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 — Bc. Jan Abrahám
AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE — Ing. Petr Kracík, Ph.D.
SUPERVISOR

BRNO 2020

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Zadání diplomové práce

Ústav:	Energetický ústav
Student:	**Bc. Jan Abrahám**
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 35,0 t/h
tlak admisní páry 65,0 bar(a)
teplota admisní páry 480,0 °C
teplota odplynění 125,0 °C
tlak páry regulovaného odběru 3,2 bar(a)
hmotnostní průtok páry RO 0 – 10 t/h
teplota chladící vody na vstupu do kondenzátoru 25,0 °C

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.

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

KADRNOŽKA, J. Tepelné turbiny 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

Diplomová práce se zabývá návrhem kondenzační parní turbíny s jedním regulovaným odběrem s možností provozu 0 až 10 t/h. V první části je navrženo tepelné schéma. Turbína má také dva neregulované odběry pro nízkotlakou regeneraci a výstupní pára je chlazena vodním kondenzátorem. Stěžejní částí práce je návrh průtočného kanálu turbíny s jedním regulačním stupněm v provedení A-kolo a s 26 stupni s přetlakovým typem lopatkování. Turbína má otáčky 8500 min^{-1}, kterým pevnostně vyhovují i kritická místa. Následující kapitoly popisují návrh vyrovnávacího pístu a ložisek. V poslední kapitole je uvedena provozní charakteristika. Součástí práce je i výkres řezu turbínou. Výsledná turbína má svorkový výkon 9259,7 kW a termodynamickou účinnost 85,5 %.

Klíčová slova

Parní turbína, tepelné schéma, regulovaný odběr, termodynamický výpočet.

ABSTRACT

Diploma thesis deals with the design of a condensing steam turbine with one controlled steam extraction. Its working range is 0 to 10 t/h. The first part contains the design of the heat balance scheme. The turbine has two unregulated steam extractions for low-pressure feedwater heater and outlet steam is cooled by water condenser. The main part is the design of the turbine flow channel with one regulative stage using impulse blading and 26 regular stages using reaction blading. The turbine rotating speed is 8500 rpm, which is strength suitable even in critical points. The following chapters are describing the design of the compensation piston and bearings. The consumption characteristic of the steam turbine is shown in the last chapter. Drawing of the turbine section is attached to this thesis. Final turbine power is 9259,7 kW and thermodynamic efficiency 85,5 %.

Key words

Steam turbine, heat balance scheme, controlled steam extraction, thermodynamical calculation.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ABRAHÁM, Jan. *Parní turbína pro biomasový blok*. Brno, Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. 2020. 96 s. Vedoucí práce Ing. Petr Kracík Ph.D.

PROHLÁŠENÍ

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

16.6.2020 Bc. Jan Abrahám

PODĚKOVÁNÍ

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

---

podpis

OBSAH

ÚVOD 11
1 Tepelná schémata 12
1.1 Parametry páry na vstupu do turbíny 13
1.2 Kondenzátor 13
1.3 Napájecí nádrž 14
1.4 Kondenzátní čerpadlo 15
1.5 Napájecí čerpadlo 16
1.6 Regulovaný odběr 18
1.7 Odběr pro NTO2 19
1.8 Odběr pro NTO1 21
1.9 Stav páry na výstupu z turbíny 23
1.10 Hmotnostní a energetická bilance 23
1.10.1 Bilance napájecí nádrže 24
1.10.2 Bilance NTO2 25
1.10.3 Bilance NTO1 25
1.10.4 Bilance kondenzátoru 26
1.11 Výsledné parametry tepelného schématu 26
2 Regulační stupeň 28
2.1 Předběžný návrh A-kola 28
2.2 Detailní návrh regulačního stupně 33
2.2.1 Rychlostní trojúhelníky A-kola 33
2.2.2 Průtočný průřez 36
2.2.3 Volba profilů 37
2.2.4 Ztráty a výkon 38
2.3 Pevnostní kontrola regulačního stupně 41
3 Návrh stupňové části 44
3.1 Předběžný návrh prvního kuželu 44
3.1.1 Stav páry na vstupu a na výstupu 44
3.1.2 Geometrie a počet stupňů 45
3.1.3 Ztráty a účinnost 48
3.1.4 Vnitřní výkon 50
3.2 Výsledky předběžného návrhu 50
3.3 Detailní návrh stupňové části 52

3.3.1 Výběr profilů ... 55
3.3.2 Vstupní geometrie ... 57
3.3.3 Výpočet rotorové části ... 57
3.3.4 Výpočet statorové části ... 60
3.3.5 Ostatní ztráty a účinnost ... 62
3.4 Charakteristiky stupně ... 65
3.5 Pevnostní kontrola stupňové části ... 65
3.6 Výkon a účinnost přetlakového typu lopatkování ... 67
3.7 Výsledky detailního návrhu ... 68
4 Vyrovnávací píst a ucpávky ... 79
4.1 Vyrovnávací píst ... 79
4.1.1 Výpočet axiální síly ... 79
4.1.2 Hmotnostní průtok ucpávkami vyrovnávacího pístu ... 80
4.2 Ucpávky turbíny ... 82
5 Ložiska ... 84
5.1 Radiální ložisko ... 84
5.2 Axiální ložisko ... 86
6 Výsledné parametry turbíny ... 88
6.1 Výpočet parametrů ... 88
6.2 Provozní charakteristika ... 89
ZÁVĚR ... 90
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ ... 92
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK ... 93
SEZNAM PŘÍLOH ... 96

ÚVOD

Elektrická energie se stala nedílnou součástí naší společnosti. V energetice je mnoho různých typů transformačních technologií. Nejrozšířenější a nejpoužívanější je však zatím stále elektrický generátor poháněný turbínou. Voda a vodní pára je pak nejčastěji používaná pracovní látka pro přenos energie. To dělá z parních turbín nenahraditelnou součást energetického průmyslu.

Parní turbína je rotační stroj, který převádí tepelnou a kinetickou energii na mechanickou práci rotoru. Ta může být dále využita dvěma způsoby. Pokud je rotor přes převodovku nebo přímo napojen na generátor, jedná se o generátorové turbosoustrojí na výrobu elektrické energie. Může také sloužit přímo jako pohon různých strojů (kompresorů, čerpadel, ventilátorů atd.), pak se jedná o pohonové turbosoustrojí.

Diplomová práce se zaměřuje na návrh kondenzační parní turbíny s jedním regulovaným odběrem podle zadání. První část výpočtu bude zahrnovat návrh tepelného oběhu se dvěma nízkotlakými ohříváky, kde budou určeny parametry páry v odběrech a hmotnostní průtoky turbínou. Hlavní část práce se bude zabývat návrhem průtočného kanálu samotné turbín, tedy návrh geometrie regulačního stupně a všech lopatkových stupňů. Dále bude vypočten vyrovnávací píst, přední a zadní ucpávky a zjednodušeným výpočtem navržena i ložiska. Jednotlivé části výpočtu se prolínají a budou mezi sebou propojeny při optimalizaci návrhu. Posledním krokem bude tvorba výkresu ideového řezu navrhnuté turbíny.

Výpočet bude mít iteračním charakter a bude probíhat v prostředí programovacího jazyka Python 3 společně s prostředím MS Excel. Pro tvorbu výkresu bude využit program AutoCAD 2020. Zdroj na literaturu, ze které bude převzata metodika výpočtů bude uvedena u každé kapitoly. Tlaky uvedené v této práci jsou absolutní.

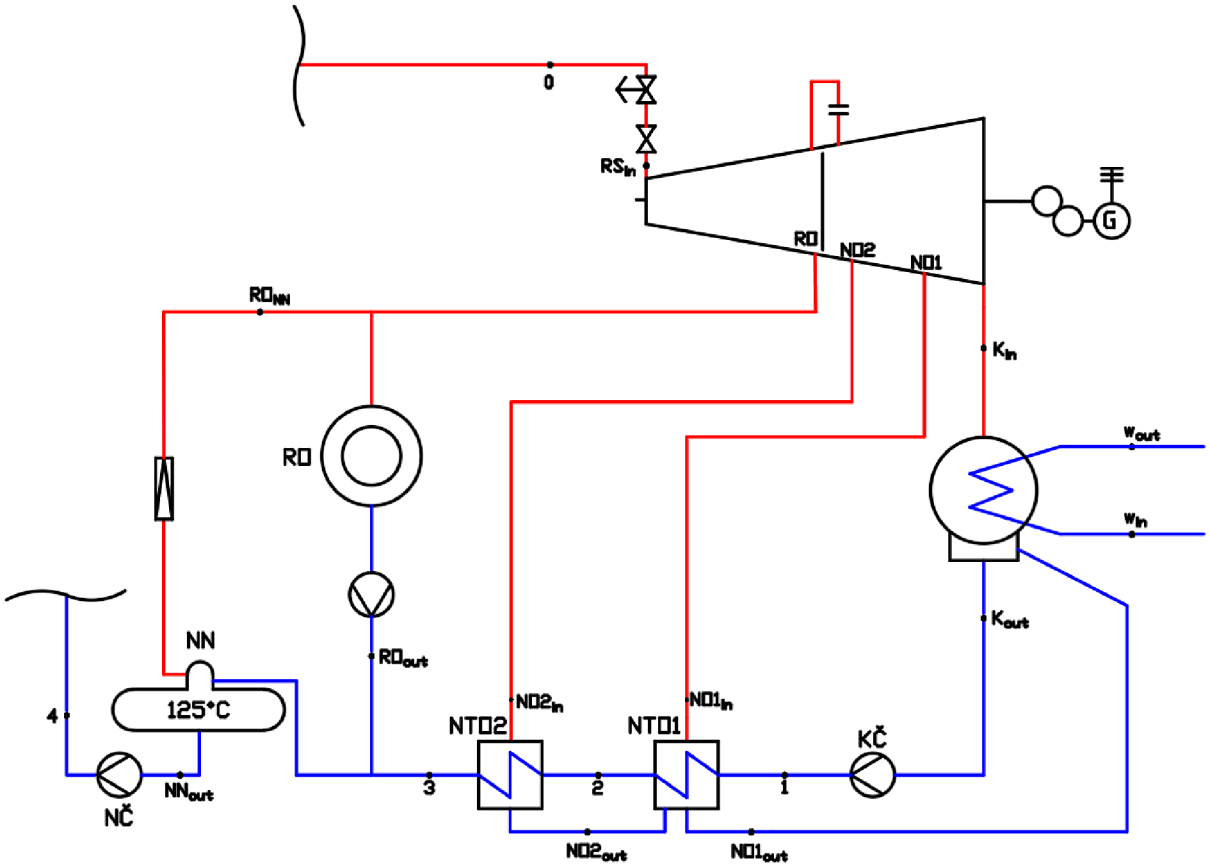
1 Tepelná schémata

Tepelné schéma je nedílnou součástí každého návrhu parní turbíny. Primárně se vytváří pro určení parametrů páry, respektive vody, ve všech důležitých bodech. Pro návrh turbíny jsou důležité především parametry páry a hmotnostní průtoky v odběrech a na konci turbíny. Zadané parametry jsou zobrazeny v tab. 1.1.

Tab. 1.1 Zadané parametry

Max. hm. průtok páry do turbíny	M_0	35	t/h
Tlak admisní páry	p_0	65	bar(a)
Teplota admisní páry	t_0	480	°C
Teplota odplynění	t_{NN}	125	°C
Tlak páry regulovaného odběru	p_{RO}	3,2	bar(a)
Hmotnostní průtok regulovaného odběru	M_{RO}	0 – 10	t/h
Teplota chladící vody na vstupu do kondenzátoru	$T_{w,in}$	25	°C

Tepelný oběh je podle zadání realizován jedním regulovaným odběrem (RO), který v tomto případě lze využít i pro odplynění v napájecí nádrži (NN), dvěma neregulovanými odběry, které zásobují nízkotlaké ohříváky (NTO1 a NTO2), a vodním kondenzátorem. Bilanční schéma s označením jednotlivých bodů je zobrazeno na obr. 1.1.



Obr. 1.1 Bilanční schéma oběhu

Kotel není součástí výpočtu, protože vstupní parametry páry jsou zadány před hlavní uzavírací armaturou. V praxi to pak znamená, že kotel nezahrnuje rozsah dodávky turbinářské firmy a zákazník zadal parametry páry, které je kotel schopen generovat. Je pak na projektantovi, aby propojil jednotlivé subdodávky od různých firem. Postup výpočtu a volené parametry vychází převážně z literatury [1].

1.1 Parametry páry na vstupu do turbíny

Pro výpočet bylo využito prostředí programovacího jazyka Python 3 a prostředí MS Excel s doplňkem X-steam, který vychází z normy IAPWS IF-97. Python má tento doplněk také. Bilanční schéma bylo vypočteno jako startovací bod pro iterační výpočty a uvedené hodnoty jsou prvním krokem před iteračním procesem. Výsledné parametry pak budou zobrazeny na konci kapitoly.

Ze zadaného tlaku a teploty admisní páry lze pomocí tabulek určit její entalpii i entropii:

$$i_0 = \mathrm{f}(\mathrm{p}_0; t_0) = 3368{,}9\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{1.1}$$

$$s_0 = \mathrm{f}(\mathrm{p}_0; t_0) = 6{,}7765\ kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1} \tag{1.2}$$

Hodnoty tlaku a teploty vstupní páry však nejsou zadány na vstupu do regulačního stupně, tedy před první statorovou dýzou turbíny, ale před hlavní uzavírací armaturou. Mezi těmito částmi vzniká tlaková ztráta, která je podle literatury [1] definována ztrátovým součinitelem hlavní uzavírací armatury, spouštěcího ventilu a regulačních ventilů ξ_{z1}, jehož hodnoty se uvádí 0,03 až 0,05. Zvolena byla hodnota:

$$\xi_{z1} = 0{,}04\ [-] \tag{1.3}$$

Tlak před regulačním stupněm je potom:

$$p_{RS,in} = (1 - \xi_{z1}) \cdot p_0 = (1 - 0{,}04) \cdot 65 = 62{,}4\ bar \tag{1.4}$$

Dále se vychází z poznatku, že škrcení je izoentalpický děj a entalpie je tedy:

$$i_{RS,in} = i_0 = 3368{,}9\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{1.5}$$

Teplota před regulačním stupněm:

$$t_{RS,in} = f(p_{RS,in}; i_{RS,in}) = 478{,}6\ °C \tag{1.6}$$

Z tabulkových hodnot pak lze určit hodnoty entropie a měrného objemu před regulačním stupněm:

$$s_{RS,in} = f(p_{RS,in}; i_{RS,in}) = 6{,}7943\ kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1} \tag{1.7}$$

$$v_{RS,in} = f(p_{RS,in}; i_{RS,in}) = 0{,}0525\ m^3 \cdot kg^{-1} \tag{1.8}$$

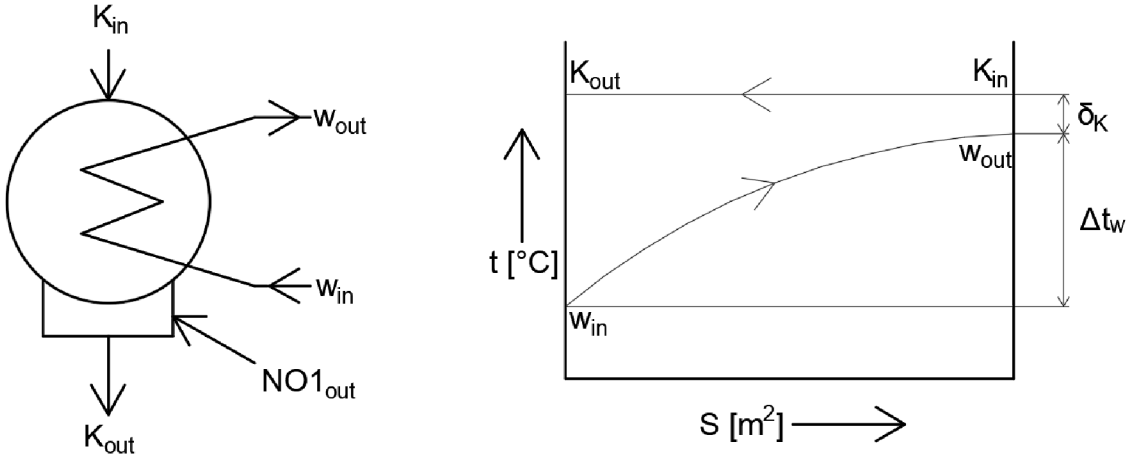
1.2 Kondenzátor

Kondenzátor slouží ke kondenzaci páry za turbínou. Ze zadání je známa jen teplota chladící vody na vstupu, proto je nutné další parametry vhodně zvolit a na základě toho dopočítat parametry v kondenzátoru. Zvolené maximální ohřátí chladící vody:

$$\Delta t_w = 10\ °C \tag{1.9}$$

S ohledem na to, že se jedná o výkonově menší turbínu, je z ekonomické hlediska zbytečné použít drahý kondenzátor, proto byl zvolen vyšší nedohřev v kondenzátoru:

$$\delta_K = 5\ °C \tag{1.10}$$



Obr. 1.2 Výřez kondenzátoru a průběhu teplot v kondenzátoru

Výstupní teplota chladící vody je pak:

$$t_{w,out} = t_{w,in} + \Delta t_w = 25 + 10 = 35\ °C \tag{1.11}$$

Teplota kondenzace:

$$t_K = t_{w,out} + \delta_K = 35 + 5 = 40\ °C \tag{1.12}$$

Děj probíhající v kondenzátoru je izobaricko-izotermický, proto lze lehce vyjádřit i kondenzační tlak:

$$p_K = f(t_K; x = 0) = 0{,}074\ \text{bar} \tag{1.13}$$

A následně parametry vystupujícího kondenzátu při neuvažovaném podchlazení:

$$i_{K,out} = f(t_K; x = 0) = 167{,}5\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{1.14}$$
$$s_{K,out} = f(t_K; i_{K,out}) = 0{,}5726\ kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1} \tag{1.15}$$
$$v_{K,out} = f(t_K; i_{K,out}) = 0{,}001008\ m^3 \cdot kg^{-1} \tag{1.16}$$

1.3 Napájecí nádrž

Napájecí nádrž (NN) slouží jako zásobárna napájecí vody. Je také spojena s odplyňovačem, kde se odlučují ve vodě nerozpustné plyny a tím se zlepšuje kvalita napájecí vody.

V zadání je dána teplota odplynění v NN, která je rovna teplotě napájecí vody za NN:

$$t_{NN,out} = t_{NN} = 125\ °C \tag{1.17}$$

Tlak v napájecí nádrži lze určit ze zadané teploty odplynění, což je zároveň i tlak napájecí vody za NN:

$$p_{NN,out} = p_{NN} = f(t_{NN}; x = 0) = 2{,}32 \text{ bar} \tag{1.18}$$

Zbylé parametry napájecí vody jsou pak:

$$i_{NN,out} = f\left(p_{NN,out}; x = 0\right) = 525{,}06\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{1.19}$$
$$s_{NN,out} = f\left(p_{NN,out}; i_{NN,out}\right) = 1{,}5816\ kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1} \tag{1.20}$$
$$v_{NN,out} = f\left(p_{NN,out}; i_{NN,out}\right) = 0{,}001065\ m^3 \cdot kg^{-1} \tag{1.21}$$

1.4 Kondenzátní čerpadlo

Kondenzátní čerpadlo (KČ) je umístěno přímo za kondenzátorem a slouží ke zvýšení tlaku v oběhu, který je daný tlakem v napájecí nádrži, respektive teplotou odplynění. Musí pokrýt dílčí tlakové ztráty na této trase, které jsou určeny podle literatury [1]. Pro tento výpočet budou uvažovány pouze ztráty v jednotlivých NTO a ztráty v potrubí. Ostatní ztráty uvedené v literatuře jsou pouze hrubý odhad a pro jejich určení by bylo nutné znát podrobnější informace o strojovně a technologii.

Zanedbané ztráty uvedené v literatuře [1]:

- tlaková ztráta zařízení pro čištění a úpravu kondenzátu,
- tlaková ztráta regulačního zařízení hladiny v kondenzátoru,
- rozdíl tlaku daný převýšením odplyňovače vůči čerpadlu.

Součet tlakových ztrát všech nízkotlakých ohříváků, přičemž ztráta v jednom NTO se uvádí v rozmezí 0,5 bar až 1 bar. Pro tento případ bylo pro oba NTO zvolena stejná hodnota ztráty 0,5 bar:

$$\Delta p_{NTO} = \Delta p_{NTO1} + \Delta p_{NTO2} = 0{,}5 + 0{,}5 = 1\ bar \tag{1.22}$$

Tlaková ztráta v potrubí nízkotlaké regenerace se volí v rozmezí 1 až 2 bar:

$$\Delta p_{kp} = 1{,}5\ bar \tag{1.23}$$

KČ musí zvýšit tlak na tlak v NN. Přírůstek tlaku je pak součet tlaku v NN a všech dílčích ztrát uvedených výše:

$$\Delta p_{K\check{C}} = p_{NN} + \Delta p_{NTO} + \Delta p_{kp} = 2{,}32 + 1 + 1{,}5 = 4{,}32\ bar \tag{1.24}$$

Přičtením přírůstku v KČ k tlaku za kondenzátorem lze získat tlak za KČ:

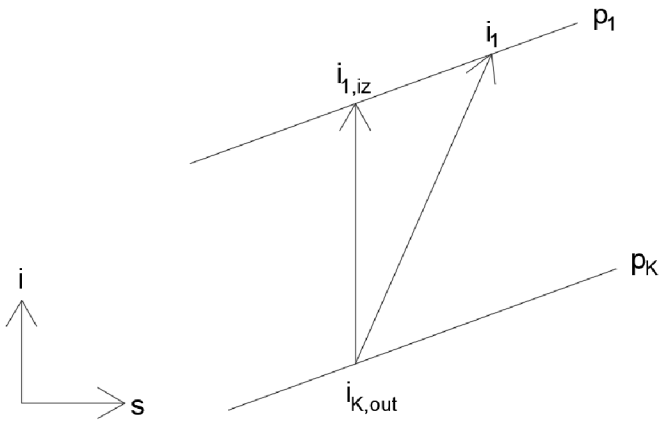
$$p_1 = \Delta p_{K\check{C}} + p_{K,out} = 4{,}32 + 0{,}074 = 4{,}4 \text{ bar} \tag{1.25}$$

Nyní je nutné odhadnout účinnost KČ:

$$\eta_{K\check{C}} = 0{,}8\ [-] \tag{1.26}$$

Rovnice pro účinnost čerpadla vychází z definice:

$$\eta_{KČ} = \frac{i_{1,iz} - i_{K,out}}{i_1 - i_{K,out}} \tag{1.27}$$



Obr. 1.3 Znázornění komprese v KČ

Entalpie za KČ při izoentropické kompresi:

$$i_{1,iz} = f(p_1; s_{K,out}) = 168{,}03\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{1.28}$$

Následně lze z rovnice (1.27) vyjádřit entalpii za čerpadlem:

$$i_1 = i_{K,out} + \frac{i_{1,iz} - i_{K,out}}{\eta_{KČ}} = 167{,}54 + \frac{168{,}03 - 167{,}54}{0{,}8} \tag{1.29}$$
$$i_1 = 168{,}14\ kJ \cdot kg^{-1}$$

Zbývající parametry bodu 1:

$$t_1 = f(p_1; i_1) = 40{,}2\ °C \tag{1.30}$$
$$s_1 = f(p_1; i_1) = 0{,}5740\ kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1} \tag{1.31}$$
$$v_1 = f(p_1; i_1) = 0{,}001007\ m^3 \cdot kg^{-1} \tag{1.32}$$

1.5 Napájecí čerpadlo

Napájecí čerpadlo (NČ) je umístěno mezi kotlem a NN. Jeho úkolem je překonat tlakové ztráty a zvýšit tlak napájecí vody na požadovanou hodnotu v kotli, respektive v turbíně. Výpočet je obdobný jako výpočet KČ v předchozí kapitole, jen jsou uvažovány jiné ztráty. Ty jsou v literatuře [1] vyjádřeny některé poměrnou částí tlaku před turbínou (před hlavní armaturou), některé absolutně.

Znovu budou některé ztráty uvedené v literatuře zanedbány a jsou uvedeny pouze pro úplnost:

- tlaková ztráta v regulačním ventilu napájecí vody,
- tlaková ztráta daná rozdílem polohy napájecího čerpadla a výstupního hrdla kotle.

Vysokotlaké ohříváky v oběhu nejsou zařazeny, a proto zde nebude tlaková ztráta vysokotlakových ohříváků.

Součinitel tlakové ztráty v parním potrubí mezi kotlem a turbínou se volí v rozmezí 0,04 až 0,09:

$$\xi_{pp} = 0{,}05\ [-] \tag{1.33}$$

Tlaková ztráta v parním potrubí mezi kotlem a turbínou je pak:

$$\Delta p_{pp} = \xi_{pp} \cdot p_0 = 0{,}05 \cdot 65 = 3{,}25\ bar \tag{1.34}$$

Součinitel tlakové ztráty na vodní straně kotle bývá obvykle 0,15 až 0,2:

$$\xi_k = 0{,}17\ [-] \tag{1.35}$$

Tlaková ztráta na vodní straně kotle je pak:

$$\Delta p_k = \xi_k \cdot p_0 = 0{,}17 \cdot 65 = 11{,}05\ bar \tag{1.36}$$

Tlakové ztráty v potrubí napájecí vody se odhadují v rozmezí 2 až 3 bar:

$$\Delta p_{np} = 2\ bar \tag{1.37}$$

Tlak za NČ se určí součtem tlaku před turbínou a sumou ztrát:

$$p_4 = p_0 + \Delta p_{pp} + \Delta p_k + \Delta p_{np} = 65 + 3{,}25 + 11{,}05 + 2 = 81{,}3\ \text{bar} \tag{1.38}$$

Přírůstek tlaku v NČ:

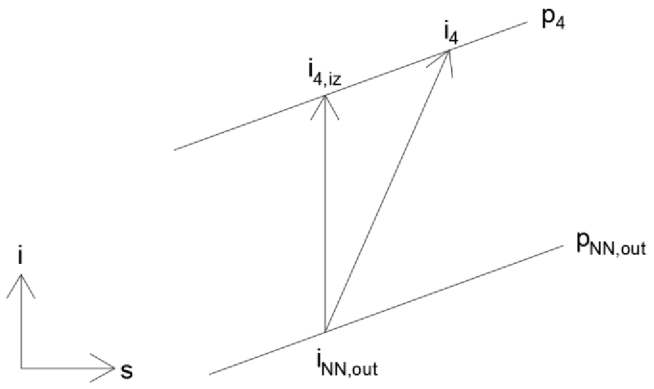
$$\Delta p_{NČ} = p_4 - p_{NN} = 81{,}3 - 2{,}32 = 79{,}98\ bar \tag{1.39}$$

Nyní je nutné odhadnout účinnost NČ:

$$\eta_{NČ} = 0{,}8\ [-] \tag{1.40}$$

Rovnice pro účinnost čerpadla vychází opět z definice:

$$\eta_{NČ} = \frac{i_{4,iz} - i_{NN,out}}{i_4 - i_{NN,out}} \tag{1.41}$$



Obr. 1.4 Znázornění komprese v NČ

Entalpie za NČ při izoentropické kompresi:

$$i_{1,iz} = f(p_4; s_{NN,out}) = 533{,}52\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{1.42}$$

Následně lze z rovnice (1.41) vyjádřit entalpii za NČ:

$$i_4 = i_{NN,out} + \frac{i_{4,iz} - i_{NN,out}}{\eta_{NČ}} = 525{,}06 + \frac{533{,}52 - 525{,}06}{0{,}8} \tag{1.43}$$
$$i_4 = 535{,}64\ kJ \cdot kg^{-1}$$

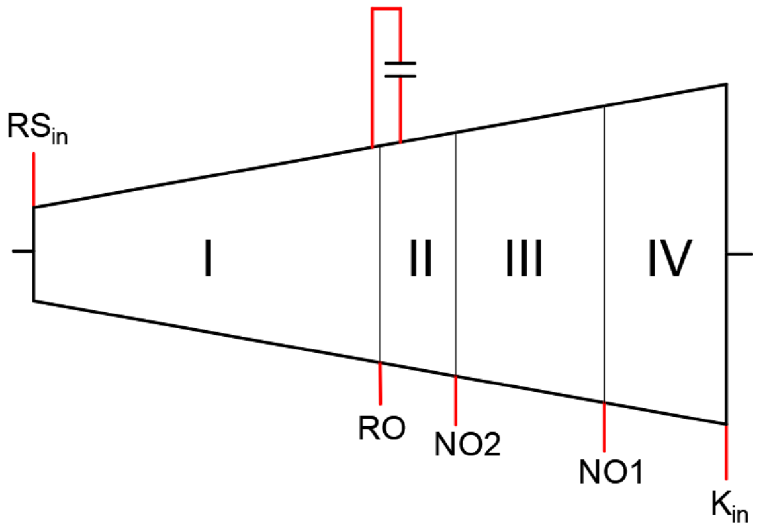
Nyní lze určit zbývající parametry bodu 4:

$$t_4 = f(p_4; i_4) = 126{,}21\ °C \tag{1.44}$$
$$s_4 = f(p_4; i_4) = 1{,}587\ kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1} \tag{1.45}$$
$$v_4 = f(p_4; i_4) = 0{,}001061\ m^3 \cdot kg^{-1} \tag{1.46}$$

1.6 Regulovaný odběr

Nyní budou spočteny parametry jednotlivých odběrů. Jako první bude určen regulovaný odběr (RO), který v tomto případě bude sloužit zároveň jako odběr pro odplynění. To je možné právě díky tomu, že požadovaný tlak v tomto odběru je mírně vyšší než tlak pro odplynění, určený ze zadané teploty odplynění (tj. teplota v NN). Z provozního hlediska to znamená, že i když požadovaný průtok páry do technologie bude nulový, odběrem bude proudit stále určitá část páry do odplyňovače. To je směšovací výměník, který má za úkol vyloučit z kondenzátu nežádoucí plyny.

Pro výpočet je nutné rozdělit turbínu na čtyři kužely, rozdělené jednotlivými odběry. Pro každý kužel pak bude odhadnuta účinnost v rozmezí 0,81 až 0,85, aby bylo možné dopočítat parametry v odběrech.



Obr. 1.5 Rozdělení kuželů

Tlak páry v RO je znám ze zadání:

$$p_{RO} = 3{,}2\ \text{bar} \tag{1.47}$$

Odhadnutá termodynamická účinnost prvního kužele:

$$\eta_{tdi,I} = 0{,}82\ [-] \tag{1.48}$$

Entalpie na konci izoentropické expanze vychází z entropie před regulačním stupněm a zadaným tlakem v RO:

$$i_{RO,iz} = f\left(p_{RO}; s_{RS,in}\right) = 2655{,}99\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{1.49}$$

Definice účinnosti expanze je:

$$\eta_{tdi,I} = \frac{i_{RS,in} - i_{RO}}{i_{RS,in} - i_{RO,iz}} \tag{1.50}$$

Z rovnice (1.50) lze vyjádřit entalpii RO:

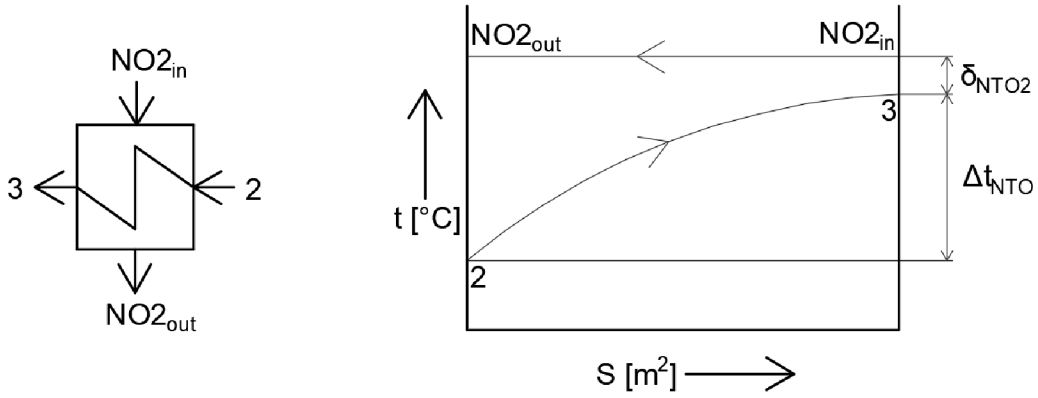
$$i_{RO} = i_{RS,in} - \eta_{TDi,I} \cdot \left(i_{RS,in} - i_{RO,iz}\right) \tag{1.51}$$
$$i_{RO} = 3368{,}9 - 0{,}82 \cdot (3368{,}9 - 2655{,}99)$$
$$i_{RO} = 2777{,}18\ kJ \cdot kg^{-1}$$

Zbývající parametry RO:

$$t_{RO} = f(p_{RO}; i_{RO}) = 158{,}15\ °C \tag{1.52}$$
$$s_{RO} = f(p_{RO}; i_{RO}) = 7{,}0875\ kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1} \tag{1.53}$$

1.7 Odběr pro NTO2

Další odběr slouží pro druhý nízkotlaký ohřívák (NTO2). Ten bude uvažován bez podchlazovače kondenzátu.



Obr. 1.6 Výřez NTO2 a průběh teplot v NTO2

Postup výpočtu bude částečně obdobný, jako v předcházejícím případě. Tlak v odběru však již není znám ze zadání, ale musí se určit.

