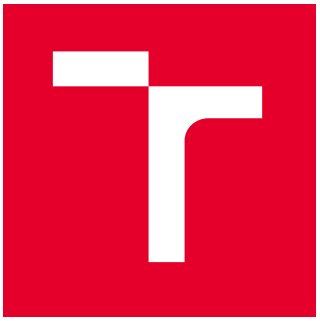


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

PARNÍ TURBÍNA PRO MALÝ MODULÁRNÍ REAKTOR

STEAM TURBINE FOR SMR

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE — **Bc. Jan Guliš**

AUTHOR

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

SUPERVISOR

BRNO 2023

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Zadání diplomové práce

Ústav:	Energetický ústav
Student:	**Bc. Jan Guliš**
Studijní program:	Energetické a termofluidní inženýrství
Studijní obor:	Energetické inženýrství
Vedoucí práce:	**Ing. Petr Kracík, Ph.D.**
Akademický rok:	2022/23

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 malý modulární reaktor

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte kondenzační parní turbínu s nízkotlakou regenerací a vzduchem chlazeným kondenzátorem pro malý modulární reaktor (MMR), který má tepelný výkon 250 MWt, ve variantním řešení jedné PT pro celý tepelný výkon, nebo dvou shodných PT, mezi které bude tepelný výkon rovnoměrně rozdělen, pro následující parametry:
teplota admisní páry 307,0 °C,
teplota napájecí vody 149,0 °C,
tlak napájecí vody 35,2 bar(a),
tlaková ztráta parogenerátoru 1,2 bar(a)
průměrná teplota okolí 30,0 °C.
Další nespecifikované parametry vhodně zvolte.

Cíle diplomové práce:

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

Seznam doporučené literatury:

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

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 2022/23

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D. ředitel ústavu	doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D. děkan fakulty

Abstrakt

Tato diplomová práce se zabývá návrhem kondenzační parní turbíny pro malý modulární reaktor (MMR), který má nominální tepelný výkon 250 MWt. Turbína je navrhována ve dvou variantách. V prvním variantním řešení zpracuje turbína celý tepelný výkon reaktoru a v druhé variantě je tepelný výkon rovnoměrně rozdělen do dvou shodných turbín a navrhovaná turbína tedy zpracuje polovinu tepelného výkonu reaktoru. V první části práce jsou navržena tepelná schémata s nízkotlakou regenerací. V obou případech má turbína celkem čtyři neregulované odběry, přičemž tři vedou do nízkotlakých ohříváků a jeden do napájecí nádrže pro odplynění. U obou variant turbíny je navržen regulační stupeň v provedení A-kolo a stupňová část s reakčním typem lopatkování. Turbína zpracovávající celý tepelný výkon je navržena bez převodovky na otáčky 3000 min^{-1}, obsahuje 15 stupňů rozdělených na 6 kuželů a dosahuje svorkového výkonu 71,11 MW. U turbíny pracující s polovičním tepelným výkonem jsou otáčky navýšeny na 4500 min^{-1}, stupňová část je rozdělena na 6 kuželů o celkovém počtu 14 stupňů a výsledný svorkový výkon činí 34,91 MW. Pro obě navržené turbíny jsou sestrojeny provozní charakteristiky. Přílohou práce je konstrukční výkres koncepčního řezu turbíny zpracovávající polovinu tepelného výkonu reaktoru.

Klíčová slova

Kondenzační parní turbína, tepelné schéma, termodynamický návrh, regulační stupeň, přetlakové lopatkování, ložiska, vyrovnávací píst

Abstract

This master's thesis deals with the design of condensing steam turbine for small modular reactor (SMR) with nominal heat power of 250 MW. Steam turbine is designed in two variants. The first variant operates with all the heat power of nuclear reactor. In the second variant the heat power is equally divided into two identical steam turbines so the designed turbine process half of the heat power. In the first part of the paper the haet balance diagrams with low pressure regeneration are proposed. In both cases the turbine has a total of four bleeds. Three bleeds for low pressure heaters and one bleed for degasification system in feed water tank. Both turbines are designed with an impulse stage and reaction blading. Turbine that processes all the heat power is designed without gearbox at nominal rpm of 3000, contains 15 stages and achieves a clamp power of 71,11 MW. Turbine that operates with half of the heat power is designed with a gearbox at nominal rpm of 4500, has 14 stages and clamp power of 34,91 MW. The consumption characteristics are created for both of designed steam turbines. Drawing of the turbine section is attached to the thesis.

Key words

Condensing steam turbine, heat balance diagram, thermodynamic design, impulse stage, rection staging, bearings, dummy piston

Bibliografická citace

GULIŠ, Jan. *Parní turbína pro malý modulární reaktor* [online]. Brno, 2023 [cit. 2023-05-26]. Dostupné z: https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/148787. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Petr Kracík.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma **Parní turbína pro malý modulární reaktor** vypracoval samostatně pod vedením Ing. Petra Kracíka, Ph.D. s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

Datum *Bc. Jan Guliš*

Poděkování

V první řadě bych rád poděkoval Ing. Petru Kracíkovi, Ph.D. za odborné vedení, cenné rady a ochotný přístup během konzultací diplomové práce. Dále děkuji všem vyučujícím, kteří nás provázeli studiem a předávali nám své znalosti. A na závěr děkuji svým přátelům a především rodině za velkou podporu během celého studia.

OBSAH

Úvod 11
1 Tepelné schéma oběhu 13
1.1 Stav páry na vstupu do turbíny 15
1.2 Kondenzátor 16
1.3 Napájecí čerpadlo 17
1.4 Napájecí nádrž s odplyněním 17
1.5 Kondenzátní čerpadlo 19
1.6 Nízkotlaká regenerace 20
1.7 Stav páry na výstupu z turbíny 24
1.8 Hmotnostní bilance 25
1.9 Výsledky návrhu tepelného schématu 27
2 Regulační stupeň 30
2.1 Předběžný návrh A-kola 30
2.2 Detailní výpočet A-kola 34
2.2.1 Výpočet rychlostí v rychlostních trojúhelnících stupně 35
2.2.2 Výpočet průtočných průřezů stupně 37
2.2.3 Volba profilů lopatek regulačního stupně 38
2.2.4 Ztráty a výkon regulačního stupně 39
2.3 Pevnostní kontrola lopatek regulačního stupně 42
2.4 Shrnutí výsledků návrhu regulačního stupně 44
3 Předběžný návrh stupňové části 48
3.1 Vzorový výpočet prvního kužele 48
3.1.1 Parametry páry na vstupu a výstupu z kužele 48
3.1.2 Návrh geometrie a výpočet rychlostí v prvním kuželi 49
3.1.3 Ztráty, účinnost a výkonu prvního kužele 50
3.1.4 Výpočet ztráty výstupní rychlostí v posledním kuželi 52
3.2 Shrnutí výsledků předběžného návrhu stupňové části 53
4 Detailní návrh stupňové části 58
4.1 Volba profilů lopatek 58
4.2 Vstupní geometrie 60
4.3 Vzorový výpočet posledního stupně 62
4.3.1 Výpočet rotoru 63
4.3.2 Výpočet statoru 66
4.3.3 Ztráty, účinnost a výkon posledního stupně 68
4.3.4 Charakteristiky posledního stupně 70
4.3.5 Pevnostní výpočet stupně 71
4.4 Výpočet ostatních řadových stupňů 72
4.5 Propojení detailního návrhu s ostatními výpočty 73
4.5.1 Propojení s regulačním stupněm 73
4.5.2 Propojení s tepelným schématem 78
4.5.3 Propojení s vyrovnávacím pístem a ucpávkami 81
4.6 Výsledky detailního návrhu 81

4.6.1 Varianta jedné PT pro celý tepelný výkon 81
4.6.2 Varianta rozdělení tepelného výkonu do dvou shodných PT 91
4.6.3 Porovnání obou navržených variant turbíny 100
5 Vyrovnávací píst a ucpávky 106
5.1 Vyrovnávací píst 106
5.1.1 Výpočet axiální síly 106
5.1.2 Hmotnostní průtok ucpávkami vyrovnávacího pístu 108
5.2 Ucpávkový systém turbíny 111
6 Ložiska 113
6.1 Axiální ložisko 113
6.2 Radiální ložiska 114
7 Výsledné parametry turbíny 117
7.1 Účinnost a výkon turbíny 117
7.2 Provozní charakteristika turbíny 119
8 Výkresová dokumentace 122
ZÁVĚR 124
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ 126
SEZNAM PŘÍLOH 127

Úvod

Parní turbína je lopatkový stroj, sloužící k transformaci tepelné a kinetické energie expandující vodní páry na mechanickou práci, kterou lze následně využít pro pohon jiných strojů a zařízení. Nejčastější uplatnění parních turbín je při výrobě elektřiny, kde pohání elektrický generátor.

Jedním ze způsobů výroby vodní páry pro pohon turbíny je využití tepelné energie vznikající štěpením těžkých prvků v jaderném reaktoru. Blok jaderné elektrárny je nejčastěji rozdělen na tři okruhy – primární, sekundární a terciální. V primárním okruhu se nachází jaderný reaktor s hlavním cirkulačním čerpadlem zajišťujícím cirkulaci vody o vysokém tlaku, která napomáhá moderaci štěpné reakce a odvádí teplo z aktivní zóny reaktoru. Sekundární okruh zahrnuje parní turbínu, kondenzátor, napájecí nádrž, kondenzátní a napájecí čerpadlo a případně regenerační ohříváky. Oba okruhy jsou navzájem propojeny parogenerátorem, kde se předává teplo z primárního okruhu napájecí vodě sekundárního okruhu, která se vlivem ohřátí na teplotu varu odpařuje. V rámci terciálního okruhu je odváděno zbytkové teplo z parního kondenzátoru.

