším výpočtu, kde p je tlak v kondenzátoru, $m_0 = m_E$ a p_0 je tlak při hmotnostním toku m_E . Výpočet vychází z předpokladu, že snížením hmotnostního toku nedojde ke změně tlaku v kondenzátoru

$$\frac{M}{M_0} = \frac{p}{p_0} \quad (8.12)$$

$$M = M_0 \cdot \frac{p}{p_0} = 33,33 \cdot \frac{5,68}{14,3} = 13,2 \frac{kg}{s} \quad (8.13)$$

Minimální průtok nízkotlakou částí je $13,2 \frac{kg}{s}$. Pro další výpočet výkonu nebyly stanovovány nové hodnoty P_a a η_∞ a proto lze předpokládat, že v případě maximálního odběru se bude předpovězený model chování v obr. 7.1 lišit od skutečnosti. Vzhledem k tomu, že tato hodnota je vysoce nad předpokládanou hodnotou minimálního průtoku M_0 dle rovnice 8.9 je pro grafické zpracování v obr. 8.2 užít výsledek rovnice 8.12.



Obrázek 8.2 Provozní charakteristika turbíny

9 ZÁVĚR

Tématem diplomové práce je návrh kondenzační parní turbíny pro biomasový blok s jedním regulovaným odběrem a to na základě zadaných parametrů. Celý výpočet byl proveden pomocí programu Microsoft Excel s doplňkem X Steam Tables v2.6 zpracovaným v souladu s IAPWS IF-97.

Prvním předpokladem pro řešení zadaného problému zpracovaným v kapitole 2 je návrh tepelného schématu na základě zadaných parametrů, přičemž stěžejními jsou hodnoty admisní páry, teplota okolního vzduchu, teplota odplynění a tlak páry odebírané regulovaným odběrem. Na základě konzultací s vedoucím práce bylo zvoleno schéma se dvěma nízkotlakými ohříváky NTO1 a NTO2, kde jsou parametry ohřátí voleny tak, aby docházelo k přibližně shodnému ohřátí vratného kondenzátu, a s odběrem páry pro odplynění z místa regulovaného odběru. Vzhledem k absenci bližších informací o samotném biomasovém bloku jsou ztráty na straně kotle odhadnuty a zároveň se zanedbávají ztráty odluhem i ztráty netěsnostmi. Výstupem kapitoly dva jsou stavové hodnoty v jednotlivých klíčových uzlech společně s hodnotami hmotnostních toků v nich, čímž je naplněn jeden z cílů diplomové práce – návrh tepelného schématu.

Kapitola 3 pojednává o výpočtu regulačního stupně, který je proveden nejdříve jako výpočet předběžný a poté jako výpočet detailní. Regulační stupeň je navrhován v provedení A-kola pro jeho vyšší účinnost s přihlédnutím k existenci regulovaného odběru v rozmezí 0 až 50 % maximálního hmotnostního průtoku páry do turbíny a proto, že hodnoty admisní páry jsou poměrně nízké a není třeba vícestupňový Curtis.

Další kapitoly se zabývají stěžejní částí práce, tedy termodynamickým návrhem parní turbíny s ohledem na vybraná pevnostní kritéria. Pro zajištění stavových hodnot v regulovaném odběru je mezi stupeň XII a XIII umístěna clona se započtením tlakových ztrát. Výpočet probíhá iteračně, což je znesnadněno nutností odečítat některé hodnoty z grafů. Předběžný návrh stupňové části předpokládal celkem dvacet stupňů, a s tímto počtem je i návrh konečný. V konečném návrhu navíc došlo k navýšení počtu stupňů v posledním kuželu a v prvním naopak došlo ke snížení o jeden, stejně tak jako ke zmenšení patního průměru. Detailní výpočet probíhá po jednotlivých stupních od posledního směrem ke vstupu páry do stupňové části. Jeho součástí je nejprve zjištění stavu páry před a za jednotlivými lopatkovými řadami, společně se zjištěním ztrát v těchto řadách, dále jsou určeny hodnoty rychlostí rychlostního trojúhelníku a jako poslední je spočteno namáhání jednotlivých lopatkových řad, jak silou od protékající páry, tak odstředivou silou v případě rotorových řad. Profily lopatek jsou voleny tak, aby splňovaly požadavky na ohybové a tahové namáhání, což je splněno u všech stupňů. Práce je doplněna o návrh radiálního a axiálního ložiska, společně s vyrovnávacím pístem a systémem ucpávek.