Teplotní rozdíl kondenzátu vystupujícího z NTO2 a teploty v NN je zvolen:

$$\Delta t_{3,NN} = 15\ °C \tag{1.54}$$

Pak teplota hlavního kondenzátu na výstupu z NTO2 je:

$$t_3 = t_{NN} - \Delta t_{3,NN} = 125 - 15 = 110\ °C \tag{1.55}$$

Ohřátí kondenzátu v jednotlivých NTO na trase mezi kondenzátorem a NN by mělo být rovnoměrné a pro 2 ohříváky lze jednoduše určit jako:

$$\Delta t_{NTO} = \frac{t_3 - t_K}{2} = \frac{110 - 40}{2} = 35\ °C \tag{1.56}$$

Teplota mezi NTO1 a NTO2 je pak:

$$t_2 = t_K + \Delta t_{NTO} = 40 + 35 = 75\ °C \tag{1.57}$$

Tlaky v bodě 2 a 3 lze určit z tlakových ztrát v jednotlivých NTO, které byly uvedeny v kapitole 1.4 při výpočtu KČ:

$$p_3 = p_1 - \Delta p_{NTO1} - \Delta p_{NTO2} = 4{,}4 - 0{,}5 - 0{,}5 = 3{,}4\ bar \tag{1.58}$$

$$p_2 = p_1 - \Delta p_{NTO1} = 4{,}4 - 0{,}5 = 3{,}9\ bar \tag{1.59}$$

Aby byly body 2 a 3 kompletně známy, je třeba určit ještě hodnotu entalpií:

$$i_3 = f(p_3; t_3) = 461{,}51\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{1.60}$$

$$i_2 = f(p_2; t_2) = 314{,}26\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{1.61}$$

Pro další postup je nutné vhodně zvolit hodnotu nedohřevu v NTO, kde doporučená hodnota je 1,5 až 3 °C:

$$\delta_{NTO2} = 2\ °C \tag{1.62}$$

Teplota kondenzace páry, tedy teplota páry na vstupu do NTO2, je dána právě zvoleným nedohřevem:

$$t_{NO2,in} = t_3 + \delta_{NTO2} = 110 + 2 = 112\ °C \tag{1.63}$$

Tlak kondenzace v tomto bodě odpovídá tlaku sytosti:

$$p_{NO2,in} = f\left(t_{NO2,in}; x = 1\right) = 1{,}53\ bar \tag{1.64}$$

Relativní tlaková ztráta v potrubí mezi odběrovým místem v turbíně a ohřívákem, kde písmeno „j“ je pořadové číslo odběru počítané od kondenzátoru a pro NTO2 je rovno 2:

$$\delta_{pj2} = \frac{11 - j}{100} = \frac{11 - 2}{100} = 0{,}09\ [-] \tag{1.65}$$

Tlak v odběru je pak součtem tlakové ztráty potrubím a kondenzačního tlaku:

$$p_{NO2} = p_{NO2,in} \cdot (1 + \delta_{pj2}) = 1{,}53 \cdot (1 + 0{,}09) = 1{,}67\ bar \tag{1.66}$$

Nyní je postup obdobný jako u předchozí kapitoly. Odhadnutá termodynamická účinnost druhého kužele:

$$\eta_{tdi,II} = 0{,}85\ [-] \tag{1.67}$$

Entalpie na konci izoentropické expanze:

$$i_{NO2,iz} = f(p_{NO2}; s_{RO}) = 2659{,}45\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{1.68}$$

Definice účinnosti expanze je:

$$\eta_{tdi,II} = \frac{i_{RO} - i_{NO2}}{i_{RO} - i_{NO2,iz}} \tag{1.69}$$

Z rovnice (1.69) lze vyjádřit entalpii v odběru pro NTO2:

$$i_{NO2} = i_{RO} - \eta_{TDi,II} \cdot (i_{RO} - i_{NO2,iz}) \tag{1.70}$$
$$i_{NO2} = 2777{,}18 - 0{,}85 \cdot (2777{,}18 - 2659{,}45)$$
$$i_{NO2} = 2677{,}11\ kJ \cdot kg^{-1}$$

Zbývající parametry odběru pro NTO2:

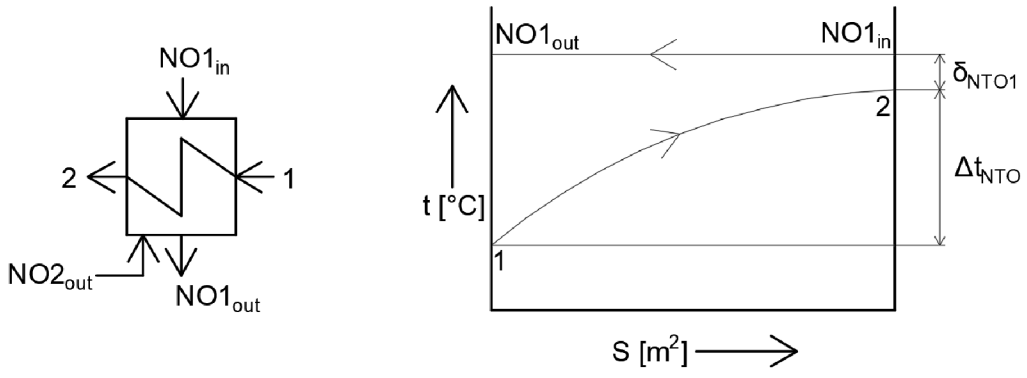
$$t_{NO2} = f(p_{NO2}; i_{NO2}) = 114{,}62\ °C \tag{1.71}$$
$$s_{NO2} = f(p_{NO2}; i_{NO2}) = 7{,}1330\ kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1} \tag{1.72}$$

Nakonec je třeba určit entalpii odběrové páry na výstupu z NTO2 (pára zkondenzovala na sytou kapalinu). Jedná se o děj izobaricko-izotermický, proto:

$$p_{NO2,out} = p_{NO2,in} = 1{,}53\ bar \tag{1.73}$$
$$t_{NO2,out} = t_{NO2,in} = 112\ °C \tag{1.74}$$
$$i_{NO2,out} = f(p_{NO2,out}; x = 0) = 469{,}83\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{1.75}$$

1.8 Odběr pro NTO1

Nyní následuje odběr pro NTO1, které je znovu bez podchlazovače kondenzátu a výpočet bude obdobný jako v předchozí kapitole.



Obr. 1.7 Výřez NTO1 a průběh teplot v NTO1

Zvolený nedohřev je pro oba NTO stejný:

$$\delta_{NTO1} = 2\,°C \tag{1.76}$$

Teplota a tlak kondenzace páry v NTO1:

$$t_{NO1,in} = t_2 + \delta_{NTO1} = 110 + 2 = 112\,°C \tag{1.77}$$
$$p_{NO1,in} = f\left(t_{NO1,in}; x = 1\right) = 0{,}419\ bar \tag{1.78}$$

Relativní tlaková ztráta v potrubí pro j=1:

$$\delta_{pj1} = \frac{11 - j}{100} = \frac{11 - 1}{100} = 0{,}1\ [-] \tag{1.79}$$

Tlak v odběru po přičtení tlakové ztráty v potrubí:

$$p_{NO1} = p_{NO1,in} \cdot (1 + \delta_{pj1}) = 0{,}419 \cdot (1 + 0{,}1) = 0{,}461\ bar \tag{1.80}$$

Odhadnutá termodynamická účinnost třetího kužele:

$$\eta_{tdi,III} = 0{,}84\ [-] \tag{1.81}$$

Entalpie na konci izoentropické expanze:

$$i_{NO1,iz} = f(p_{NO1}; s_{NO2}) = 2470{,}12\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{1.82}$$

Definice účinnosti expanze:

$$\eta_{tdi,III} = \frac{i_{NO2} - i_{NO1}}{i_{NO2} - i_{NO1,iz}} \tag{1.83}$$

Vyjádření entalpie v odběru pro NTO1:

$$i_{NO1} = i_{NO2} - \eta_{TDi,III} \cdot \left(i_{NO2} - i_{NO1,iz}\right) \tag{1.84}$$
$$i_{NO1} = 2677{,}11 - 0{,}84 \cdot (2677{,}11 - 2470{,}12)$$
$$i_{NO1} = 2503{,}24\ kJ \cdot kg^{-1}$$

Zbývající parametry odběru pro NTO1:

$$t_{NO1} = f(p_{NO1}; i_{NO1}) = 79{,}33\,°C \tag{1.85}$$
$$s_{NO1} = f(p_{NO1}; i_{NO1}) = 7{,}2270\ kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1} \tag{1.86}$$

Tlak, teplota a entalpie zkondenzované odběrové páry na výstupu z NTO1:

$$p_{NO1,out} = p_{NO1,in} = 0{,}419\ bar \tag{1.87}$$
$$t_{NO1,out} = t_{NO1,in} = 77\,°C \tag{1.88}$$
$$i_{NO1,out} = f\left(p_{NO1,out}; x = 0\right) = 322{,}36\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{1.89}$$

1.9 Stav páry na výstupu z turbíny

Poslední částí tepelného schématu je výpočet parametrů na výstupu z turbíny. V kapitole 1.2 jsou již uvedeny hodnoty teploty a tlaku, které lze na výstupu z turbíny považovat za stejné jako v kondenzátoru. Ostatní parametry se vypočítají stejným způsobem jako v předchozích kapitolách.

Tlaková ztráta ve výstupním hrdle není uvažován, a proto tlak a teplota na výstupu z turbíny za posledním stupněm je:

$$p_{K,in} = p_K = 0{,}074\ bar \tag{1.90}$$

$$t_{K,in} = t_K = 40\ °C \tag{1.91}$$

Odhadnutá termodynamická účinnost čtvrtého kužele:

$$\eta_{tdi,IV} = 0{,}81\ [-] \tag{1.92}$$

Entalpie na konci izoentropické expanze:

$$i_{K,in,iz} = f\left(p_{K,in}; s_{NO1}\right) = 2470{,}12\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{1.93}$$

Definice účinnosti expanze:

$$\eta_{tdi,IV} = \frac{i_{NO1} - i_{K,in}}{i_{NO1} - i_{K,in,iz}} \tag{1.94}$$

Vyjádření entalpie na výstupu z turbíny:

$$i_{K,in} = i_{NO1} - \eta_{TDi,IV} \cdot \left(i_{NO1} - i_{K,in,iz}\right) \tag{1.95}$$

$$i_{K,in} = 2503{,}24 - 0{,}81 \cdot (2503{,}24 - 2251{,}41)$$

$$i_{K,in} = 2299{,}26\ kJ \cdot kg^{-1}$$

Zbývající parametry na výstupu z turbíny:

$$s_{K,in} = f\left(p_{K,in}; i_{K,in}\right) = 7{,}3798\ kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1} \tag{1.96}$$

$$x_{K,in} = f\left(p_{K,in}; i_{K,in}\right) = 0{,}886\ [-] \tag{1.97}$$

1.10 Hmotnostní a energetická bilance

V této kapitole budou stanoveny hmotnostní průtoky v jednotlivých uzlech tepelného schématu. Pro návrh turbíny je pak nejdůležitější určit průtoky v jednotlivých odběrech, které výrazně ovlivňují návrh lopatek. Znovu se jedná pouze o počáteční stav, po propojení a iteračním dopočtu budou tyto hodnoty upřesněny. Pro výpočet se využívají dvě rovnice, a to zákon zachování hmoty a zákon zachování energie:

$$\sum_{i}^{n} M_i = 0 \tag{1.98}$$

$$\sum_{i}^{n} M_i \cdot i_i = 0 \tag{1.99}$$

1.10.1 Bilance napájecí nádrže

Ve výpočtu bude zaveden zjednodušující předpoklad, že mezi NN a vstupem do turbíny nedochází k žádným ztrátám pracovní látky. Proto lze říci:

$$M_{NN,out} = M_0 = 35\ t/h = 9{,}72\ kg \cdot s^{-1} \tag{1.100}$$

Protože není zadán tlak ani teplota vratného kondenzátu, je nutné tyto parametry vhodně zvolit. Pro tlak je zvolena stejná hodnota, jako je tlak za NTO2, což zajistí čerpadlo. Teplota vratného kondenzátu je zvolena o zhruba 10 °C nižší, než je teplota sytosti pro tento tlak:

$$p_{RO,out} = 3{,}4\ bar \tag{1.101}$$
$$t_{RO,out} = 125\ °C \tag{1.102}$$

Pak entalpie vratného kondenzátu je:

$$i_{RO,out} = f\left(p_{RO,out}; t_{RO,out}\right) = 525{,}14\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{1.103}$$

Veškerá pára využita spotřebičem je navrácena ve formě kondenzátu zpět do oběhu. Je nutné si uvědomit, že výpočet se dělá pro jmenovitý stav, což je při nulovém odběr do spotřebiče, a tedy při maximálním elektrickém výkonu. To znamená:

$$M_{RO,in} = M_{RO,out} = 0\ kg \cdot s^{-1} \tag{1.104}$$

Bilanční rovnice pro NN však budou zohledňovat i možný nenulový průtok do spotřebiče, protože to zadání vyžaduje. Jedná se o soustavu dvou rovnic o dvou neznámých:

$$M_{NN,out} = M_{RO,NN} + M_{RO,out} + M_3 \tag{1.105}$$
$$M_{NN,out} \cdot i_{NN,out} = M_{RO,NN} \cdot i_{RO,NN} + M_{RO,out} \cdot i_{RO,out} + M_3 \cdot i_3 \tag{1.106}$$

Po úpravě je možné vyjádřit hmotnostní průtok páry potřebné pro odplynění:

$$M_{RO,NN} = \frac{M_{NN,out} \cdot \left(i_{NN,out} - i_3\right) + M_{RO,out} \cdot (i_3 - i_{RO,out})}{i_{RO} - i_3} \tag{1.107}$$
$$M_{RO,NN} = \frac{9{,}72 \cdot (525{,}06 - 461{,}5) + 0 \cdot (461{,}5 - 525{,}16)}{2777{,}18 - 461{,}51}$$
$$M_{RO,NN} = 0{,}2668\ kg/s$$

A hmotnostní průtok za NTO2:

$$M_3 = M_{NN,out} - M_{RO,NN} - M_{RO,out} \tag{1.108}$$
$$M_3 = 9{,}72 - 0{,}2668 - 0 = 9{,}455\ kg \cdot s^{-1}$$

Celkový hmotnostní průtok páry odcházející z turbíny do RO je součtem průtoku pro odplynění a pro spotřebič (pro jmenovitý stav je nulový):

$$M_{RO} = M_{RO,NN} + M_{RO,in} \tag{1.109}$$
$$M_{RO} = 0{,}2668 + 0 = 0{,}2668\ kg \cdot s^{-1}$$

Poměrné odběrové množství regulovaného odběru je:

$$\alpha_1 = \frac{M_{RO}}{M_0} = \frac{0{,}2668}{9{,}72} = 0{,}0274\ [-] \tag{1.110}$$

1.10.2 Bilance NTO2

V ohřívácích se proudy na rozdíl od odplyňováku nemísí, ani zde není uvažován žádný únik pracovní látky. Proto je průtok ve směru hlavního kondenzátu před a za NTO2 stejný:

$$M_2 = M_3 = 9{,}455\ kg \cdot s^{-1} \tag{1.111}$$

To stejné platí i pro průtok ve směru odběrové páry:

$$M_{NO2} = M_{NO2,in} = M_{NO2,out} \tag{1.112}$$

Dále je nutné určit entalpii odběrové páry před NTO2 ze známého tlaku, který byl určen v kapitole 1.7:

$$i_{NO2,in} = f\left(p_{NO2,in}; x = 1\right) = 2694{,}1\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{1.113}$$

Bilanční rovnice pro NTO2 je pak:

$$M_{NO2} \cdot i_{NO2,in} + M_2 \cdot i_2 = M_{NO2} \cdot i_{NO2,out} + M_3 \cdot i_3 \tag{1.114}$$

Po dosazení rovnice (1.112) a úpravě lze vyjádřit průtok v odběru pro NTO2:

$$M_{NO2} = \frac{M_3 \cdot i_3 - M_2 \cdot i_2}{i_{NO2,in} - i_{NO2,out}} \tag{1.115}$$

$$M_{NO2} = \frac{9{,}455 \cdot 461{,}5 - 9{,}455 \cdot 314{,}3}{2694{,}1 - 469{,}8}$$

$$M_{NO2} = 0{,}626\ kg \cdot s^{-1}$$

Poměrné odběrové množství odběru pro NTO2 je:

$$\alpha_2 = \frac{M_{NO2}}{M_0} = \frac{0{,}626}{9{,}72} = 0{,}0643\ [-] \tag{1.116}$$

1.10.3 Bilance NTO1

Jako v předchozí kapitole, i tady bude průtok ve směru hlavního kondenzátu před a za NTO1 stejný:

$$M_1 = M_2 = 9{,}455\ kg \cdot s^{-1} \tag{1.117}$$

Entalpie odběrové páry před NTO1 se určí také obdobně:

$$i_{NO1,in} = f\left(p_{NO1,in}; x = 1\right) = 2638\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{1.118}$$

Bilanční rovnice pro NTO1 je však oproti předchozí kapitole mírně odlišná. Musí se rozšířit o kaskádovaný kondenzát, vedený z NTO2. Bude to tedy soustava dvou rovnic o dvou neznámých:

$$M_{NO1,out} = M_{NO1,in} + M_{NO2,out} \tag{1.119}$$

$$M_1 \cdot i_1 + M_{NO1,in} \cdot i_{NO1,in} + M_{NO2,out} \cdot i_{NO2,out} = M_{NO1,out} \cdot i_{NO1,out} + M_2 \cdot i_2 \tag{1.120}$$

Po úpravě lze vyjádřit průtok v odběru pro NTO1:

$$M_{NO1,in} = \frac{M_{NO2,out} \cdot \left(i_{NO1,out} - i_{NO2,out}\right) + M_2 \cdot i_2 - M_1 \cdot i_1}{i_{NO1,in} - i_{NO1,out}} \tag{1.121}$$

$$M_{NO1,in} = \frac{0{,}626 \cdot (322{,}4 - 469{,}8) + 9{,}455 \cdot 314{,}3 - 9{,}455 \cdot 168{,}1}{2638 - 322{,}4}$$

$$M_{NO1,in} = 0{,}557\ kg \cdot s^{-1}$$

Ten je roven průtoku odběru pro NTO1:

$$M_{NO1} = M_{NO1,in} = 0{,}557\ kg \cdot s^{-1} \tag{1.122}$$

Po dosazení do rovnice (1.119) je pak možné určit průtok zkondenzované odběrové páry za NTO1:

$$M_{NO1,out} = 0{,}557 + 0{,}626 = 1{,}183\ kg \cdot s^{-1} \tag{1.123}$$

Poměrné odběrové množství odběru pro NTO1 je:

$$\alpha_3 = \frac{M_{NO1}}{M_0} = \frac{0{,}557}{9{,}72} = 0{,}0573\ [-] \tag{1.124}$$

1.10.4 Bilance kondenzátoru

Nakonec bude přepočtena bilance kondenzátoru. Průtok na vstupu do kondenzátoru se určí odečtením jednotlivých odběrů od vstupního průtoku páry:

$$M_{K,in} = M_0 - M_{RO} - M_{NO2} - M_{NO1} \tag{1.125}$$

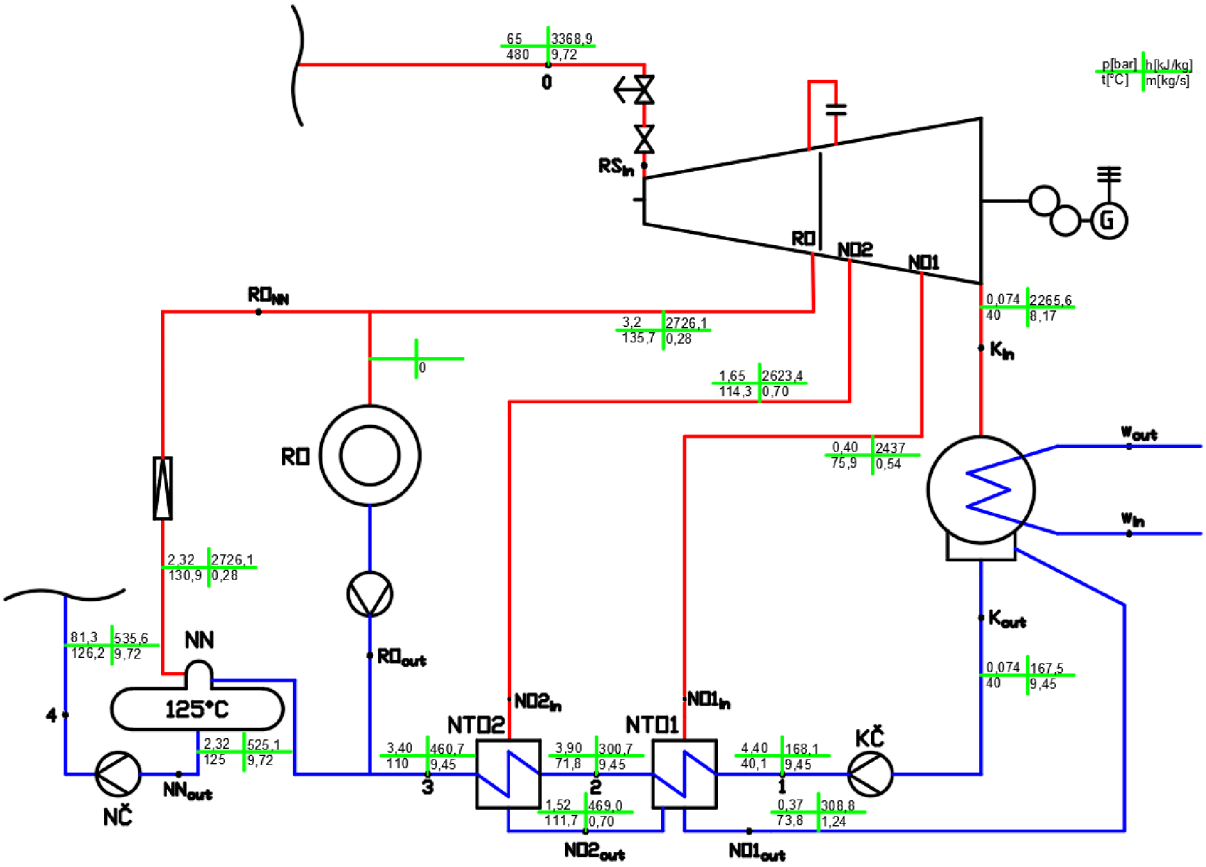
$$M_{K,in} = 9{,}72 - 0{,}267 - 0{,}626 - 0{,}557 = 8{,}273\ kg \cdot s^{-1}$$

Hmotnostní průtok na výstupu z kondenzátoru by měl být shodný s průtokem hlavního kondenzátu:

$$M_{K,out} = M_{K,in} + M_{NO1,out} = 8{,}273 + 1{,}183 = 9{,}455\ kg \cdot s^{-1} \tag{1.126}$$

1.11 Výsledné parametry tepelného schématu

Po propojení s detailním návrhem se stavy páry a kondenzátu v jednotlivých bodech a hmotnostní průtoky iteračně přepočítávaly. Výsledné parametry v důležitých bodech jsou pro nulový RO uvedeny na obr. 1.8:

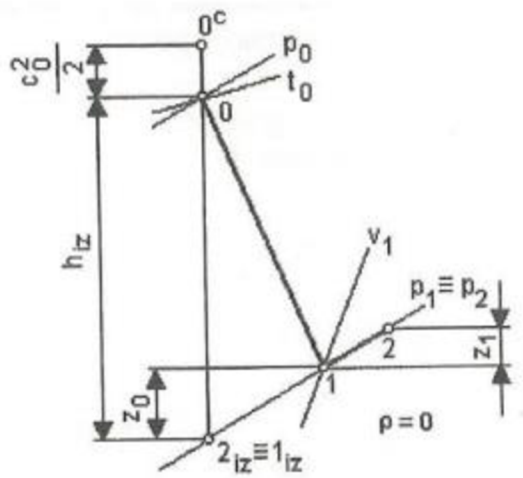


Obr. 1.8 Výsledné bilanční schéma pro nulový RO

2 Regulační stupeň

Následující kapitola se bude zabývat návrhem regulačního stupně. U parních turbín je možné vybrat ze dvou základních typů regulačních stupňů, a to A-kolo nebo Curtisův stupeň. A- kolo se hodí pro zpracování nižších spádů, ale zato s vyšší účinností. Curtisův stupeň zase zpracuje vyšší spád s nižší účinností (což vede i ke snížení účinnosti celé turbíny), ale to může vést k výraznému snížení řadových stupňů ve stupňové části. Díky zpracování většího spádu také rychle poklesne tlak a teplota za regulačním stupněm, což má kladný vliv na konstrukci turbínové skříně. Nižší účinnost Curtisova stupně je tedy kompenzována nižšími pořizovacími náklady. [2]

Pro tuto práci byl s ohledem na vstupní parametry (tedy i na velikost turbíny) zvolen regulační stupeň v provedení A-kolo. Výpočet skládající se z předběžného a detailního návrhu bude proveden podle literatury [2]. Index 0 bude značit pozici před statorem, index 1 pozici mezi statorem a rotorem a index 2 pozici za rotorem.



Obr. 2.1 Znázornění expanze v i-s diagramu [2]

2.1 Předběžný návrh A-kola

Cílem předběžného návrhu je stanovit základní geometrické a výkonové parametry včetně stavu za regulační stupněm. Je také zaveden zjednodušující předpoklad, že se jedná o čistě rovnotlaké lopatkování, tedy stupeň reakce ρ je roven nule. Parametry páry před regulačním stupněm byly stanoveny v předchozím výpočtu. Některé další parametry je nutné vhodně zvolit. Vycházet se při tom dá znovu z literatury [2].

Zvolené otáčky:

$$n = 8500\ min^{-1} = 141{,}7\ s^{-1} \tag{2.1}$$

Zvolený střední průměr:

$$D_S^{RS} = 0{,}45\ m \tag{2.2}$$

Zvolený rychlostní poměr, který by měl být v rozmezí 0,4 až 0,5:

$$\left(\frac{u}{c_{iz}}\right) = 0{,}467\ [-] \tag{2.3}$$

Obvodová rychlost na středním průměru:

$$u = \pi \cdot D_S^{RS} \cdot n = \pi \cdot 0{,}45 \cdot 141{,}7 = 200{,}3\ m \cdot s^{-1} \tag{2.4}$$

Teoretická izoentropická rychlost je pak:

$$c_{1iz} = \frac{u}{\left(\frac{u}{c_{iz}}\right)} = \frac{200{,}3}{0{,}467} = 429{,}2\ m \cdot s^{-1} \tag{2.5}$$

Zvolená absolutní rychlost páry na vstupu do dýz, která je přibližně stejná jako rychlost v přívodním potrubí:

$$c_0 = 25\ m \cdot s^{-1} \tag{2.6}$$

Nyní lze vyjádřit zpracovaný izoentropický spád regulačního stupně:

$$h_{iz} = \frac{c_{1iz}^2}{2} - \frac{c_0^2}{2} = \frac{429{,}2^2}{2} - \frac{25^2}{2} = 91{,}8\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{2.7}$$

Je známý jak izoentropický spád, tak entalpie na vstupu do regulačního stupně. Entalpie na konci izoentropické expanze tedy je:

$$i_{2iz} = i_0 - h_{iz} = 3368{,}9 - 91{,}8 = 3277{,}1\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{2.8}$$

Tlak za regulačním stupněm:

$$p_2 = f\left(i_{2iz}; s_{RS,in}\right) = 46{,}74\ bar \tag{2.9}$$

Tento tlak je nutné porovnat s kritickým tlakem, který se pro přehřátou vodní páru rovná:

$$p_{krit} = 0{,}546 \cdot p_{RS,in} = 34{,}07\ bar \tag{2.10}$$

$$p_2 \geq p_{krit} \tag{2.11}$$

Nedochází tedy ke kritickému proudění a je možné použít nerozšířenou dýzu. Ověřit se však musí také poměr mezi výstupní a vstupním tlakem, který podle literatury [2] nemá překročit hodnotu 0,8:

$$\frac{p_2}{p_{RS,in}} = \frac{46{,}74}{62{,}4} = 0{,}749 < 0{,}8 \tag{2.12}$$

Pro dýzu byl zvolen rychlostní součinitel:

$$\varphi = 0{,}98\ [-] \tag{2.13}$$

Pro určení stavu mezi dýzou a rotorovou řadou lopatek je nutné nejdříve stanovit velikost ztráty ve statoru:

$$z_0 = (1 - \varphi^2) \cdot h_{iz} = (1 - 0{,}98^2) \cdot 91{,}8 = 3{,}6\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{2.14}$$

Stav páry mezi statorem a rotorem:

$$i_1 = i_{2iz} + z_0 = 3277{,}1 + 3{,}6 = 3280{,}7\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{2.15}$$
$$v_1 = f(p_2; i_1) = 0{,}066\ m^3 \cdot kg^{-1} \tag{2.16}$$

Nyní je z rozsahu 12 až 18° zvolen výstupní úhel z rozváděcí dýzy:

$$\alpha_1 = 12\ ° \tag{2.17}$$

Délka výstupní hrany rozváděcí lopatky při totálním ostřiku se vypočte:

$$l_{0t} = \frac{M_0 \cdot v_1}{\pi \cdot D_S^{RS} \cdot c_{1iz} \cdot \varphi \cdot \sin(\alpha_1)} \tag{2.18}$$
$$l_{0t} = \frac{9{,}72 \cdot 0{,}066}{\pi \cdot 0{,}45 \cdot 429{,}2 \cdot 0{,}98 \cdot \sin(12)} = 0{,}0052\ m$$

Pro výpočet optimální délky rozváděcí lopatky se využijí následující konstanty:

$$\frac{c}{a} = 0{,}1467\ [-] \tag{2.19}$$
$$\frac{b}{a} = 0{,}0398\ [-] \tag{2.20}$$
$$s_1 = 1\ [-] \tag{2.21}$$

Ty budou využity pro výpočet součinitel δ, kde jsou otáčky dosazeny v jednotkách min^{-1} a následně pro součinitel α:

$$\delta = \frac{c}{a} \cdot \frac{\left(\frac{u}{c_{iz}}\right)}{\left(\frac{n}{1000}\right)^{0{,}2} \cdot (D_S^{RS})^{0{,}5}} \tag{2.22}$$
$$\delta = 0{,}1467 \cdot \frac{0{,}467}{\left(\frac{8500}{1000}\right)^{0{,}2} \cdot 0{,}45^{0{,}5}} = 0{,}067\ [-]$$

$$\alpha = \sqrt{\frac{D_S^{RS}}{\frac{b}{a} \cdot s_1 + \delta \cdot D_S^{RS}}} = \sqrt{\frac{0{,}45}{0{,}0398 \cdot 1 + 0{,}067 \cdot 0{,}45}} = 2{,}54\ [-] \tag{2.23}$$

Do vztahu pro optimální délku rozváděcí lopatky je třeba dosazovat v centimetrech:

$$l_{opt} = \alpha \cdot \sqrt{l_{0t}} = 2{,}54 \cdot \sqrt{0{,}0052} = 1{,}83\ cm \tag{2.24}$$
$$l_{opt} = 18{,}3\ mm$$

Skutečné délka lopatky se získá zaokrouhlením optimální délky:

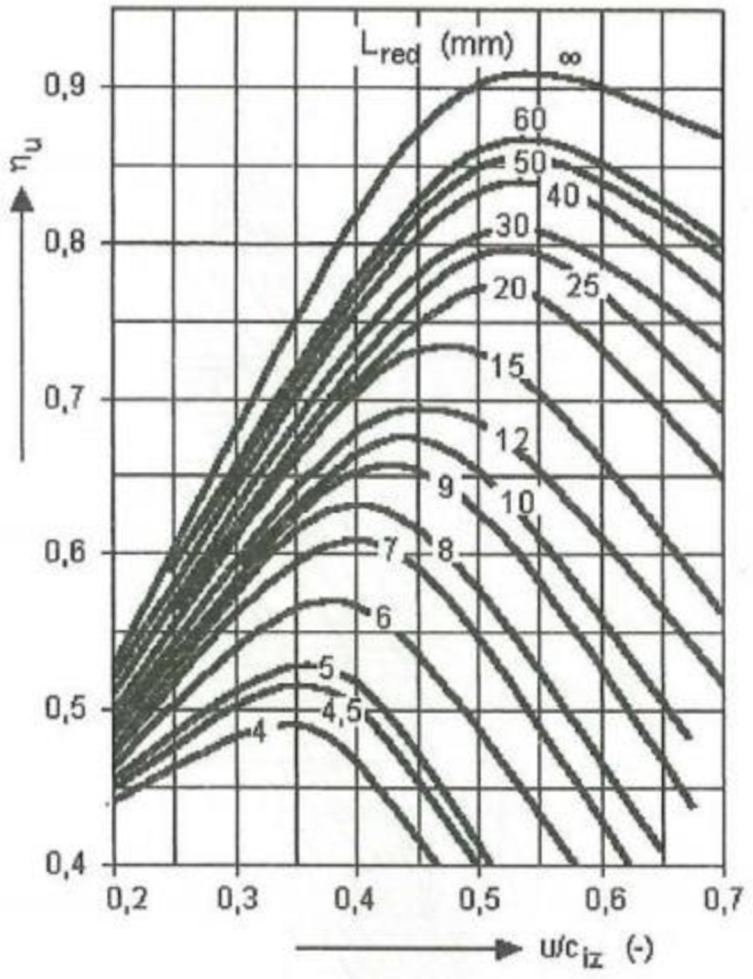
$$l_o = 1{,}80\ cm = 18{,}0\ mm \tag{2.25}$$

Redukovaná délka lopatky:

$$L_{red} = \frac{l_o}{1 + \left(\frac{l_o}{l_{opt}}\right)^2 - \delta \cdot l_o} = \frac{18}{1 + \left(\frac{18}{18{,}3}\right)^2 - 0{,}067 \cdot 18} = 23{,}4\ mm \tag{2.26}$$

Z grafu na obr. 2.2 se určí redukovaná obvodová účinnost:

$$\eta_u = f\left(\frac{u}{c_{iz}}; L_{red}\right) = 0{,}75\ [-] \tag{2.27}$$



Obr. 2.2 Redukovaná obvodová účinnost pro A-kolo [2]

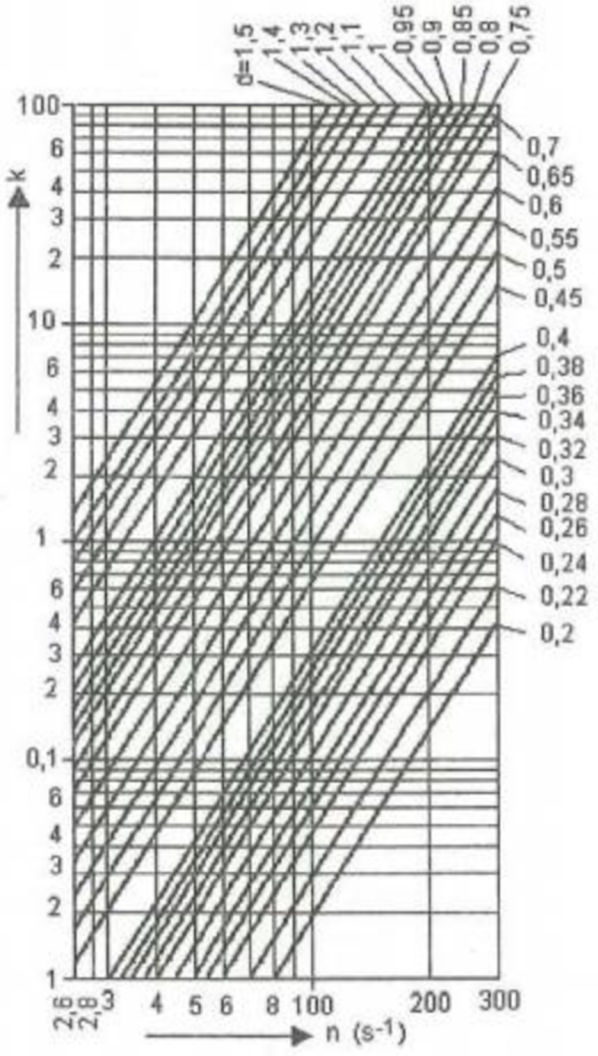
Parciální ostřik:

$$\varepsilon = \frac{l_{0t}}{l_o} = \frac{5{,}2}{18} = 0{,}289\ [-] \tag{2.28}$$

Z obr. 2.3 se určí součinitel k, který slouží k výpočtu absolutní ztráty třením a ventilací:

$$k = 1{,}6\ [-] \tag{2.29}$$

$$z_5 = \frac{k}{M_0 \cdot v_1} = \frac{1{,}6}{9{,}72 \cdot 0{,}066} = 2{,}5\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{2.30}$$



Obr. 2.3 Ztráta třením a ventilací regulačního stupně [2]

Poměrná ztráta třením:

$$\xi_5 = \frac{z_5}{h_{iz}} = \frac{2{,}5}{91{,}8} = 0{,}027\ [-] \tag{2.31}$$

Vnitřní účinnost regulačního stupně se stanoví odečtením poměrné ztráty třením od redukované obvodové účinnosti

$$\eta_i = \eta_u - \xi_5 = 0{,}75 - 0{,}027 = 0{,}723\ [-] \tag{2.32}$$

Vnitřní výkon regulačního stupně:

$$P_i = M_0 \cdot h_{iz} \cdot \eta_i = 9{,}72 \cdot 91{,}8 \cdot 0{,}723 = 645{,}1\ kW \tag{2.33}$$

Předběžné parametry na výstupu z regulačního stupně:

$$i_2 = i_{RS,in} - \eta_i \cdot h_{iz} = 3368{,}9 - 0{,}723 \cdot 91{,}8 = 3302{,}5\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{2.34}$$

$$s_2 = f(p_2; i_2) = 6{,}8301\ \ kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1} \tag{2.35}$$

$$v_2 = f(p_2; i_2) = 0{,}067\ m^3 \cdot kg^{-1} \tag{2.36}$$

2.2 Detailní návrh regulačního stupně

V předběžném návrhu byly stanoveny předběžné geometrické rozměry a výkonové charakteristiky stupně. Nyní následuje detailní výpočet A-kola, který má za cíl zpřesnit výsledky a určit skutečný výkon a stav páry za stupněm. Přitom bude vycházeno z již některých zvolených nebo vypočtených hodnot z předchozí kapitoly.