V poslední době se do popředí zájmu dostávají malé modulární reaktory, u kterých je celý primární okruh umístěn v jedné nádobě (modulu) včetně parogenerátoru. Za malé modulární reaktory jsou považovány reaktory o tepelném výkonu do 1000 MWt. Oproti velkým reaktorům umožňují malé modulární reaktory rychlejší a méně komplikovanou výstavbu nového bloku s menší jednorázovou investicí. Cena za instalovaný výkon je stále nižší u velkých reaktorů, ale jedná se o velkou jednorázovou investici, kterou lze při požití malých modulárních reaktorů rozdělit do několika menších. Navíc se díky rychlejší výstavbě částečně eliminují rizika spojená s prodlužováním a prodražováním výstavby bloku.

Cílem této práce je návrh parní turbíny pracující v jaderném bloku s malým modulárním reaktorem o tepelném výkonu 250 MWt. Turbína bude navržena ve dvou variantách. První varianta turbíny bude navržena pro zpracování celého tepelného výkonu reaktoru. Ve druhé variantě bude uvažováno rovnoměrné rozdělení tepelného výkonu reaktoru do dvou shodných turbín a druhá varianta turbíny tudíž bude navržena ke zpracování poloviční tepelného výkonu oproti variantě první. Před návrhem turbín bude pro obě varianty navrženo tepelné schéma sekundárního okruhu bloku s nízkotlakou regenerací, v němž budou stanoveny parametry páry, kondenzátu a hmotnostní průtoky ve významných bodech. V další části práce bude navržen regulační stupeň, což je první stupeň turbíny, který bude v obou variantách navržen v provedení A-kolo s dýzovou regulací. Další část práce se již bude věnovat návrhu stupňové části turbíny s přetlakovým typem lopatkování, který se dělí na předběžný a detailní návrh. Předběžný návrh se realizuje za účelem stanovení přibližné geometrie průtočného kanálu. V detailní návrhu budou zpřesněny výsledky předběžného návrhu a jeho součástí je i pevnostní kontrola lopatek. Následně bude popsán návrh vyrovnávacího pístu, bezdotykových ucpávek a ložisek turbíny. Na závěr budou všechny dílčí části návrhu propojeny, čímž vznikne řada vzájemně se ovlivňujících iteračních smyček a celý návrh bude optimalizován jako jeden celek. Přílohou práce je technický výkres koncepčního řezu turbíny zpracovávající polovinu tepelného výkonu reaktoru.

Výpočtový model byl vytvořen v programu MS Excel s doplňkem X Steam Tables v2.6 [1].

1 Tepelné schéma oběhu

Před samotným návrhem parní turbíny je nutné znát parametry páry v klíčových bodech celého tepelného oběhu. Za tímto účelem se navrhuje tepelné schéma oběhu, přičemž základem návrhu jsou parametry zadané a ostatní parametry jsou vhodně zvoleny nebo vypočteny.

Zadanými vstupními parametry jsou
tlak napájecí vody na vstupu do parogenerátoru,

$$p_{PG,0} = 35{,}2\ bar(a) \tag{1-1}$$

tlaková ztráta PG,

$$\Delta p_{PG} = 1{,}2\ bar(a) \tag{1-2}$$

teplota admisní páry,

$$t_{PG,1} = 307\ °C \tag{1-3}$$

teplota napájecí vody,

$$t_{PG,0} = 149\ °C \tag{1-4}$$

průměrná teplota okolního vzduchu

$$t_{vz1} = 30\ °C \tag{1-5}$$

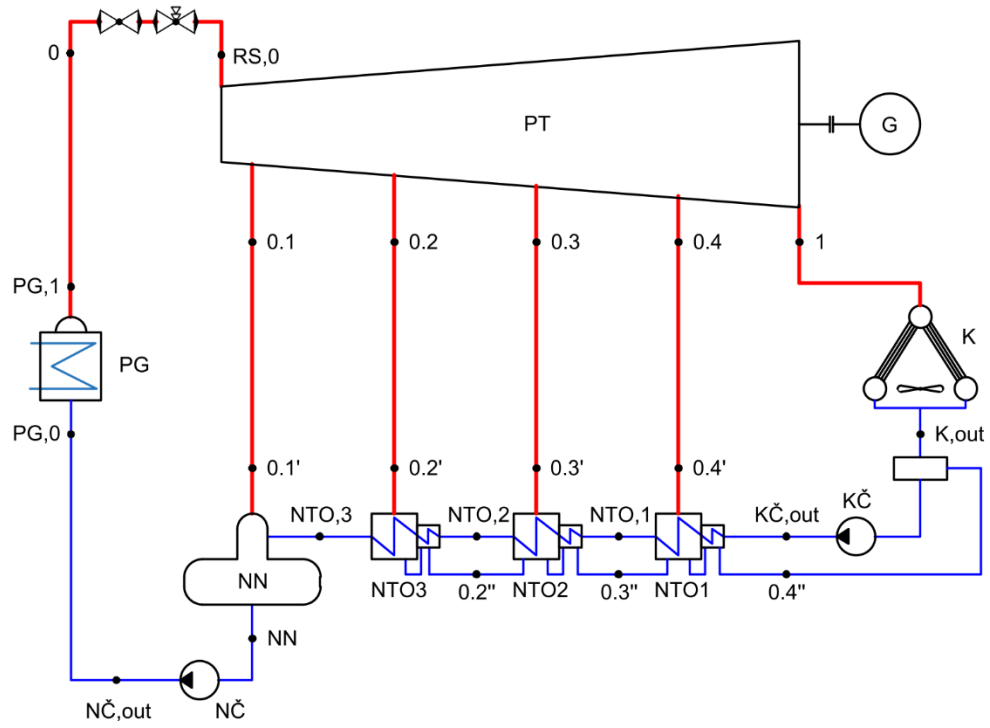
a tepelný výkon malého modulárního reaktoru.

$$P_{tep} = 250\ MW \tag{1-6}$$

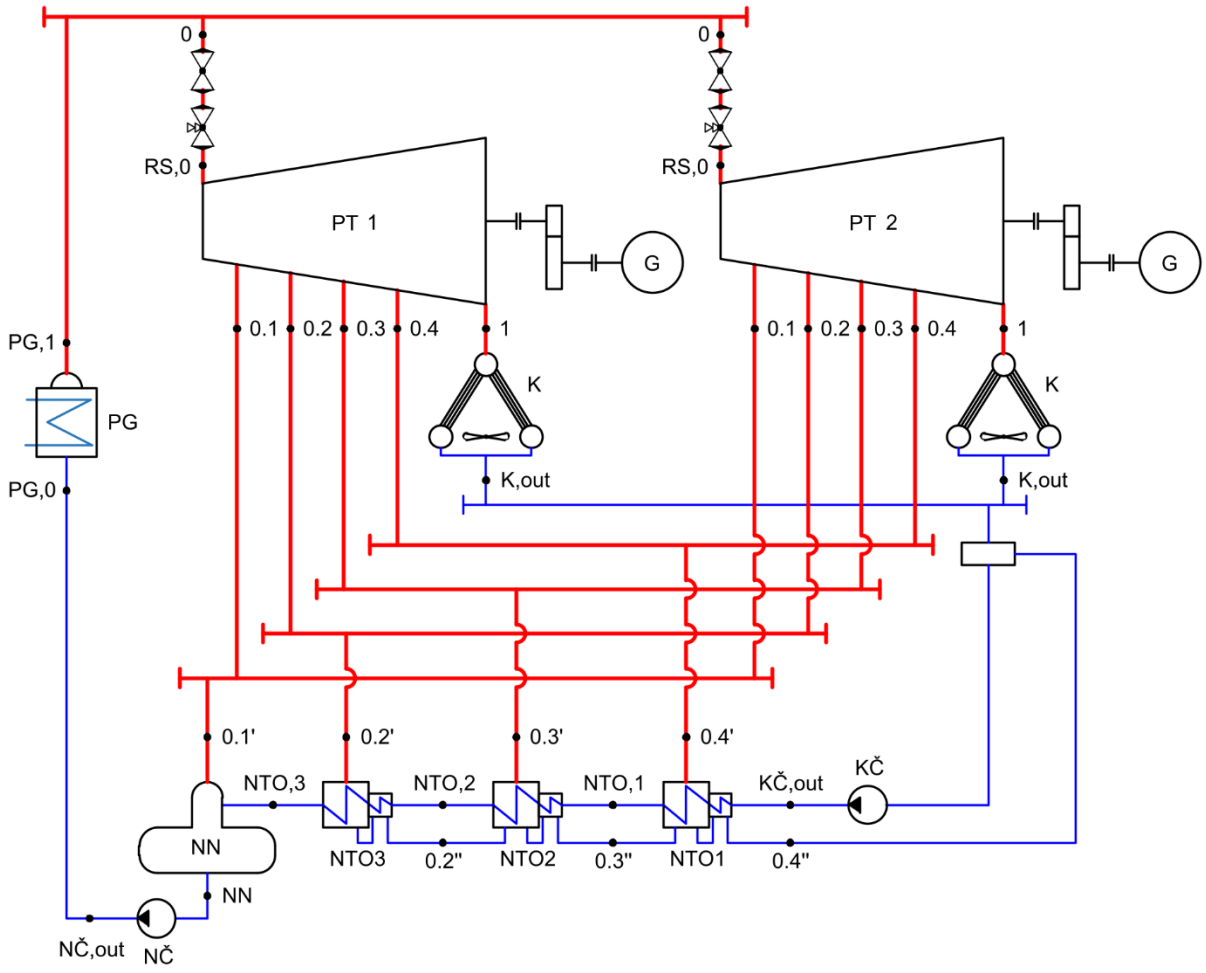
V této kapitole je popsán postup návrhu tepelného schématu pro variantu jedné turbíny zpracovávající celý tepelný výkon. Výsledky návrhu tepelného schématu pro variantu rozdělení tepelného výkonu do dvou turbín jsou uvedeny ve schématu oběhu na obr. 7. Některé hodnoty jsou později změněny a upravovány po propojení s detailním návrhem stupňové části. Schémata s finálními hodnotami po propojení všech výpočtů a optimalizaci jsou zobrazeny v kapitole 1.9.