Poslední kapitola obsahuje výpočet celkového výkonu turbíny a její předpokládanou účinnost. Výpočet nejen v poslední kapitole je prováděn pro zadaný průtok páry do turbíny a nulový odběr regulovaným odběrem. Jiné provozní stavy jsou zachyceny v provozní charakteristice turbíny.

Poslední částí diplomové práce je výkres řezu turbíny vycházející z hodnot spočtených v této práci. Další hodnoty, které nejsou předmětem této práce, jsou vhodně voleny a nejsou v této práci přímo zjišťovány.

10 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] FIEDLER, J. *Parní turbíny: návrh a výpočet*. Brno: AKADEMICKÉ NAKLADATELSTVÍ CERM, s.r.o. 2004, 66 s. ISBN 80-214-2777-9.
- [2] KRBEK, J., B. POLESNÝ. *Závěrečný projekt: výpočet tepelných turbín a jejich příslušenství*. Brno: Vysoké učení technické, 1987, 336 s. ISBN 80-214-2777-9.
- [3] ŠKOPEK, Jan. *Parní turbína: tepelný a pevnostní výpočet*. Plzeň: Západočeská univerzita, 2003, 159 s. ISBN 80-704-3256-X.
- [4] KADRNOŽKA, J., Z. *Lopátkové stroje*. Brno: AKADEMICKÉ NAKLADATELSTVÍ CERM, s.r.o, 2003. 177 s. ISBN 80-7204-297-1.
- [5] KADRNOŽKA, J. *Tepelné turbíny a turbokompresory I - základy teorie a výpočtů*. Brno: AKADEMICKÉ NAKLADATELSTVÍ CERM, s.r.o, 2004, 308 s. ISBN 80-720-4346-3.
- [6] 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.
- [7] ŠKOPEK, J. *Tepelné turbíny a turbokompresory*. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2010. 248 s. ISBN 978-80-7043-862-6.
- [8] KINGSBURY, INC. [online]. *KingCole. Pivoting pad LEG bearings*. [cit. 26.6.2020]. Dostupné z: <https://www.kingsbury.com/pdf/catalog-kingcole.pdf>
- [9] KINGSBURY, INC. [online]. *LEG Bearings. Thrust and journal*. [cit. 26.6.2020]. Dostupné z: <https://www.kingsbury.com/pdf/catalog-leg.pdf>

11 SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Zkratka	Význam	
NN	Napájecí nádrž	
NTO	Nízkotlaký ohřívák	
Symbol	Veličina	Jednotka
1+f	Součinitel zpětného využití tepla	-
B	Šířka lopatkové mříže	m
c	Absolutní rychlost páry	$m \cdot s^{-1}$
c	Délka tělivy	m
D	Průměr	m
d	délka	m
F	síla	N
i	Entalpie	$J \cdot kg^{-1}$
k	Součinitel	-
l	Délka lopatky	m
M	Hmotnostní tok	$kg \cdot s^{-1}$
M	Moment	$N \cdot m$
n	Otáčky	s^{-1}
p	Tlak	bar
P	Výkon	W
Pa	Parsonsovo číslo	-
s	Entropie	$J \cdot K^{-1}$
s	Rozteč lopatek	m
t	Teplota	$^{\circ}C$
t_b	Tloušťka bandáže	m
u	Obvodová rychlost	$m \cdot s^{-1}$
v	Měrný objem	$m^3 \cdot kg^{-1}$
w	Relativní rychlost	$m \cdot s^{-1}$
x	Suchost páry-	-
z	Ztráty	$J \cdot kg^{-1}$
z	Počet lopatek	-
z	Počet stupňů	-
α	Úhel absolutní rychlost	$^{\circ}$
α	Součinitel	-
β	Úhel relativní rychlosti	$^{\circ}$
δ	Nedohřev	$^{\circ}C$
δ	Radiální mezera	m
ϵ	Parciální ostřk	-
η	Účinnost	-

λ	součinitel	-
μ	Průtokový součinitel ucpávky	-
ξ	Součinitel poměrné ztráty	-
π	Součinitel proudění	-
ρ	Stupeň reakce	-
σ	Napětí	Pa
Φ	Ztrátový rychlostní součinitel	-
φ	Rychlostní součinitel	-
ψ	Tlakové číslo	-
Ψ	Rychlostní součinitel	-