Na úvod je zvolen stupeň reakce z doporučeného rozmezí 0,03 až 0,06:

$$\rho = 0{,}05\ [-] \tag{2.37}$$

Rozdělení tepelných spádů na stator a rotor:

$$h_{iz}^{S} = (1-\rho)\cdot h_{iz} = (1-0{,}05)\cdot 91{,}8 = 87{,}2\ kJ\cdot kg^{-1} \tag{2.38}$$
$$h_{iz}^{R} = \rho \cdot h_{iz} = 0{,}05\cdot 91{,}8 = 4{,}6\ kJ\cdot kg^{-1} \tag{2.39}$$

Entalpie za statorem na konci izoentropické expanze:

$$i_{1iz} = i_0 - h_{iz}^{S} = 3368{,}9 - 87{,}2 = 3281{,}7\ kJ\cdot kg^{-1} \tag{2.40}$$

Následně je možné určit tlak a měrný objem mezi statorem a rotorem:

$$p_1 = f\left(i_{1iz}; s_{RS,in}\right) = 47{,}44\ bar \tag{2.41}$$
$$v_{1\mathrm{iz}} = f\left(p_1; s_{RS,in}\right) = 0{,}065\ m^3\cdot kg^{-1} \tag{2.42}$$

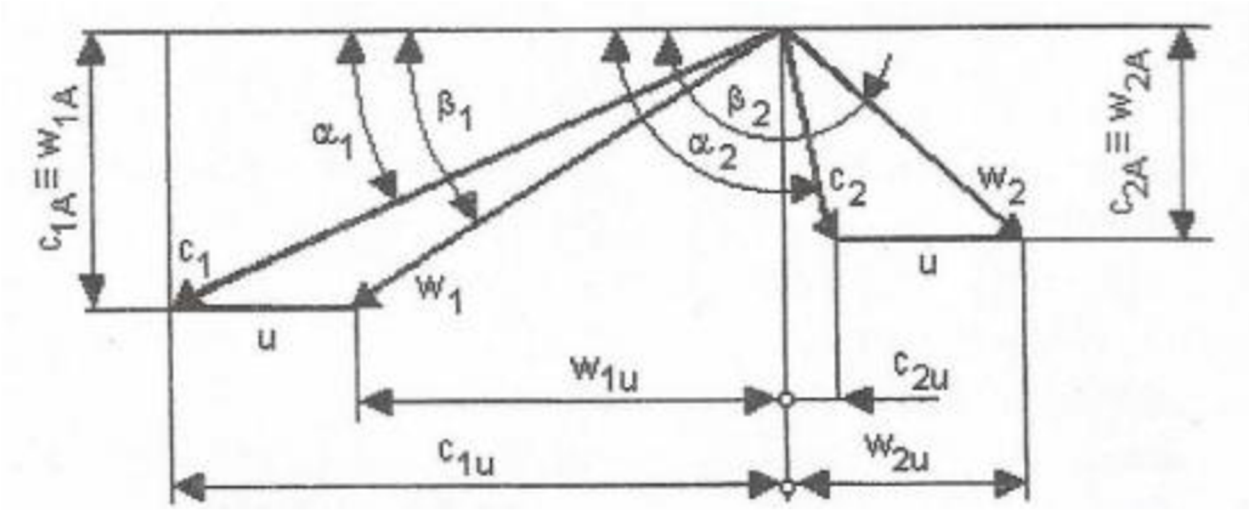
Tento tlak je nutné zkontrolovat z hlediska kritického proudění:

$$p_1 \geq p_{krit} \tag{2.43}$$
$$47{,}44 \geq 34{,}07$$

Nejedná se tedy o kritické proudění.

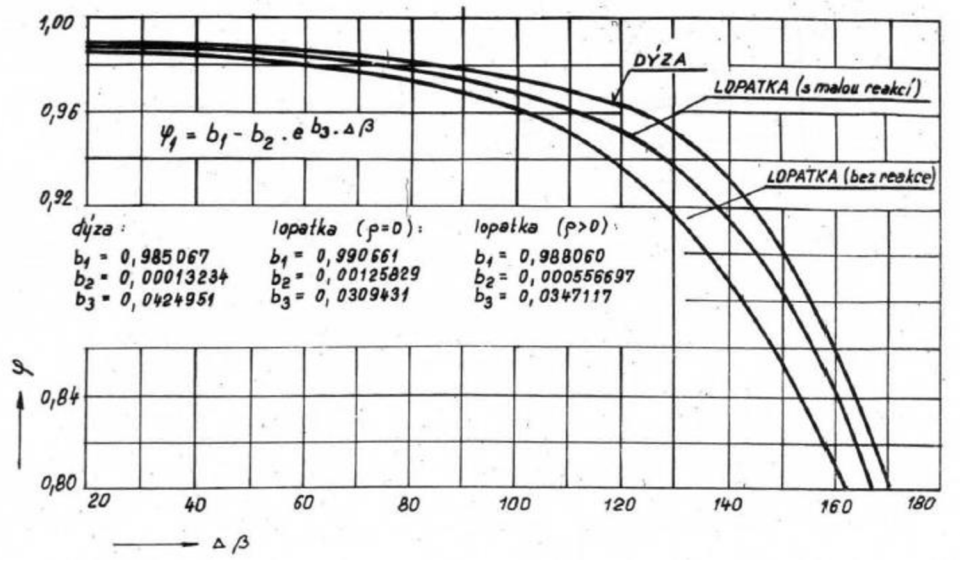
2.2.1 Rychlostní trojúhelníky A-kola

Rovnice budou odvozeny a značeny podle obr. 2.4.



Obr. 2.4 Rychlostní trojúhelníky A-kola s označením rychlostí a úhlů [2]

Pro určení rychlostních trojúhelníků je nutné určit hodnoty rychlostních součinitelů φ a ψ. Oba na začátku nejsou známy, proto jejich hodnota byla nejprve odhadnuta a pak iteračně určena. Vycházet se přitom dá z obr. 2.5, kde jsou uvedeny i rovnice daných křivek.



Obr. 2.5 Grafická a analytická závislost rychlostních součinitelů [3]

Hodnota úhlu výstupní absolutní rychlosti po iteračním výpočtu:

$$\alpha_2 = 95{,}9° \tag{2.44}$$

Rychlostní součinitel pro dýzu vychází z velikosti ohnutí proudu:

$$\Delta\alpha = \alpha_2 - \alpha_1 = 95{,}9 - 12 = 83{,}9° \tag{2.45}$$
$$\varphi = f(\Delta\alpha) = 0{,}980\ [-] \tag{2.46}$$

Teoretická rychlost na výstupu z dýzy:

$$c_{1iz} = \sqrt{2 \cdot (1-\rho) \cdot h_{iz} + c_0^2} \tag{2.47}$$
$$c_{1iz} = \sqrt{2 \cdot (1-0{,}05) \cdot 91{,}8 + 25^2} = 418{,}4\ m \cdot s^{-1}$$

Skutečná rychlost je určena pomocí rychlostního součinitele pro dýzy:

$$c_1 = \varphi \cdot c_{1iz} = 0{,}980 \cdot 418{,}4 = \ 410{,}2\ m \cdot s^{-1} \tag{2.48}$$

Relativní rychlost na výstupu z dýzy:

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2 \cdot c_1 \cdot u \cdot \cos(\alpha_1)} \tag{2.49}$$
$$w_1 = \sqrt{410{,}2^2 + 200{,}3^2 - 2 \cdot 410{,}2 \cdot 200{,}3 \cdot \cos(12)} = 218{,}3\ m \cdot s^{-1}$$

Složky rychlostí v obvodovém a axiálním směru:

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos(\alpha_1) = 410{,}2\ \cdot \cos(12) = 401{,}2\ m \cdot s^{-1} \tag{2.50}$$
$$w_{1u} = c_{1u} - u = 401{,}2 - 200{,}3 = 200{,}9\ m \cdot s^{-1} \tag{2.51}$$
$$c_{1a} = w_{1a} = c_1 \cdot \sin(\alpha_1) = 410{,}2 \cdot \sin(12) = 85{,}3\ m \cdot s^{-1} \tag{2.52}$$

Úhel relativní rychlosti za statorem:

$$\beta_1 = \arccos\frac{w_{1u}}{w_1} = \arccos\frac{200{,}9}{218{,}3} = 23{,}0° \tag{2.53}$$

Zvolená hodnota úhlu relativní rychlosti za rotorem podle literatury [2]:

$$\beta_2 = 180 - (\beta_1 - 4°) = 180 - (23 - 4°) = 160{,}2° \tag{2.54}$$

Ohnutí proudu a rychlostní součinitel pro rotor:

$$\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1 = 160{,}2 - 23 = 137{,}2° \tag{2.55}$$

$$\psi = f(\Delta\beta) = 0{,}921\ [-] \tag{2.56}$$

Teoretická výstupní relativní rychlost páry z oběžných lopatek:

$$w_{2iz} = \sqrt{2 \cdot h_{iz}^R \cdot 1000 + w_1^2} \tag{2.57}$$

$$w_{2iz} = \sqrt{2 \cdot 4{,}6 \cdot 1000 + 218{,}3^2} = 238{,}4\ m \cdot s^{-1}$$

Skutečná relativní rychlost:

$$w_2 = \psi \cdot w_{2iz} = 0{,}921 \cdot 238{,}4 = 219{,}6\ m \cdot s^{-1} \tag{2.58}$$

Absolutní rychlost páry za rotorem:

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2 \cdot w_2 \cdot u \cdot \cos(180 - \beta_1)} \tag{2.59}$$

$$c_2 = \sqrt{219{,}6^2 + 200{,}3^2 - 2 \cdot 219{,}6 \cdot 200{,}3 \cdot \cos(180 - 23)}$$

$$c_2 = 71{,}8\ m \cdot s^{-1}$$

Obvodové a axiální složky rychlostí ve výstupním trojúhelníku:

$$w_{2u} = w_2 \cdot \cos(180 - \beta_2) = 219{,}6 \cdot \cos(180 - 160{,}2) = 207{,}6\ m \cdot s^{-1} \tag{2.60}$$

$$c_{2u} = w_{2u} - u = 207{,}6 - 200{,}3 = 7{,}3\ m \cdot s^{-1} \tag{2.61}$$

$$c_{2a} = w_{2a} = w_2 \cdot \sin(\beta_2) = 219{,}6 \cdot \sin(160{,}2) = 71{,}5\ m \cdot s^{-1} \tag{2.62}$$

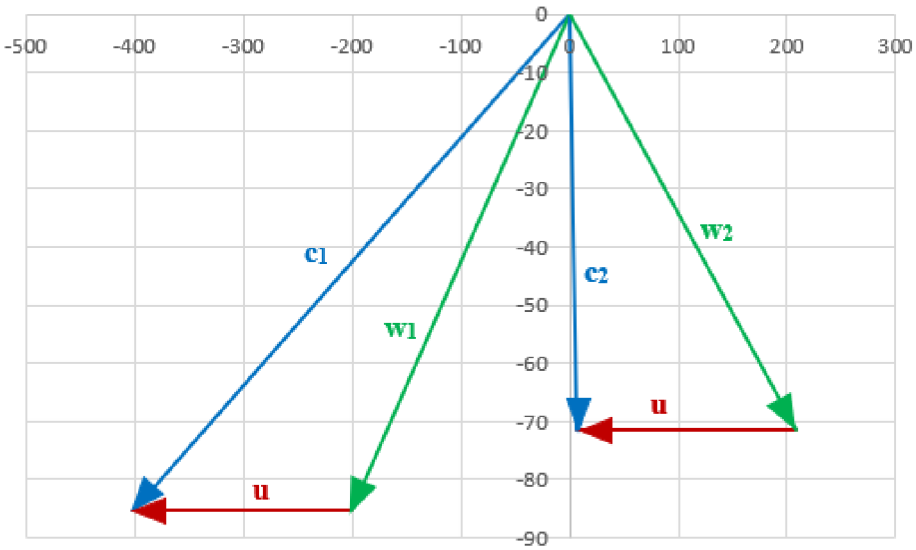
Úhel výstupní absolutní rychlosti z oběžných lopatek z rovnice (2.44) je nutné zpětně přepočítat:

$$\alpha_2 = \arctan\frac{c_{2u}}{c_{2a}} + 90° = \arctan\frac{c_{2u}}{c_{2a}} + 90° = 95{,}9° \tag{2.63}$$

Nyní lze přepočítat i ohnutí proudu, které bylo na začátku výpočtu v rovnici (2.45) pouze odhadnuto:

$$\Delta\alpha = \alpha_2 - \alpha_1 = 95{,}9 - 12 = 83{,}9° \tag{2.64}$$

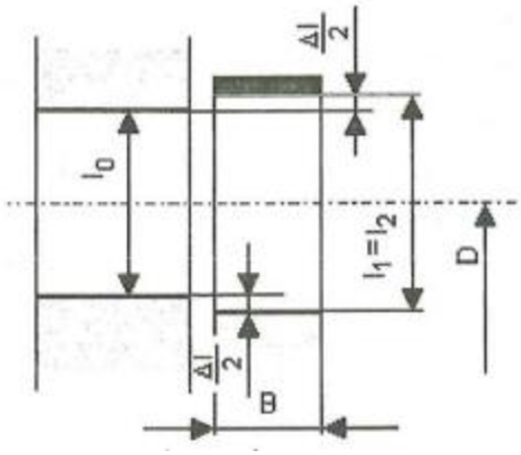
Rychlostní trojúhelníky regulačního stupně jsou tímto dopočteny. Grafické znázornění (s upravenými znaménky) je na obr. 2.6.



Obr. 2.6 Znázornění rychlostních trojúhelníků regulačního stupně

2.2.2 Průtočný průřez

V této kapitole se určí délky lopatek. Po optimalizaci se tyto hodnoty zafixují, aby byla geometrie neměnná. Značení bude vycházet z obr. 2.7.



Obr. 2.7 Válcový průtočný kanál pro A-kolo [2]

Stanovení výstupní délky rozváděcích lopatek (dýz) vychází z rovnice kontinuity. Plocha je pak zmenšena parciálním ostřikem:

$$l_0 = \frac{M_0 \cdot v_1}{\pi \cdot D_S^{RS} \cdot \varepsilon \cdot c_1 \cdot \sin(\alpha_1)} \tag{2.65}$$

$$l_0 = \frac{9{,}72 \cdot 0{,}066}{\pi \cdot 0{,}45 \cdot 0{,}289 \cdot 410{,}2 \cdot \sin(12)} = 0{,}0185\ m$$

Pro válcové omezení průtočného kanálu je délka oběžné lopatky konstantní na celé šířce, pouze zvětšená o přesah, který se volí v rozmezí od 1 do 3 mm:

$$\Delta l = 3\ mm = 0{,}003\ m \tag{2.66}$$

$$l_1 = l_2 = l_0 + \Delta l = 0{,}0183 + 0{,}003 = 0{,}0215\ m \tag{2.67}$$

Výstupní úhel z oběžných lopatek:

$$\beta_2 = 180 - arcsin\frac{M \cdot v_2}{\pi \cdot D_S^{RS} \cdot \varepsilon \cdot w_2 \cdot l_2} \tag{2.68}$$

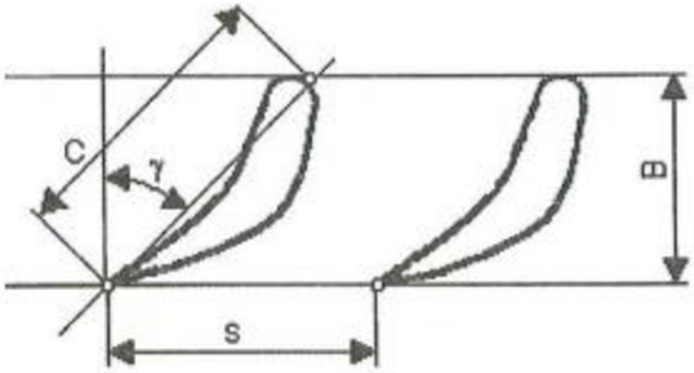
$$\beta_2 = 180 - arcsin\frac{9{,}72 \cdot 0{,}067}{\pi \cdot 0{,}45 \cdot 0{,}289 \cdot 219{,}6 \cdot 0{,}0215} = 160{,}3°$$

Ohnutí proudu pro upřesnění rychlostního součinitele oběžných lopatek z rovnice (2.55):

$$\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1 = 160{,}3 - 23 = 137{,}3° \tag{2.69}$$

2.2.3 Volba profilů

Pro další postup je nutné zvolit konkrétní profily, které jsou uvedeny v kapitole 10.2 v literatuře [2]. Poměrná rozteč pro rozváděcí lopatky by měla být v rozmezí 0,65 až 0,95 a pro oběžné lopatky v rozmezí 0,5 až 0,75. Délka tětivy c se volí od 25 do 70 mm podle namáhání listu a závěsu lopatky. U každého profilu je také uveden optimální úhel nastavení. Charakteristické rozměry profilu jsou zobrazeny na obr. 2.8.



Obr. 2.8 Charakteristické rozměry profilu [2]

Pro stator byl zvolen profil TS-2A a pro rotor byl zvolen profil 25TR1. Index S označuje veličiny, které náleží statoru, index R náleží rotoru.

Úhel náběhu:

$$\gamma_S = 39° \tag{2.70}$$

$$\gamma_R = 10{,}4° \tag{2.71}$$

Poměrná rozteč:

$$\left(\frac{S}{c}\right)_S = 0{,}8\ [-] \tag{2.72}$$

$$\left(\frac{S}{c}\right)_R = 0{,}6\ [-] \tag{2.73}$$

Délka tětivy:

$$c_S = 0{,}05\ m \tag{2.74}$$

$$c_R = 0{,}025\ m \tag{2.75}$$

Axiální šířka lopatky:

$$B_S = c_S \cdot \cos(\gamma_S) = 0{,}05 \cdot \cos(39) = 0{,}0389 \text{ m} \quad (2.76)$$

$$B_R = c_R \cdot \cos(\gamma_R) = 0{,}025 \cdot \cos(10{,}4) = 0{,}0246 \text{ m} \quad (2.77)$$

Rozteč lopatek:

$$s_S = c_S \cdot \left(\frac{s}{c}\right)_S = 0{,}05 \cdot 0{,}8 = 0{,}04\, m \quad (2.78)$$

$$s_R = c_R \cdot \left(\frac{s}{c}\right)_R = 0{,}025 \cdot 0{,}6 = 0{,}015\, m \quad (2.79)$$

Počet lopatek bude u statoru nižší kvůli parciálnímu ostřiku. Výsledek je pak zaokrouhlen na celé číslo:

$$z_S = \frac{\pi \cdot D_S^{RS}}{s_S} \cdot \varepsilon = \frac{\pi \cdot 0{,}45}{0{,}04} \cdot 0{,}289 = 10{,}2 \rightarrow 10\ [-] \quad (2.80)$$

$$z_R = \frac{\pi \cdot D_S^{RS}}{s_R} = \frac{\pi \cdot 0{,}45}{0{,}015} = 94{,}2 \rightarrow 94\ [-] \quad (2.81)$$

2.2.4 Ztráty a výkon

Ztráta v rozváděcí mříži (dýze):

$$z_0 = \frac{c_{1iz}^2}{2} \cdot (1 - \varphi^2) \quad (2.82)$$

$$z_0 = \frac{418{,}4^2}{2} \cdot (1 - 0{,}980^2) = 3{,}4\ kJ \cdot kg^{-1}$$

Ztráta v oběžné lopatkové řadě:

$$z_1 = \frac{w_{2iz}^2}{2} \cdot (1 - \psi^2) \quad (2.83)$$

$$z_1 = \frac{238{,}4^2}{2} \cdot (1 - 0{,}921^2) = 4{,}3\ kJ \cdot kg^{-1}$$

Ztráta výstupní rychlostí:

$$z_c = \frac{c_2^2}{2} = \frac{71{,}8^2}{2} = 2{,}6\ kJ \cdot kg^{-1} \quad (2.84)$$

Obvodová účinnost stupně je podíl obvodové práce a celkové využitelné energie na stupeň:

$$\eta_u = \frac{\left(h_{iz} + \frac{c_0^2}{2}\right) - z_0 - z_1 - z_c}{h_{iz} + \frac{c_0^2}{2}} \quad (2.85)$$

$$\eta_u = \frac{\left(91{,}8 + \frac{25^2}{2}\right) - 3{,}4 - 4{,}3 - 2{,}6}{91{,}8 + \frac{25^2}{2}} = 0{,}888\ [-]$$

Pro určení vnitřní termodynamické účinnosti je nutné dopočítat dílčí poměrné ztráty. Nejdříve je z rozmezí $(045 - 0{,}8) \cdot 10^{-3}$ zvolen součinitel $k_{tř}$:

$$k_{tř} = 0{,}00065\ [-] \tag{2.86}$$

Průtočný průřez pro páru:

$$S = k_{tř} \cdot D_S^{RS} \cdot l_1 \cdot \varepsilon \cdot \sin \alpha_1 \tag{2.87}$$
$$S = 0{,}00065 \cdot 0{,}45 \cdot 0{,}0215 \cdot 0{,}289 \cdot \sin(12) = 0{,}0018\ m^2$$

Poměrná ztráta třením (ventilací) disku pak je:

$$\xi_5 = k_{tř} \cdot \frac{(D_S^{RS})^2}{S} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2 \cdot h_{iz}}}\right)^3 \tag{2.88}$$
$$\xi_5 = 0{,}00065 \cdot \frac{0{,}45^2}{0{,}0018} \cdot \left(\frac{200{,}3}{\sqrt{2 \cdot 91{,}8}}\right)^3 = 0{,}027\ [-]$$

Poměrná ztráta parciálním ostřikem se skládá ze dvou dílčích ztrát. Z poměrné ztráty ventilací neostříknutých lopatek se zakrytím oběžného kola:

$$\xi_{61} = \frac{0{,}065}{\sin \alpha_1} \cdot \frac{0{,}5 \cdot (1 - \varepsilon)}{\varepsilon} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2 \cdot h_{iz}}}\right)^3 \tag{2.89}$$
$$\xi_{61} = \frac{0{,}065}{\sin(12)} \cdot \frac{0{,}5 \cdot (1 - 0{,}289)}{0{,}289} \cdot \left(\frac{200{,}3}{\sqrt{2 \cdot 91{,}8}}\right)^3 = 0{,}0394\ [-]$$

A z poměrné ztráty vznikající na okrajích pásma ostřiku, přičemž je nutné znát počet segmentů po obvodu:

$$z_{segm} = 1 \tag{2.90}$$

$$\xi_{62} = 0{,}25 \cdot \frac{c_R \cdot l_2}{S} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2 \cdot h_{iz}}}\right)^3 \cdot \eta_u \cdot z_{segm} \tag{2.91}$$
$$\xi_{62} = 0{,}25 \cdot \frac{0{,}025 \cdot 0{,}0215}{0{,}0018} \cdot \left(\frac{200{,}3}{\sqrt{2 \cdot 91{,}8}}\right)^3 \cdot 0{,}888 \cdot 1 = 0{,}0067\ [-]$$

Poměrná ztráta parciálním ostřikem je pak součet dílčích ztrát výše:

$$\xi_6 = \xi_{61} + \xi_{62} = 0{,}0394 + 0{,}0067 = 0{,}046\ [-] \tag{2.92}$$

Poslední ztrátou je poměrná ztráta radiální mezerou, která je uvažována pro A-kolo s bandáží. Proto je nutné nejprve zvolit a vypočítat několik parametrů. Stupeň reakce na špici lopatky je:

$$\rho_š = 1 - (1 - \rho) \cdot \left(\frac{\frac{D_S^{RS}}{l_1}}{1 + \frac{D_S^{RS}}{l_1}}\right) \tag{2.93}$$

$$\rho_{š} = 1 - (1 - 0{,}05) \cdot \left(\frac{\frac{0{,}45}{0{,}0215}}{1 + \frac{0{,}45}{0{,}0215}} \right) = 0{,}0933\ [-]$$

Zvolený počet břitů bandáže:

$$z_r = 3\ [-] \tag{2.94}$$

Zvolená axiální vůle mezi rotorem a statorem:

$$\delta_a = 0{,}0025\ m \tag{2.95}$$

Radiální mezera:

$$\delta_r = \frac{1}{1000} \cdot D_S^{RS} + 0{,}2 = \frac{1}{1000} \cdot 0{,}45 + 0{,}2 = 0{,}00065\ m \tag{2.96}$$

Ekvivalentní vůle:

$$\delta_{ekv} = \frac{1}{\sqrt{\frac{4}{\delta_a^2} + 1{,}5 \cdot \frac{z_r}{\delta_r^2}}} \tag{2.97}$$

$$\delta_{ekv} = \frac{1}{\sqrt{\frac{4}{0{,}0025^2} + 1{,}5 \cdot \frac{3}{0{,}00065^2}}} = 0{,}0003\ m$$

Poměrná ztráta radiální mezerou lopatky s bandáží je pak:

$$\xi_7 = \delta_{ekv} \cdot \sqrt{\frac{\rho_{š}}{1 - \rho}} \cdot \eta_u \cdot \frac{\pi \cdot (D_S^{RS} + l_0)}{S} \tag{2.98}$$

$$\xi_7 = 0{,}0003 \cdot \sqrt{\frac{0{,}0933}{1 - 0{,}05}} \cdot 0{,}888 \cdot \frac{\pi \cdot (0{,}45 + 0{,}0185)}{0{,}0018} = 0{,}067\ [-]$$

Po určení všech dílčích poměrných ztrát lze stanovit vnitřní termodynamickou účinnost regulačního stupně:

$$\eta_{tdi} = \eta_u - \xi_5 - \xi_6 - \xi_7 = 0{,}888 - 0{,}027 - 0{,}046 - 0{,}067 \tag{2.99}$$

$$\eta_{tdi} = 0{,}768\ [-]$$

Skutečný entalpický spád regulačního stupně:

$$H^{RS} = \left(h_{iz} + \frac{c_0^2}{2} \right) \cdot \eta_{tdi} = \left(91{,}8 + \frac{25^2}{2000} \right) \cdot 0{,}798 = 70{,}5\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{2.100}$$

Vnitřní výkon regulačního stupně při zanedbání rozdílu vstupní a výstupní rychlosti:

$$P_i^{RS} = M_0 \cdot H^{RS} = 9{,}72 \cdot 70{,}5 = 685{,}3\ kW \tag{2.101}$$

Určí se koncový bod expanze regulačního stupně:

$$i_2^{RS} = i_{RS,in} - H^{RS} = 3368{,}9 - 70{,}5 = 3298{,}4\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{2.102}$$

Celková entalpie, která se později využije pro iterační výpočet:

$$i_{2c}^{RS} = i_2^{RS} + \frac{c_2^2}{2} = 3298{,}4 + \frac{71{,}8^2}{2} = 3301{,}0\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{2.103}$$

Na závěr je určeno tlakové číslo stupně:

$$\Psi^{RS} = \frac{h_{iz}}{0{,}5 \cdot u^2} = \frac{91{,}8}{0{,}5 \cdot 200{,}3^2} = 4{,}58\ [-] \tag{2.104}$$

2.3 Pevnostní kontrola regulačního stupně

Pevnostním výpočtem regulačního stupně se určí tahové a ohybové napětí rotorových lopatek. Dále bude určena celková axiální síla působící na rotor, která bude později využita ve výpočtu vyrovnávacího pístu. Postup výpočtu byl převzatý z literatury [4].

Na začátku je nutné stanovit počet ostříknutých lopatek na rotoru, který se následně zaokrouhlí nahoru na celé číslo:

$$z_{ostr} = \varepsilon \cdot z_R = 0{,}289 \cdot 94 = 27{,}2 \rightarrow 28\ [-] \tag{2.105}$$

Obvodová síla působící na jednu lopatku:

$$F_u = M_0 \cdot \frac{c_{1u} - c_{2u}}{z_{ostr}} = 9{,}72 \cdot \frac{401{,}2 - 7{,}3}{28} = 136{,}8\ N \tag{2.106}$$

Axiální síla působící na jednu lopatku:

$$F_a = \frac{M_0 \cdot (c_{1u} - c_{2u})}{z_{ostr}} + \frac{(p_1 - p_2) \cdot \pi \cdot D_S^{RS} \cdot l_2}{z_R} \tag{2.107}$$

$$F_a = \frac{9{,}72 \cdot (401{,}2 - 7{,}3)}{28} + \frac{(47{,}4 - 46{,}7) \cdot \pi \cdot 0{,}45 \cdot 0{,}0215}{94} = 27{,}4\ N$$

Výsledná síla na jednu lopatku:

$$F_c = \sqrt{F_a^2 + F_u^2} = \sqrt{27{,}4^2 + 136{,}8^2} = 139{,}5\ N \tag{2.108}$$

Ohybový moment, který působí na jednu lopatku:

$$M_o = F_c \cdot \frac{l_2}{2} = 139{,}5 \cdot \frac{0{,}0215}{2} = 1{,}5\ N \cdot m \tag{2.109}$$

Ohybový modul průřezu má pro daný profil hodnotu určenou z tabulky profilů v [2]:

$$w_{min} = 0{,}2078\ cm^3 \tag{2.110}$$

Ohybové napětí v patním průřezu rotorové lopatky:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{w_{min}} = \frac{1{,}5}{0{,}2078} = 7{,}22\ MPa \tag{2.111}$$

Pro určení tahového napětí působící na oběžnou lopatku je nutné určit několik parametrů. Prvním je hustota materiálu lopatky, která bude uvažována:

$$\rho = 7850\ kg \cdot m^{-3} \tag{2.112}$$

Úhlová rychlost rotoru:

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n = 2 \cdot \pi \cdot 141{,}7 = 890{,}1\ rad \cdot s^{-1} \tag{2.113}$$

Průřez lopatky pro daný profil znovu vychází z tabulky v literatuře [2]:

$$S_p = 1{,}812 \cdot 10^{-4}\ m^2 \tag{2.114}$$

Na základě těchto parametrů je možné určit odstředivou sílu působící na jednu lopatku:

$$F_{od} = \rho \cdot S_p \cdot l_2 \cdot \frac{D_S^{RS}}{2} \cdot \omega \tag{2.115}$$
$$F_{od} = 7850 \cdot 1{,}812 \cdot 10^{-4} \cdot 0{,}0215 \cdot \frac{0{,}45}{2} \cdot 890{,}1 = 5451{,}9\ N$$

K této síle musí být připočtena ještě odstředivá síla od bandáže. Proto je nutné zvolit tloušťku bandáže:

$$t_b = 0{,}0021\ m \tag{2.116}$$

Střední průměr bandáže:

$$D_b = D_S^{RS} + l_2 + t_b = 0{,}45 + 0{,}0215 + 0{,}0021 = 0{,}474\ m \tag{2.117}$$

Odstředivá síla od bandáže:

$$F_{od,b} = \frac{\rho \cdot \pi \cdot l_2 \cdot \frac{D_b}{2} \cdot t_b \cdot \omega^2}{z_R} \tag{2.118}$$
$$F_{od,b} = \frac{7850 \cdot \pi \cdot 0{,}0215 \cdot \frac{0{,}474}{2} \cdot 0{,}0021 \cdot 890{,}1^2}{94} = 1203{,}8\ N$$

Celková odstředivá síla působící na jednu rotorovou lopatku:

$$F_{od,c} = F_{od} + F_{od,b} = 5451{,}9 + 1203{,}8 = 6655{,}8\ N \tag{2.119}$$

Tahové napětí působící na jednu lopatku:

$$\sigma_t = \frac{F_{od,c}}{S_p} = \frac{6655{,}8}{1{,}812 \cdot 10^{-4}} = 36{,}73\ MPa \tag{2.120}$$

Celková axiální síla na oběžné lopatky, která bude později využita pro výpočet vyrovnávacího pístu:

$$F_a^{RS} = M_0 \cdot (c_{1u} - c_{2u}) + (p_1 - p_2) \cdot \pi \cdot D_S^{RS} \cdot l_2 \tag{2.121}$$

$$F_a^{RS} = 9{,}72 \cdot (401{,}2 - 7{,}3) + (47{,}4 - 46{,}7) \cdot \pi \cdot 0{,}45 \cdot 0{,}0215 = 2{,}6\ kN$$

3 Návrh stupňové části

V této kapitole bude navržena stupňová část turbíny, pro které bude použit přetlakový typ lopatkování. Postup výpočtu je uveden literatuře [2]. Nejprve bude proveden předběžný návrh jednotlivých kuželů (každý zvlášť), které jsou rozděleny buď vhodně zvoleným tlakem, nebo tlaky požadovanými v odběrech. Výstupem bude předběžné určení geometrie průtočného kanálu, počet stupňů turbíny a předběžný vnitřní výkon.