Navržená tepelná schémata parního oběhu, která jsou zobrazena na obr. 1 a obr. 2 včetně vyznačených bodů, ve kterých budou určovány parametry páry, se skládá z parogenerátoru (PG), parní turbíny (PT) s generátorem (G), vzduchového kondenzátoru (K), kondenzátního čerpadla (KČ), třech nízkotlakých ohříváků (NTO), napájecí nádrže s odplyněním (NN) a napájecího čerpadla (NČ).

Na obr. 1 je zobrazeno schéma pro variantu jedné turbíny zpracovávající celý tepelný výkon a na obr. 2 je znázorněno schéma varianty s rozděleným tepelným výkonem reaktoru do dvou shodných turbín. Schéma zahrnuje navíc jednu turbínu a kondenzátor. Odběry z obou turbín jsou svedeny do čtyř tlakově rozdílných sběren, které ústí do příslušných ohříváků a napájecí nádrže s odplyněním. Kondenzát z obou kondenzátorů je sveden do společné sběrné nádrže kondenzátu.



Obr. 1 Tepelné schéma varianty jedné PT pro celý tepelný výkon reaktoru



Obr. 2 Tepelné schéma varianty rozdělení tepelného výkonu do dvou shodných PT

1.1 Stav páry na vstupu do turbíny

Stav admisní páry v tomto případě není zadán a je určen z parametrů páry vystupující z PG a odhadnuté tlakové ztráty parního potrubí.
Tlak na výstupu z parogenerátoru:

$$p_{PG,1} = p_{PG,0} - \Delta p_{PG} = 35{,}2 - 1{,}2 = 34\ bar \qquad (1.1\text{-}1)$$

Tlaková ztráta v parním potrubí mezi PG a hlavní uzavírací armaturou turbíny lze stanovit pomocí ztrátového součinitele, který se v tomto případě volí v rozmezí 0,04 až 0,05 [2].

$$\xi_{z,0} = 0{,}04\ [-] \qquad (1.1\text{-}2)$$

Ze ztrátového součinitele a tlaku na výstupu z PG pak lze vypočítat tlak před hlavní uzavírací armaturou.

$$p_0 = \left(1 - \xi_{z,0}\right) \cdot p_{PG,1} = (1 - 0{,}04) \cdot 34 = 32{,}64\ bar \qquad (1.1\text{-}3)$$

Tepelné ztráty v daném úseku jsou zanedbány a entalpie před hlavní uzavírací armaturou je tedy shodná s entalpií páry vystupující z PG.

$$i_0 = i_{PG,1} = f\left(p_{PG,1};\ t_{PG,1}\right) = 2999{,}98\ kJ \cdot kg^{-1} \qquad (1.1\text{-}4)$$

Ostatní parametry páry před hlavní uzavírací armaturou:

$$t_0 = f(p_0;\ i_0) = 305{,}39\ °C \qquad (1.1\text{-}5)$$

$$s_0 = f(p_0;\ i_0) = 6{,}5152\ kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1} \qquad (1.1\text{-}6)$$

$$v_0 = f(p_0;\ i_0) = 0{,}0749\ m^3 \cdot kg^{-1} \qquad (1.1\text{-}7)$$

Tlak páry na vstupu do regulačního stupně (bod RS,0) je snížen o tlakové ztráty v hlavní uzavírací armatuře a regulačních ventilech, což zohledňuje ztrátový součinitel, který je zvolen z rozsahu 0,03 až 0,05 [2].

$$\xi_{z,1} = 0{,}03 \qquad (1.1\text{-}8)$$

Tlak páry na vstupu do regulačního stupně je určený započtením tlakové ztráty v armaturách.

$$p_{RS,0} = \left(1 - \xi_{z,1}\right) \cdot p_0 = (1 - 0{,}03) \cdot 32{,}64 = 31{,}66\ bar \qquad (1.1\text{-}9)$$

Tepelné ztráty v uzavíracích a regulačních armaturách jsou zanedbány a je uvažován izoentalpický děj.

$$i_0 = i_{PG,1} = f\left(p_{PG,1};\ t_{PG,1}\right) = 2999{,}98\ kJ \cdot kg^{-1} \qquad (1.1\text{-}10)$$

Ostatní parametry páry na vstupu do RS:

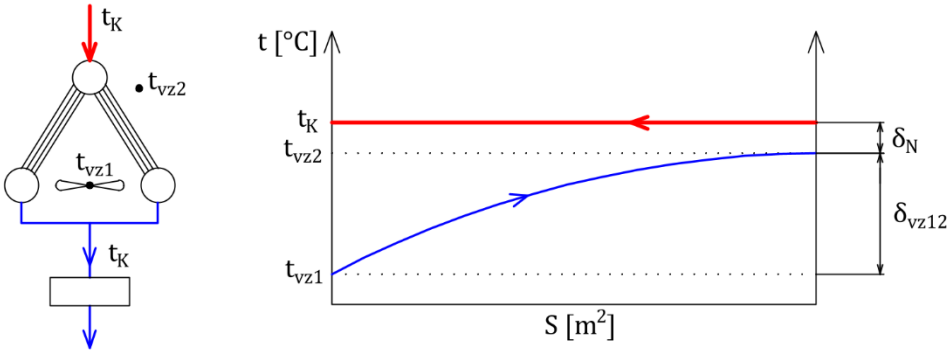
$$t_{RS,0} = f\left(p_{RS,0};\ i_{RS,0}\right) = 304{,}22\ °C \qquad (1.1\text{-}11)$$

$$s_{RS,0} = f\left(p_{RS,0};\ i_{RS,0}\right) = 6{,}5281\ kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1} \qquad (1.1\text{-}12)$$

$$v_{RS,0} = f(p_{RS,0};\ i_{RS,0}) = 0{,}0773\ m^3 \cdot kg^{-1} \qquad (1.1\text{-}13)$$

1.2 Kondenzátor

Kondenzátor je tepelný výměník zajišťující kondenzaci páry proudící z turbíny zpět na kapalinu tím, že z ní odebírá teplo. V tomto případě je požadován vzduchem chlazený kondenzátor a teplo je odváděno do okolního vzduchu. Schéma kondenzátoru s naznačeným průběhem teplot je na obr. 3.



Obr. 3 Schéma kondenzátoru se znázorněním průběhu teplot

Nedohřev kondenzátoru je zvolen z rozsahu 5 až 10 °C [2].

$$\delta_N = 6\ °C \qquad (1.2\text{-}1)$$

Ohřátí chladícího vzduchu se volí v rozmezí 10 až 15 °C [2].

$$\delta_{vz12} = 10\ °C \qquad (1.2\text{-}2)$$

Výstupní teplota vzduchu z kondenzátoru je součtem teploty okolního vzduchu a zvoleného ohřátí.

$$t_{vz2} = t_{vz1} + \Delta_{vz12} = 30 + 10 = 40\ °C \qquad (1.2\text{-}3)$$

Kondenzační teplota a tlak:

$$t_K = t_{vz2} + \delta_N = 40 + 6 = 46\ °C \qquad (1.2\text{-}4)$$

$$p_K = f(t_K;\ x = 0) = 0{,}101\ bar \qquad (1.2\text{-}5)$$

Ostatní parametry kondenzátu:

$$i_{K,out} = f(p_K;\ x = 0) = 192{,}62\ kJ \cdot kg^{-1} \qquad (1.2\text{-}6)$$

$$v_{K,out} = f(p_K;\ i_{K,out}) = 0{,}00101\ m^3 \cdot kg^{-1} \qquad (1.2\text{-}7)$$

$$s_{K,out} = f(p_K;\ i_{K,out}) = 0{,}6519\ kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1} \qquad (1.2\text{-}8)$$

1.3 Napájecí čerpadlo

Napájecí čerpadlo musí zajistit požadovaný tlak napájecí vody na vstupu do PG, přičemž musí překonat tlakovou ztrátu v potrubí napájecí vody, která je zvolena v rozmezí $2 \div 3\ bar$ [2].

$$\Delta p_{np} = 2\ bar \tag{1.3-1}$$

Tlak za napájecím čerpadlem je určen jako součet požadovaného tlaku na vstupu do PG a tlakové ztráty.

$$p_{NČ,out} = p_{PG,0} + \Delta p_{np} = 35{,}2 + 2 = 37{,}2\ bar \tag{1.3-2}$$

Při zanedbání tepelné ztráty v potrubí je entalpie za napájecím čerpadlem rovna entalpii na vstupu do PG.

$$i_{NČ,out} = i_{PG,0} = f(p_{PG,0};\ t_{PG,0}) = 629{,}84\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{1.3-3}$$

Teplota napájecí vody za napájecím čerpadlem je určena jako funkce tlaku a entalpie za čerpadlem.

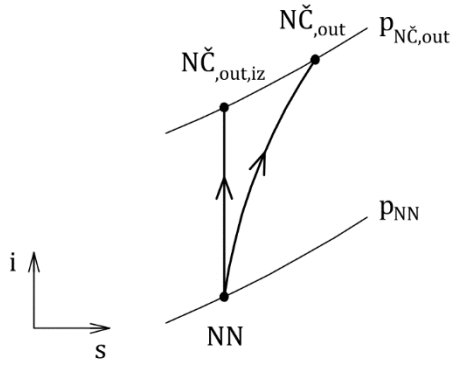
$$t_{NČ,out} = f(p_{NČ,out};\ i_{NČ,out}) = 148{,}99\ °C \tag{1.3-4}$$

Pro následující výpočty bude zapotřebí znát také účinnost čerpadla, jejíž hodnota se volí v rozmezí 0,76 až 0,8 pro menší průtoky a 0,8 až 0,82 pro průtok vyšší než 500 m^3/h [2].

$$\eta_{NČ} = 0{,}8\ [-] \tag{1.3-5}$$

1.4 Napájecí nádrž s odplyněním

Dalším krokem je určení stavu napájecí vody v napájecí nádrži. Jelikož není zadána teplota odplynění, musí být vypočtena iteračně skrze kompresi v napájecím čerpadle, jejíž průběh v i-s diagramu je naznačen na obr. 4.