Indexy Význam

dolní:

∞	Nekonečně dlouhá lopatka
a	Axiální
A	Axiální
C	Celkový
d	Tlumicí drát
E	Elektrický
GEN	Generátor
in	Na vstupu
iz	Izoentropický
k	Radiální mezera
KČ	Kondenzátní čerpadlo
krit	Kritický
lož	Ložiska
mez	mezery
n	Na výstupu
NČ	Napájecí čerpadlo
NN	Napájecí nádrž
O	Ohybový
O	Obvodový
OD	Odstředivý
ok	Okolí
opt	Optimální
p	Potrubí
p	Patní
r	Radiální mezera
red	redukovaný

RS	Regulační stupeň
s	Střední
s	Skutečný
sp	Spočtený
mech	mechanický
T	Turbína včetně ucpávek, VP a RS
t	Totální ostřík
T	Tepelný
TDT	Termodynamický
u	Obvodový
uc	Ucpávka
v	Vnější
v	Rozvějířením
VP	Vyrovnávací píst
x	Vlhkostí páry
δ	Radiální mezerou
0	Vstup do statoru
1	Vstup do rotoru
2	Výstup z rotoru
horní:	
I.	První kužel
R	Rotor
S	Stator
ST	Označení stupně

12 SEZNAM OBRÁZKŮ

Obrázek 1.1 Tepelné schéma oběhu	11
Obrázek 2.1 Regulovaná účinnost regulačního stupně	23
Obrázek 2.2 Ztráta třením a ventilací regulačního stupně	24
Obrázek 2.3 Průběh rychlostního součinitele oběžné lopatkové mříže	26
Obrázek 2.4 Rychlostní trojúhelník s označením rychlostí a úhlů regulačního stupně	26
Obrázek 2.5 Rychlostní trojúhelník regulačního stupně	27
Obrázek 3.1 Diagram pro výpočet skupiny přetlakových stupňů metodou <i>cau</i>	31
Obrázek 3.2 Obvodová účinnost nekonečně dlouhé lopatky přetlakového stupně.....	33
Obrázek 3.3 Předběžný tvar průtočného kanálu	36
Obrázek 3.4 Změna tlaku a měrného objemu při průchodu turbínou	36
Obrázek 4.1 Závislost rychlostního součinitele φ na ohnutí proudu	38
Obrázek 4.2 Tlakové číslo ψ jednotlivých stupňů	42
Obrázek 4.3 Stupeň reakce ρ jednotlivých stupňů	42
Obrázek 4.4 Průběh tlaku a měrného objemu na výstupu z jednotlivých stupňů	48
Obrázek 5.1 obecný profil lopatek parních turbín	49
Obrázek 6.1 Schéma ucpávkové páry	55
Obrázek 7.1 Síly působící na rotor v axiálním směru.....	56
Obrázek 7.2 Rozměry axiálního ložiska	57
Obrázek 7.3 Znárodnění rozložení sil nesených radiálním ložiskem.....	58
Obrázek 7.4 Rozměry radiálního ložiska	59
Obrázek 8.1 Účinnost jednotlivých stupňů, včetně regulačního.....	61
Obrázek 8.2 Provozní charakteristika turbíny.....	62

13 SEZNAM TABULEK

Tabulka 1.1 Zadané hodnoty	11
Tabulka 1.2 Stavové hodnoty páry v jednotlivých bodech oběhu.....	20
Tabulka 3.1 Předběžný návrh stupňové části –přehled	34
Tabulka 4.1 Charakteristiky jednotlivých řad	43
Tabulka 5.1 Volba profilu poslední řady.....	49
Tabulka 5.2 Volba profilů jednotlivých řad	50
Tabulka 5.3 Pevnostní namáhání lopatek.....	52
Tabulka 6.1 Přední ucpávková pára	55
Tabulka 6.2 Zadní ucpávková pára.....	55
Tabulka 7.1 Přehled axiálních sil	56
Tabulka 7.2 Hodnoty zvoleného ložiska Kingcole Series 8 PAD 225	57
Tabulka 7.3 Těžiště a hmotnosti jednotlivých částí rotoru.....	58
Tabulka 7.4 Hodnoty zvoleného předního ložiska 0.4 B/A 250	59
Tabulka 7.5 Hodnoty zvoleného zadního ložiska 0.4 B/A 250	59