Z těchto hodnot pak bude vycházet detailní výpočet, který bude upravenou metodou c_a/u. U té by měly být splněny následující předpoklady:

- hmotnostní průtok skupinou stupňů se nemění,
- proudění je sledováno na středním průměru po válcové ploše,
- axiální rychlost je stejná na vstupu a na výstupu ze stupně,
- stupeň reakce je 0,5, takže rychlostní trojúhelníky jsou symetrické.

Úpravou metody pak poslední bod platit nemusí a stupeň reakce bude pro každý stupeň dopočítán. Dostatečná přesnost této metody je však dosažena jen tehdy, pokud měrný objem páry při expanzi nevzrůstá příliš rychle a střední průměry prvního a posledního stupně nejsou příliš rozdílné. Proto by se u kondenzační turbíny měly poslední stupně navrhovat samostatně, což ale není cílem této práce. [2]

3.1 Předběžný návrh prvního kuželu

Jak již bylo zmíněno výše, výpočet proběhne pro každý kužel zvlášť. Mezi výstupem z regulačního stupně a prvním odběrem je však velká tlakový a entalpický rozdíl, proto bude kužel rozdělen na dva pomocí vhodně zvoleného tlaku. To později usnadní optimalizaci turbíny. Předposlední a poslední kužel je také rozdělen zvoleným tlakem, zde je to však právě kvůli usnadnění optimalizace.

Předběžný návrh slouží pouze pro prvotní odhad základních parametrů turbíny. Během optimalizace se zde vypočtené parametry mohou měnit. Proto parametry nemusí nutně souhlasit s hodnotami v detailním návrhu. Postup výpočtu pro předběžný návrh bude podrobně popsán pro první kužel. Pro ostatní kužely je metodika obdobná, proto výsledné hodnoty budou zobrazeny formou tabulky.

3.1.1 Stav páry na vstupu a na výstupu

Parametry páry na vstupu do prvního kuželu odpovídají výstupním parametrům z regulačního stupně. U ostatních kuželů jsou pak vstupní parametry rovny výstupním parametrům z předchozího kuželu. Když jsou tedy známé tlak a entalpie, ostatní parametry už lze určit:

$$p_1^I = 46{,}94\ bar \tag{3.1}$$
$$i_1^I = 3299{,}3\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{3.2}$$
$$t_1^I = f(p_1^I; i_1^I) = 440{,}7\ °C \tag{3.3}$$
$$s_1^I = f(p_1^I; i_1^I) = 6{,}824\ kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1} \tag{3.4}$$
$$v_1^I = f(p_1^I; i_1^I) = 0{,}0666\ m^3 \cdot kg^{-1} \tag{3.5}$$

Hmotnostní průtok páry na vstupu:

$$M^I = 9{,}72\ kg \cdot s^{-1} \tag{3.6}$$

Pro první kužel je zvolen tlak na výstupu:

$$p_n^I = 19\ bar \tag{3.7}$$

Zbylé parametry na výstupu budou určeny obdobně, jako u výpočtu tepelné bilance. Izoentropická entalpie na konci expanze je:

$$i_{n\,iz}^I = f(p_n^I; s_1^I) = 3043{,}1\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{3.8}$$

Izoentropický spád prvního kuželu:

$$H_{iz}^I = i_1^I - i_{n\,iz}^I = 3299{,}3 - 3043{,}1 = 256{,}2\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{3.9}$$

Účinnost expanze kuželu se pouze odhadne:

$$\eta_{tdi}^I = 0{,}83\ [-] \tag{3.10}$$

Předběžný entalpický spád:

$$H_p^I = H_{iz}^I \cdot \eta_{tdi}^I = 256{,}2 \cdot 0{,}83 = 212{,}7\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{3.11}$$

Následně je možné určit parametry páry na výstupu:

$$i_n^I = i_1^I - H_p^I = 3299{,}3 - 212{,}7 = \ 3086{,}7\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{3.12}$$
$$t_n^I = f(p_n^I; i_n^I) = 326{,}2\ °C \tag{3.13}$$
$$s_n^I = f(p_n^I; i_n^I) = 6{,}90\ kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1} \tag{3.14}$$
$$v_n^I = f(p_n^I; i_n^I) = \ 0{,}140\ m^3 \cdot kg^{-1} \tag{3.15}$$

3.1.2 Geometrie a počet stupňů

Nyní se určí průměry na začátku a na konci kuželu a počet stupňů. Nejprve je nutné zvolit střední Parsonsovo číslo z doporučeného rozmezí 0,6 až 0,85:

$$Pa_s^I = 0{,}73\ [-] \tag{3.16}$$

U prvního a posledního stupně lze očekávat pokles Parsonsova čísla o 5 až 10 %, proto:

$$Pa_1^I = 0{,}93 \cdot Pa_s^I = 0{,}93 \cdot 0{,}73 = 0{,}679\ [-] \tag{3.17}$$

Zvolí se výstupní úhel α_1 z rozmezí 12 až 40° a z obr. 3.1 lze odečíst hodnota c_a/u:

$$\alpha_1^I = 12° \tag{3.18}$$
$$\left(\frac{c_a}{u}\right)_1^I = 0{,}246\ [-] \tag{3.19}$$

Další volený parametr je délka lopatky na začátku kuželu:

$$l_1^I = 0{,}02\ m \tag{3.20}$$

Střední průměr lopatkování na vstupu do kuželu je pak:

$$D_1^I = \frac{1}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{M^I \cdot v_1^I}{n \cdot l_1^I \cdot \left(\frac{c_a}{u}\right)_1^I}} \tag{3.21}$$

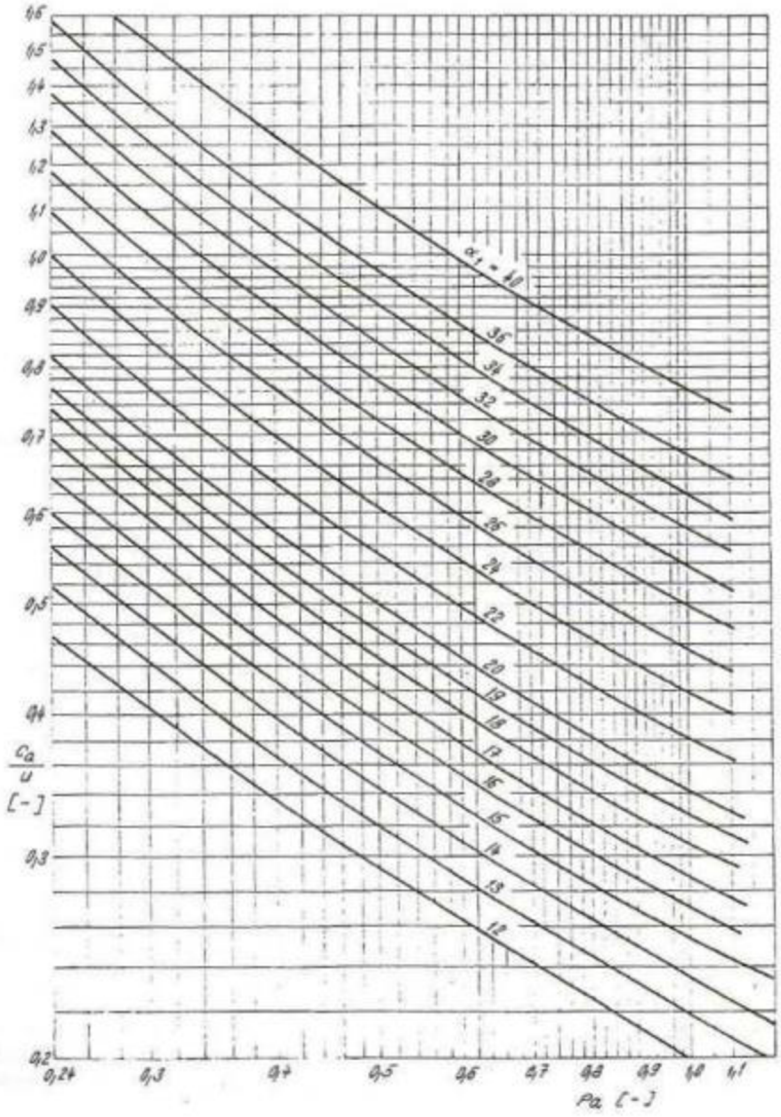
$$D_1^I = \frac{1}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{9{,}72 \cdot 0{,}0666}{141{,}7 \cdot 0{,}02 \cdot 0{,}246}} = 0{,}307\ m$$

Patní průměr první lopatkové řady bude zároveň patním průměrem celého kuželu:

$$D_{1p}^I = D_1^I - l_1^I = 0{,}307 - 0{,}02 = 0{,}287\ m \tag{3.22}$$

Vnější průměr první lopatkové řady:

$$D_{1v}^I = D_1^I + l_1^I = 0{,}307 + 0{,}02 = 0{,}327\ m \tag{3.23}$$



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

Parsonsovo číslo poslední řady kuželu:

$$Pa_n^I = 0{,}93 \cdot Pa_s^I = 0{,}93 \cdot 0{,}73 = 0{,}679\ [-] \tag{3.24}$$

Opět se zvolí výstupní úhel a z obr. 3.1 lze odečíst hodnota c_a/u:

$$\alpha_n^I = 13{,}5° \tag{3.25}$$

$$\left(\frac{c_a}{u}\right)_n^I = 0{,}28\ [-] \tag{3.26}$$

Nyní se nevolí přímo délka poslední lopatky kuželu, ale zvolí se poměr l/D, který by dle doporučení neměl být menší než 0,1:

$$\left(\frac{l}{D}\right)_n^I = 0{,}1055\ [-] \tag{3.27}$$

Střední průměr poslední řady kuželu je pak:

$$D_n^I = \sqrt[3]{\frac{M^I \cdot v_n^I}{n \cdot \pi^2 \cdot \left(\frac{c_a}{u}\right)_n^I \cdot \left(\frac{l}{D}\right)_n^I}} \tag{3.28}$$

$$D_n^I = \sqrt[3]{\frac{9{,}72 \cdot 0{,}14}{141{,}7 \cdot \pi^2 \cdot 0{,}28 \cdot 0{,}1055}} = 0{,}320\ m$$

Poslední lopatka má pak délku:

$$l_n^I = D_n^I \cdot \left(\frac{l}{D}\right)_n^I = 0{,}32 \cdot 0{,}1055 = 0{,}034\ m \tag{3.29}$$

Patní a vnější průměr poslední lopatkové řady:

$$D_{np}^I = D_n^I - l_n^I = 0{,}32 - 0{,}034 = 0{,}287\ m \tag{3.30}$$

$$D_{nv}^I = D_n^I + l_n^I = 0{,}32 + 0{,}034 = 0{,}354\ m \tag{3.31}$$

Obvodová rychlost na vnitřním průměru (na patě) by neměla přesáhnout 200 $\mathrm{m \cdot s^{-1}}$:

$$u_p^I = \pi \cdot D_{np}^I \cdot n = \pi \cdot 0{,}287 \cdot 141{,}7 = 127{,}6\ m \cdot s^{-1} \tag{3.32}$$

Střední obvodová rychlost:

$$u_s^I = \pi \cdot \frac{D_1^I + D_n^I}{2} \cdot n = \pi \cdot \frac{0{,}307 + 0{,}32}{2} \cdot 141{,}7 = 139{,}6\ m \cdot s^{-1} \tag{3.33}$$

Počet stupňů prvního kuželu, který se následně zaokrouhlí na celé číslo:

$$z^I = \frac{Pa_s^I \cdot H_{iz}^I}{u_s^2} = \frac{0{,}73 \cdot 256{,}2 \cdot 10^3}{139{,}6^2} = 9{,}6 \rightarrow 10\ [-] \tag{3.34}$$

3.1.3 Ztráty a účinnost

Předběžná účinnost bude stanovena z jednotlivých ztrát v lopatkování. Uvažovány budou ztráty radiální mezerou, rozvějřením a vlhkostí páry, které se určí jako střední hodnota ztrát první a poslední lopatky kužele.

Pro stanovení ztráty radiální mezerou je nutné zvolit toleranci radiální vůle z tabulky 5.4 v [2]:

$$x_1 = 0{,}2\ mm \tag{3.35}$$

$$x_n = 0{,}2\ mm \tag{3.36}$$

Radiální vůle pro první a poslední lopatkovou řadu kužele:

$$k_1 = \frac{D_{1v}^I}{1000} + x_1 = \frac{327}{1000} + 0{,}2 = 0{,}5\ mm \tag{3.37}$$

$$k_n = \frac{D_{nv}^I}{1000} + x_n = \frac{354}{1000} + 0{,}2 = 0{,}6\ mm \tag{3.38}$$

Poměrná ztráta radiální mezerou pro první a poslední lopatkovou řadu kužele, kde k a l jsou dosazeny v milimetrech:

$$\xi_{k1} = \frac{0{,}3 + k_1}{l_1^I} \cdot 4{,}5 = \frac{0{,}3 + 0{,}5}{20} \cdot 4{,}5 = 0{,}168\ [-] \tag{3.39}$$

$$\xi_{kn} = \frac{0{,}3 + k_n}{l_n^I} \cdot 4{,}5 = \frac{0{,}3 + 0{,}6}{20} \cdot 4{,}5 = 0{,}114\ [-] \tag{3.40}$$

Střední poměrná ztráta radiální mezerou:

$$\xi_k = \frac{\xi_{k1} + \xi_{kn}}{2} = \frac{0{,}168 + 0{,}114}{2} = 0{,}150\ [-] \tag{3.41}$$

Poměrná ztráta rozvějřením první a poslední lopatkové řady:

$$\xi_{v1} = \left(\frac{l_1^I}{D_1^I}\right) = \left(\frac{0{,}02}{0{,}307}\right) = 0{,}065\ [-] \tag{3.42}$$

$$\xi_{vn} = \left(\frac{l_n^I}{D_n^I}\right) = \left(\frac{0{,}034}{0{,}32}\right) = 0{,}011\ [-] \tag{3.43}$$

Střední poměrná ztráta rozvějřením:

$$\xi_v = \frac{\xi_{v1} + \xi_{vn}}{2} = \frac{0{,}065 + 0{,}011}{2} = 0{,}008\ [-] \tag{3.44}$$

Pro určení ztráty vlhkostí je nutné znát suchosti na začátku a konci kužele:

$$x_1^I = 1\ [-] \tag{3.45}$$

$$x_n^I = 1\ [-] \tag{3.46}$$

Střední poměrná ztráta vlhkostí páry:

$$\xi_x = 1 - \frac{x_1 + x_n^I}{2} = 1 - \frac{1+1}{2} = 0\ [-] \tag{3.47}$$

V prvním kuželu je ztráta vlhkostí nulová, protože je zde pouze přehřátá pára. Expanze však bude končit u posledních stupňů v následujících kuželech až v mokré páře, kde se už tato ztráta projeví. Největší pak bude na posledním stupni turbíny.

Nyní bude určena teplota na konci izoentropické expanze, která je nutná pro stanovení součinitele zpětného využití ztrát (tzv. Reheat factor):

$$t_{n,iz}^I = f(p_n^I; s_1^I) = 307{,}0\ °C \tag{3.48}$$

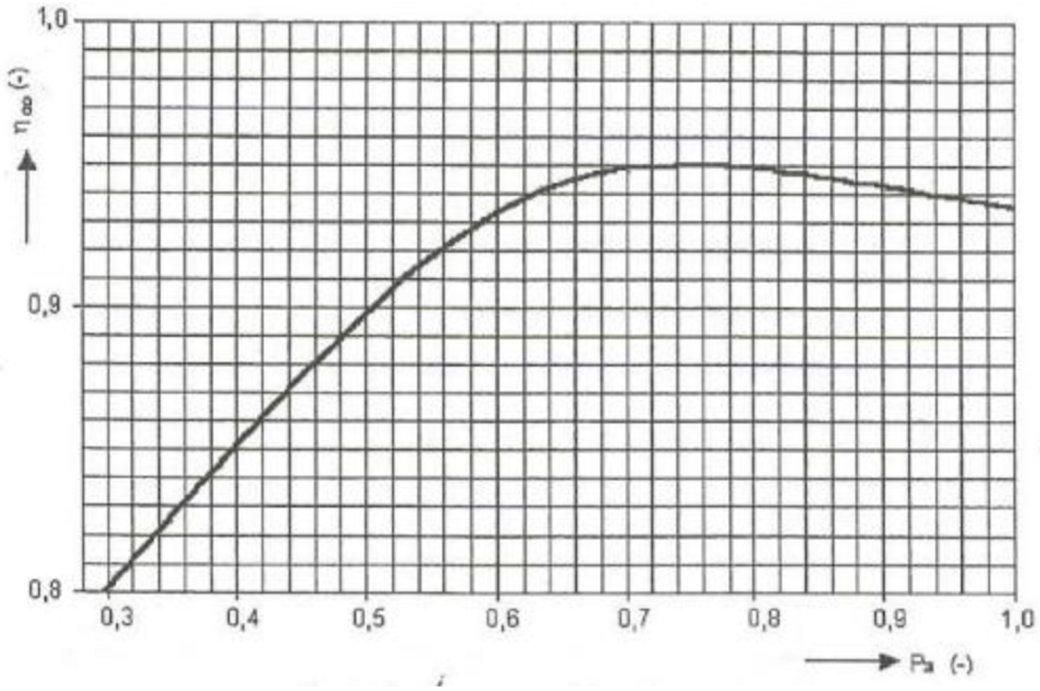
Reheat factor (teploty označené velkým „T“ jsou v Kelvinech):

$$(1+f) = 1 + \frac{z-1}{z} \cdot (1 - \eta_{tdi}^I) \cdot \frac{t_1^I - t_{n,iz}^I}{T_1^I - T_n^I} \tag{3.49}$$

$$(1+f) = 1 + \frac{10-1}{10} \cdot (1 - 0{,}83) \cdot \frac{440{,}7 - 307}{713{,}9 - 580{,}2} = 1{,}016\ [-]$$

Obvodová účinnost pro nekonečně dlouhou lopatku je funkcí středního Parsonsova čísla a lze určit z grafu na obr. 3.2:

$$\eta_\infty = 0{,}951\ [-] \tag{3.50}$$



Obr. 3.2 Účinnost přetlakových stupňů [2]

Vnitřní účinnost přetlakového lopatkování bez ztráty výstupní rychlostí:

$$\eta_i = \eta_\infty \cdot (1+f) \cdot (1 - \xi_k - \xi_v - \xi_x) \tag{3.51}$$

$$\eta_i = 0{,}951 \cdot 1{,}016 \cdot (1 - 0{,}15 - 0{,}008 - 0) = 0{,}814\ [-]$$

Parametry páry na výstupu z kužele:

$$i_{n,skut}^{I} = i_1^I - H_{iz}^I \cdot \eta_i = 3299{,}3 - 256{,}2 \cdot 0{,}814 = 3090{,}9\ kJ \cdot kg^{-1} \quad (3.52)$$

$$v_n^I = f\left(p_n^I; i_{n,skut}^I\right) = 0{,}1402\ m^3 \cdot kg^{-1} \quad (3.53)$$

Axiální složka výstupní rychlosti:

$$c_{an} = \frac{M^I \cdot v_{n,skut}^I}{\pi \cdot D_n^I \cdot l_n^I} = \frac{9{,}72 \cdot 0{,}1402}{\pi \cdot 0{,}32 \cdot 0{,}034} = 40{,}1\ m \cdot s^{-1} \quad (3.54)$$

Absolutní výstupní rychlost:

$$c_{2n} = c_{an} \cdot \sqrt{\left[\mathrm{cotg}(\alpha_n^I) - \left(\frac{c_a}{u}\right)_n^I\right]^2 + 1} \quad (3.55)$$

$$c_{2n} = 40{,}1 \cdot \sqrt{[\mathrm{cotg}(13{,}5) - 0{,}28]^2 + 1} = 46{,}6\ m \cdot s^{-1}$$

Ztráta výstupní rychlostí:

$$z_c = \frac{c_{2n}^2}{2} = \frac{46{,}6^2}{2} = 1{,}1\ kJ \cdot kg^{-1} \quad (3.56)$$

3.1.4 Vnitřní výkon

Skutečný entalpický spád se zahrnutím ztráty výstupní rychlostí:

$$H^I = H_{iz}^I \cdot \eta_i - z_c = 256{,}2 \cdot 0{,}814 - 1{,}1 = 207{,}4\ kJ \cdot kg^{-1} \quad (3.57)$$

Vnitřní termodynamická účinnost kužele:

$$\eta_{tdi}^I = \frac{H^I}{H_{iz}^I} = \frac{207{,}4}{256{,}2} = 0{,}809\ [-] \quad (3.58)$$

Vnitřní výkon kužele:

$$P^I = M^I \cdot H^I = 9{,}72 \cdot 207{,}4 = \ 2016{,}3\ kW \quad (3.59)$$

3.2 Výsledky předběžného návrhu

Nyní budou uvedeny výsledky ostatních kuželů v tab. 3.1. Vypočtené parametry poslouží jako počáteční návrhový stav, který se bude v detailním návrhu dále upravovat a optimalizovat.

Tab. 3.1 Výsledné parametry předběžného návrhu

Kužel		**I**	**II**	**III**	**IV**	**V**	**VI**
Stav páry na vstupu a na výstupu							
p_1	bar	46,94	19,00	3,20	1,67	0,46	0,19
i_1	$kJ \cdot kg^{-1}$	3299,3	3090,9	2756,3	2657,3	2490,6	2394,0
t_1	$°C$	440,7	328,1	148,5	114,6	79,3	59,0
s_1	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,824	6,905	7,039	7,082	7,191	7,284
v_1	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,067	0,140	0,591	1,029	3,265	7,301
p_n	bar	19,00	3,20	1,67	0,46	0,19	0,07

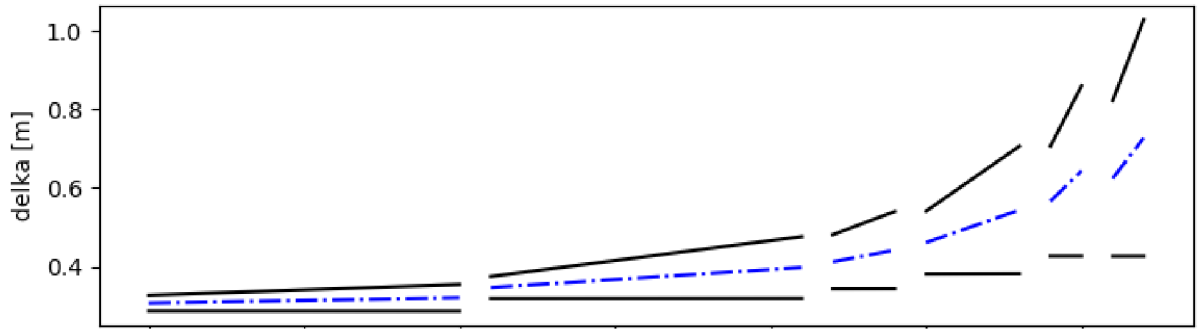
Tab. 3.1 Výsledné parametry předběžného návrhu

i_n	$kJ \cdot kg^{-1}$	3090,9	2756,3	2657,3	2490,6	2394,0	2307,2
t_n	$°C$	326,2	153,6	114,6	79,3	59,0	40,0
v_n	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,140	0,591	1,029	3,265	7,301	17,357
η_{tdi}	$-$	0,83	0,83	0,85	0,84	0,81	0,81
H_{iz}	$kJ \cdot kg^{-1}$	256,2	389,8	115,8	205,2	127,3	124,9
M	$kg \cdot s^{-1}$	9,722	9,722	9,455	8,829	8,273	8,273
Geometrie a počet stupňů							
Pa_s	$-$	0,73	0,7	0,73	0,7	0,75	0,7
Pa_1	$-$	0,679	0,651	0,679	0,651	0,698	0,651
α_1	°	12	13,6	16,5	18	21	26
c_a/u_1	$-$	0,246	0,29	0,341	0,382	0,43	0,56
l_1	m	0,020	0,028	0,069	0,080	0,140	0,198
D_1	m	0,307	0,347	0,412	0,461	0,566	0,624
D_{1p}	m	0,287	0,319	0,343	0,381	0,426	0,426
D_{1v}	m	0,327	0,375	0,481	0,541	0,706	0,822
Pa_n	$-$	0,679	0,651	0,679	0,651	0,698	0,651
α_n	°	13,5	16	17,5	20	23	29
c_a/u_n	$-$	0,28	0,335	0,362	0,429	0,48	0,64
l/D	$-$	0,1055	0,198	0,223	0,298	0,337	0,414
D_n	m	0,320	0,397	0,442	0,544	0,643	0,727
l_n	m	0,034	0,079	0,099	0,162	0,217	0,301
D_{np}	m	0,287	0,319	0,343	0,382	0,427	0,426
D_{nv}	m	0,354	0,476	0,540	0,706	0,860	1,029
u_p	$m \cdot s^{-1}$	127,6	141,9	152,8	169,9	189,8	189,7
u_s	$m \cdot s^{-1}$	139,6	165,6	190,0	223,6	269,2	300,8
z	$-$	10	10	2	3	1	1
Ztráty a účinnost							
x_1	mm	0,2	0,2	0,2	0,2	0,3	0,3
x_n	mm	0,2	0,2	0,2	0,2	0,3	0,3
k_1	mm	0,527	0,575	0,681	0,741	1,006	1,122
k_n	mm	0,554	0,676	0,740	0,906	1,160	1,329
ξ_{k1}	$-$	0,186	0,141	0,064	0,059	0,042	0,032
ξ_{kn}	$-$	0,114	0,056	0,048	0,033	0,030	0,024
ξ_k	$-$	0,150	0,098	0,056	0,046	0,036	0,028
ξ_{v1}	$-$	0,004	0,007	0,028	0,030	0,061	0,101
ξ_{vn}	$-$	0,011	0,039	0,050	0,089	0,114	0,171
ξ_v	$-$	0,008	0,023	0,039	0,059	0,087	0,136
x_1	$-$	1	1	1	0,982	0,934	0,910
x_n	$-$	1	1	0,982	0,932	0,907	0,883
ξ_x	$-$	0	0	0,009	0,043	0,079	0,103
$t_{n,iz}$	$°C$	307,0	135,7	114,6	79,3	59,0	40,0
$(1+f)$	$-$	1,0156	1,0286	1,0031	1,0051	1	1
η_∞	$-$	0,9511	0,9494	0,9511	0,9494	0,9514	0,9494

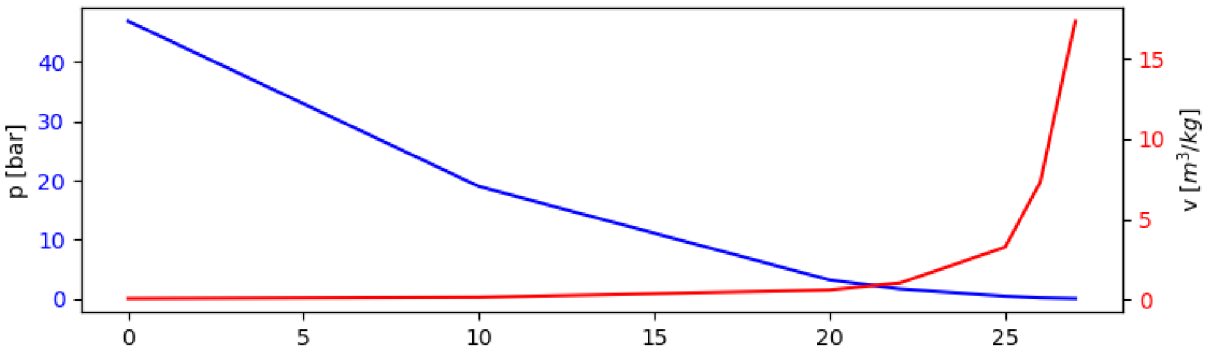
Tab. 3.1 Výsledné parametry předběžného návrhu

η_i	$-$	0,8137	0,8584	0,8551	0,8124	0,7585	0,6952
c_{an}	$m \cdot s^{-1}$	40,1	58,5	71,2	104,1	137,9	208,6
c_{2n}	$m \cdot s^{-1}$	46,6	65,4	76,9	112,8	142,9	214,6
z_c	$kJ \cdot kg^{-1}$	1,1	2,1	3,0	6,4	10,2	23,0
H	$kJ \cdot kg^{-1}$	207,4	332,4	96,1	160,3	86,4	63,8
η_{tdi}	$-$	0,8094	0,8529	0,8296	0,7814	0,6783	0,5108
P	kW	2016,3	3231,9	908,6	1415,7	714,3	527,6

Předběžná geometrie průtočného kanálu byla pomocí programu Python vykreslena na obr. 3.3 (osa x není v měřítku) a průběh tlaku a měrného objemu jednotlivých stupňů na obr. 3.4:



Obr. 3.3 Předběžná geometrie průtočného kanálu



Obr. 3.4 Průběh tlaku a měrného objemu v jednotlivých stupních

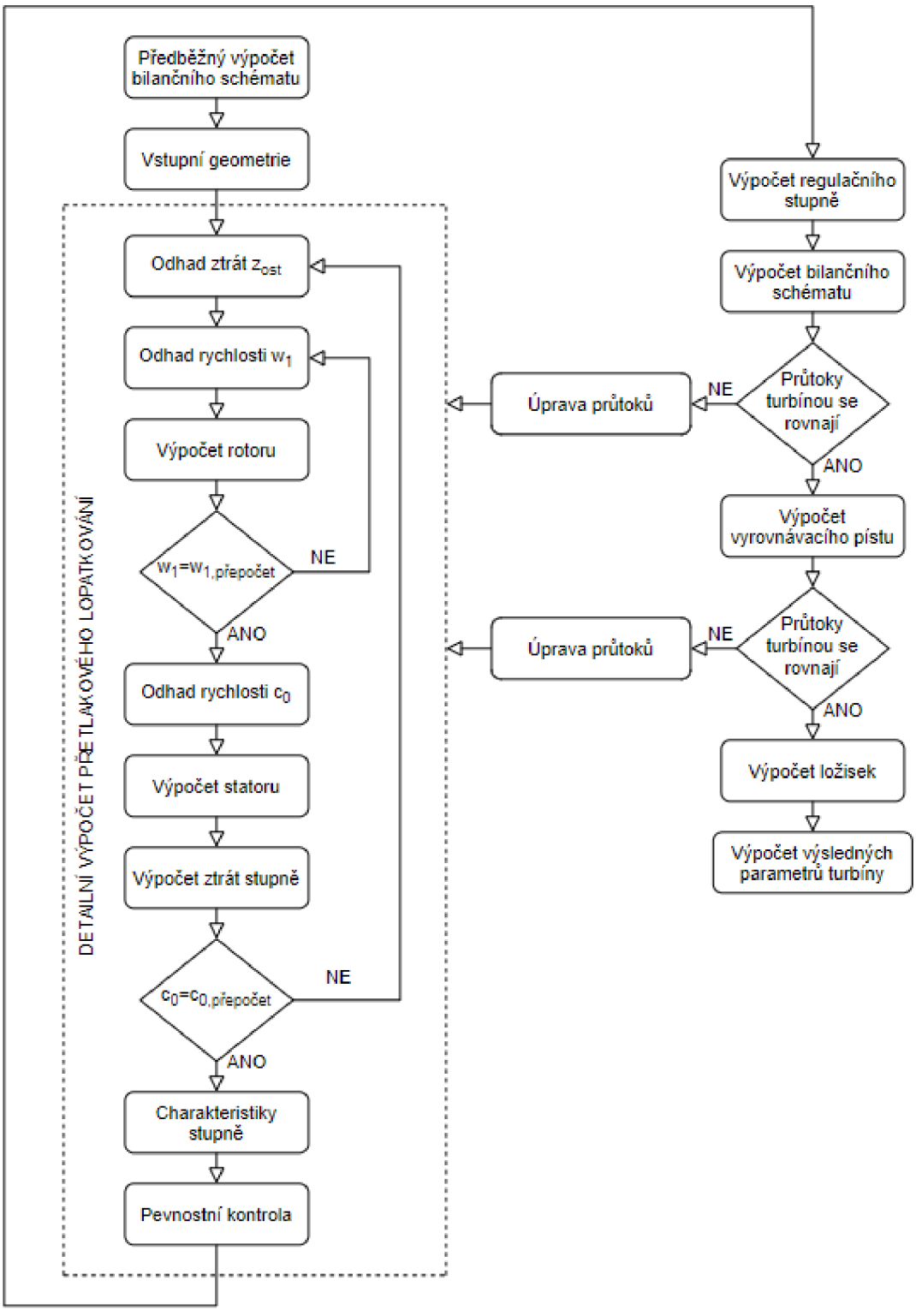
3.3 Detailní návrh stupňové části

Detailní návrh stupňové části bude vycházet z předběžného návrhu, ale během optimalizace se mohou předběžné parametry měnit. Výpočet vychází z metody c_a/u, která je popsána v [2]. Je však upravena tak, aby nemusel být splněn předpoklad, že stupeň reakce musí být roven 0,5.

Postup výpočtu bude probíhat od posledního stupně a pro každý stupeň zvlášť. Metodika bude ukázána pouze pro poslední stupeň, ostatní výsledky budou uvedeny formou tabulky. Sledované veličiny jsou především stupeň reakce, tlakové číslo a účinnost stupně. Mimo to musí každá řada splňovat také pevnostní kritéria.

V rámci iteračního a optimalizačního procesu je nutné propojit výpočet s ostatními kapitolami. Tlak za regulačním stupněm, který byl vypočten na základě zvoleného poměru u/c_{iz} se bude nyní rovnat tlaku před první oběžnou řadou a regulační stupeň bude přepočítán. V bilančním schématu byla nejprve na základě odhadnutých účinností kuželů vypočten stav za turbínou, stavy v jednotlivých odběrech a hmotnostní průtoky. To bylo však pouze orientační, protože

skutečné stavy udává stupňová část. Po propojení se hodnoty iteračně ustálí. Ve výpočtu vyrovnávacího pístu také odchází část průtoku a část páry je zavedena zpět do turbíny. I to je propojeno a iteračně dopočítáno. Na závěr se iterativně dopočítává shoda entalpie před prvním stupněm stupňové části a entalpie vypočtená za regulačním stupněm. Vývojový diagram s postupem výpočtu je uvedeno na obr. 3.5.