Obr. 4 i-s diagram komprese v NČ

V prvním kroku iteračního výpočtu je odhadnuta teplota odplynění, resp. teploty napájecí vody před napájecím čerpadlem (bod NN), která bude oproti teplotě na konci komprese (bod NČ) mírně nižší.

$$t_{NN} = 148\ °C \tag{1.4-1}$$

Na základě teploty odplynění je možné určit zbylé parametry vody v napájecí nádrži.

$$p_{NN} = f(t_{NN};\ x = 0) = 4{,}51\ bar \tag{1.4-2}$$

$$i_{NN} = f(t_{NN};\ x = 0) = 623{,}62\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{1.4-3}$$

$$s_{NN} = f(t_{NN};\ x = 0) = 1{,}822\ kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1} \tag{1.4-4}$$

Nyní lze určit entalpii na konci ideální izoentropické komprese.

$$i_{NČ,out,iz} = f\left(p_{NČ,out};\ s_{NN}\right) = 627{,}19\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{1.4-5}$$

Následně se vypočítá skutečná účinnost napájecího čerpadla

$$\eta_{NČ,skut.} = \frac{i_{NČ,out,iz} - i_{NN}}{i_{NČ,iz} - i_{NN}} = \frac{627{,}19 - 623{,}6}{629{,}84 - 623{,}6} = 0{,}57\ [-] \tag{1.4-6}$$

a iteračně se přepočítává teplota t_{NN} pomocí vzorce

$$t_{NN} = t_{NN} + \frac{\eta_{NČ} - \eta_{NČ,skut.}}{100}\ [°C] \tag{1.4-7}$$

Tím se docílí rovnosti skutečné účinnost napájecího čerpadla a účinnosti zvolené v předchozí podkapitole v rovnici (1.3-5).
Finální hodnoty iteračního výpočtu jsou

$$t_{NN} = 148{,}41\ °C \tag{1.4-8}$$

$$p_{NN} = f(t_{NN};\ x = 0) = 4{,}56\ bar \tag{1.4-9}$$

$$i_{NN} = f(t_{NN};\ x = 0) = 625{,}38\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{1.4-10}$$

$$s_{NN} = f(t_{NN};\ x = 0) = 1{,}826\ kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1} \tag{1.4-11}$$

$$i_{NČ,out,iz} = f\left(p_{NČ,out};\ s_{NN}\right) = 628{,}94\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{1.4-12}$$

$$\eta_{NČ,skut.} = \frac{i_{NČ,out,iz} - i_{NN}}{i_{NČ,out} - i_{NN}} = \frac{628{,}94 - 625{,}38}{629{,}84 - 625{,}38} = 0{,}8 = \eta_{NČ}\ [-] \tag{1.4-13}$$

Tlak topné páry na vstupu do napájecí nádrže se volí alespoň o 0,5 bar vyšší, než je tlak v napájecí nádrži.

$$p_{0.1'} = p_{NN} + 0{,}5 = 4{,}56 + 0{,}5 = 5{,}06\ bar \tag{1.4-14}$$

Tlak topné páry v odběru je nutné zvýšit o tlakové ztráty v potrubí mezi napájecí nádrží a odběrem páry z turbíny. Zavádí se tedy součinitel tlakové ztráty v potrubí mezi turbínou a ohřívákem,

$$\delta p_{0.1} = \frac{11 - j}{100} = \frac{11 - 4}{100} = 0{,}07\ [-] \tag{1.4-15}$$

kde součinitel *j* značí pořadí ohříváku nízkotlaké regenerace směrem od kondenzátoru [3].
V tomto případě je napájecí nádrž v pořadí čtvrtým ohřívákem.

$$j = 4\ [-] \tag{1.4-16}$$

Tlak páry v prvním odběru je určen započtením tlakové ztráty v odběru.

$$p_{0.1} = (1 + \delta p_{0.1}) \cdot p_{0.1'} = (1 + 0{,}07) \cdot 5{,}06 = 5{,}42\ bar \qquad (1.4\text{-}17)$$

Pro určení zbylých parametrů v odběru je potřeba odhadnout vnitřní termodynamickou účinnost první části turbíny před prvním odběrem.

$$\eta_{tdi,I} = 0{,}8 \qquad (1.4\text{-}18)$$

Entalpie v odběru při izoentropickém ději je funkcí tlaku v odběru a entropie před RS.

$$i_{0.1,iz} = f\left(p_{0.1};\ s_{RS,0}\right) = 2637{,}97\ kJ \cdot kg^{-1} \qquad (1.4\text{-}19)$$

Entalpie v prvním odběru se určí z odhadnuté termodynamické účinnosti vyjádřením ze vzorce pro výpočet účinnosti.

$$\begin{gathered} i_{0.1} = i_{RS,0} - \eta_{tdi,I} \cdot \left(i_{RS,0} - i_{0.1,iz}\right) \\ i_{0.1} = 2999{,}98 - 0{,}80 \cdot (2999{,}98 - 2634{,}34) = 2707{,}47\ kJ \cdot kg^{-1} \end{gathered} \qquad (1.4\text{-}20)$$

Ostatní parametry páry v prvním odběru:

$$s_{0.1} = f(p_{0.1};\ i_{0.1}) = 6{,}6973\ kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1} \qquad (1.4\text{-}21)$$

$$t_{0.1} = f(p_{0.1};\ i_{0.1}) = 154{,}9\ °C \qquad (1.4\text{-}22)$$

Teplota topné páry pro odplynění na vstupu do napájecí nádrže,

$$t_{0.1'} = f(p_{0.1'};\ i_{0.1'}) = 152{,}3\ °C \qquad (1.4\text{-}23)$$

kde entalpie na vstupu do napájecí nádrže se rovná entalpii v odběru $i_{0.1} = i_{0.1'}$ z důvodu zanedbání tepelné ztráty v potrubí mezi napájecí nádrží a odběrem z turbíny.

1.5 Kondenzátní čerpadlo

Kondenzátní čerpadlo přečerpává kondenzát ze sběrné nádrže kondenzátu do napájecí nádrže, přičemž musí překonat tlakové ztráty v nízkotlakých ohřívácích. Tlaková ztráta nízkotlakého ohříváku obvykle odpovídá 0,5 až 1 bar [2]. V tomto případě tepelné schéma obsahuje tři NTO a pro všechny je zvolena stejná tlaková ztráta.

$$\Delta p_{NTO} = 0{,}5\ bar \qquad (1.5\text{-}1)$$

Účinnost kondenzátního čerpadla se volí v rozmezí 0,76 až 0,8 pro menší průtoky a 0,8 až 0,82 pro průtok vyšší než 500 m^3/h [2].

$$\eta_{KČ} = 0{,}8\ [-] \qquad (1.5\text{-}2)$$

Tlak kondenzátu za kondenzátním čerpadlem se určí přičtením tlakové ztráty k požadovanému tlaku v napájecí nádrži.

$$\begin{gathered} p_{KČ,out} = p_{NN} + 3 \cdot \Delta p_{NTO} \\ p_{KČ,out} = 4{,}56 + 3 \cdot 0{,}5 = 6{,}06\ bar \end{gathered} \qquad (1.5\text{-}3)$$

Zvýšení tlaku v kondenzátním čerpadle se určí jako

$$\Delta p_{KČ} = p_{KČ,out} - p_K = 6{,}06 - 0{,}101 = 5{,}96\ bar \tag{1.5-4}$$

Entalpie za kondenzátním čerpadlem při izoentropické kompresi.

$$i_{KČ,out,iz} = f\left(p_{KČ,out};\ s_{K,out}\right) = 189{,}08\ \ kJ \cdot kg^{-1} \tag{1.5-5}$$

Entalpie za kondenzátním čerpadlem je dopočtena vyjádřením ze vzorce pro účinnost čerpadla.

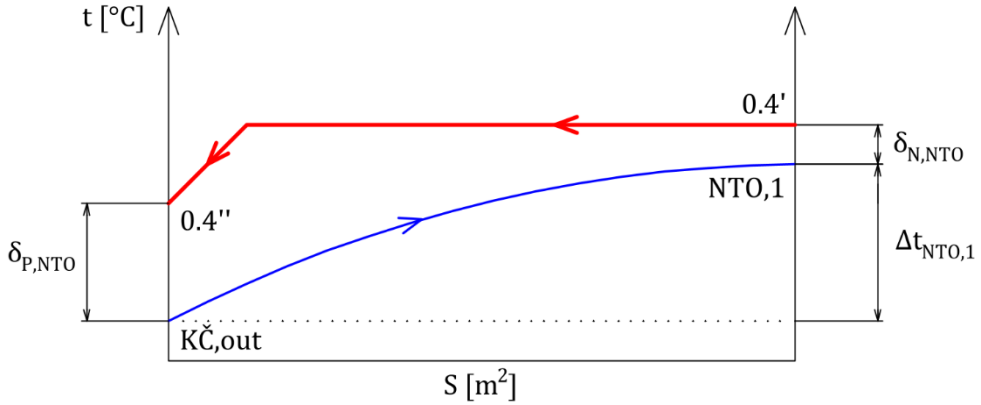
$$i_{KČ,out} = \frac{i_{KČ,out,iz} - i_{K,out}}{\eta_{KČ}} + i_{K,out}$$
$$i_{KČ,out} = \frac{189{,}08 - 188{,}43}{0{,}80} + 188{,}43 = 189{,}24\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{1.5-6}$$

Teplota kondenzátu za kondenzátním čerpadlem je funkcí tlaku a entalpie.

$$t_{KČ,out} = f\left(p_{KČ,out};\ i_{KČ,out}\right) = 45{,}08\ °C \tag{1.5-7}$$

1.6 Nízkotlaká regenerace

Na obr. 5 je znázorněn průběh teplot v NTO vzorově pro první ohřívák NTO1.



Obr. 5 Průběh teplot v NTO1

Teplotní rozdíl mezi teplotou odplynění a teplotou kondenzátu přiváděného do napájecí nádrže byl zvolen jako 14 °C. Celkové ohřátí v nízkotlakých ohřívácích je určeno z rozdílu teploty kondenzátu před napájecí nádrží a za napájecím čerpadlem.

$$\Delta t_{NTO} = (t_{NN} - 14) - t_{KČ}$$
$$\Delta t_{NTO} = (148{,}41 - 14) - 45{,}08 = 89{,}33\ °C \tag{1.6-1}$$

Dále se zvolí ohřev kondenzátu v jednotlivých ohřívácích tak, aby ohřátí v každém z ohříváků bylo v rozmezí 25 až 30 °C a jejich součet se rovnal celkovému ohřátí z předchozí rovnice (1.6-1).

$$\Delta t_{NTO,1} = 30\ °C \tag{1.6-2}$$

$$\Delta t_{NTO,2} = 30\ °C \tag{1.6-3}$$

$$\Delta t_{NTO,3} = 29{,}33\ °C \tag{1.6-4}$$

Ze zvolených ohřátí v jednotlivých ohřívácích a tlakové ztráty v ohřívácích se vypočte teplota kondenzátu na výstupu z NTO1,

$$t_{NTO,1} = t_{KČ,out} + \Delta t_{NTO,1} = 45{,}08 + 30 = 75{,}08\ °C \tag{1.6-5}$$

teplota kondenzátu na výstupu z NTO2,

$$t_{NTO,2} = t_{NTO,1} + \Delta t_{NTO,2} = 75{,}08 + 30 = 105{,}08\ °C \tag{1.6-6}$$

teplota kondenzátu na výstupu z NTO3,

$$t_{NTO,3} = t_{NTO,2} + \Delta t_{NTO,3} = 105{,}08 + 29{,}33 = 134{,}41\ °C \tag{1.6-7}$$

tlak kondenzátu na výstupu z NTO1,

$$p_{NTO,1} = p_{KČ,out} - \Delta p_{NTO} = 6{,}06 - 0{,}5 = 5{,}56\ bar \tag{1.6-8}$$

tlak kondenzátu na výstupu z NTO2

$$p_{NTO,2} = p_{NTO,1} - \Delta p_{NTO} = 5{,}56 - 0{,}5 = 5{,}06\ bar \tag{1.6-9}$$

a tlak kondenzátu na výstupu z NTO3.

$$p_{NTO,3} = p_{NTO,2} - \Delta p_{NTO} = 5{,}06 - 0{,}5 = 4{,}56\ bar \tag{1.6-10}$$

Jako funkce tlaku a teploty se určí entalpie kondenzátu na výstupu z NTO1,

$$i_{NTO,1} = f\left(p_{NTO,1};\ t_{NTO,1}\right) = 314{,}72\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{1.6-11}$$

entalpie kondenzátu na výstupu z NTO2

$$i_{NTO,2} = f\left(p_{NTO,2};\ t_{NTO,2}\right) = 440{,}83\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{1.6-12}$$

a entalpie kondenzátu na výstupu z NTO3.

$$i_{NTO,3} = f\left(p_{NTO,3};\ t_{NTO,3}\right) = 565{,}33\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{1.6-13}$$

Nedohřev v NTO se volí 1,5 až 3 °C [2].

$$\delta_{N,NTO} = 2\ °C \tag{1.6-14}$$

Ze zvoleného nedohřevu se určí teplota topné páry na vstupu do NTO3,

$$t_{0.2'} = t_{NTO,3} + \delta_{N,NTO} = 134{,}41 + 2 = 136{,}41\ °C \tag{1.6-15}$$

teplota topné páry na vstupu do NTO2

$$t_{0.3'} = t_{NTO,2} + \delta_{N,NTO} = 105{,}08 + 2 = 107{,}08\ °C \tag{1.6-16}$$

a teplota topné páry na vstupu do NTO1.

$$t_{0.4'} = t_{NTO,1} + \delta_{N,NTO} = 75{,}08 + 2 = 77{,}08\ °C \qquad (1.6\text{-}17)$$

Topná pára odebíraná z turbíny by měla být na vstupu do NTO na mezi sytosti a tlak páry lze tedy určit jako saturační při dané teplotě.
Tlak topné páry na vstupu do NTO3,

$$p_{0.2'} = f(t_{0.2'}; x = 1) = 3{,}26\ bar \qquad (1.6\text{-}18)$$

tlak topné páry na vstupu do NTO2

$$p_{0.3'} = f(t_{0.3'}; x = 1) = 1{,}3\ bar \qquad (1.6\text{-}19)$$

a tlak topné páry na vstupu do NTO1.

$$p_{0.4'} = f(t_{0.4'}; x = 1) = 0{,}42\ bar \qquad (1.6\text{-}20)$$

Pro získání tlaku topné páry v odběru turbíny je potřeba ke vstupním tlakům do NTO přičíst tlakovou ztrátu v potrubí mezi odběrem a ohřívákem. Tato tlaková ztráta je dána vzorcem,

$$\delta p = \frac{11 - j}{100}\ [-] \qquad (1.6\text{-}21)$$

kde člen *j* značí pořadí ohříváku ve směru od kondenzátoru.
Tlak páry v druhém odběru z turbíny do ohříváku NTO 3:

$$p_{0.2} = \left(1 + \frac{11 - j}{100}\right) \cdot p_{0.2'} = \left(1 + \frac{11 - 3}{100}\right) \cdot 3{,}26 = 3{,}52\ bar \qquad (1.6\text{-}22)$$

Tlak páry ve třetím odběru z turbíny do ohříváku NTO 2:

$$p_{0.3} = \left(1 + \frac{11 - j}{100}\right) \cdot p_{0.3'} = \left(1 + \frac{11 - 2}{100}\right) \cdot 1{,}3 = 1{,}42\ bar \qquad (1.6\text{-}23)$$

Tlak páry ve třetím odběru z turbíny do ohříváku NTO 1:

$$p_{0.4} = \left(1 + \frac{11 - j}{100}\right) \cdot p_{0.4'} = \left(1 + \frac{11 - 1}{100}\right) \cdot 0{,}42 = 0{,}46\ bar \qquad (1.6\text{-}24)$$

Entalpie v druhém odběru z turbíny při izoentropické expanzi:

$$i_{0.2,iz} = f(p_{0.2};\ s_{0.1}) = 2633{,}09\ kJ \cdot kg^{-1} \qquad (1.6\text{-}25)$$

Entalpie ve třetím odběru z turbíny při izoentropické expanzi:

$$i_{0.3,iz} = f(p_{0.3};\ s_{0.2}) = 2496{,}21\ kJ \cdot kg^{-1} \qquad (1.6\text{-}26)$$

Entalpie ve čtvrtém odběru z turbíny při izoentropické expanzi:

$$i_{0.4,iz} = f(p_{0.4};\ s_{0.3}) = 2358{,}26\ kJ \cdot kg^{-1} \qquad (1.6\text{-}27)$$

Odhadem je předběžně určena termodynamická účinnost expanze druhé části turbíny mezi prvním a druhým odběrem,

$$\eta_{tdi,II} = 0{,}8 \tag{1.6-28}$$

termodynamická účinnost expanze třetí části turbíny mezi druhým a třetím odběrem

$$\eta_{tdi,III} = 0{,}8 \tag{1.6-29}$$

a termodynamická účinnost expanze druhé části turbíny mezi třetím a čtvrtým odběrem.

$$\eta_{tdi,IV} = 0{,}8 \tag{1.6-30}$$

Na základě zvolené účinnosti expanze lze předběžně určit hodnotu entalpie páry v druhém odběru z turbíny do ohříváku NTO3,

$$i_{0.2} = i_{0.1} - \eta_{tdi,II} \cdot (i_{0.1} - i_{0.2,iz})$$
$$i_{0.2} = 2710{,}37 - 0{,}8 \cdot (2710{,}37 - 2633{,}09) = 2648{,}55\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{1.6-31}$$

entalpii páry ve třetím odběru z turbíny do ohříváku NTO2

$$i_{0.3} = i_{0.2} - \eta_{tdi,III} \cdot (i_{0.2} - i_{0.3,iz})$$
$$i_{0.3} = 2648{,}55 - 0{,}8 \cdot (2648{,}55 - 2496{,}21) = 2526{,}68\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{1.6-32}$$

a entalpii páry ve čtvrtém odběru z turbíny do ohříváku NTO 1.

$$i_{0.4} = i_{0.3} - \eta_{tdi,IV} \cdot (i_{0.3} - i_{0.4,iz})$$
$$i_{0.4} = 2526{,}68 - 0{,}8 \cdot (2526{,}68 - 2358{,}26) = 2391{,}95\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{1.6-33}$$

Ze známého tlaku a entalpie se stanoví teplota a entropie páry v druhém odběru z turbíny,

$$t_{0.2} = f(p_{0.2};\ i_{0.2}) = 139{,}09\ °C \tag{1.6-34}$$

$$s_{0.2} = f(p_{0.2};\ i_{0.2}) = 6{,}7348\ kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1} \tag{1.6-35}$$

teplota a entropie páry ve třetím odběru z turbíny,

$$t_{0.3} = f(p_{0.3};\ i_{0.3}) = 109{,}62\ °C \tag{1.6-36}$$

$$s_{0.3} = f(p_{0.3};\ i_{0.3}) = 6{,}8144\ kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1} \tag{1.6-37}$$

teplota a entropie páry ve čtvrtém odběru z turbíny.