Obr. 3.5 i-s Vývojový diagram detailního výpočtu

Pro iterační výpočty byl využit programovací jazyk Python 3 a prostředí Visual Studio Code. Python dovoluje tvorbu vlastních iteračních smyček, což se to ukázalo jako výhodné po napsání celého kódu a začátku optimalizace. Například v porovnání s programem MS Excel, který má zabudované iterační řešitele, ale není možné je upravovat, byly výpočtové časy celého cyklu výrazně kratší. Ještě markantnější rozdíl v časech se ukázal při tvorbě provozní charakteristiky, kde bylo nutné přepočítávat nenávrhové stavy. Ukázka různých částí kódu je pro představu na obr. 3.6.

```
class VysledneParametryTurbiny:
    def vysledne_parametry_RS(self):
        self.P_i_RS = regulacni_stupen[0].P_i_RS
        self.psi_RS = regulacni_stupen[0].psi_RS
    def vysledne_parametry_SC(self):
        self.i_iz_SC = steamTable.h_ps(poleStupnu[0].p_2_rot, poleStupnu[pocetStupnu-1].s_0)
        self.H_iz_SC = poleStupnu[pocetStupnu-1].i_0 - self.i_iz_SC
        self.H_SC = poleStupnu[pocetStupnu-1].i_0 - poleStupnu[0].i_2_rot
        self.eta_i_SC = self.H_SC / self.H_iz_SC
        self.c_2 = poleStupnu[0].c_2_rot
        self.z_c_2 = self.c_2**2 / 2000
        self.eta_tdi_SC = (self.H_SC - s
        self.suma_H_IZ_ST = 0
        for i in range(pocetStupnu):
            self.suma_H_IZ_ST = self.sum
        self.reheat_factor = self.suma_H
        print(f"1+f: {self.reheat_factor
```

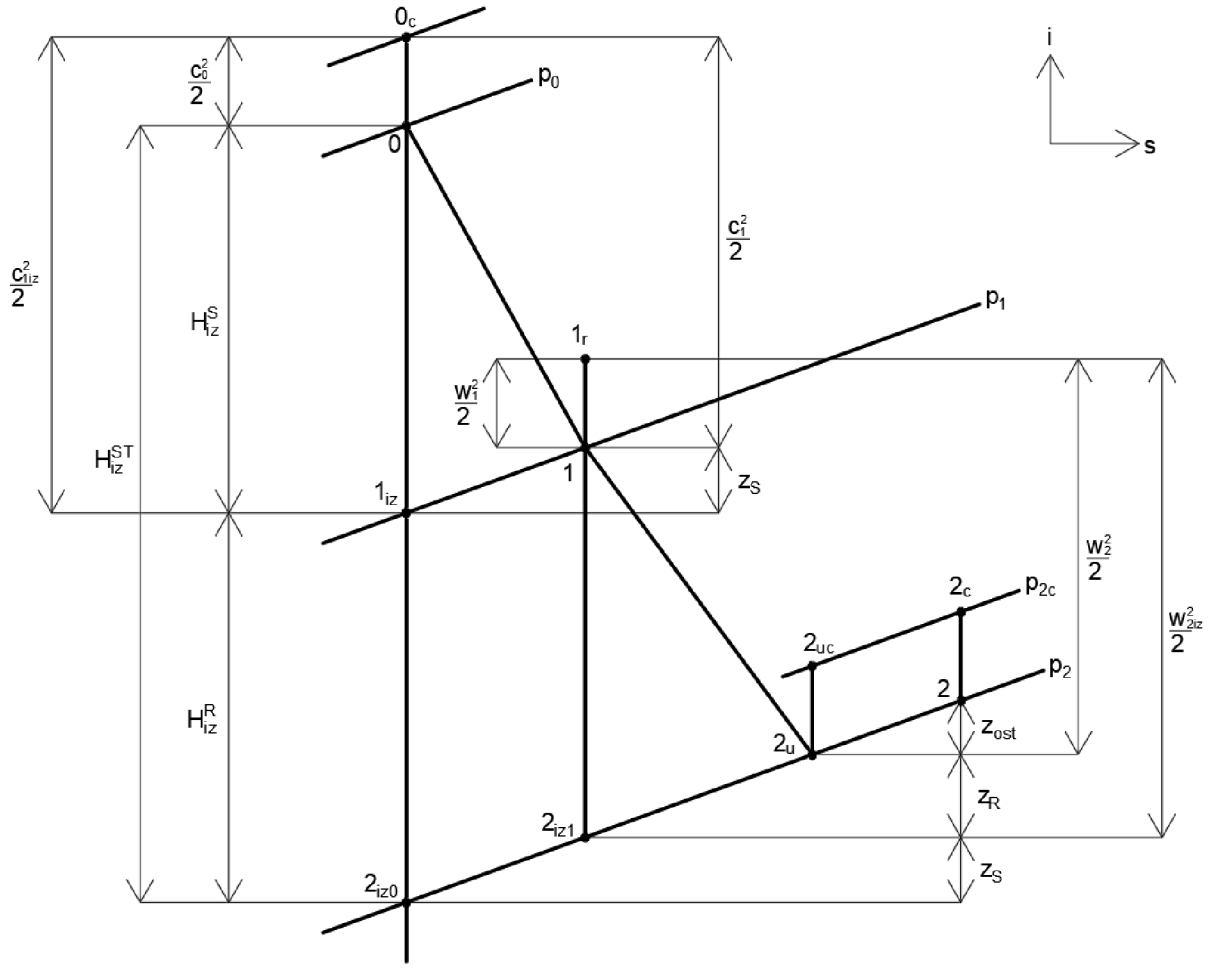
```
def nacti_geometrii_ze_vstupu(self, path):
    radek = 106 + (2*pocetStupnu - 2*self.ID_lopatky)
    self.M_stup = ReadFromExcel(path, 4, radek, 13)
    self.D_p = ReadFromExcel(path, 4, radek, 12) / 1000
    self.l_1_rot = ReadFromExcel(path, 4, radek, 8) / 1000
    self.l_2_rot = ReadFromExcel(path, 4, radek, 9) / 1000
    self.beta_2_rot = ReadFromExcel(path, 4, radek, 6)   #
    self.w_1 = ReadFromExcel(path, 4, radek, 10)
    self.psi_rot = 0.978
```

```
s.write(149, 0, "BILANCNI SCHEMA")
radek = 150
for attribute, value in bilancni_schema.__dict__.items():
    s.write(radek, 0, attribute)                    # sloupec A
    radek += 1

# zápis výsledků BS
radek = 150
for attribute, value in bilancni_s
    s.write(radek , 1, value)
    radek += 1
```

```
class BilancniSchema:

    def zadane_parametry(self):
        self.M_0 = prutok_do_turbiny / 3.6     # [kg/s]
        self.p_0 = 65           # [bar]
        self.t_0 = 480          # [°C]
        self.t_NN = 125         # [°C]
        self.p_RO = tlak_v_reg_odberu   # [bar]
        # self.M_RO_in = 0            # max 10 t/h
        self.t_w_in = 25        # [°C]
```

Obr. 3.6 Ukázka části kódu v prostředí Visual Studio Code

Nyní již lze přistoupit k detailnímu návrhu. Označení veličin je znázorněn v i-s diagramu na obr. 3.7.



Obr. 3.7 i-s diagram s vyznačenými veličinami pro detailní návrh

3.3.1 Výběr profilů

Výběr profilů je součástí optimalizačního procesu a volí se pro každou řadu zvlášť. Přetlakové profily jsou uvedeny v literatuře [2], kde jsou uvedeny i některé charakteristické veličiny.

Po zvolení poměrné rozteče a délky tětivy je možné dopočítat rozteč profilu:

$$s = c \cdot \left(\frac{s}{c}\right) \tag{3.60}$$

Následně se určí počet lopatek v dané řadě, přičemž výsledek se zaokrouhlí na celé číslo. Pak se zpětně dopočítá i hodnota rozteče:

$$z = \frac{\pi \cdot D_s}{s} \tag{3.61}$$

Další důležité parametry jsou šířka profilu B, plocha S a ohybový modul w_{min}, které jsou uvedeny v tab. 3.2.

Tab. 3.2 Vybrané profily

Stupeň	Řada	Profil	γ	s/c	c	z	s	B	w_{min}	S
			[°]	[-]	[mm]	[-]	[mm]	[mm]	[cm^3]	[cm^2]
26	52	1560	25	0,6	41	86	24,53	38,2	0,6509	3,74
	51	1560	25	0,61	41	79	25,13	38,2	0,6509	3,74
25	50	560	30	0,75	45,6	55	34,28	38,8	0,46	3,23
	49	560	30	0,76	45,6	51	34,93	38,8	0,46	3,23
24	48	550	35	0,74	39,2	60	28,86	31,5	0,2915	2,385
	47	550	38,5	0,77	39,2	56	30,20	30,1	0,2915	2,385
23	46	550	38,5	0,73	39,2	58	28,49	30,1	0,2915	2,385
	45	550	41,5	0,77	39,2	53	30,45	28,8	0,2915	2,385
22	44	540	38,5	0,73	31	70	22,49	30,1	0,1439	1,496
	43	540	41,5	0,76	31	65	23,63	28,8	0,1439	1,496
21	42	530	38,5	0,73	26,8	75	19,67	20,5	0,093	1,115
	41	530	41,5	0,77	26,8	70	20,76	19,6	0,093	1,115
20	40	530	41,5	0,74	26,8	72	19,88	19,6	0,093	1,115
	39	530	44,5	0,77	26,8	68	20,74	18,7	0,093	1,115
19	38	520	41,5	0,73	22,4	77	16,26	16,5	0,0543	0,78
	37	520	44,5	0,78	22,4	71	17,55	15,7	0,0543	0,78
18	36	520	41,5	0,73	22,4	76	16,31	16,5	0,0543	0,78
	35	520	44,5	0,78	22,4	71	17,38	15,7	0,0543	0,78
17	34	520	41,5	0,73	22,4	75	16,37	16,5	0,0543	0,78
	33	520	44,5	0,78	22,4	70	17,45	15,7	0,0543	0,78
16	32	520	41,5	0,73	22,4	74	16,42	16,5	0,0543	0,78
	31	520	44,5	0,78	22,4	69	17,52	15,7	0,0543	0,78
15	30	520	41,5	0,73	22,4	74	16,26	16,5	0,0543	0,78
	29	520	44,5	0,78	22,4	68	17,60	15,7	0,0543	0,78
14	28	520	41,5	0,73	22,4	73	16,31	16,5	0,0543	0,78
	27	520	44,5	0,77	22,4	69	17,16	15,7	0,0543	0,78
13	26	520	41,5	0,73	22,4	72	16,36	16,5	0,0543	0,78
	25	520	44,5	0,77	22,4	68	17,24	15,7	0,0543	0,78
12	24	510	44,5	0,73	18,3	87	13,41	12,8	0,0304	0,5099
	23	510	49	0,77	18,3	82	14,18	11,8	0,0304	0,5099
11	22	510	44,5	0,73	18,3	87	13,31	12,8	0,0304	0,5099
	21	510	49	0,77	18,3	82	14,06	11,8	0,0304	0,5099
10	20	510	44,5	0,73	18,3	78	13,33	12,8	0,0304	0,5099
	19	510	49	0,77	18,3	74	14,02	11,8	0,0304	0,5099
9	18	510	44,5	0,73	18,3	78	13,28	12,8	0,0304	0,5099
	17	510	49	0,77	18,3	73	14,16	11,8	0,0304	0,5099
8	16	510	44,5	0,73	18,3	77	13,40	12,8	0,0304	0,5099
	15	510	49	0,77	18,3	73	14,10	11,8	0,0304	0,5099
7	14	510	44,5	0,73	18,3	77	13,34	12,8	0,0304	0,5099
	13	510	49	0,77	18,3	73	14,05	11,8	0,0304	0,5099
6	12	510	44,5	0,73	18,3	77	13,29	12,8	0,0304	0,5099
	11	510	49	0,77	18,3	72	14,19	11,8	0,0304	0,5099
5	10	510	44,5	0,73	18,3	76	13,41	12,8	0,0304	0,5099
	9	510	49	0,77	18,3	72	14,13	11,8	0,0304	0,5099
4	8	510	44,5	0,73	18,3	76	13,36	12,8	0,0304	0,5099
	7	510	49	0,77	18,3	72	14,07	11,8	0,0304	0,5099

Tab. 3.2 Vybrané profily

3	6	510	44,5	0,73	18,3	76	13,30	12,8	0,0304	0,5099
	5	510	49	0,77	18,3	72	14,01	11,8	0,0304	0,5099
2	4	510	44,5	0,73	18,3	75	13,43	12,8	0,0304	0,5099
	3	510	49	0,77	18,3	71	14,15	11,8	0,0304	0,5099
1	2	510	44,5	0,73	18,3	75	13,37	12,8	0,0304	0,5099
	1	510	49	0,77	18,3	71	14,09	11,8	0,0304	0,5099

3.3.2 Vstupní geometrie

Vstupními parametry do výpočtu jsou geometrické hodnoty lopatkové části. Tyto parametry lze následně měnit, a tím dosáhnout optimalizace návrhu. Jedná se o patní průměry, délky lopatek a výstupní úhly z lopatkové řady. U délky lopatek se zadává pouze vstupní a výstupní délka každého kuželu, jak je to zobrazeno v tab. 3.3. Délky uprostřed jsou dopočteny pomocí lineární interpolace na základě axiální polohy. Proto je nutné znát také axiální mezeru před každou řadou, která může být určena z empirického vzorce:

$$\delta_a = \frac{B}{3} + 0{,}25 \tag{3.62}$$

Když a bude axiální poloha, index 1 bude značit začátek kuželu, index n konec kuželu a index x konkrétní délku či polohu, vzorec pro určení jednotlivých délek v kuželu je:

$$l_x = l_1 + \frac{(l_n - l_1) \cdot (a_x - a_1)}{a_n - a_1} \tag{3.63}$$

Tab. 3.3 Vstupní geometrie

Kužel	z_{stup}	D_p	l_n	l_1
	[-]	[mm]	[mm]	[mm]
6	1	450,0	251,0	182,0
5	1	440,0	185,0	127,0
4	3	425,0	136,0	64,0
3	2	400,0	75,0	49,0
2	9	340,0	60,0	27,0
1	10	300,0	31,5	18,5

Metodika bude pro všechny stupně stejná, proto vzorový výpočet bude uveden pro poslední stupeň a ostatní výsledky budou zobrazeny formou tabulky. Hodnoty uvedené ve vzorovém výpočtu jsou již po optimalizaci.

3.3.3 Výpočet rotorové části

Pro jasné určení veličin bude zavedeno indexování, kde index 2 značí polohu za rotorem, index 1 polohu mezi rotorem a statorem a index 0 polohu před statorem.

Patní průměr je vždy konstantní pro každý kužel:

$$D_p = 0{,}45\ m \tag{3.64}$$

Vstupní a výstupní délka rotorové lopatky:

$$l_{1r} = 0{,}2215\ m \tag{3.65}$$

$$l_2 = 0{,}251\ m \tag{3.66}$$

Výstupní úhel z rotorové řady:

$$\beta_2 = 36° \tag{3.67}$$

Hmotnostní průtok páry daným kuželem:

$$M = 8{,}17\ kg \cdot s^{-1} \tag{3.68}$$

Parametry páry na výstupu z turbíny:

$$p_2 = 0{,}0738\ bar \tag{3.69}$$
$$i_2 = 2265{,}6\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{3.70}$$
$$v_2 = 17{,}019\ m^3 \cdot kg^{-1} \tag{3.71}$$
$$x_2 = 0{,}872\ [-] \tag{3.72}$$

Nyní lze dopočítat ostatní geometrické rozměry. Střední průměr:

$$D_{s1r} = D_p + l_{1r} = 0{,}45 + 0{,}2215 = 0{,}6715\ m \tag{3.73}$$
$$D_{s2} = D_p + l_2 = 0{,}45 + 0{,}251 = 0{,}701\ m \tag{3.74}$$

Vnější průměr:

$$D_{v1r} = D_p + 2 \cdot l_{1r} = 0{,}45 + 2 \cdot 0{,}2215 = 0{,}893\ m \tag{3.75}$$
$$D_{v2} = D_p + 2 \cdot l_2 = 0{,}45 + 2 \cdot 0{,}251 = 0{,}952\ m \tag{3.76}$$

Pro iterační výpočet je nutné odhadnout část ztrát stupně, které zahrnují sekundární ztráty, ztráty radiální mezerou, rozvějřením a případně ztrátu vlhkostí páry (budou označeny jako ostatní ztráty z_{ost}). Následně budou iteračně dopočteny:

$$z_{ost} = 30{,}8\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{3.77}$$

Entalpie snížená o dané ztráty:

$$i_u = i_2 - z_{ost} = 2265{,}6 - 30{,}8 = 2234{,}8\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{3.78}$$

Axiální průtočná plocha na konci lopatky:

$$S_{a2} = \pi \cdot D_{s2} \cdot l_2 = \pi \cdot 0{,}701 \cdot 0{,}251 = 0{,}553\ m^2 \tag{3.79}$$

Obvodová rychlost na středním výstupním průměru:

$$u_2 = \pi \cdot D_{s2} \cdot n = \pi \cdot 0{,}701 \cdot 141{,}7 = 312{,}0\ m \cdot s^{-1} \tag{3.80}$$

Axiální složky relativní a absolutní rychlosti jsou stejné:

$$c_{2a} = w_{2a} = \frac{M \cdot v_2}{S_{a2}} = \frac{8{,}17 \cdot 17{,}019}{0{,}553} = 251{,}5\ m \cdot s^{-1} \tag{3.81}$$

Relativní rychlost:

$$w_2 = \frac{c_{2a}}{\sin(\beta_2)} = \frac{251{,}5}{\sin(36)} = 427{,}8\, m \cdot s^{-1} \tag{3.82}$$

Absolutní rychlost:

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u_2^2 - 2 \cdot w_2 \cdot u_2 \cdot \cos(\beta_2)} \tag{3.83}$$
$$c_2 = \sqrt{428{,}4^2 + 312^2 - 2 \cdot 428{,}4 \cdot 312 \cdot \cos(36)} = 253{,}8\, m \cdot s^{-1}$$

Výstupní úhel absolutní rychlosti:

$$\alpha_2 = \operatorname{asin}\left(\frac{w_{2a}}{c_2}\right) = \operatorname{asin}\left(\frac{251{,}5}{253{,}8}\right) = 82{,}3° \tag{3.84}$$

Obvodová složka absolutní rychlosti potřebná pro pevnostní výpočet:

$$c_{2u} = c_2 \cdot \cos(\alpha_2) = 253{,}8 \cdot \cos(82{,}3) = 34{,}1\, m \cdot s^{-1} \tag{3.85}$$

Rychlostní součinitel rotoru lze určit z grafu na obr. 2.5. Protože není známa hodnota úhlu β_1 pro určení ohnutí proudu, byl tento součinitel nejprve odhadnut a následně doiterován:

$$\psi = f(\Delta\beta) = 0{,}984\ [-] \tag{3.86}$$

Izoentropická relativní rychlost:

$$w_{2iz} = \frac{w_2}{\psi} = \frac{427{,}8}{0{,}984} = 434{,}9\, m \cdot s^{-1} \tag{3.87}$$

Nyní je nutné odhadnout relativní rychlost w_1, která bude následně také iteračně upřesněna:

$$w_1 = 179{,}7\, m \cdot s^{-1} \tag{3.88}$$

Izoentropický spád na rotor:

$$H_{iz}^R = \frac{w_{2iz}^2}{2} - \frac{w_1^2}{2} = \frac{434{,}9^2}{2} - \frac{179{,}7^2}{2} = 78{,}4\, kJ \cdot kg^{-1} \tag{3.89}$$

Profilová ztráta rotoru:

$$z_R = \frac{w_{2iz}^2}{2} \cdot (1 - \psi^2) = \frac{434{,}9^2}{2} \cdot (1 - 0{,}984^2) = 3{,}0\, kJ \cdot kg^{-1} \tag{3.90}$$

Entalpie na konci izoentropické expanze:

$$i_{2iz1} = i_u - z_R = 2234{,}8 - 3{,}0 = 2231{,}8\, kJ \cdot kg^{-1} \tag{3.91}$$

Entropie v tomto bodě:

$$s_{2iz1} = f(p_2; i_{2iz1}) = 7{,}164\, kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1} \tag{3.92}$$

Entalpie mezi statorem a rotorem:

$$i_1 = i_{2iz1} + H_{iz}^R = 2231{,}8 + 78{,}4 = 2310{,}2\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{3.93}$$

Tlak mezi statorem a rotorem:

$$p_1 = f(i_1; s_{2iz1}) = 0{,}137\ bar \tag{3.94}$$

Ostatní parametry mezi statorem a rotorem:

$$s_1 = f(p_1; i_1) = 7{,}164\ kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1} \tag{3.95}$$
$$v_1 = f(p_1; i_1) = 9{,}634\ m^3 \cdot kg^{-1} \tag{3.96}$$
$$x_1 = f(p_1; i_1) = 0{,}88\ [-] \tag{3.97}$$

3.3.4 Výpočet statorové části

Vstupní a výstupní délka statorové lopatky:

$$l_0 = 0{,}182\ m \tag{3.98}$$
$$l_{1s} = 0{,}2115\ m \tag{3.99}$$

Střední průměr:

$$D_{s0} = D_p + l_0 = 0{,}45 + 0{,}182 = 0{,}632\ m \tag{3.100}$$
$$D_{s1s} = D_p + l_{1s} = 0{,}45 + 0{,}2115 = 0{,}6615\ m \tag{3.101}$$

Výstupní úhel ze statorové řady:

$$\alpha_1 = 30° \tag{3.102}$$

Vnější průměr:

$$D_{v0} = D_p + 2 \cdot l_0 = 0{,}45 + 2 \cdot 0{,}182 = 0{,}814\ m \tag{3.103}$$
$$D_{v1s} = D_p + 2 \cdot l_{1s} = 0{,}45 + 2 \cdot 0{,}2115 = 0{,}873\ m \tag{3.104}$$

Axiální průtočná plocha na konci lopatky:

$$S_{a1} = \pi \cdot D_{s1s} \cdot l_{1s} = \pi \cdot 0{,}6615 \cdot 0{,}2115 = 0{,}440\ m^2 \tag{3.105}$$

Obvodová rychlost na středním výstupním průměru:

$$u_1 = \pi \cdot D_{s1s} \cdot n = \pi \cdot 0{,}6615 \cdot 141{,}7 = 294{,}4\ m \cdot s^{-1} \tag{3.106}$$

Axiální složky relativní a absolutní rychlosti jsou stejné:

$$c_{1a} = w_{1a} = \frac{M \cdot v_1}{S_{a1}} = \frac{8{,}17 \cdot 9{,}634}{0{,}44} = 179{,}0\ m \cdot s^{-1} \tag{3.107}$$

Absolutní rychlost:

$$c_1 = \frac{c_{1a}}{\sin(\alpha_1)} = \frac{179}{\sin(30)} = 358{,}0\ m \cdot s^{-1} \tag{3.108}$$

Přepočtená relativní rychlost (v rovnici (3.88) byla odhadnuta):

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u_1^2 - 2 \cdot c_1 \cdot u_1 \cdot \cos(\alpha_1)} \tag{3.109}$$
$$w_1 = \sqrt{358^2 + 294{,}4^2 - 2 \cdot 358 \cdot 294{,}4 \cdot \cos(30)} = 179{,}7\ m \cdot s^{-1}$$

Obvodová složka absolutní rychlosti potřebná pro pevnostní výpočet:

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos(\alpha_1) = 358 \cdot \cos(30) = 310{,}1 m \cdot s^{-1} \tag{3.110}$$

Výstupní úhel absolutní rychlosti:

$$\beta_1 = \operatorname{asin}\left(\frac{w_{1a}}{w_1}\right) = \left(\frac{179}{179{,}7}\right) = 85{,}0° \tag{3.111}$$

Nyní lze přepočíst ohnutí proudu, aby mohl být upřesněn rychlostní součinitel ψ z rovnice (3.86):

$$\Delta\beta = 180 - \beta_1 - \beta_2 = 180 - 85 - 36 = 59{,}0° \tag{3.112}$$

Ohnutí proudu na statoru je možné stanovit z již známých úhlů:

$$\Delta\alpha = 180 - \alpha_1 - \alpha_2 = 180 - 30 - 82{,}3 = 67{,}7° \tag{3.113}$$

Rychlostní součinitel pro stator vychází opět z grafu na obr. 2.5:

$$\varphi = f(\Delta\alpha) = 0{,}982\ [-] \tag{3.114}$$

Izoentropická absolutní rychlost:

$$c_{1iz} = \frac{c_1}{\varphi} = \frac{358}{0{,}982} = 364{,}5\ m \cdot s^{-1} \tag{3.115}$$

Nyní je znovu nutné odhadnout vstupní rychlost c_0, která bude následně také iteračně upřesněna z výpočtu dalšího stupně:

$$c_0 = 153{,}5\ m \cdot s^{-1} \tag{3.116}$$

Izoentropický spád na stator:

$$H_{iz}^S = \frac{c_{1iz}^2}{2} - \frac{c_0^2}{2} = \frac{364{,}5^2}{2} - \frac{153{,}5^2}{2} = 54{,}6\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{3.117}$$

Profilová ztráta statoru:

$$z_S = \frac{c_{1iz}^2}{2} \cdot (1 - \varphi^2) = \frac{364{,}5^2}{2} \cdot (1 - 0982^2) = 2{,}3\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{3.118}$$

Entalpie na konci izoentropické expanze:

$$i_{1iz} = i_1 - z_S = 2310{,}2 - 2{,}3 = 2307{,}9\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{3.119}$$

Entropie v tomto bodě:

$$s_{1iz} = f(p_1; i_{1iz}) = 7{,}157\ kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1} \tag{3.120}$$

Entalpie před statorem:

$$i_0 = i_{1iz} + H_{iz}^S = 2307{,}9 + 54{,}6 = 2362{,}5\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{3.121}$$

Tlak před statorem:

$$p_0 = f(i_0; s_{1iz}) = 0{,}205\ bar \tag{3.122}$$

Ostatní parametry před statorem:

$$s_0 = f(p_0; i_0) = 7{,}157\ kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1} \tag{3.123}$$
$$v_0 = f(p_0; i_0) = 6{,}683\ m^3 \cdot kg^{-1} \tag{3.124}$$
$$x_0 = f(p_0; i_0) = 0{,}895\ [-] \tag{3.125}$$

3.3.5 Ostatní ztráty a účinnost

Izoentropický spád stupně:

$$H_{iz}^{ST} = H_{iz}^S + H_{iz}^R = 54{,}6 + 78{,}4 = 133{,}0\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{3.126}$$

Parsonsovo číslo:

$$Pa = \frac{u_1^2}{H_{iz}^{ST}} = \frac{294{,}4^2}{133} = 0{,}65\ [-] \tag{3.127}$$

Obvodová účinnost pro nekonečně dlouhou lopatku vychází z grafu na obr. 3.2:

$$\eta_\infty = 0{,}944\ [-] \tag{3.128}$$

Nyní je nutné spočítat jednotlivé ostatní ztráty. První je ztráta radiální mezerou, jejíž metodika je uvedená v literatuře [5] a bude vypočtena dle Traupela. Všechny lopatkové řady budou opatřeny bandáží kromě posledních dvou rotorových řad. Vzorový výpočet pro poslední rotorovou řadu tedy bude bez uvažování bandáže, pro statorovou řadu bude s bandáží.

Radiální vůle rotoru (průměr je dosazen v milimetrech):

$$\delta_r^R = \frac{D_{v2}}{1000} + 0{,}25 = \frac{952}{1000} + 0{,}25 = 1{,}202\ mm \tag{3.129}$$

Součinitel pro ztrátu radiální mezerou bez bandáže z doporučeného rozsahu 1,36 až 1,62:

$$k_r = 1{,}49\ [-] \tag{3.130}$$

Poměrná ztráta radiální mezerou rotoru bez bandáže:

$$\xi_k^R = k_r \cdot \frac{\delta_r^R}{l_2 \cdot \sin(\beta_2)} = 1{,}49 \cdot \frac{1{,}202 \cdot 10^{-3}}{0{,}251 \cdot \sin(36)} = 0{,}0121\ [-] \tag{3.131}$$

Radiální vůle statoru (průměr je dosazen v milimetrech):

$$\delta_r^S = \frac{D_{v1s}}{1000} + 0{,}25 = \frac{873}{1000} + 0{,}25 = 1{,}123\ mm \tag{3.132}$$

Počet bandáží:

$$z_b = 3\ [-] \tag{3.133}$$

Ekvivalentní radiální vůle:

$$\delta_e = \delta_r^S \cdot z_b^{-0{,}5} = 1{,}123 \cdot \text{^}3^{-0{,}5} = 0{,}648\ mm \tag{3.134}$$

Součinitel pro ztrátu radiální mezerou s bandáží z doporučeného rozsahu 1,36 až 1,62:

$$k_r^b = 1{,}235\ [-] \tag{3.135}$$

Poměrná ztráta radiální mezerou statoru s bandáží:

$$\xi_k^S = k_r^b \cdot \frac{\delta_e}{l_{1s} \cdot \sin(\alpha_1)} = 1{,}235 \cdot \frac{0{,}648 \cdot 10^{-3}}{0{,}2115 \cdot \sin(30)} = 0{,}0076\ [-] \tag{3.136}$$

Poměrná ztráta radiální mezerou pro stupeň je pak střední hodnota:

$$\xi_k = \frac{\xi_k^R + \xi_k^S}{2} = \frac{0{,}0121 + 0{,}0076}{2} = 0{,}0099\ [-] \tag{3.137}$$

Poměrná ztráta stupně rozvějířením:

$$\xi_v = \left(\frac{l_{1s}}{D_{s1s}}\right)^2 = \left(\frac{0{,}2115}{0{,}6615}\right)^2 = 0{,}102\ [-] \tag{3.138}$$

Poměrná ztráta stupně vlhkostí páry:

$$\xi_x = 1 - \frac{x_0 + x_2}{2} = 1 - \frac{0{,}895 + 0{,}872}{2} = 0{,}116\ [-] \tag{3.139}$$

Vnitřní účinnost je pak:

$$\eta_i = \eta_\infty \cdot (1 - \xi_k - \xi_v - \xi_x) \tag{3.140}$$
$$\eta_i = 0{,}944 \cdot (1 - 0{,}0099 - 0{,}102 - 0{,}116) = 0{,}728\ [-]$$

U přepočtu odhadnutých ztrát z rovnice (3.77) je nutné odečíst profilové ztráty, protože jsou již zahrnuty v účinnosti η_∞:

$$z_{ost} = \left(1 - \eta_i\right) \cdot H_{iz}^{ST} - z_R - z_S \tag{3.141}$$

$$z_{ost} = (1 - 0{,}728) \cdot 133 - 3 - 2{,}3 = 30{,}8\, kJ \cdot kg^{-1}$$

Skutečný spád stupně:

$$H^{ST} = H_{iz}^{ST} \cdot \eta_i = 133 \cdot 0{,}728 = 96{,}8\, kJ \cdot kg^{-1} \tag{3.142}$$

Entalpie za rotorem pak musí vyjít stejná, jako v rovnici (3.70):

$$i_2 = i_0 - H^{ST} = 2362{,}5 - 96{,}8 = 2265{,}7\, kJ \cdot kg^{-1} \tag{3.143}$$

Nyní je možné vypočítat i rychlostní trojúhelníky na vstupu do statoru. Protože výpočet probíhá odzadu dopředu, budou vypočteny pouze pro kontrolu. Pro výpočet je totiž uvažováno, že vstupní hodnoty do statoru jsou výstupními hodnotami předcházejícího stupně. Pro pevnostní výpočet je také důležitá obvodová složka absolutní rychlosti na vstupu do statoru.

Axiální průtočná plocha na vstupu do statoru:

$$S_a = \pi \cdot D_{s0} \cdot l_0 = \pi \cdot 0{,}632 \cdot 0{,}182 = 0{,}361\, m^2 \tag{3.144}$$

Obvodová rychlost na středním vstupním průměru statoru:

$$u_0 = \pi \cdot D_{s0} \cdot n = \pi \cdot 0{,}632 \cdot 141{,}7 = 281{,}3\, m \cdot s^{-1} \tag{3.145}$$

Axiální složky relativní a absolutní rychlosti jsou stejné:

$$c_{0a} = w_{0a} = \frac{M \cdot v_0}{S_{a0}} = \frac{8{,}17 \cdot 6{,}683}{0{,}361} = 151{,}0\, m \cdot s^{-1} \tag{3.146}$$

Jako vstupní úhel do statoru je uvažován výstupní úhel z předcházejícího stupně:

$$\beta_0 = 26{,}6° \tag{3.147}$$

Relativní rychlost:

$$w_0 = \frac{c_{0a}}{\sin(\beta_0)} = \frac{151}{\sin(26{,}6)} = 337{,}3\, m \cdot s^{-1} \tag{3.148}$$

Absolutní rychlost:

$$c_0 = \sqrt{w_0^2 + u_0^2 - 2 \cdot w_0 \cdot u_0 \cdot \cos(\beta_0)} \tag{3.149}$$
$$c_0 = \sqrt{337{,}3^2 + 281{,}3^2 - 2 \cdot 337{,}3 \cdot 281{,}3 \cdot \cos(26{,}6)} = 152{,}4\, m \cdot s^{-1}$$

Vstupní úhel absolutní rychlosti:

$$\alpha_0 = \operatorname{asin}\left(\frac{c_{0a}}{c_0}\right) = \operatorname{asin}\left(\frac{151}{152{,}4}\right) = 82{,}3° \tag{3.150}$$

Obvodová složka absolutní rychlosti potřebná pro pevnostní výpočet:

$$c_{0u} = c_0 \cdot \cos(\alpha_0) = 152{,}4 \cdot \cos(82{,}3) = 20{,}4\, m \cdot s^{-1} \tag{3.151}$$

Nyní lze také určit celkovou entalpii na vstupu do stupně. Ta bude důležitá u prvního stupně, kdy se bude muset s určitou přesností rovnat celkové entalpii za regulačním stupněm:

$$i_{0c} = i_0 + \frac{c_0^2}{2} = 2362{,}5 + \frac{152{,}4^2}{2} = 2374{,}1\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{3.152}$$

3.4 Charakteristiky stupně

Základní charakteristiky stupně jsou veličiny, podle kterých jsou jednotlivé stupně hodnoceny. Jedná se především o následující veličiny:

- vnitřní účinnost,
- tlakové číslo,
- stupeň reakce.

Především u posledního stupně je také důležité znát Machovo číslo na výstupu z oběžných lopatek.

Při návrhu je snaha dosáhnout u každého stupně co nejvyšší vnitřní účinnosti. Ta byla již určena v předchozí kapitole 3.3.5. Tlakové číslo popisuje zatížení daného stupně. Podle literatury [5] by jeho hodnota měla být u přetlakového lopatkování v rozmezí 2,2 až 4,4. Nejvyšší účinnosti se však dosahuje při hodnotách 2,5 až 3,0:

$$\psi = \frac{H_{iz}^{ST}}{0{,}5 \cdot u_2^2} = \frac{133 \cdot 10^3}{0{,}5 \cdot 294{,}4^2} = 3{,}07\ [-] \tag{3.153}$$

Stupeň reakce určuje poměr zpracovaného spádu rotoru a statoru a měl by se pohybovat v okolí hodnoty 0,5.

$$\rho = \frac{H_{iz}^{R}}{H_{iz}^{ST}} = \frac{78{,}4}{133} = 0{,}589\ [-] \tag{3.154}$$

Poslední stupně mají tuto hodnotu vyšší. Vzhledem k tomu, že v praxi se poslední stupně navrhují zvlášť jako nakrucované lopatky, což není cílem této práce, jsou tyto hodnoty přijatelné.