$$t_{0.4} = f(p_{0.4};\ i_{0.4}) = 79{,}41\ °C \tag{1.6-38}$$

$$s_{0.4} = f(p_{0.4};\ i_{0.4}) = 6{,}9099\ kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1} \tag{1.6-39}$$

Podchlazení kondenzátu v NTO se volí 5 až 10 °C [2].

$$\delta_{P,NTO} = 8\ °C \tag{1.6-40}$$

Ze zvoleného podchlazení lze vypočítat teplotu podchlazeného kondenzátu kaskádovaného z NTO3 do NTO2,

$$t_{0.2''} = t_{NTO,2} + \delta_{P,NTO} = 105{,}08 + 8 = 113{,}08\ °C \tag{1.6-41}$$

teplotu podchlazeného kondenzátu kaskádovaného z NTO2 do NTO1

$$t_{0.3''} = t_{NTO,1} + \delta_{P,NTO} = 75{,}08 + 8 = 83{,}08\ °C \qquad (1.6\text{-}42)$$

a teplotu podchlazeného kondenzátu kaskádovaného z NTO 1 do sběrné nádrže kondenzátu.

$$t_{0.4''} = t_{K\check{C}} + \delta_{P,NTO} = 45{,}08 + 8 = 53{,}08\ °C \qquad (1.6\text{-}43)$$

Tlaková ztráta v ohřívacím potrubí NTO je zvolena podle [3].

$$\Delta p'_{NTO} = 0{,}1\ bar \qquad (1.6\text{-}44)$$

Tlak a entalpie kondenzátu kaskádovaného z NTO 3 do NTO 2:

$$p_{0.2''} = p_{0.2'} - \Delta p'_{NTO} = 3{,}26 - 0{,}1 = 3{,}16\ bar \qquad (1.6\text{-}45)$$

$$i_{0.2''} = f(p_{0.2''};\ t_{0.2''}) = 478{,}75\ kJ \cdot kg^{-1} \qquad (1.6\text{-}46)$$

Tlak a entalpie kondenzátu kaskádovaného z NTO 2 do NTO 1:

$$p_{0.3''} = p_{0.3'} - \Delta p'_{NTO} = 1{,}34 - 0{,}1 = 1{,}24\ bar \qquad (1.6\text{-}47)$$

$$i_{0.3''} = f(p_{0.3''};\ t_{0.3''}) = 352{,}12\ kJ \cdot kg^{-1} \qquad (1.6\text{-}48)$$

Tlak a entalpie kondenzátu kaskádovaného z NTO 1 do sběrné nádrže kondenzátu:

$$p_{0.4''} = p_{0.4'} - \Delta p'_{NTO} = 0{,}44 - 0{,}1 = 0{,}34\ bar \qquad (1.6\text{-}49)$$

$$i_{0.4''} = f(p_{0.4''};\ t_{0.4''}) = 226{,}4\ kJ \cdot kg^{-1} \qquad (1.6\text{-}50)$$

1.7 Stav páry na výstupu z turbíny

Rychlost páry na výstupu z posledního stupně c_2 se volí v rozmezí 150 až 300 ms^{-1} [2]. V detailním návrhu stupňové části je pak hodnota vypočtena v rovnici (4.3.1-21).

$$c_2 = 250\ m \cdot s^{-1} \qquad (1.7\text{-}1)$$

Ztrátový součinitel výstupního hrdla turbíny se volí v rozmezí 0,6 až 1,4 [2].

$$\xi_{z1} = 1{,}1\ [-] \qquad (1.7\text{-}2)$$

Tlaková ztráta ve výstupním hrdle turbíny je vypočítána ze vzorce

$$\Delta p_{z1} = 0{,}038 \cdot (\xi - 1) \cdot \left(\frac{c_2}{100}\right)^2 \cdot p_K$$
$$\Delta p_{z1} = 0{,}038 \cdot (1{,}1 - 1) \cdot \left(\frac{250}{100}\right)^2 \cdot 0{,}101 = 0{,}002\ bar \qquad (1.7\text{-}3)$$

Tlak za posledním stupněm turbíny je dán součtem kondenzační teploty a tlakové ztráty ve výstupním hrdle turbíny.

$$p_1 = p_K + \Delta p_{z1} = 0{,}101 + 0{,}002 = 0{,}103\ bar \qquad (1.7\text{-}4)$$

Termodynamická účinnost páté části turbíny je předběžně odhadnuta.

$$\eta_{tdi,V} = 0{,}8 \tag{1.7-5}$$

Entalpie za posledním stupněm při izoentropické expanzi je funkcí tlaku na výstupu z turbíny a entropie ve čtvrtém odběru.

$$i_{1,iz} = f(p_1;\ s_{0.4}) = 2191{,}66\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{1.7-6}$$

Entalpie za posledním stupněm je vyjádřena ze vzorce pro výpočet účinnosti páté části turbíny.

$$\begin{gathered} i_1 = i_{0.4} - \eta_{tdi,V} \cdot (i_{0.4} - i_{1,iz}) \\ i_1 = 2396{,}61 - 0{,}8 \cdot (2396{,}61 - 2191{,}66) = 2232{,}65\ kJ \cdot kg^{-1} \end{gathered} \tag{1.7-7}$$

1.8 Hmotnostní bilance

Hmotnostní bilance se provádí za účelem stanovení celkového průtoku a průtoků jednotlivými odběry z turbíny. Celkovým průtokem je myšlen průtok z napájecí nádrže skrze napájecí čerpadlo a parogenerátor do turbíny.

Celkový hmotnostní tok na vstupu do turbíny se v tomto případě vypočítá ze zadaného tepelného výkonu PG a změny entalpie v PG,

$$\dot{m}_0 = \frac{P_{tep}}{i_{PG,1} - i_{PG,0}} = \frac{250 \cdot 1000}{2999{,}98 - 629{,}84} = 105{,}48\ kg \cdot s^{-1} \tag{1.8-1}$$

kde entalpie napájecí vody na vstupu do PG $i_{PG,0}$ je určena ze zadaného tlaku a teploty.

$$i_{PG,0} = f(p_{PG,0};\ t_{PG,0}) = 629{,}84\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{1.8-2}$$

Tento celkový hmotnostní tok odpovídá také průtoku na výstupu z napájecí nádrže a průtoku skrze napájecí čerpadlo a parogenerátor.

$$\dot{m}_0 = \dot{m}_{RS,0} = \dot{m}_{NN} = \dot{m}_{NČ} = \dot{m}_{PG,0} = \dot{m}_{PG,1} \tag{1.8-3}$$

Průtoky v ostatních místech se vypočítají pomocí poměrných průtoků.
Poměrný odběrový průtok pro odplynění:

$$\alpha_{0.1} = \frac{i_{NN} - i_{NTO,3}}{i_{0.1} - i_{NTO,3}} = \frac{625{,}38 - 565{,}33}{2710{,}37 - 565{,}33} = 0{,}028\ [-] \tag{1.8-4}$$

Poměrný průtok vody přitékající z nízkotlaké regenerace do napájecí nádrže:

$$\alpha_{NTO,3} = 1 - \alpha_{0.1} = 1 - 0{,}028 = 0{,}972\ [-] \tag{1.8-5}$$

Poměrný odběrový průtok do NTO 3:

$$\begin{gathered} \alpha_{0.2} = \alpha_{NTO,3} \cdot \frac{i_{NTO,3} - i_{NTO,2}}{i_{0.2} - i_{0.2''}} \\ \alpha_{0.2} = 0{,}972 \cdot \frac{565{,}33 - 445{,}05}{2648{,}55 - 478{,}75} = 0{,}054\ [-] \end{gathered} \tag{1.8-6}$$

Poměrný odběrový průtok do NTO 2:

$$\alpha_{0.3} = \frac{\alpha_{NTO,3} \cdot \left(i_{NTO,2} - i_{NTO,1}\right) + \alpha_{0.2} \cdot (i_{0.3''} - i_{0.2''})}{i_{0.3} - i_{0.3''}}$$

$$\alpha_{0.3} = \frac{0{,}972 \cdot (445{,}05 - 318{,}91) + 0{,}054 \cdot (352{,}12 - 478{,}75)}{2530{,}99 - 352{,}12} \qquad (1.8\text{-}7)$$

$$\alpha_{0.3} = 0{,}053\ [-]$$

Poměrný průtok kondenzátu kaskádovaného z NTO 2 do NTO 1:

$$\alpha_{0.3''} = \alpha_{0.2} + \alpha_{0.3} = 0{,}054 + 0{,}053 = 0{,}107\ [-] \qquad (1.8\text{-}8)$$

Poměrný odběrový průtok do NTO 1:

$$\alpha_{0.4} = \frac{\alpha_{NTO,3} \cdot \left(i_{NTO,1} - i_{K\check{C}}\right) + \alpha_{0.3''} \cdot (i_{0.4''} - i_{0.3''})}{i_{0.4} - i_{0.4''}}$$

$$\alpha_{0.4} = \frac{0{,}972 \cdot (318{,}91 - 193{,}41) + 0{,}107 \cdot (226{,}4 - 352{,}12)}{2396{,}61 - 226{,}4} \qquad (1.8\text{-}9)$$

$$\alpha_{0.4} = 0{,}050\ [-]$$

Vynásobením poměrných průtoků celkovým hmotnostním průtokem získáme hmotnostní průtoky jednotlivými odběry.

$$\dot{m}_{0.1} = \dot{m}_0 \cdot \alpha_{0.1} = 105{,}48 \cdot 0{,}028 = 2{,}95\ kg \cdot s^{-1} \qquad (1.8\text{-}10)$$

$$\dot{m}_{0.2} = \dot{m}_0 \cdot \alpha_{0.2} = 105{,}48 \cdot 0{,}054 = 5{,}68\ kg \cdot s^{-1} \qquad (1.8\text{-}11)$$

$$\dot{m}_{0.3} = \dot{m}_0 \cdot \alpha_{0.3} = 105{,}48 \cdot 0{,}053 = 5{,}61\ kg \cdot s^{-1} \qquad (1.8\text{-}12)$$

$$\dot{m}_{0.4} = \dot{m}_0 \cdot \alpha_{0.4} = 105{,}48 \cdot 0{,}050 = 5{,}27\ kg \cdot s^{-1} \qquad (1.8\text{-}13)$$

Poměrný průtok na výstupu z turbíny:

$$\alpha_1 = 1 - \alpha_{0.1} - \alpha_{0.2} - \alpha_{0.3} - \alpha_{0.4}$$

$$\alpha_1 = 1 - 0{,}028 - 0{,}054 - 0{,}053 - 0{,}050 = 0{,}815\ [-] \qquad (1.8\text{-}14)$$

Hmotnostní průtok na výstupu z turbíny je vypočten jako součin celkového hmotnostního průtoku a poměrného průtoku na výstupu z turbíny.

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_0 \cdot \alpha_1 = 105{,}48 \cdot 0{,}815 = 85{,}96\ kg \cdot s^{-1} \qquad (1.8\text{-}15)$$

Poměrné průtoky jednotlivými částmi turbíny mezi odběry:

$$\alpha_I = 1\ [-] \qquad (1.8\text{-}16)$$

$$\alpha_{II} = 1 - \alpha_{0.1} = 1 - 0{,}028 = 0{,}972\ [-] \qquad (1.8\text{-}17)$$

$$\alpha_{III} = \alpha_{II} - \alpha_{0.2} = 0{,}972 - 0{,}054 = 0{,}918\ [-] \qquad (1.8\text{-}18)$$

$$\alpha_{IV} = \alpha_{III} - \alpha_{0.3} = 0{,}918 - 0{,}053 = 0{,}865\ [-] \qquad (1.8\text{-}19)$$

$$\alpha_V = \alpha_{IV} - \alpha_{0.4} = 0{,}865 - 0{,}050 = 0{,}815\ [-] \qquad (1.8\text{-}20)$$

Hmotnostní průtoky jednotlivými částmi turbíny mezi odběry:

$$\dot{m}_I = \dot{m}_0 \cdot \alpha_I = 105{,}48\ kg \cdot s^{-1} \qquad (1.8\text{-}21)$$

$$\dot{m}_{II} = \dot{m}_0 \cdot \alpha_{II} = 105{,}48 \cdot 0{,}972 = 102{,}53\ kg \cdot s^{-1} \qquad (1.8\text{-}22)$$

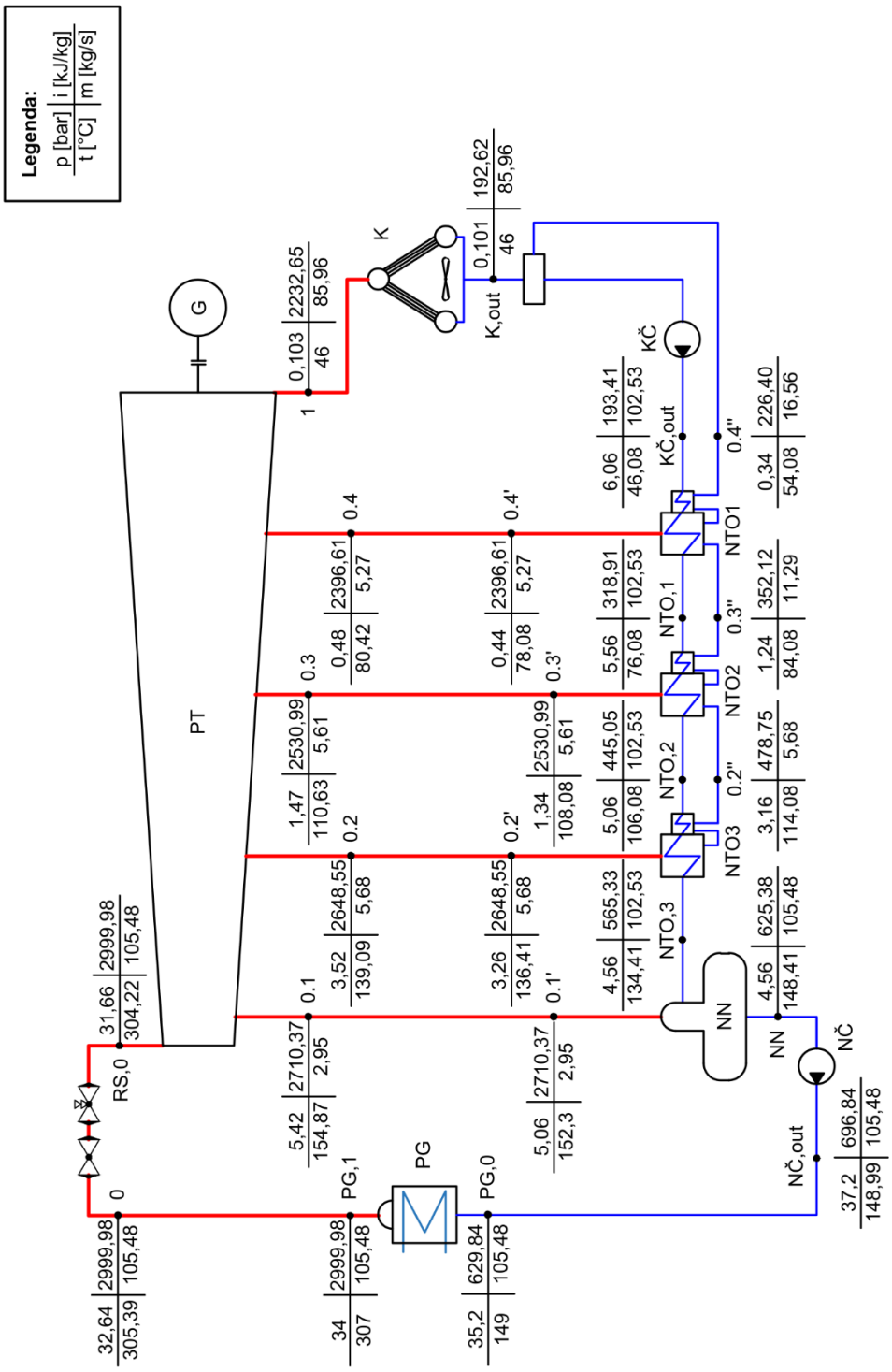
$$\dot{m}_{III} = \dot{m}_0 \cdot \alpha_{III} = 105{,}48 \cdot 0{,}918 = 96{,}84\ kg \cdot s^{-1} \qquad (1.8\text{-}23)$$

$$\dot{m}_{IV} = \dot{m}_0 \cdot \alpha_{IV} = 105{,}48 \cdot 0{,}865 = 91{,}24\ kg \cdot s^{-1} \qquad (1.8\text{-}24)$$

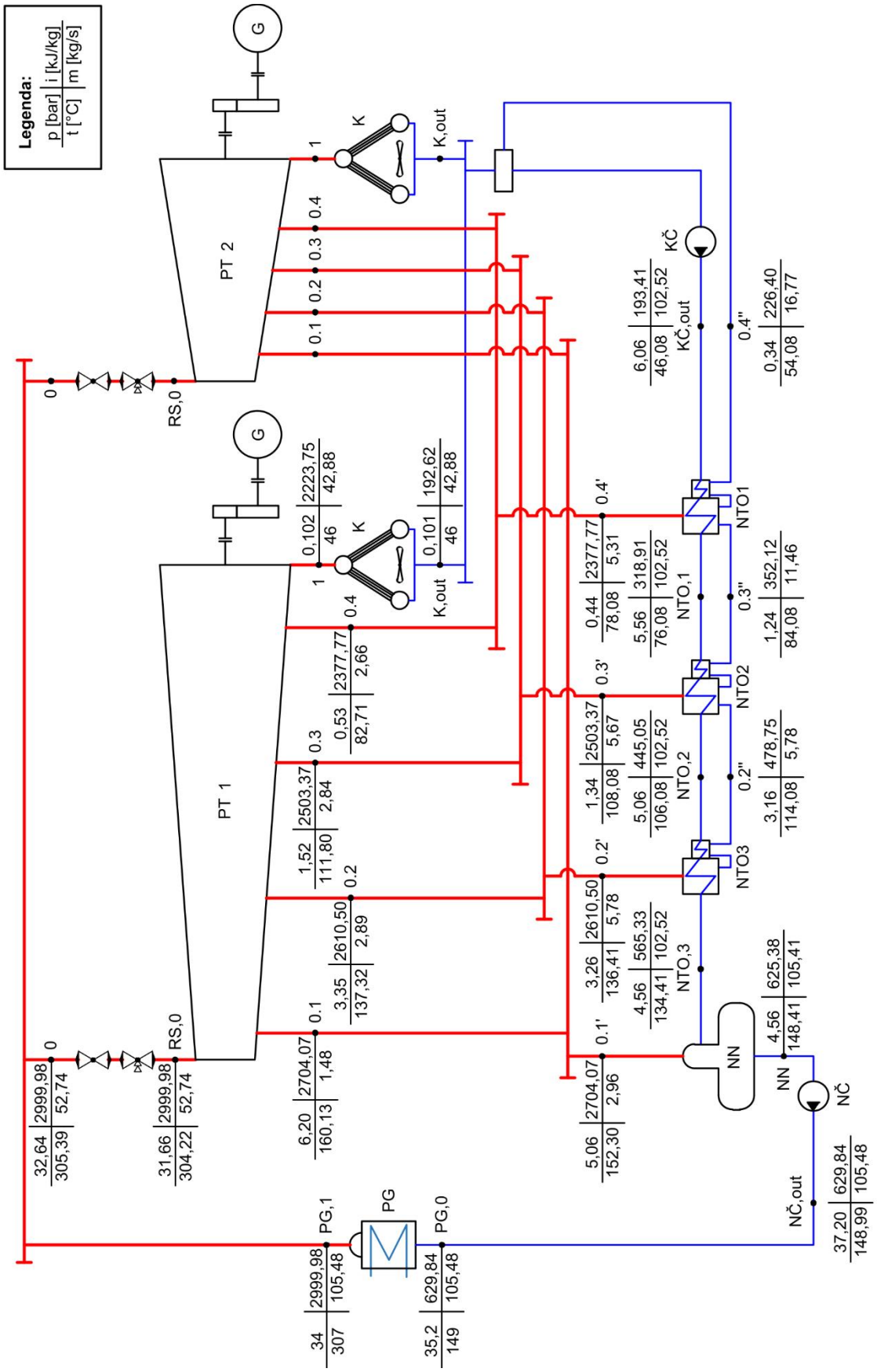
$$\dot{m}_V = \dot{m}_0 \cdot \alpha_V = 105{,}48 \cdot 0{,}815 = 309{,}46\ kg \cdot s^{-1} \qquad (1.8\text{-}25)$$