Jak již bylo zmíněno, Machovo číslo je také důležitou charakteristikou a nemělo by přesáhnout hodnotu 1,02. Nejprve je nutné určit rychlost zvuku na výstupu s lopatkování:

$$a_2 = f(p_2; i_2) = 436{,}7\ m \cdot s^{-1} \tag{3.155}$$

Machovo číslo je pak:

$$Ma_2 = \frac{w_2}{a_2} = \frac{427{,}8}{436{,}7} = 0{,}980\ [-] \tag{3.156}$$

3.5 Pevnostní kontrola stupňové části

Cílem pevnostního výpočtu stupňové části je opět určit tahové a ohybové napětí. Vzorový výpočet bude proveden pro poslední řadu lopatek. U všech řad bude určeno ohybové napětí. Napětí od odstředivých sil působí pouze na rotorové lopatky. Dále bude určena celková axiální

síla působící na rotor od proudu páry, která bude později využita ve výpočtu vyrovnávacího pístu. Metodika je obdobná jako při pevnostním výpočtu regulačního stupně, tedy podle postupu v literatuře [4].

Obvodová síla působící na jednu lopatku:

$$F_u = M_0 \cdot \frac{c_{1u} - c_{2u}}{z} = 8{,}17 \cdot \frac{310{,}1 - 34{,}1}{86} = 26{,}1\ N \tag{3.157}$$

Axiální síla působící na jednu lopatku:

$$F_a = \frac{M_0 \cdot (c_{1a} - c_{2a})}{z} + \frac{(p_1 - p_2) \cdot \pi \cdot D_2 \cdot l_2}{z} \tag{3.158}$$

$$F_a = \frac{8{,}17 \cdot (251{,}4 - 179)}{79} + \frac{(0{,}137 - 0{,}074) \cdot 10^5 \cdot \pi \cdot 0{,}701 \cdot 0{,}251}{79}$$

$$F_a = 33{,}9\ N$$

Ohybové momenty od obvodové a axiální síly:

$$M_u = F_u \cdot \frac{l_2}{2} = 26{,}1 \cdot \frac{0{,}215}{2} = 3{,}28\ N \cdot m \tag{3.159}$$

$$M_a = F_a \cdot \frac{l_2}{2} = 33{,}9 \cdot \frac{0{,}215}{2} = 4{,}26\ N \cdot m \tag{3.160}$$

Výsledný ohybový moment:

$$M_o = \sqrt{M_a^2 + M_u^2} = \sqrt{4{,}26^2 + 3{,}28^2} = 5{,}37\ N \cdot m \tag{3.161}$$

Ohybový modul průřezu má pro daný profil hodnotu určenou z tabulky profilů v [2]:

$$w_{min} = 0{,}6509\ cm^3 \tag{3.162}$$

Ohybové napětí v patním průřezu lopatky:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{w_{min}} = \frac{5{,}37}{0{,}6509} = 8{,}25\ MPa \tag{3.163}$$

Hustota materiálu lopatky:

$$\rho = 7850\ kg \cdot m^{-3} \tag{3.164}$$

Úhlová rychlost rotoru:

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n = 2 \cdot \pi \cdot 141{,}7 = 890{,}1\ rad \cdot s^{-1} \tag{3.165}$$

Průřez lopatky pro daný profil znovu vychází z tabulky v literatuře [2]:

$$S_p = 3{,}74 \cdot 10^{-4}\ m^2 \tag{3.166}$$

Na základě těchto parametrů je možné určit odstředivou sílu působící na rotorovou lopatku:

$$F_{od} = \rho \cdot S_p \cdot l_2 \cdot \frac{D_2}{2} \cdot \omega^2 \tag{3.167}$$
$$F_{od} = 7850 \cdot 3{,}74 \cdot 10^{-4} \cdot 0{,}215 \cdot \frac{0{,}701}{2} \cdot 890{,}1^2 = 204{,}6\ kN$$

Tahové napětí působící na jednu lopatku:

$$\sigma_t = \frac{F_{od}}{S_p} = \frac{204{,}6 \cdot 10^{-3}}{3{,}74 \cdot 10^{-4}} = 547{,}2\ MPa \tag{3.168}$$

Celková axiální síla od stupňové části, která bude využita pro výpočet vyrovnávacího pístu, je sumou axiálních sil všech oběžných řad:

$$F_a^{ST} = \sum F_a = 48{,}9\ kN \tag{3.169}$$

3.6 Výkon a účinnost přetlakového typu lopatkování

V této části bude stanovena vnitřní účinnost, ztráta výstupní rychlostí, Reheat factor a vnitřní výkon přetlakového lopatkování. Pro určení vnitřní účinnosti se musí nejprve stanovit entalpie na konci izoetropické expanze jako funkce tlaku za posledním stupněm a entropie před prvním stupněm:

$$i_{iz}^{SC} = f\left(p_{2_{26}}; s_{0_1}\right) = 2126{,}2\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{3.170}$$

Izoentropický spád stupňové části:

$$H_{iz}^{SC} = i_{0_1} - i_{iz}^{SC} = 3300{,}5 - 2126{,}2 = 1174{,}3\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{3.171}$$

Skutečný spád stupňové části:

$$H^{SC} = i_{0_1} - i_{2_{26}} = 3300{,}5 - 2265{,}6 = 1034{,}9\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{3.172}$$

Vnitřní účinnost stupňové části:

$$\eta_i^{SC} = \frac{H^{SC}}{H_{iz}^{SC}} = \frac{1034{,}9}{1174{,}3} = 0{,}854\ [-] \tag{3.173}$$

Ztráta výstupní rychlostí:

$$z_{c2} = \frac{c_{2\,26}^2}{2} = \frac{253{,}8^2}{2} = 32{,}2\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{3.174}$$

Vnitřní termodynamická účinnost stupňové části pak zahrnuje ztrátu výstupní rychlostí:

$$\eta_{tdi}^{SC} = \frac{H^{SC} - z_{c2}}{H_{iz}^{SC}} = \frac{1034{,}9 - 32{,}2}{1174{,}3} = 0{,}854\ [-] \tag{3.175}$$

Suma izoentropických spádů jednotlivých stupňů podělená izoentropickým spádem celé stupňové části je Reheat factor (součinitel zpětného využití ztrát):

$$1 + f = \frac{\sum H^{SC}}{H_{iz}^{SC}} = \frac{1215{,}4}{1174{,}3} = 1{,}035\ [-] \tag{3.176}$$

Vzhledem k tomu, že mezi každým odběrem je jiný hmotnostní průtok páry, musí se vnitřní výkon stupňové části určit jako suma výkonů jednotlivých částí. Konkrétně bude výpočet rozdělen na čtyři části tak, jak se mění průtok páry. Indexy u entalpií odpovídají daným stupňům a definují toto rozdělení. Jednotlivé entalpické spády pak jsou určeny ze statických entalpií, tedy se zanedbáním rozdílu vstupní a výstupní rychlosti:

$$H_1 = i_{0_1} - i_{2_{19}} = 3300{,}5 - 2726{,}1 = 574{,}4\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{3.177}$$

$$H_2 = i_{0_{20}} - i_{2_{21}} = 2726{,}1 - 2623{,}4 = 102{,}7\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{3.178}$$

$$H_3 = i_{0_{22}} - i_{2_{24}} = 2623{,}4 - 2437 = 186{,}4\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{3.179}$$

$$H_4 = i_{0_{25}} - i_{2_{26}} - z_{c2} = 2437 - 2265{,}6 - 32{,}2 = 139{,}2\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{3.180}$$

U entalpického spádu v poslední části byla odečtena ztráta výstupní rychlostí. Vynásobením jednotlivých spádů daným hmotnostním průtokem lze získat vnitřní výkon každé části:

$$P_{i1} = M_1 \cdot H_1 = 9{,}225 \cdot 574{,}4 = 5398{,}7\ kW \tag{3.181}$$

$$P_{i2} = M_2 \cdot H_2 = 9{,}406 \cdot 102{,}7 = 966{,}1\ kW \tag{3.182}$$

$$P_{i3} = M_3 \cdot H_3 = 8{,}703 \cdot 186{,}4 = 1622{,}0\ kW \tag{3.183}$$

$$P_{i4} = M_4 \cdot H_4 = 8{,}167 \cdot 139{,}2 = 1136{,}6\ kW \tag{3.184}$$

Vnitřní výkon stupňové části je suma dílčích výkonů:

$$P_i^{SC} = \sum P_i = 9023{,}4\ kW \tag{3.185}$$

3.7 Výsledky detailního návrhu

V následující kapitole budou uvedeny výsledné parametry detailního výpočtu jednotlivých stupňů. Tabulky budou uvedeny v pořadí, jak byl popsán detailní návrh pro poslední stupeň. Zbylé stupně byly dopočteny obdobným způsobem. Index 2 značí veličiny za stupněm, index 1 veličiny mezi statorem a rotorem a index 0 veličiny před stupněm. Za výslednými tabulkami budou následovat grafické znázornění vybraných charakteristik stupňů. Výsledky uvedené v tabulkách a grafech zahrnují optimalizaci turbíny, tedy i propojení s následujícími kapitolami, ve kterých je popsán výpočet vyrovnávacího pístu, ucpávek a volba ložisek.

Tab. 3.4 Výsledky kapitoly 3.3.3 (1. část)

Stupeň		1	2	3	4	5	6	7	8	9
Veličina	**Jednotka**									
M	$kg \cdot s^{-1}$	9,225	9,225	9,225	9,225	9,225	9,225	9,225	9,225	9,225
D_p	m	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3

Tab. 3.4 Výsledky kapitoly 3.3.3 (1. část)

l_{1r}	m	0,0191	0,0205	0,0218	0,0231	0,0244	0,0257	0,027	0,0284	0,0297
l_2	m	0,0197	0,021	0,0223	0,0236	0,0249	0,0262	0,0276	0,0289	0,0302
D_{s1r}	m	0,3191	0,3205	0,3218	0,3231	0,3244	0,3257	0,327	0,3284	0,3297
D_{s2}	m	0,3197	0,321	0,3223	0,3236	0,3249	0,3262	0,3276	0,3289	0,3302
β_2	°	11,8	11,9	12	12	12,3	12,5	12,8	13	13,5
i_2	$kJ \cdot kg^{-1}$	3277,1	3253,9	3230,5	3206,4	3182,4	3158,1	3133,8	3108,4	3083,2
p_2	bar	42,748	39,098	35,711	32,468	29,520	26,756	24,219	21,795	19,588
v_2	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,072	0,077	0,083	0,090	0,097	0,105	0,114	0,124	0,135
x_2	$-$	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
t_2	$°C$	428,5	416,2	403,7	390,9	378,1	365,2	352,2	338,7	325,3
z_{ost}	$kJ \cdot kg^{-1}$	2,3	2,1	2,0	1,9	1,8	1,7	1,7	1,6	1,5
i_u	$kJ \cdot kg^{-1}$	3274,8	3251,7	3228,5	3204,5	3180,6	3156,4	3132,1	3106,9	3081,7
S_{a2}	m^2	0,020	0,021	0,023	0,024	0,025	0,027	0,028	0,030	0,031
u_2	$m \cdot s^{-1}$	142,3	142,9	143,4	144,0	144,6	145,2	145,8	146,4	147,0
c_{2a}	$m \cdot s^{-1}$	33,6	33,7	34,0	34,6	35,3	36,1	37,0	38,3	39,8
w_{2a}	$m \cdot s^{-1}$	33,6	33,7	34,0	34,6	35,3	36,1	37,0	38,3	39,8
w_2	$m \cdot s^{-1}$	164,2	163,6	163,8	166,5	165,6	167,0	167,1	170,3	170,4
c_2	$m \cdot s^{-1}$	38,3	37,9	37,9	39,4	39,3	40,3	40,8	43,0	44,0
α_2	°	61,2	63,0	63,8	61,5	64,0	63,7	65,2	62,9	64,8
c_{2u}	$m \cdot s^{-1}$	18,4	17,2	16,7	18,8	17,2	17,9	17,1	19,6	18,8
ψ	$-$	0,965	0,967	0,968	0,966	0,969	0,969	0,970	0,969	0,971
w_{2iz}	$m \cdot s^{-1}$	170,2	169,2	169,2	172,3	171,0	172,4	172,2	175,8	175,5
w_1	$m \cdot s^{-1}$	38,6	37,9	37,7	38,8	38,5	39,3	39,6	41,4	42,2
H_{iz}^R	$kJ \cdot kg^{-1}$	13,7	13,6	13,6	14,1	13,9	14,1	14,0	14,6	14,5
z_R	$kJ \cdot kg^{-1}$	1,0	0,9	0,9	1,0	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
i_{2iz1}	$kJ \cdot kg^{-1}$	3273,8	3250,8	3227,6	3203,5	3179,7	3155,4	3131,2	3105,9	3080,8
s_{2iz1}	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,829	6,835	6,840	6,846	6,852	6,858	6,863	6,869	6,874
i_1	$kJ \cdot kg^{-1}$	3287,5	3264,4	3241,2	3217,6	3193,6	3169,5	3145,3	3120,5	3095,3
p_1	bar	44,694	40,892	37,378	34,066	30,977	28,124	25,477	22,998	20,688
s_1	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,829	6,835	6,840	6,846	6,852	6,858	6,863	6,869	6,874
t_1	$°C$	434,2	421,9	409,5	396,9	384,2	371,4	358,4	345,3	331,8
v_1	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,069	0,075	0,080	0,087	0,093	0,101	0,109	0,119	0,129
x_1	$-$	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000

Tab. 3.5 Výsledky kapitoly 3.3.3 (2. část)

Stupeň / **Veličina**	**10**	**11**	**12**	**13**	**14**	**15**	**16**	**17**	**18**
M	9,225	9,225	9,225	9,225	9,225	9,225	9,225	9,225	9,225
D_p	0,3	0,34	0,34	0,34	0,34	0,34	0,34	0,34	0,34
l_{1r}	0,031	0,0285	0,0315	0,035	0,039	0,0429	0,0468	0,0507	0,0546
l_2	0,0315	0,0296	0,0326	0,0365	0,0404	0,0444	0,0483	0,0522	0,0561
D_{s1r}	0,331	0,3685	0,3715	0,375	0,379	0,3829	0,3868	0,3907	0,3946
D_{s2}	0,3315	0,3696	0,3726	0,3765	0,3804	0,3844	0,3883	0,3922	0,3961
β_2	14	13,3	13,3	13,4	13,5	13,8	14,5	15,4	16,5
i_2	3057,8	3024,6	2990,3	2955,6	2919,7	2882,5	2844,9	2806,5	2766,6
p_2	17,554	15,138	12,928	10,978	9,220	7,648	6,287	5,105	4,070
v_2	0,147	0,166	0,188	0,215	0,247	0,286	0,334	0,394	0,471
x_2	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
t_2	311,8	294,1	275,7	257,2	238,0	218,2	198,1	177,6	156,4

Tab. 3.5 Výsledky kapitoly 3.3.3 (2. část)

z_{ost}	1,5	2,0	1,8	1,7	1,6	1,5	1,5	1,6	1,7
i_u	3056,3	3022,7	2988,5	2953,9	2918,1	2881,0	2843,4	2804,9	2764,9
S_{a2}	0,033	0,034	0,038	0,043	0,048	0,054	0,059	0,064	0,070
u_2	147,5	164,5	165,8	167,6	169,3	171,1	172,8	174,6	176,3
c_{2a}	41,5	44,6	45,5	45,8	47,1	49,2	52,3	56,5	62,2
w_{2a}	41,5	44,6	45,5	45,8	47,1	49,2	52,3	56,5	62,2
w_2	171,4	193,7	197,9	197,8	201,8	206,2	208,8	212,6	219,0
c_2	45,5	50,6	52,8	52,2	54,2	57,2	59,9	64,1	70,7
α_2	65,6	61,6	59,5	61,5	60,3	59,3	60,7	61,7	61,6
c_{2u}	18,8	24,0	26,8	24,9	26,9	29,2	29,3	30,4	33,7
ψ	0,972	0,967	0,966	0,967	0,967	0,968	0,970	0,972	0,973
w_{2iz}	176,4	200,4	204,8	204,7	208,6	213,1	215,3	218,8	225,1
w_1	43,5	50,4	51,3	51,9	52,6	54,0	55,7	58,6	63,4
H_{iz}^R	14,6	18,8	19,7	19,6	20,4	21,2	21,6	22,2	23,3
z_R	0,9	1,3	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,3	1,4
i_{2iz1}	3055,4	3021,4	2987,1	2952,5	2916,7	2879,5	2842,0	2803,6	2763,6
s_{2iz1}	6,880	6,886	6,894	6,903	6,911	6,920	6,929	6,938	6,948
i_1	3070,0	3040,2	3006,7	2972,1	2937,0	2900,8	2863,6	2825,8	2786,9
p_1	18,568	16,307	14,008	11,924	10,078	8,422	6,963	5,696	4,591
s_1	6,880	6,886	6,894	6,903	6,911	6,920	6,929	6,938	6,948
t_1	318,4	302,4	284,6	266,1	247,3	228,0	208,1	188,0	167,2
v_1	0,141	0,156	0,177	0,201	0,229	0,265	0,308	0,361	0,428
x_1	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000

Tab. 3.6 Výsledky kapitoly 3.3.3 (3. část)

Stupeň / **Veličina**	**19**	**20**	**21**	**22**	**23**	**24**	**25**	**26**
M	9,225	9,406	9,406	8,703	8,703	8,703	8,167	8,167
D_p	0,34	0,4	0,4	0,425	0,425	0,425	0,44	0,45
l_{1r}	0,0585	0,0557	0,0696	0,0762	0,1009	0,1262	0,1602	0,2215
l_2	0,06	0,0608	0,075	0,0856	0,1102	0,136	0,185	0,251
D_{s1r}	0,3985	0,4557	0,4696	0,5012	0,5259	0,5512	0,6002	0,6715
D_{s2}	0,4	0,4608	0,475	0,5106	0,5352	0,561	0,625	0,701
β_2	18,2	19,1	19,8	20,2	21,5	25	26,6	36
i_2	2726,1	2675,5	2623,4	2565,5	2502,8	2437,0	2362,5	2265,6
p_2	3,200	2,327	1,652	1,104	0,689	0,401	0,205	0,074
v_2	0,572	0,755	1,024	1,466	2,235	3,641	6,683	17,019
x_2	0,999	0,983	0,967	0,949	0,932	0,914	0,895	0,872
t_2	135,7	125,1	114,3	102,4	89,5	75,9	60,6	40,0
z_{ost}	1,8	2,5	3,8	5,2	7,8	11,5	15,6	30,8
i_u	2724,3	2672,9	2619,6	2560,3	2495,0	2425,5	2346,9	2234,8
S_{a2}	0,075	0,088	0,112	0,137	0,185	0,240	0,363	0,553
u_2	178,0	205,1	211,4	227,2	238,2	249,7	278,2	312,0
c_{2a}	70,0	80,7	86,0	92,9	105,0	132,2	150,3	251,5
w_{2a}	70,0	80,7	86,0	92,9	105,0	132,2	150,3	251,5
w_2	224,0	246,7	254,0	269,0	286,5	312,9	335,6	427,8
c_2	78,1	85,5	90,3	96,3	108,8	136,5	151,8	253,8
α_2	63,6	70,9	72,2	74,8	74,9	75,6	81,7	82,3
c_{2u}	34,8	28,0	27,6	25,2	28,4	33,9	21,9	34,1

Tab. 3.6 Výsledky kapitoly 3.3.3 (3. část)

ψ	0,975	0,975	0,977	0,976	0,978	0,981	0,980	0,984
w_{2iz}	229,6	253,0	260,1	275,6	293,1	318,9	342,3	434,9
w_1	68,6	85,4	86,2	98,2	101,4	115,4	143,9	179,7
H_{iz}^R	24,0	28,4	30,1	33,2	37,8	44,2	48,2	78,4
z_R	1,3	1,6	1,6	1,8	1,9	1,9	2,3	3,0
i_{2iz1}	2723,0	2671,3	2618,0	2558,5	2493,1	2423,6	2344,6	2231,8
s_{2iz1}	6,958	6,971	6,985	7,004	7,027	7,059	7,104	7,164
i_1	2747,0	2699,7	2648,1	2591,7	2530,9	2467,8	2392,9	2310,2
p_1	3,646	2,731	1,971	1,353	0,879	0,541	0,291	0,137
s_1	6,958	6,971	6,985	7,004	7,027	7,059	7,104	7,164
t_1	146,1	130,4	119,8	108,3	96,0	83,3	68,4	52,0
v_1	0,513	0,655	0,874	1,221	1,795	2,773	4,855	9,634
x_1	1,000	0,990	0,974	0,957	0,939	0,921	0,901	0,880

Tab. 3.7 Výsledky kapitoly 3.3.4 (1. část)

Stupeň		**1**	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**9**
Veličina	**Jednotka**									
l_0	m	0,0185	0,0198	0,0211	0,0224	0,0238	0,0251	0,0264	0,0277	0,029
l_{1s}	m	0,019	0,0203	0,0216	0,0229	0,0242	0,0255	0,0269	0,0282	0,0295
D_{s0}	m	0,3185	0,3198	0,3211	0,3224	0,3238	0,3251	0,3264	0,3277	0,329
D_{s1s}	m	0,319	0,3203	0,3216	0,3229	0,3242	0,3255	0,3269	0,3282	0,3295
α_1	°	11,8	11,9	12	12	12,3	12,5	12,8	13	13,5
S_{a1}	m^2	0,019	0,020	0,022	0,023	0,025	0,026	0,028	0,029	0,031
u_1	$m \cdot s^{-1}$	142,0	142,6	143,1	143,7	144,3	144,9	145,5	146,1	146,6
c_{1a}	$m \cdot s^{-1}$	33,6	33,7	33,9	34,4	35,0	35,7	36,5	37,7	39,0
w_{1a}	$m \cdot s^{-1}$	33,6	33,7	33,9	34,4	35,0	35,7	36,5	37,7	39,0
c_1	$m \cdot s^{-1}$	164,4	163,4	163,2	165,2	164,1	165,1	164,8	167,5	167,3
w_1	$m \cdot s^{-1}$	38,6	37,9	37,7	38,8	38,5	39,3	39,6	41,4	42,2
c_{1u}	$m \cdot s^{-1}$	160,9	159,9	159,6	161,6	160,4	161,2	160,7	163,2	162,6
β_1	°	60,6	62,8	64,1	62,4	65,3	65,5	67,3	65,6	67,7
$\Delta\beta$	°	107,6	105,3	103,9	105,6	102,4	102,0	99,9	101,4	98,8
$\Delta\alpha$	°	107,0	105,1	104,2	106,5	103,7	103,8	102,0	104,1	101,7
φ	–	0,965	0,967	0,967	0,966	0,968	0,968	0,969	0,967	0,969
c_{1iz}	$m \cdot s^{-1}$	170,3	169,0	168,7	171,1	169,6	170,6	170,1	173,1	172,6
c_0	$m \cdot s^{-1}$	33,2	37,1	36,7	36,8	37,7	37,7	38,8	39,7	41,8
H_{iz}^S	$kJ \cdot kg^{-1}$	14,0	13,6	13,5	14,0	13,7	13,8	13,7	14,2	14,0
z_S	$kJ \cdot kg^{-1}$	1,0	0,9	0,9	1,0	0,9	0,9	0,9	1,0	0,9
i_{1iz}	$kJ \cdot kg^{-1}$	3286,5	3263,5	3240,3	3216,6	3192,7	3168,6	3144,4	3119,6	3094,4
s_{1iz}	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,827	6,833	6,839	6,845	6,851	6,856	6,862	6,867	6,873
i_0	$kJ \cdot kg^{-1}$	3300,5	3277,1	3253,9	3230,5	3206,4	3182,4	3158,1	3133,8	3108,4
p_0	bar	46,741	42,748	39,098	35,711	32,468	29,520	26,756	24,219	21,795
s_0	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,827	6,833	6,839	6,845	6,851	6,856	6,862	6,867	6,873
t_0	$°C$	441,0	428,5	416,2	403,7	390,9	378,1	365,2	352,2	338,7
v_0	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,067	0,072	0,077	0,083	0,090	0,097	0,105	0,114	0,124
x_0	–	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000

Tab. 3.8 Výsledky kapitoly 3.3.4 (2. část)

Stupeň / Veličina	10	11	12	13	14	15	16	17	18
l_0	0,0303	0,027	0,03	0,0331	0,037	0,0409	0,0448	0,0488	0,0527
l_{1s}	0,0308	0,0281	0,0311	0,0345	0,0384	0,0424	0,0463	0,0502	0,0541
D_{s0}	0,3303	0,367	0,37	0,3731	0,377	0,3809	0,3848	0,3888	0,3927
D_{s1s}	0,3308	0,3681	0,3711	0,3745	0,3784	0,3824	0,3863	0,3902	0,3941
α_1	14	13,3	13,3	13,4	13,5	13,8	14,5	15,4	16,5
S_{a1}	0,032	0,032	0,036	0,041	0,046	0,051	0,056	0,062	0,067
u_1	147,2	163,8	165,2	166,7	168,4	170,2	171,9	173,7	175,4
c_{1a}	40,6	44,4	44,9	45,6	46,4	47,9	50,5	54,1	58,9
w_{1a}	40,6	44,4	44,9	45,6	46,4	47,9	50,5	54,1	58,9
c_1	167,9	192,9	195,2	196,9	198,7	200,9	201,8	203,6	207,4
w_1	43,5	50,4	51,3	51,9	52,6	54,0	55,7	58,6	63,4
c_{1u}	162,9	187,7	190,0	191,5	193,2	195,1	195,4	196,3	198,8
β_1	68,9	61,7	61,1	61,4	61,9	62,5	65,1	67,3	68,3
$\Delta\beta$	97,1	105,0	105,6	105,2	104,6	103,7	100,4	97,3	95,2
$\Delta\alpha$	100,4	105,1	107,2	105,1	106,2	106,9	104,8	102,9	101,9
φ	0,970	0,967	0,965	0,967	0,966	0,965	0,967	0,968	0,969
c_{1iz}	173,1	199,5	202,3	203,6	205,7	208,2	208,7	210,3	214,0
c_0	42,8	44,7	47,8	49,5	49,1	51,2	54,4	56,9	61,1
H_{iz}^S	14,1	18,9	19,3	19,5	19,9	20,4	20,3	20,5	21,0
z_S	0,9	1,3	1,4	1,4	1,4	1,5	1,4	1,4	1,4
i_{1iz}	3069,1	3038,9	3005,3	2970,8	2935,6	2899,3	2862,2	2824,4	2785,5
s_{1iz}	6,878	6,884	6,892	6,900	6,909	6,917	6,926	6,935	6,945
i_0	3083,2	3057,8	3024,6	2990,3	2955,6	2919,7	2882,5	2844,9	2806,5
p_0	19,588	17,554	15,138	12,928	10,978	9,220	7,648	6,287	5,105
s_0	6,878	6,884	6,892	6,900	6,909	6,917	6,926	6,935	6,945
t_0	325,3	311,8	294,1	275,7	257,2	238,0	218,2	198,1	177,6
v_0	0,135	0,147	0,166	0,188	0,215	0,247	0,286	0,334	0,394
x_0	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000

Tab. 3.9 Výsledky kapitoly 3.3.4 (3. část)

Stupeň / Veličina	19	20	21	22	23	24	25	26
l_0	0,0566	0,049	0,0626	0,064	0,0887	0,1134	0,127	0,182
l_{1s}	0,058	0,0539	0,0678	0,073	0,0976	0,1228	0,1518	0,2115
D_{s0}	0,3966	0,449	0,4626	0,489	0,5137	0,5384	0,567	0,632
D_{s1s}	0,398	0,4539	0,4678	0,498	0,5226	0,5478	0,5918	0,6615
α_1	18,2	19,1	19,5	20,2	20,5	23,7	25,5	30
S_{a1}	0,073	0,077	0,100	0,114	0,160	0,211	0,282	0,440
u_1	177,1	202,0	208,2	221,6	232,6	243,8	263,4	294,4
c_{1a}	65,2	80,2	82,5	93,1	97,5	114,2	140,5	179,0
w_{1a}	65,2	80,2	82,5	93,1	97,5	114,2	140,5	179,0
c_1	208,9	245,0	247,3	269,5	278,3	284,1	326,4	358,0
w_1	68,6	85,4	86,2	98,2	101,4	115,3	143,9	179,7
c_{1u}	198,4	231,5	233,1	253,0	260,7	260,1	294,6	310,1
β_1	71,9	69,8	73,2	71,4	73,9	81,9	77,5	85,0
$\Delta\beta$	89,9	91,1	87,0	88,4	84,6	73,1	75,9	59,0
$\Delta\alpha$	98,2	90,0	88,3	85,0	84,6	80,7	72,8	67,7
φ	0,971	0,975	0,976	0,977	0,978	0,979	0,981	0,982

Tab. 3.9 Výsledky kapitoly 3.3.4 (3. část)

c_{1iz}	215,1	251,2	253,3	275,8	284,7	290,2	332,6	364,5
c_0	67,6	85,5	80,2	96,4	90,0	103,1	135,1	153,5
H_{iz}^S	20,8	27,9	28,9	33,4	36,5	36,8	46,2	54,6
z_S	1,3	1,5	1,5	1,7	1,8	1,8	2,1	2,3
i_{1iz}	2745,7	2698,2	2646,6	2590,0	2529,1	2466,0	2390,8	2307,9
s_{1iz}	6,955	6,967	6,982	6,999	7,022	7,054	7,098	7,157
i_0	2766,6	2726,1	2675,5	2623,4	2565,5	2502,8	2437,0	2362,5
p_0	4,070	3,188	2,327	1,652	1,104	0,689	0,401	0,205
s_0	6,955	6,967	6,982	6,999	7,022	7,054	7,098	7,157
t_0	156,4	135,6	125,1	114,3	102,4	89,5	75,9	60,6
v_0	0,471	0,572	0,755	1,024	1,466	2,235	3,641	6,683
x_0	1,000	0,999	0,983	0,967	0,949	0,932	0,914	0,895

Tab. 3.10 Výsledky kapitoly 3.3.5 a 3.4 (1. část)

Stupeň		**1**	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**9**
Veličina	**Jednotka**									
H_{iz}^{ST}	$kJ \cdot kg^{-1}$	27,7	27,2	27,2	28,0	27,5	27,9	27,8	28,8	28,5
Pa	–	0,73	0,75	0,75	0,74	0,76	0,75	0,76	0,74	0,75
η_∞	–	0,951	0,951	0,951	0,951	0,951	0,951	0,951	0,951	0,951
δ_r^R	mm	0,589	0,592	0,595	0,597	0,600	0,602	0,605	0,608	0,610
z_b^R	–	3	3	3	3	3	3	3	3	3
δ_e^R	mm	0,340	0,342	0,343	0,345	0,346	0,348	0,349	0,351	0,352
k_r	–	1,235	1,235	1,235	1,235	1,235	1,235	1,235	1,235	1,235
ξ_k^R	–	0,1043	0,0975	0,0914	0,0868	0,0806	0,0757	0,0706	0,0667	0,0617
δ_r^S	mm	0,588	0,5906	0,5932	0,5958	0,5984	0,601	0,6038	0,6064	0,609
z_b^S	–	3	3	3	3	3	3	3	3	3
δ_e^S	mm	0,339	0,341	0,342	0,344	0,345	0,347	0,349	0,350	0,352
ξ_k^S	–	0,1079	0,1006	0,0942	0,0892	0,0828	0,0776	0,0722	0,0682	0,0631
ξ_k	–	0,1061	0,0990	0,0928	0,0880	0,0817	0,0767	0,0714	0,0674	0,0624
ξ_v	–	0,0035	0,0040	0,0045	0,0050	0,0056	0,0061	0,0068	0,0074	0,0080
ξ_x	–	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
η_i	–	0,847	0,853	0,859	0,863	0,868	0,873	0,877	0,880	0,884
H^{ST}	$kJ \cdot kg^{-1}$	23,4	23,2	23,3	24,2	23,9	24,4	24,3	25,3	25,2
i_2	$kJ \cdot kg^{-1}$	3277,0	3253,8	3230,5	3206,3	3182,4	3158,1	3133,7	3108,4	3083,2
i_{0c}	$kJ \cdot kg^{-1}$	3301,1	3277,8	3254,5	3231,2	3207,1	3183,2	3158,9	3134,6	3109,3
ψ	–	2,75	2,68	2,65	2,72	2,65	2,66	2,62	2,70	2,65
ρ	–	0,496	0,500	0,501	0,502	0,504	0,504	0,506	0,507	0,509
Ma_2	–	0,261	0,262	0,265	0,271	0,272	0,277	0,280	0,288	0,291
Ma_1	–	0,261	0,261	0,263	0,268	0,269	0,273	0,275	0,282	0,285

Tab. 3.11 Výsledky kapitoly 3.3.5 a 3.4 (2. část)

Stupeň	**10**	**11**	**12**	**13**	**14**	**15**	**16**	**17**	**18**
Veličina									
H_{iz}^{ST}	28,7	37,7	39,0	39,1	40,3	41,6	41,9	42,7	44,4
Pa	0,76	0,71	0,70	0,71	0,70	0,70	0,71	0,71	0,69
η_∞	0,951	0,950	0,949	0,950	0,950	0,949	0,950	0,950	0,949
δ_r^R	0,613	0,649	0,655	0,663	0,671	0,679	0,687	0,694	0,702
z_b^R	3	3	3	3	3	3	3	3	3

Tab. 3.11 Výsledky kapitoly 3.3.5 a 3.4 (2. část)

δ_e^R	0,354	0,375	0,378	0,383	0,387	0,392	0,396	0,401	0,405
k_r	1,235	1,235	1,235	1,235	1,235	1,235	1,235	1,235	1,235
ξ_k^R	0,0574	0,0680	0,0623	0,0559	0,0507	0,0457	0,0405	0,0357	0,0314
δ_r^S	0,6116	0,6462	0,6522	0,659	0,6668	0,6748	0,6826	0,6904	0,6982
z_b^S	3	3	3	3	3	3	3	3	3
δ_e^S	0,353	0,373	0,377	0,380	0,385	0,390	0,394	0,399	0,403
ξ_k^S	0,0585	0,0713	0,0650	0,0588	0,0530	0,0476	0,0420	0,0369	0,0324
ξ_k	0,0579	0,0696	0,0636	0,0573	0,0519	0,0466	0,0412	0,0363	0,0319
ξ_v	0,0087	0,0058	0,0070	0,0085	0,0103	0,0123	0,0144	0,0166	0,0188
ξ_x	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
η_i	0,888	0,879	0,882	0,888	0,891	0,893	0,897	0,900	0,901
H^{ST}	25,5	33,1	34,4	34,7	35,9	37,2	37,6	38,4	40,0
i_2	3057,7	3024,6	2990,2	2955,6	2919,7	2882,5	2844,9	2806,5	2766,6
i_{0c}	3084,2	3058,8	3025,8	2991,5	2956,8	2921,0	2884,1	2846,6	2808,5
ψ	2,65	2,81	2,86	2,82	2,84	2,87	2,84	2,83	2,88
ρ	0,510	0,499	0,504	0,501	0,505	0,511	0,516	0,520	0,526
Ma_2	0,296	0,339	0,352	0,358	0,371	0,386	0,399	0,415	0,438
Ma_1	0,289	0,336	0,345	0,353	0,362	0,373	0,382	0,393	0,409

Tab. 3.12 Výsledky kapitoly 3.3.5 a 3.4 (3. část)

Stupeň / **Veličina**	**19**	**20**	**21**	**22**	**23**	**24**	**25**	**26**
H_{iz}^{ST}	44,9	56,3	59,0	66,5	74,3	81,0	94,4	133,0
Pa	0,70	0,73	0,74	0,74	0,73	0,73	0,73	0,65
η_∞	0,949	0,951	0,951	0,951	0,951	0,951	0,951	0,944
δ_r^R	0,710	0,772	0,800	0,846	0,895	0,947	1,060	1,202
z_b^R	3	3	3	3	3	0	3	0
δ_e^R	0,410	0,445	0,462	0,489	0,517	0	0,612	0
k_r	1,235	1,235	1,235	1,235	1,235	1,49	1,235	1,49
ξ_k^R	0,0270	0,0277	0,0225	0,0204	0,0158	0,0245	0,0091	0,0121
δ_r^S	0,706	0,7578	0,7856	0,821	0,8702	0,9206	0,9936	1,123
z_b^S	3	3	3	3	3	3	3	3
δ_e^S	0,408	0,438	0,454	0,474	0,502	0,532	0,574	0,648
ξ_k^S	0,0278	0,0306	0,0248	0,0232	0,0182	0,0133	0,0108	0,0076
ξ_k	0,0274	0,0291	0,0236	0,0218	0,0170	0,0189	0,0100	0,0099
ξ_v	0,0212	0,0141	0,0210	0,0215	0,0349	0,0503	0,0658	0,1022
ξ_x	0,0004	0,0090	0,0253	0,0420	0,0594	0,0771	0,0955	0,1165
η_i	0,903	0,901	0,885	0,870	0,845	0,812	0,788	0,728
H^{ST}	40,5	50,7	52,2	57,9	62,8	65,8	74,4	96,8
i_2	2726,1	2675,4	2623,3	2565,5	2502,8	2437,0	2362,6	2265,7
i_{0c}	2769,0	2729,8	2678,7	2628,1	2569,6	2508,1	2446,1	2374,1
ψ	2,86	2,76	2,72	2,71	2,75	2,73	2,72	3,07
ρ	0,535	0,504	0,510	0,498	0,509	0,546	0,511	0,589
Ma_2	0,459	0,510	0,530	0,568	0,614	0,682	0,746	0,980
Ma_1	0,423	0,504	0,513	0,566	0,592	0,613	0,718	0,805

Tab. 3.13 Výsledky pevnostního výpočtu statorových řad

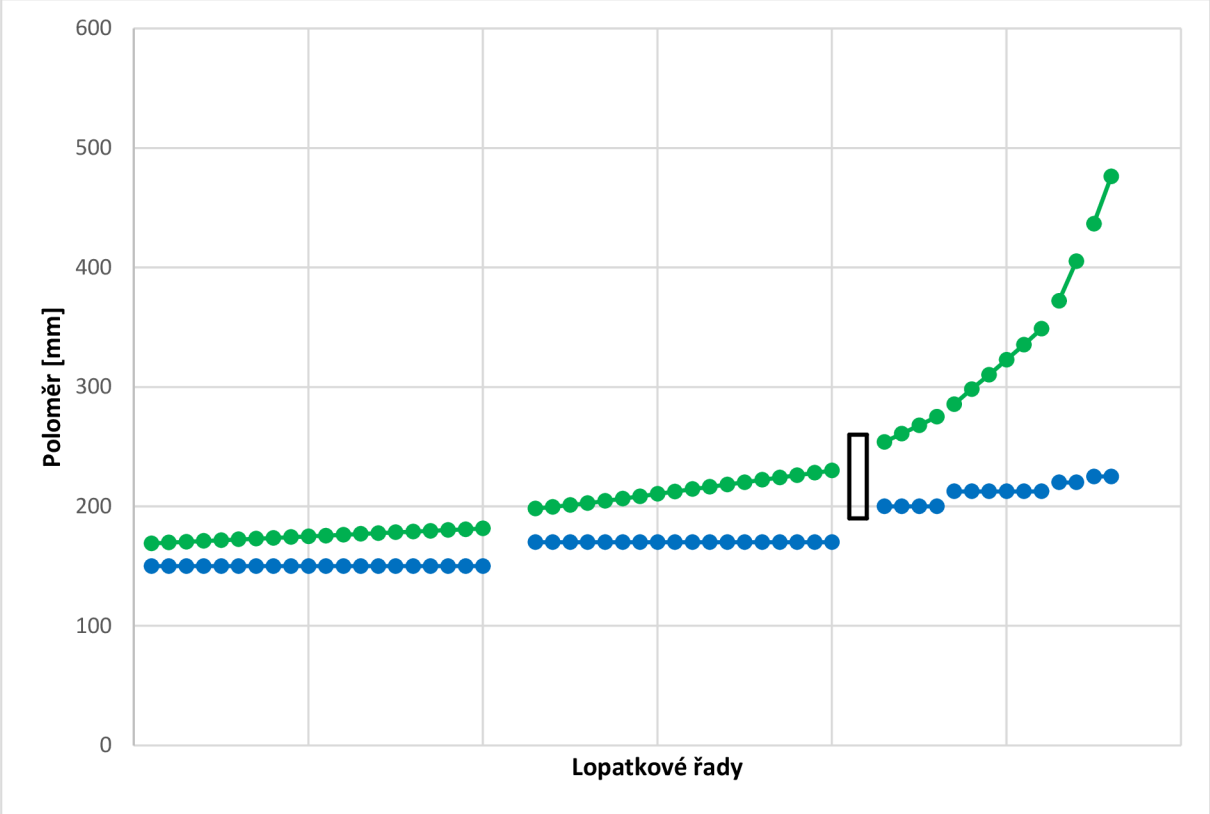
Řada	F_u	F_a	M_u	M_a	M_o	σ_o
	kN	kN	$N \cdot m$	$N \cdot m$	$N \cdot m$	MPa
1	-21,67	58,23	-0,21	0,55	0,59	19,42
3	-19,37	56,59	-0,20	0,57	0,61	19,97
5	-19,23	55,31	-0,21	0,60	0,63	20,80
7	-19,57	56,29	-0,22	0,64	0,68	22,45
9	-19,12	54,11	-0,23	0,65	0,69	22,84
11	-19,44	53,62	-0,25	0,68	0,73	23,92
13	-19,03	51,31	-0,26	0,69	0,74	24,21
15	-19,45	51,49	-0,27	0,73	0,78	25,53
17	-19,05	49,07	-0,28	0,72	0,78	25,54
19	-18,94	46,71	-0,29	0,72	0,78	25,53
21	-20,05	52,16	-0,28	0,73	0,79	25,82
23	-19,68	53,06	-0,31	0,83	0,88	28,95
25	-23,56	63,80	-0,41	1,10	1,17	21,61
27	-23,73	63,41	-0,46	1,22	1,30	23,94
29	-24,09	63,77	-0,51	1,35	1,45	26,61
31	-23,45	59,64	-0,54	1,38	1,48	27,32
33	-23,26	55,82	-0,58	1,40	1,52	27,95
35	-23,17	52,39	-0,63	1,42	1,55	28,53
37	-22,72	47,42	-0,66	1,38	1,52	28,08
39	-25,87	50,64	-0,70	1,36	1,53	16,48
41	-27,67	50,62	-0,94	1,72	1,96	21,03
43	-30,33	51,86	-1,11	1,89	2,19	15,24
45	-38,84	67,76	-1,90	3,31	3,81	13,08
47	-36,18	54,77	-2,22	3,36	4,03	13,83
49	-41,96	60,06	-3,19	4,56	5,56	12,09
51	-29,87	35,26	-3,16	3,73	4,89	7,51

Tab. 3.14 Výsledky pevnostního výpočtu rotorových řad

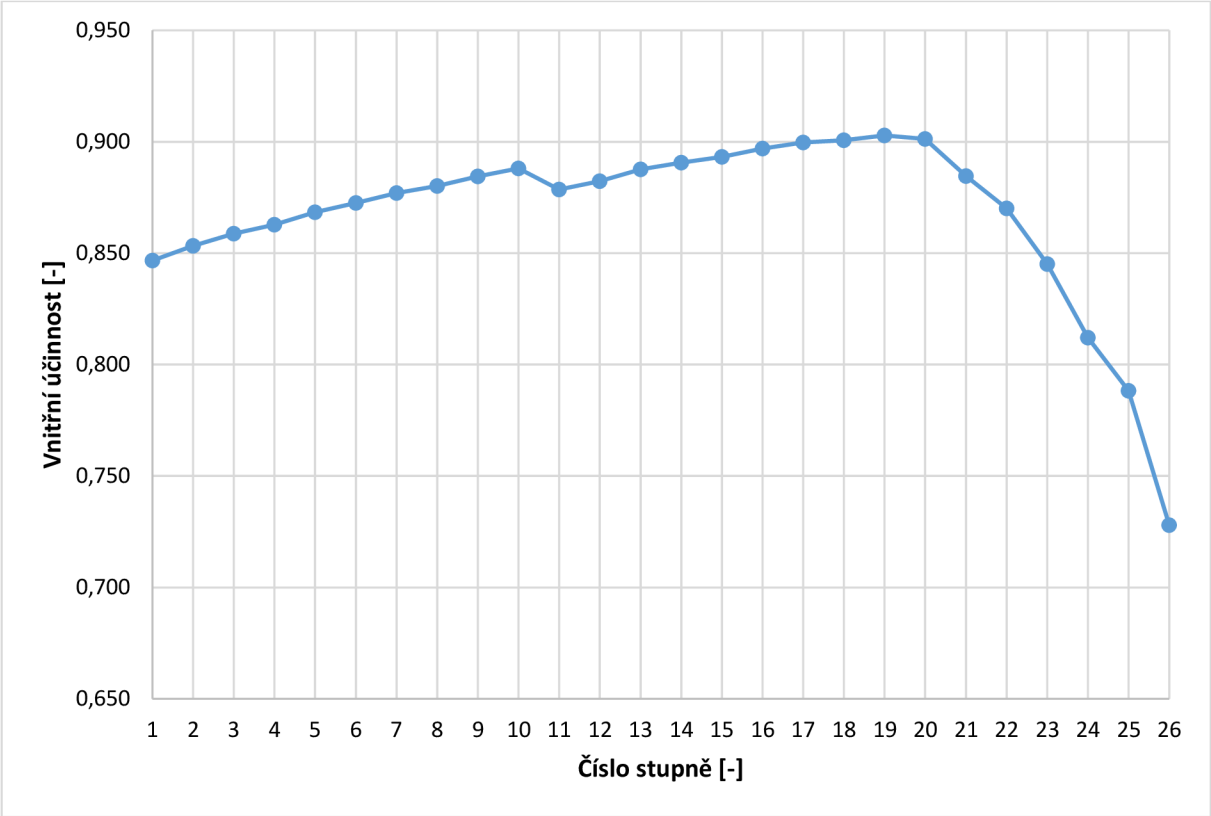
Řada	F_u	F_a	M_u	M_a	M_o	σ_o	F_{od}	σ_t
	kN	kN	$N \cdot m$	$N \cdot m$	$N \cdot m$	MPa	kN	MPa
2	18,47	54,43	0,18	0,54	0,57	18,62	998,69	19,59
4	18,50	53,66	0,19	0,56	0,60	19,60	1068,92	20,96
6	18,27	52,52	0,20	0,59	0,62	20,40	1139,69	22,35
8	18,27	53,47	0,22	0,63	0,67	21,93	1210,99	23,75
10	18,31	51,65	0,23	0,64	0,68	22,44	1282,83	25,16
12	18,09	50,53	0,24	0,66	0,70	23,13	1355,21	26,58
14	18,13	49,20	0,25	0,68	0,72	23,80	1433,75	28,12
16	18,12	49,43	0,26	0,71	0,76	25,02	1507,24	29,56
18	17,93	46,78	0,27	0,71	0,76	24,88	1581,26	31,01
20	17,95	45,19	0,28	0,71	0,77	25,19	1655,82	32,47
22	18,28	49,07	0,27	0,73	0,77	25,49	1734,78	34,02
24	18,23	50,32	0,30	0,82	0,87	28,70	1926,11	37,77
26	22,48	60,35	0,41	1,10	1,18	21,64	3333,40	42,74
28	22,12	60,46	0,45	1,22	1,30	23,95	3727,79	47,79
30	21,76	59,82	0,48	1,33	1,41	26,02	4139,96	53,08
32	21,74	57,59	0,53	1,39	1,49	27,38	4549,29	58,32
34	21,38	54,51	0,56	1,42	1,53	28,15	4966,01	63,67

Tab. 3.14 Výsledky pevnostního výpočtu rotorových řad

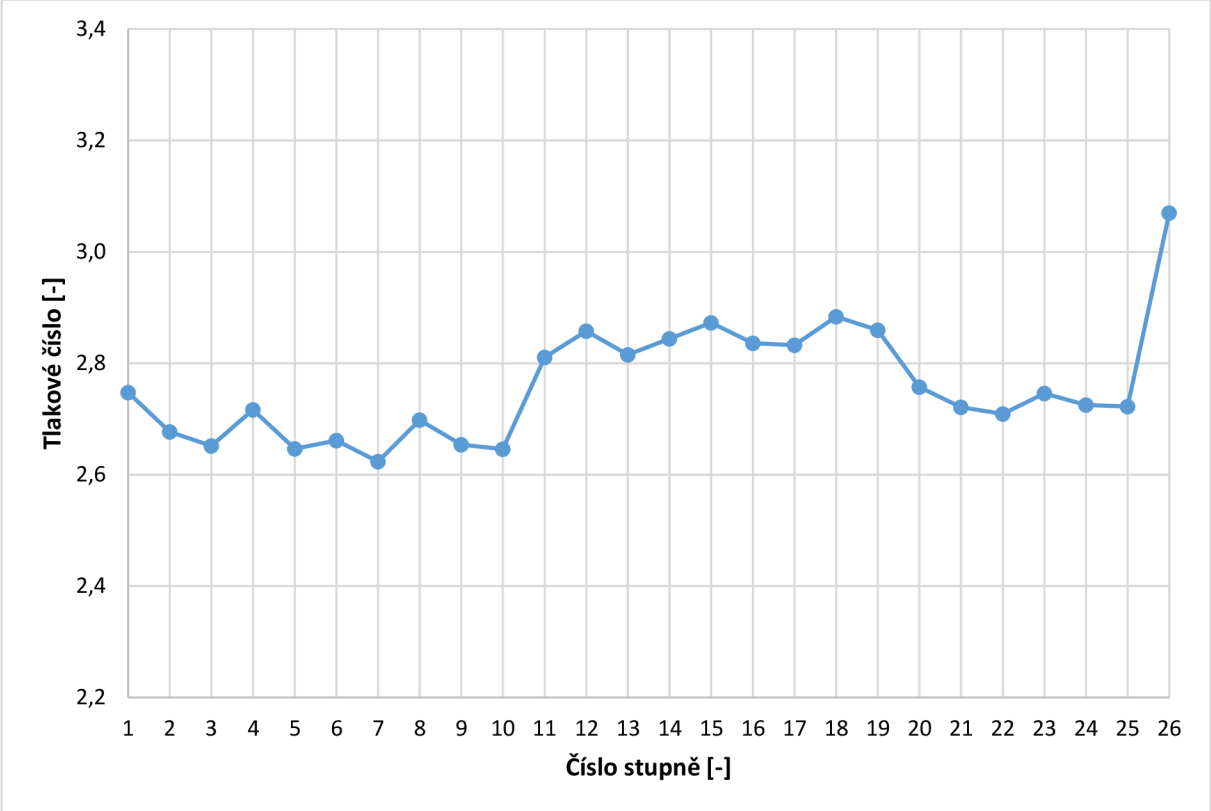
36	20,90	51,99	0,59	1,46	1,57	28,94	5390,10	69,10
38	20,42	47,62	0,61	1,43	1,55	28,63	5821,58	74,64
40	26,70	49,54	0,81	1,51	1,71	18,40	9714,62	87,13
42	25,89	47,35	0,97	1,78	2,02	21,76	12352,77	110,79
44	28,44	49,05	1,22	2,10	2,43	16,86	20333,91	135,92
46	35,03	59,73	1,93	3,29	3,82	13,09	43744,24	183,41
48	32,98	53,58	2,24	3,64	4,28	14,68	56588,07	237,27
50	40,70	55,26	3,76	5,11	6,35	13,80	116141,92	359,57
52	26,11	33,92	3,28	4,26	5,37	8,25	204643,56	547,18



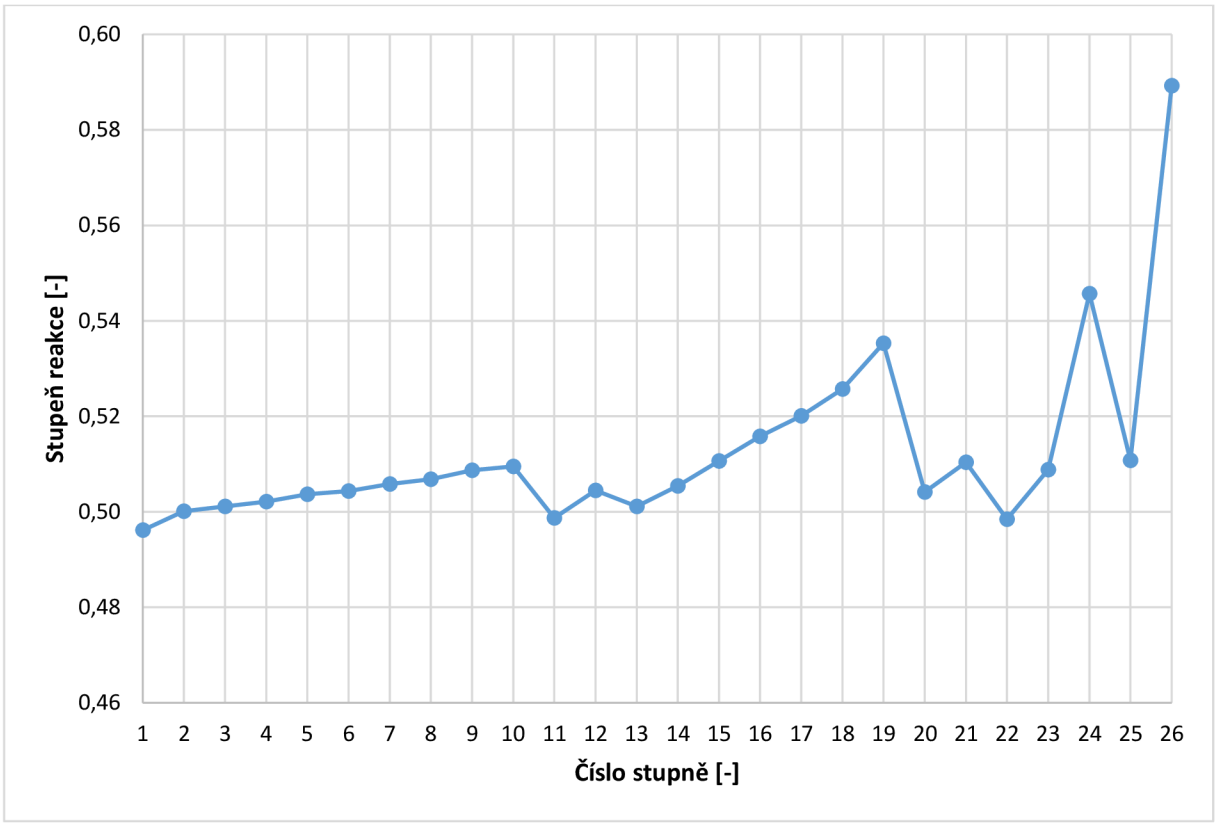
Obr. 3.8 Schéma průtočného kanálu stupňové části



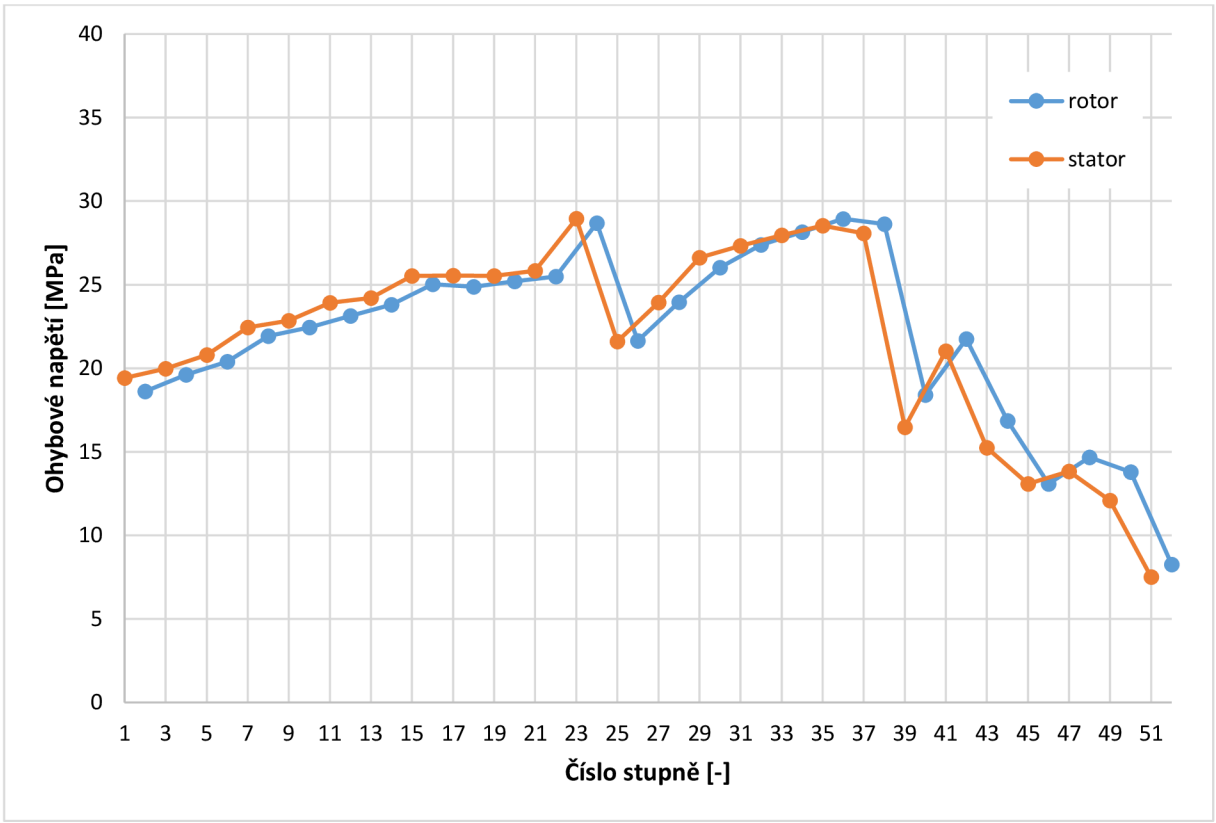
Obr. 3.9 Vnitřní účinnosti jednotlivých stupňů



Obr. 3.10 Tlakové číslo jednotlivých stupňů



Obr. 3.11 Stupeň reakce jednotlivých stupňů



Obr. 3.12 Ohybové napětí jednotlivých řad

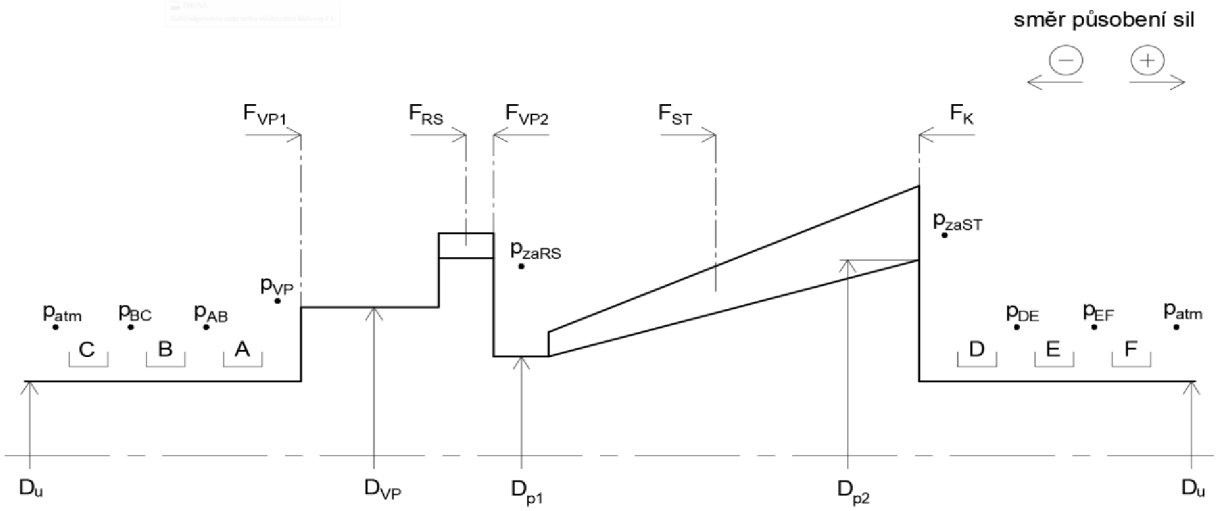
4 Vyrovnávací píst a ucpávky

4.1 Vyrovnávací píst

Při návrhu mnohastupňové parní turbíny je nutné počítat s axiální silou působící na rotor turbíny. Tato síla často dosahuje hodnot, které nelze zachytit pouze axiálním ložiskem, a proto se musí uvažovat o dalších možnostech řešení. Existují dva základní způsoby, které se dají použít pro kompenzování této síly. První je změna směru toku páry lopatkováním (tzv. diabolo), druhým způsobem, který bude použitý pro tuto turbínu, je použití vyrovnávacího pístu. [2]

4.1.1 Výpočet axiální síly

Na obr. 4.1 je znázorněný zjednodušený náčrt rotoru, ze kterého bude výpočet vycházet. Jsou na něm vyznačeny směry jednotlivých axiálních sil, průměry rotoru a tlaky v důležitých bodech. Výpočet pak bude probíhat podle postupu uvedeného v literatuře [2].



Obr. 4.1 Zjednodušený náčrt rotoru

Nejprve budou určeny jednotlivé průměry nutné pro výpočet. Průměr, na kterém jsou ucpávky turbíny:

$$D_u = 0{,}25\ m \tag{4.1}$$

Průměr vyrovnávacího pístu (zvolen a následně iteračně upraven):

$$D_{VP} = 0{,}32\ m \tag{4.2}$$

Patní průměr prvního kužele:

$$D_{p1} = 0{,}3\ m \tag{4.3}$$

Patní průměr posledního kužele:

$$D_{p2} = 0{,}45\ m \tag{4.4}$$

Dále je nutné určit jednotlivé tlaky. Atmosférický tlak:

$$p_{atm} = 1\ bar \tag{4.5}$$

Tlak za vyrovnávacím pístem je roven tlaku v místě, kam je pára zpět zavedena. V tomto případě je pára zavedena mezi druhý a třetí kužel:

$$p_{VP} = 3{,}2\ bar \tag{4.6}$$

Tlak za regulačním stupněm:

$$p_{zaRS} = 46{,}7\ bar \tag{4.7}$$

Tlak za poslední lopatkou:

$$p_{zaLOP} = 0{,}074\ bar \tag{4.8}$$

Nyní jsou známy všechny veličiny potřebné pro výpočet axiálních sil. Ty jsou dány tlakem působícím na plochu mezikruží. Síly od vyrovnávacího pístu:

$$F_{VP1} = \pi \cdot \frac{D_{VP}^2 - D_u^2}{4} \cdot p_{VP} = \pi \cdot \frac{0{,}32^2 - 0{,}25^2}{4} \cdot 3{,}2 = 10{,}0\ kN \tag{4.9}$$

$$F_{VP2} = \pi \cdot \frac{D_{VP}^2 - D_{p1}^2}{4} \cdot p_{zaRS} = \pi \cdot \frac{0{,}32^2 - 0{,}3^2}{4} \cdot 46{,}7 = 45{,}5\ kN \tag{4.10}$$

Síla působící na plochu mezi průměrem ucpávek a patním průměrem poslední lopatky:

$$F_K = \pi \cdot \frac{D_{p2}^2 - D_u^2}{4} \cdot p_{zaLOP} = \pi \cdot \frac{0{,}45^2 - 0{,}25^2}{4} \cdot 0{,}074 = 0{,}8\ kN \tag{4.11}$$

Do výpočtu je nutné zahrnout také axiální síly od páry, které působí na jednotlivé lopatky. Jedná se o sílu působící na regulační stupeň (vypočtena v kapitole 2.3) a o sílu působící na stupňovou část oběžných lopatek (vypočtena v kapitole 3.5):

$$F_{RS} = 2{,}3\ kN \tag{4.12}$$

$$F_{ST} = 48{,}8\ kN \tag{4.13}$$

Celková axiální síla působící na rotor turbíny:

$$F_c = F_{VP1} - F_{VP2} + F_{RS} + F_{ST} - F_K \tag{4.14}$$

$$F_c = 10 - 45{,}5 + 2{,}3 + 48{,}8 - 0{,}8 = 14{,}8\ kN$$

4.1.2 Hmotnostní průtok ucpávkami vyrovnávacího pístu

Pro vyrovnávací píst je využito bezdotykových labyrintových ucpávek. Pro ucpávky vyrobené z austenitické oceli platí, že konstanta B = 1,35. Radiální vůle mezi břity a tělesem statoru je pak:

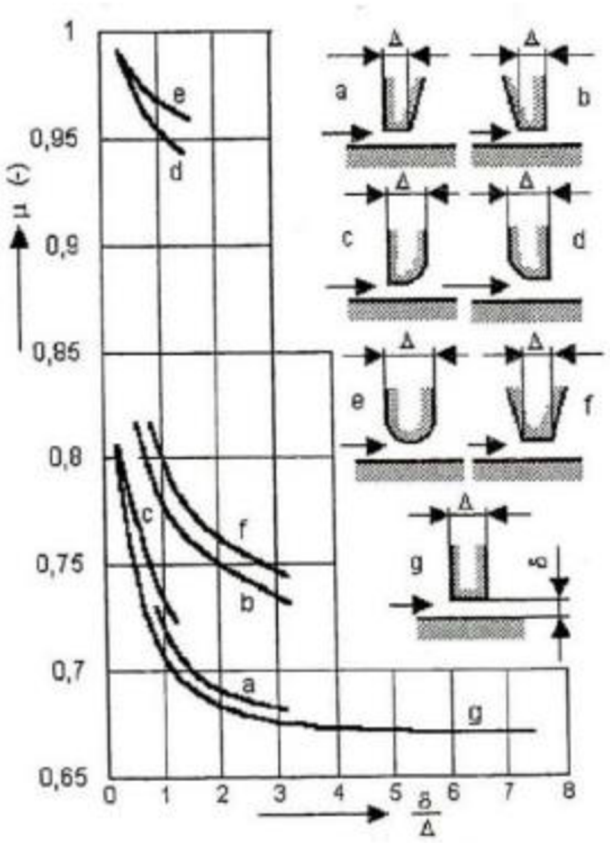
$$\delta_{VP} = B \cdot D_u + 0{,}25 = 1{,}35 \cdot 0{,}25 + 0{,}25 = 0{,}68\ mm \tag{4.15}$$

Šířka břitu ucpávky:

$$\Delta = 0{,}3\ mm \tag{4.16}$$

Následující poměr pak určuje velikost průtokového součinitele, který vychází z obr. 4.2:

$$\frac{\delta_{VP}}{\Delta} = \frac{0{,}68}{0{,}3} = 2{,}27\ [-] \qquad 4.17$$



Obr. 4.2 Průtokový součinitel ucpávek [2]

Průtokový součinitel pro typ g:

$$\mu = 0{,}67 \qquad (4.18)$$

Průtočná plocha ucpávek:

$$S_{VP} = \pi \cdot D_{VP} \cdot \delta_{VP} = \pi \cdot 0{,}32 \cdot 0{,}68 \cdot 10^{-3} = 6{,}8 \cdot 10^{-4}\ m^2 \qquad (4.19)$$

Je nutné znát také měrný objem před ucpávkou, který je roven měrnému objemu za regulačním stupněm:

$$v_{zaRS} = 0{,}067\ m^3 \cdot kg^{-1} \qquad (4.20)$$

Vztah pro výpočet hmotnostního průtoku se liší pro případ, kdy v ucpávkách dochází a kdy nedochází ke kritickému proudění. Proto je to nutné nejprve ověřit. Poměr tlaku za ucpávkou a před ucpávkou:

$$\pi_{VP} = \frac{p_{VP}}{p_{zaRS}} = \frac{3{,}2}{46{,}7} = 0{,}07\ [-] \qquad (4.21)$$

Zvolený počet břitů ucpávky:

$$z_{VP} = 60\ [-] \tag{4.22}$$

Kritický tlakový poměr:

$$\pi_{VP,krit} = \frac{0{,}82}{\sqrt{z_{VP} + 1{,}25}} = \frac{0{,}82}{\sqrt{60 + 1{,}25}} = 0{,}10\ [-] \tag{4.23}$$

Protože $\pi < \pi_{VP,krit}$, dochází na posledním břitu ke kritickému proudění a pro hmotnostní tok platí:

$$M_{VP} = \mu \cdot S_{VP} \cdot \sqrt{\frac{1}{z_{VP} + 1{,}25} \cdot \frac{p_{zaRS}}{v_{zaRS}}} \tag{4.24}$$

$$M_{VP} = 0{,}67 \cdot 6{,}8 \cdot 10^{-4} \cdot \sqrt{\frac{1}{60 + 1{,}25} \cdot \frac{46{,}7 \cdot 10^5}{0{,}067}} = 0{,}50\ kg \cdot s^{-1}$$

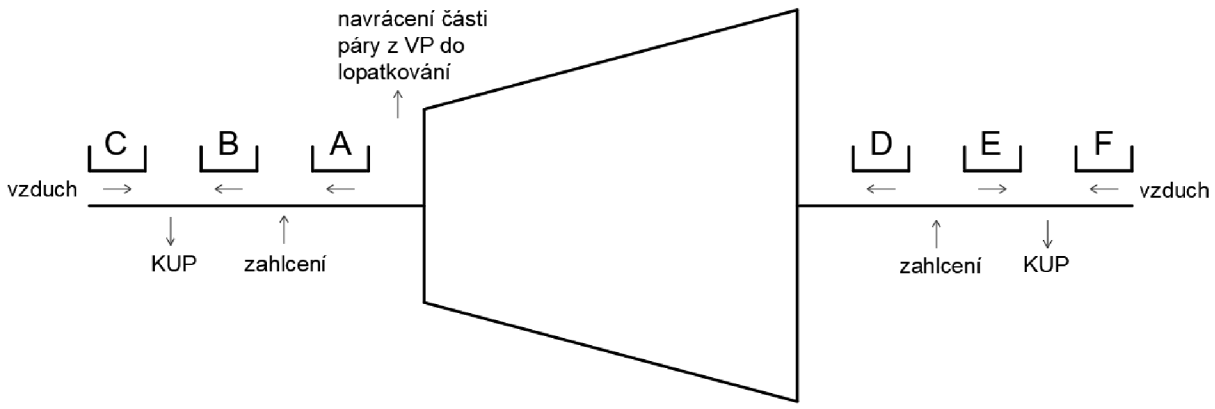
O tuto hodnotu bude za regulačním stupněm snížen hmotnostní průtok do stupňové části turbíny.

Pro případ $\pi > \pi_{VP,krit}$, kdy nedochází ke kritickému proudění, platí vztah:

$$M_{VP} = \mu \cdot S_{VP} \cdot \sqrt{\frac{p_{zaRS}^2 - p_{VP}^2}{p_{zaRS} \cdot v_{zaRS} \cdot z_{VP}}} \tag{4.25}$$

4.2 Ucpávky turbíny

Přední a zadní ucpávky slouží k řízenému úniku páry z turbíny, popřípadě přisávání vzduchu do turbíny. Po průchodu vyrovnávacím pístem se většina páry vrací zpět do lopatkování. Část páry však pokračuje ucpávkami A, následně dojde k zahlcení a pára pokračuje ucpávkami B. Ucpávkou C je nasáván vzduch, protože mezi B a C je mírný podtlak. Zde se proudy smísí a odchází do kondenzátoru ucpávkové páry (KUP). U zadních ucpávek dochází k zahlcení mezi D a E a do KUP odchází pára mezi E a F. Směry proudění jsou zobrazeny na obr. 4.3.



Obr. 4.3 Směry proudění ucpávkami

Pro výpočet hmotnostního průtoku bude nutné znát měrný objem vzduchu. Ten lze určit jako obrácenou hodnotu uvažované hustoty $\rho_{vz} = 1{,}2047\ kg \cdot m^{-3}$:

$$v_{vz} = \frac{1}{1{,}2047} = 0{,}8301\ m^3 \cdot kg^{-1} \tag{4.26}$$

Ostatní měrné objemy jsou funkcí daného tlaku a entalpie. Protože se jedná o škrcení, entalpie je konstantní. Pro přední ucpávky je rovna entalpii před prvním stupněm:

$$i_{zaRS} = i_{0_1} = 3300{,}5\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{4.27}$$

Pro zadní ucpávky je rovna entalpii za posledním stupněm:

$$i_{zaLOP} = i_{2_{26}} = 2265{,}6\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{4.28}$$

Další postup výpočtu ucpávek turbíny bude obdobný jako výpočet ucpávek vyrovnávacího pístu, pouze bude počítáno s jiným průměrem, tlaky a počtem ucpávek. Z tohoto důvodu bude uvedena pouze tabulka s výsledky.

Tab. 4.1 výsledky výpočtu ucpávek

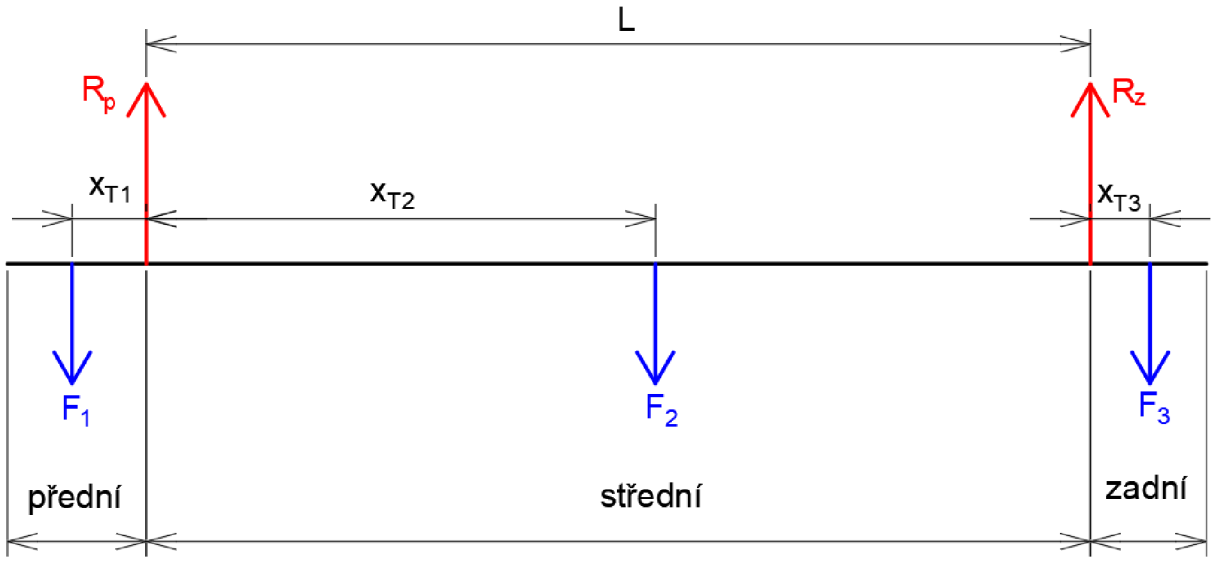
Veličina	**Značka**	**Jednotka**	**A**	**B**	**C**	**D**	**E**	**F**
Počet břitů	z_u	-	15	9	6	15	9	6
Šířka břitu	Δ	mm	0,3			0,3		
Průměr ucpávek	D_u	m	0,25			0,25		
Tlak před ucpávkou	p_1	bar	3,2	1,5	1	1,5	1,5	1
Tlak za ucpávkou	p_2	bar	1,5	0,9	0,9	0,074	0,9	0,9
Měrný objem před ucpávkou	v_1	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,98	2,1	0,83	0,94	0,94	0,83
Entalpie před ucpávkou	i_1	$kJ \cdot kg^{-1}$	3300,5			2265,6		
Konstanta dle materiálu	B	-	1,35			1,35		
Radiální vůle	δ	mm	0,59			0,59		
Poměr radiální vůle a šířky břitu	Δ/δ	-	2,27			2,27		
Průtokový součinitel	μ	-	0,67			0,67		
Průtočný průřez	S	m^2	$4{,}6 \cdot 10^{-4}$			$4{,}6 \cdot 10^{-4}$		
Poměr tlaků za a před ucpávkou	π	-	0,49	0,6	0,9	0,05	0,6	0,9
Kritický tlakový poměr	π_{kr}	-	0,2	0,26	0,3	0,2	0,26	0,3
Hmotnostní průtok ucpávkou	M	$kg \cdot s^{-1}$	0,04	0,022	0,019	0,031	0,033	0,019

5 Ložiska

Turbína má dva ložiskové stojany. V předním ložiskovém stojanu je umístěno společně radiální a axiální ložisko. V zadním ložiskovém stojanu je už pouze radiální ložisko. Metodika návrhu radiálních ložisek je převzata z literatury [4].

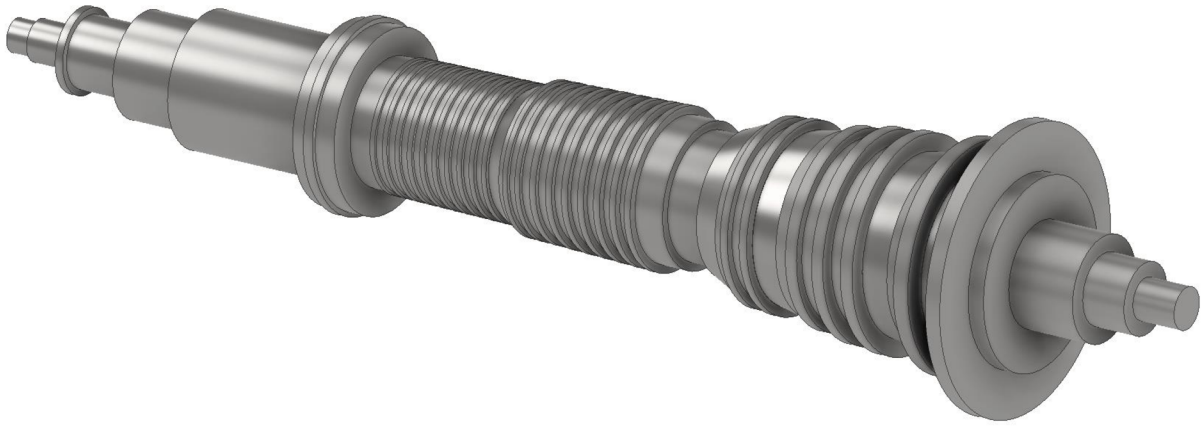
5.1 Radiální ložisko

Radiální ložiska mají za úkol zachytit gravitační síly, vznikající od hmotnosti rotoru a oběžných lopatek. Jejich návrh vychází z výpočtu reakčních sil od této hmotnosti. Osa ložisek rozděluje rotor na 3 části, jak je zobrazeno na obr. 5.1.



Obr. 5.1 Znázornění rozměrů a sil

Hmotnosti a těžiště byly určeny pomocí zjednodušeného modelu každé část rotoru v programu Autodesk Inventor Professional 2021 (obr. 5.2). Jako materiál turbíny byla uvažována ocel s hustotou 7850 $kg \cdot m^3$. Výsledné parametry jsou uvedeny v tab. 5.1.



Obr. 5.2 Zjednodušený model rotoru

Tab. 5.1 Hmotnosti a těžiště rotorových částí

m_1 [kg]	m_2 [kg]	m_3 [kg]	x_{T1} [m]	x_{T2} [m]	x_{T3} [m]	L [m]
6,548	2180,632	2,466	0,06	1,666	0,02	2,948

Výpočet reakčních sil vychází ze silové a momentové rovnováhy. Jako vztažný bod je považována osa předního ložiska. Nejdříve se určí gravitační síly, kde uvažované gravitační zrychlení je $g = 9{,}81\ m \cdot s^{-2}$:

$$F_1 = m_1 \cdot g = 6{,}55 \cdot 9{,}81 = 64{,}2\ N \tag{5.1}$$
$$F_2 = m_2 \cdot g = 2180{,}6 \cdot 9{,}81 = 21392\ N \tag{5.2}$$
$$F_3 = m_3 \cdot g = 2{,}47 \cdot 9{,}81 = 24{,}2\ N \tag{5.3}$$

Sestaví se rovnice silové a momentové rovnováhy:

$$-F_1 + R_p - F_2 + R_z - F_3 = 0 \tag{5.4}$$
$$F_1 \cdot x_{T1} - F_2 \cdot x_{T2} + R_z \cdot L - F_3 \cdot (L + x_{T3}) = 0 \tag{5.5}$$

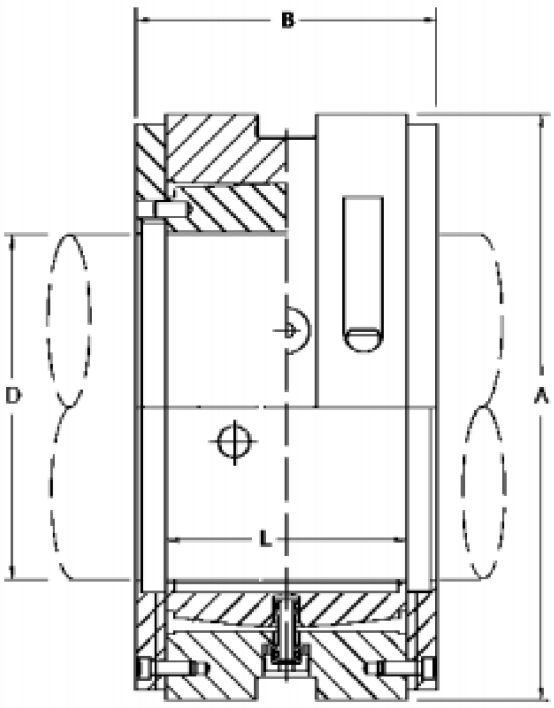
Následně lze vyjádří reakční sílu v zadním ložisku z rovnice (5.5):

$$R_z = \frac{F_2 \cdot x_{T2} + F_3 \cdot (L + x_{T3}) - F_1 \cdot x_{T1}}{L} \tag{5.6}$$
$$R_z = \frac{21392 \cdot 1{,}666 + 24{,}2 \cdot (2{,}948 + 0{,}02) - 64{,}2 \cdot 0{,}06}{2{,}948} = 12112{,}3\ N$$

A reakční sílu v předním ložisku z rovnice (5.4):

$$R_p = F_1 + F_2 + F_3 - R_z \tag{5.7}$$
$$R_p = 64{,}2 + 21392 + 24{,}2 - 12112{,}3 = 9368{,}1\ N$$

Na základě těchto sil a zvolenému poměru L/D lze vybrat radiální ložiska z katalogu [6]. Znázornění geometrických rozměrů je zobrazeno na obr. 5.3.



Obr. 5.3 Znázornění rozměrů radiálního ložiska [6]

Hodnoty těchto parametrů jsou pak uvedeny v tab. 5.2.

Tab. 5.2 Geometrie zvoleného radiálního ložiska [6]

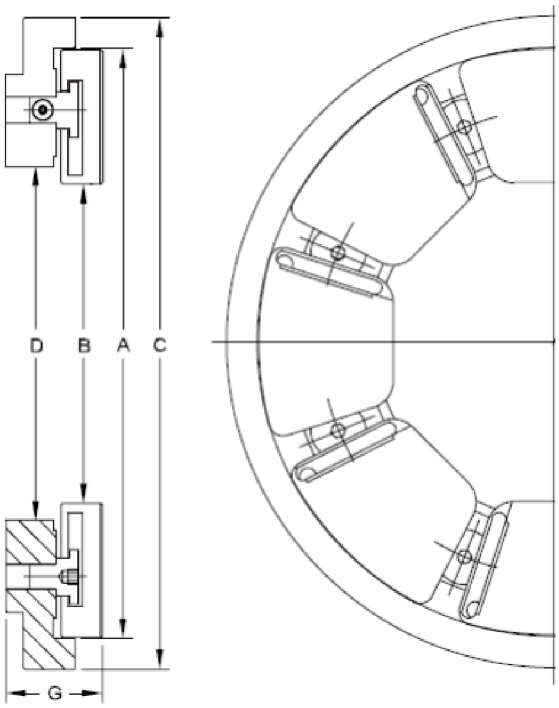
Průměr hřídele	D	0,1	m
Vnější průměr	A	0,177	m
Šířka ložiska	B	0,098	m
Délka nosné pánve	L	0,07	m

Ztrátový výkon jednoho radiálního ložiska je funkcí otáček turbíny a je definován výrobcem. Z grafu v katalogu [6] lze odečíst:

$$z_{rad} = 4{,}5\ kW \tag{5.8}$$

5.2 Axiální ložisko

Axiální ložisko má za úkol pokrýt zbylou axiální sílu. Velikost výsledné axiální síly při uvažování vyrovnávacího pístu byla určena v kapitole 4.1.1. Podle této hodnoty bylo zvoleno axiální ložisko KingCole-8-146 z katalogu [7].



Obr. 5.4 Znázornění rozměrů radiálního ložiska [7]

Hodnoty geometrických parametrů jsou uvedeny v tab. 5.3:

Tab. 5.3 Geometrie zvoleného axiálního ložiska [7]

Vnitřní průměr pouzdra	D	0,098	m
Vnitřní průměr segmentů	B	0,0876	m
Vnější průměr segmentů	A	0,162	m
Vnější průměr pouzdra	C	0,181	m
Šířka ložiska	G	0,027	m

Ve výše zmíněném katalogu lze z grafu odečíst ztrátový výkon v ložisku, jako funkci otáček turbíny:

$$z_{ax} = 8{,}8\ kW \tag{5.9}$$

Nyní lze určit celkovou mechanickou ztráta v ložiskách (dvě radiální a jedno axiální):

$$z_{mech} = 2 \cdot z_{rad} + z_{ax} = 2 \cdot 4{,}5 + 8{,}8 = 17{,}8\ kW \tag{5.10}$$

6 Výsledné parametry turbíny

V následující kapitole bude stanovena celková vnitřní a termodynamická účinnost, vnitřní výkon a svorkový výkon turbíny. To bude vypočteno pro návrhový stav, tedy stav s nulovým regulovaným odběrem a stoprocentním vstupním průtokem páry. Ostatní nenávrhové stavy budou zobrazeny v provozní charakteristice.

6.1 Výpočet parametrů

Entalpie na konci izoentropické expanze:

$$i_{iz}^{T} = f\left(p_{2_{26}}; s_{RS,in}\right) = 2115{,}9\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{6.1}$$

Izoentropický spád je rozdíl výše určené entalpie a vstupní entalpie do regulačního stupně:

$$H_{iz}^{T} = i_{RS,in} - i_{iz}^{T} = 3368{,}9 - 2115{,}9 = 1253{,}0\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{6.2}$$

Skutečný spád turbíny:

$$H^{T} = i_{RS,in} - i_{2_{26}} = 3368{,}9 - 2265{,}6 = 1103{,}2\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{6.3}$$

Vnitřní účinnost turbíny:

$$\eta_{i}^{T} = \frac{H^{T}}{H_{iz}^{T}} = \frac{1103{,}2}{1253} = 0{,}880\ [-] \tag{6.4}$$

Vnitřní termodynamická účinnost turbíny zohledňující ztrátu výstupní rychlostí:

$$\eta_{tdi}^{T} = \frac{H^{T} - z_{c2}}{H_{iz}^{T}} = \frac{1103{,}2 - 32{,}2}{1253} = 0{,}855\ [-] \tag{6.5}$$

Vnitřní výkon turbíny:

$$P_{i}^{T} = P_{i}^{RS} + P_{i}^{SC} = 685{,}3 + 9023{,}4 = 9708{,}7\ kW \tag{6.6}$$

Pro výpočet svorkového výkonu je nutné znát mechanickou účinnost, účinnost převodovky a účinnost generátoru. Mechanická účinnost zahrnuje ztráty výkonu v axiálním a radiálních ložiskách, které jsou známy z předchozích kapitol a je možné ji dopočítat:

$$\eta_{mech} = 1 - \frac{z_{mech}}{P_{i}^{T}} = 1 - \frac{17{,}8}{9708{,}7} = 0{,}998\ [-] \tag{6.7}$$

Pro účinnost převodovky a generátoru by bylo nutné znát technickou specifikaci konkrétních komponent, což není cílem této práce. Proto byly pouze odhadnuty:

$$\eta_{př} = 0{,}980\ [-] \tag{6.8}$$

$$\eta_{gen} = 0{,}975\ [-] \tag{6.9}$$

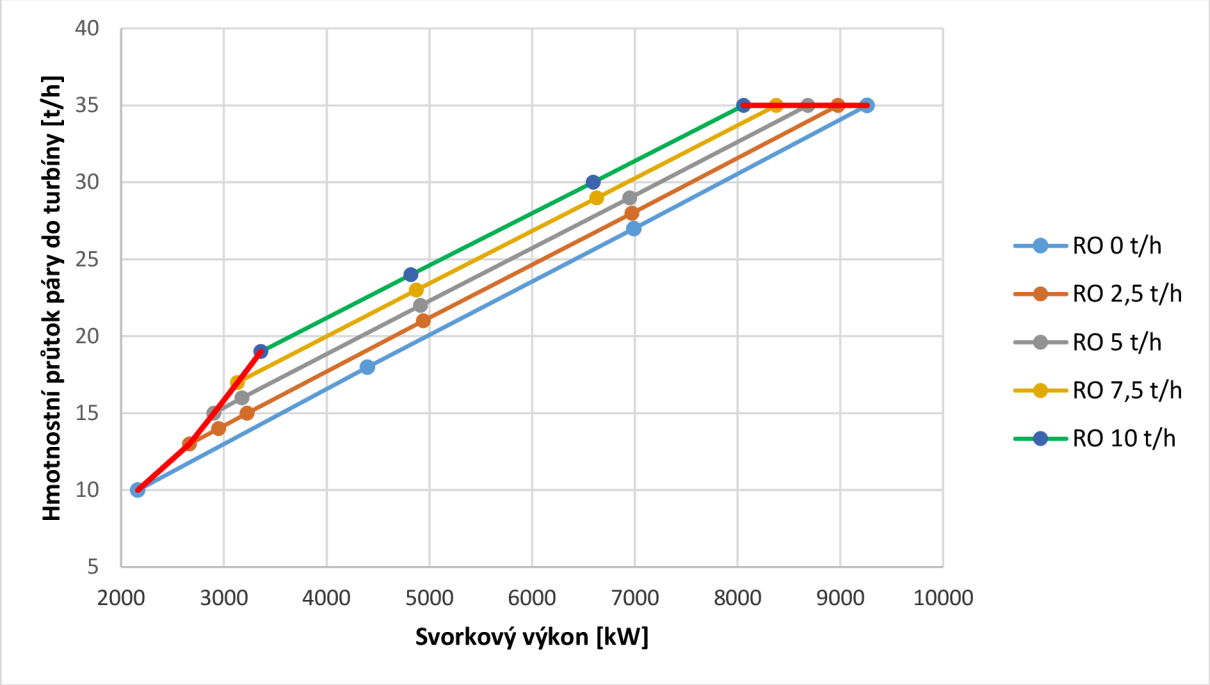
Svorkový výkon turbíny je pak:

$$P_{SV}^{T} = P_{i}^{T} \cdot \eta_{mech} \cdot \eta_{př} \cdot \eta_{gen} \tag{6.10}$$

$$P_{SV}^{T} = 9708{,}7 \cdot 0{,}998 \cdot 0{,}98 \cdot 0{,}975 = 9259{,}7\ kW$$

6.2 Provozní charakteristika

Provozní charakteristika je závislost hmotnostního toku turbínou na svorkovém výkonu. Byla počítána pro neměnnou geometrii přetlakového lopatkování a regulačního stupně. Jako návrhový stav byl uvažován nulový průtok regulovaným odběrem a vstupní průtok 35 t/h. Charakteristika pak určuje nenávrhové stavy turbíny, tedy stavy s jinými průtoky. Dolní hranice průtoku je dána vznikem záporného napětí na lopatkové řadě. Zároveň se sníží tlakové číslo, izoentropický spád vyjde záporný a dojde ke zpětnému proudění. To je u turbín nežádoucím stavem a stupeň se začne chovat jako kompresor. Kritickým místem bývá obvykle poslední stupeň.



Obr. 6.1 Provozní charakteristika

ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce bylo navrhnout kondenzační parní turbínu s jedním regulovaným odběrem o zadaných parametrech. Konkrétní úkoly byly návrh tepelného schématu, termodynamický výpočet průtočného kanálu, vykreslení provozní charakteristiky a vytvoření konstrukčního řezu parní turbínou.

Pro výpočet byl využit programovací jazyk Python 3 společně s programem MS Excel. Hlavní část výpočtu probíhala v programu Python, což přispělo ke zkrácení výpočtového času, a to především v nenávrhových stavech. MS Excel sloužil především jako vstupní soubor a ke grafickému prezentování výsledků. Výkres byl vytvořen v programu AutoCAD 2020.

První kapitola se zabývá návrhem tepelného schématu. Vstupní parametry byly zadány před hlavní uzavírací armaturou turbíny, proto nebylo nutné, aby byl kotel součástí tepelného schématu. Uvažovány byly jen některé ztráty v kotli u výpočtu napájecího čerpadla. Dále byl zadán tlak a průtok regulovaného odběru, teplota odplynění a teplota chladící vody na vstupu do kondenzátoru. Tepelné schéma bylo navrženo celkem pro tři odběry z turbíny. Z regulovaného odběru je brána i pára pro odplynění. To je výhodné hlavně v nenávrhových stavech, kdy je vyšší průtok regulovaným odběrem, který je realizován pomocí clony, a nemůže tak dojít k podkročení hodnoty tlaku pro odplynění. Zbylé dva neregulované odběry slouží pro nízkotlakou regeneraci. Výstupem návrhu tepelného schématu jsou stavy páry či kondenzátu v jednotlivých bodech a hmotnostní průtoky. Nejprve se vycházelo z předběžných hodnot entalpií a tlaků, určených na základě odhadnutých účinností jednotlivých kuželů turbíny. V detailním návrhu průtočného kanálu pak byly tyto parametry upřesněny.

Další část práce se věnuje návrhu průtočného kanálu turbíny. Nejprve bylo nutné zamyslet se nad volbou vhodné koncepce. Jedním ze základních parametrů celé turbíny jsou otáčky, které byly zvoleny 8500 min^{-1}. S ohledem na poměrně nízký tlak v regulovaném odběru je použita natáčivá clona. Regulační stupeň je tedy pouze na vstupu do turbíny, a to v provedení A-kolo. Pro stupňovou část byl zloven přetlakový typ lopatkování.

Výpočet regulačního stupně se skládá z předběžného a z detailního návrhu. Na začátku byl tlak za regulačním stupněm určen na základě zvoleného poměru u/c_{iz}. V pozdější fázi výpočtu byl však už tento tlak dopočítán jakožto tlak před prvním přetlakovým stupněm a poměr u/c_{iz} byl dále jen kontrolován, zda odpovídá doporučenému rozmezí. Hodnota poměru u/c_{iz} je 0,466. Regulační stupeň byl navržen s válcovým průtočným kanálem o středním průměru 0,45 m a délce rotorové lopatky 0,0215 m. Pro zvolený stupeň reakce 0,05 vychází vnitřní termodynamická účinnost 76,8 %, tlakové číslo 4,58 a jeho vnitřní výkon je 685,3 kW.

Následuje návrh stupňové části, která se opět skládá z předběžného a detailního výpočtu. Předběžný návrh se rozděluje na výpočet jednotlivých kuželů, které dělí odběry turbíny. První kužel byl navíc rozdělen vhodně zvoleným tlakem na dva, protože tlakový a entalpický rozdíl na první a poslední lopatce by byl příliš velký. Stejným způsobem byl rozdělen i poslední kužel, zde je to však kvůli usnadnění optimalizace posledních stupňů. Výpočet všech kuželů je metodicky stejný, proto je v práci podrobně rozepsaný pouze první kužel jako vzorový výpočet. Výsledky z ostatních kuželů jsou zobrazeny formou tabulky. Pro každý kužel byla předběžně stanovena základní geometrie první a poslední lopatky, přibližný počet stupňů a předběžné výkonové charakteristiky. Celý předběžný návrh pak slouží pouze pro prvotní odhad základních parametrů turbíny, které se měnily během detailního návrhu stupňové části.

Na rozdíl od předběžného byl v detailním návrhu počítán každý stupeň zvlášť a výpočet probíhal od konce, tedy od posledního stupně k prvnímu. Výpočet vycházel z metody c_a/u, ale byl upraven tak, aby nemusel být splněn předpoklad, že stupeň reakce je 0,5. Na začátku byl pro každou lopatkovou řadu zvolen konkrétní profil. Délka byla u každého kuželu zadána jen pro vstup do první statorové řady a výstup z poslední rotorové řady. Zbylé výšky jednotlivých řad byly dopočítány pomocí lineární interpolace. Spolu s výstupním úhlem a patním průměrem byla volba profilu a jeho délka klíčovým nástrojem pro konečnou optimalizaci turbíny.

Volba těchto parametrů podléhala jak termodynamickým, tak i pevnostním kritériím. Jako výsledné charakteristiky stupňů při návrhovém stavu byly uvažovány stupeň reakce, který je v rozmezí 0,49-0,55 a tlakové číslo, které je v rozmezí 2,6-2,9. Výjimku tvoří pouze poslední stupeň, který má hodnoty vyšší. Pro poslední stupeň bylo také kontrolováno Machovo číslo. Pevnostními kritérii pak bylo ohybové napětí každé lopatkové řady a tahové napětí oběžných řad, které na poslední rotorové řadě vyšlo 547 MPa a směrem k regulačnímu stupni se dále snižovalo. Při optimalizaci se podařilo o jeden stupeň snížit celkový počet stupňů oproti předběžnému návrhu, a to na 26 stupňů. Vnitřní termodynamická účinnost stupňové části je 85,4 %, vnitřní výkon 9023,4 kW a Reheat factor 1,035.

V následujících kapitolách je popsán výpočet vyrovnávacího pístu, předních a zadních ucpávek a volba ložisek. Dále jsou určeny celkové parametry turbíny. Svorkový výkon je 9259,7 kW a vnitřní termodynamická účinnost 85,5 %. Na závěr je zobrazena provozní charakteristika turbíny pro regulovaný odběr 0 až 10 t/h. Práce je pak doplněna o ideový řez turbínou, který je přílohou této práce.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

[1] KRBEK, Jaroslav, Bohumil POLESNÝ a Jan FIEDLER. *Strojní zařízení tepelných center: Návrh a výpočet.* Brno: PC-DIR Real, 1999, 217 s. ISBN 80- 214 -1334- 4.

[2] FIEDLER, Jan. Parní turbíny: Návrh a výpočet. Brno: AKADEMICKÉ NAKLADATELSTVÍ CERM, 2004. ISBN 80-214-2777-9.

[3] KRBEK, Jaroslav a Bohumil POLESNÝ. *Závěrečný projekt: Výpočet tepelných turbín a jejich příslušenství.* Brno: Vysoké učení technické v Brně, 1986. 336 s. ISBN 55-596-87.

[4] ŠKOPEK, Jan. *Parní turbína: tepelný a pevnostní výpočet*. Plzeň: Západočeská univerzita, 2003. ISBN 80-704-3256-X.

[5] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Tepelné turbíny a turbokompresory: Základy teorie a výpočtů*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004. ISBN 80-720-4346-3.

[6] LEG Bearings: Thrust and Journal. *Kingsbury, Inc* [online]. [cit. 2020-04-15]. Dostupné z: https://www.kingsbury.com/pdf/catalog-leg.pdf

[7] KingCole: Pivoting Pad Bearings LEG Bearings. *Kingsbury, Inc* [online]. [cit. 2020-04-15]. Dostupné z: https://www.kingsbury.com/pdf/catalog-kingcole.pdf

[8] MOL TURBINE LONGLIFE 46. *OliO* [online]. 2020 [cit. 2020-04-15]. Dostupné z: https://www.olio-oleje.cz/oleje-a-maziva/mol/mol-turbine-longlife-46/

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Zkratky (mohou být i indexem)	**Význam**
K	Kondenzátor
KČ	Kondenzátní čerpadlo
NČ	Napájecí čerpadlo
NN	Napájecí nádrž
NTO	Nízkotlaký ohřívák
RO	Regulovaný odběr
RS	Regulační stupeň
SČ	Stupňová část

Symbol	**Veličina**	**Jednotka**
1+f	Reheat factor	$[-]$
B	Šířka	m
c	Absolutní rychlost	$m \cdot s^{-1}$
c	Délka tětivy	m
D	Průměr	m
F	Síla	N, kN
H	Etalpický spád	$kJ \cdot kg^{-1}$
i	Entalpie	$kJ \cdot kg^{-1}$
k	Radiální vůle	mm
l	Délka	m
m	Hmotnost	kg
M	Hmotnostní tok	$kg \cdot s^{-1}$
M	Ohybový moment	$N \cdot m$
Ma	Machovo číslo	$[-]$
n	Otáčky	s^{-1}
p	Tlak	bar
P	Výkon	kW
Pa	Parsonsovo číslo	$[-]$
R	Reakční síla	N
s	Měrná entropie	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
S	Plocha	m^2
t	Teplota	$°C$
t	Tloušťka	mm
u	Obvodová rychlost	$m \cdot s^{-1}$
v	Měrný objem	$m^3 \cdot kg^{-1}$
w	Ohybový modul průřezu	cm^3

w	Relativní rychlost	$m \cdot s^{-1}$
x	Suchost	$[-]$
x	Výrobní tolerance	mm
z	Ztráta	$kJ \cdot kg^{-1}$
z	Počet lopatek	$[-]$
α	Konstanta	$[-]$
α	Poměrné odběrové množství	$[-]$
α	Úhel absolutní rychlosti	°
β	Úhel relativní rychlosti	°
β	Výstupní úhel	°
γ	Úhel nastavení	°
δ	Nedohřev	$°C$
δ	Vůle	mm
Δ	Šířka břitu ucpávky	mm
ε	Parciální ostřik	$[-]$
η	Účinnost	$[-]$
ξ	Poměrná ztráta	$[-]$
π	Poměr tlaků	$[-]$
ρ	Hustota	$kg \cdot m^{-3}$
ρ	Stupeň reakce	$[-]$
σ	Napětí	MPa
φ	Rychlostní součinitel statoru	$[-]$
ψ	Rychlostní součinitel rotoru	$[-]$
ψ	Tlakové číslo	$[-]$
ω	Úhlová rychlost	$rad \cdot s^{-1}$

Indexy

0	Stav před turbínou
0	Stav před stupněm
1	Stav před prvním ohřívákem
1	Stav mezi statorem a rotorem
2	Stav mezi ohříváky
2	Stav za stupněm
3	Stav za druhým ohřívákem
4	Stav za napájecím čerpadlem
∞	Nekonečně dlouhá lopatka
a, ax	Axiální
atm	Atmosferický
b	Bandáž

c	Celkové
ekv	Ekvivalentní
I až VI	Římské číslice pro označení kuželů
i	Vnitřní
in	Vstupní
iz	Izoentropický
k	Kotel
kp	Kondenzační potrubí
krit	Kritický
mech	Mechanický
min	Minimální
n	Poslední řada kuželu
o	Ohyb
od	Odstředivý
ost	Ostatní
out	Výstupní
p	Patní
p	Přední
pp	Parní potrubí
r, rad	radiální
R	Rotor
red	Redukovaný
s	Střední
S	Stator
SV	Svorkový
š	Špice lopatky
t	Tahový
T	Turbína
tdi	Termodynamický
tř	Třecí
u	Obvodový
v	Vnější
VP	Vyrovnávací píst
vz	vzduch
z	Zadní

SEZNAM PŘÍLOH

1 Ideový řez turbínou