1.9 Výsledky návrhu tepelného schématu

Na obrázcích v této kapitole jsou zobrazena předběžně navržená schémata včetně parametrů páry, kondenzátu a hmotnostních průtoků v jednotlivých bodech. Na obr. 6 je zobrazeno schéma s hodnotami v jednotlivých bodech oběhu s jednou turbínou. Obr. 7 zobrazuje schéma varianty oběhu se dvěma turbínami, kde obě turbíny PT 1 a PT 2 jsou navrhovány jako totožné a parametry páry v odběrech a na vstupu a výstupu u turbíny PT 2 jsou shodné s parametry v turbíně PT 1. Z dispozičních důvodů obrázku jsou hodnoty uvedeny pouze v bodech turbíny PT 1.



Obr. 6 Tepelné schéma s hodnotami pro variantu oběhu s jednou PT



Obr. 7 Tepelné schéma s hodnotami pro variantu rozdělení tep. výkonu do dvou PT

2 Regulační stupeň

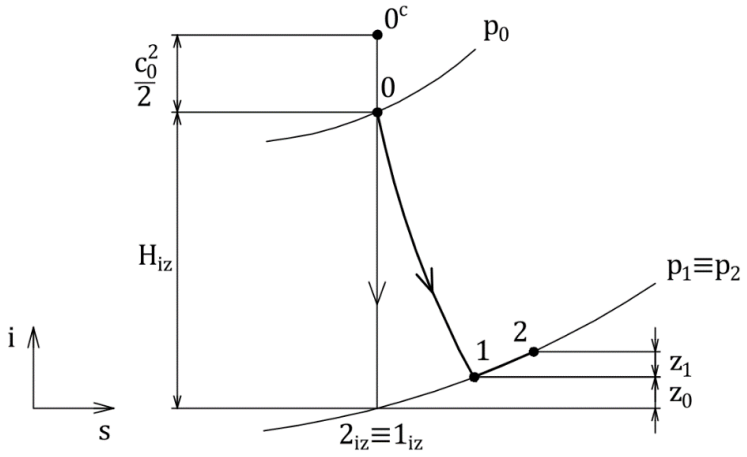
U vícestupňových parních turbín s dýzovou regulací je před stupňovou částí předřazen regulační stupeň (RS), který umožňuje parciální ostřik. Obvykle také zpracuje vyšší entalpický spád, něž následující pracovní stupně v přetlakovém provedení, čímž se sníží celkový počet stupňů a rozměry turbíny. Pára je do regulačního stupně zaváděna skrze několik skupin statorových dýz, přičemž průtok je regulován každou skupinou zvlášť. To znamená, že zavedení páry do regulačního stupně je po obvodu nerovnoměrné a dochází k parciálnímu (částečnému) ostřiku rotorové řady lopatek. Z důvodu parciálního ostřiku je jeho lopatkování konstruováno jako akční neboli rovnotlaké. Používají se dva druhy regulačních stupňů a to A-kolo nebo Curtisův stupeň. Pro tento případ bylo zvoleno A-kolo, které při nižším tepelném spádu dosahuje vyšší účinnosti.

V této kapitole je popsán postup návrhu RS pro variantu jedné turbíny pro celý průtok. Výsledky obou navrhovaných variant jsou uvedeny v tab. 1 na konci kapitoly. Hodnoty jsou nadále upravovány po propojení s detailním návrhem stupňové části. Finální hodnoty po propojení všech výpočtů a optimalizaci jsou uvedeny tab. 9 v kapitole 4.5.1.

Postup návrhu RS v této kapitole vychází ze zdroje [4].

2.1 Předběžný návrh A-kola

Na obr. 8 je znázorněn zjednodušený průběh expanze v regulačním stupni pro předběžný návrh. Bod 0 značí stav před statorem (dýzou), bod 1 je stav mezi statorem a rotorem a bod 2 označuje stav na výstupu z rotorových lopatek. Pro předběžný návrh je zaveden zjednodušující předpoklad čistě rovnotlakého (akčního) stupně se stupněm reakce $\rho = 0\ [-]$.



Obr. 8 Průběh expanze v RS pro předběžný návrh

Parametry páry před regulačním stupněm již byly určeny v kapitole 1.1.
Střední průměr lopatkování je zvolen.

$$D_{RS} = 1{,}25\ m \qquad (2.1\text{-}1)$$

Otáčky jsou voleny pro dvoupólový generátor bez převodovky pro frekvenci v sítí 50 Hz.

$$n = 3000\ min^{-1} = 50\ s^{-1} \qquad (2.1\text{-}2)$$

Absolutní rychlost páry na vstupu do dýzy byla zvolena dle doporučení vedoucího práce z rozmezí 20 až 30 m/s.

$$c_0 = 25\ m \cdot s^{-1} \tag{2.1-3}$$

Obvodová rychlost na středním průměru, která by neměla přesáhnout 160 až 260 m/s.

$$u = \pi \cdot D_{RS} \cdot n = \pi \cdot 1{,}25 \cdot 50 = 196{,}35\ m \cdot s^{-1} \tag{2.1-4}$$

Rychlostní poměr se volí v rozsahu 0,4 až 0,5.

$$\left(\frac{u}{c_{iz}}\right) = 0{,}45 \tag{2.1-5}$$

Izoentropická absolutní rychlost páry na výstupu z dýzy:

$$c_{1,iz} = \frac{u}{\left(\frac{u}{c_{iz}}\right)} = \frac{196{,}35}{0{,}45} = 436{,}33\ m \cdot s^{-1} \tag{2.1-6}$$

Izoentropický spád zpracovaný regulačním stupněm:

$$H_{RS,iz} = \frac{c_{1,iz}^2 - c_0^2}{2} = \frac{436{,}33^2 - 25^2}{2} = 94{,}88\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{2.1-7}$$

Entalpie za regulačním stupněm při izoentropické expanzi:

$$i_{RS,2iz} = i_{RS,0} - H_{RS,iz}$$
$$i_{RS,2iz} = 2999{,}98 - 94{,}88 = 2905{,}1\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{2.1-8}$$

Tlak za regulačním stupněm je určen jako funkce entalpie za RS při izoentropické expanzi a entropie před RS.

$$p_{RS,2} = f\left(i_{RS,2iz};\ s_{RS,0}\right) = 21{,}1\ bar \tag{2.1-9}$$

Nyní je potřeba určit kritický tlak a ověřit, zda platí podmínka $p_{RS,2} > p_{krit}$, při které nastává v dýze podkritické proudění a lze zvolit dýzu nerozšířenou.

$$p_{krit} = 0{,}546 \cdot p_{RS,0} = 0{,}546 \cdot 31{,}66 = 17{,}29\ bar \tag{2.1-10}$$

$$p_{RS,2} > p_{krit} \ \rightarrow vyhovuje \tag{2.1-11}$$

Další podmínkou je tlakový poměr, který nesmí přesáhnout hodnotu 0,8.

$$\frac{p_{RS,2}}{p_{RS,0}} = \frac{21{,}1}{31{,}66} = 0{,}67 < 0{,}8 \ \rightarrow vyhovuje \tag{2.1-12}$$

Obě podmínky jsou splněny a lze tedy použít nerozšířenou dýzu.
Rychlostní součinitel byl nejdříve zvolen v rozmezí 0,95 až 0,98 a později vypočítán v rovnici (2.2.1-1). Zde je uvedena již vypočítaná hodnota.

$$\varphi = \ 0{,}981\ [-] \tag{2.1-13}$$

Dále je určena ztráta ve statoru,

$$z_0 = (1 - \varphi^2) \cdot \frac{c_{1,iz}^2}{2} = \ (1 - 0{,}981^2) \cdot \frac{436{,}33^2}{2000} = 3{,}58\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{2.1-14}$$

entalpie za dýzou

$$i_{RS,1} = i_{RS,2iz} + z_0 = 2905{,}1 + 3{,}58 = 2908{,}68\ kJ \cdot kg^{-1} \qquad (2.1\text{-}15)$$

a měrný objem za dýzou.

$$v_{RS,1} = f\left(p_{RS,2};\ i_{RS,1}\right) = 0{,}1062\ m^3 \cdot kg^{-1} \qquad (2.1\text{-}16)$$

Výstupní úhel z rozváděcí mříže se volí obvykle v rozsahu 13 ° až 18 °.

$$\alpha_1 = 14\ ° \qquad (2.1\text{-}17)$$

Délka výstupní hrany rozváděcí lopatky při totálním ostřiku se vypočte pomocí vzorce.

$$l_{0t} = \frac{\dot{M}_{RS} \cdot v_{RS,1}}{\pi \cdot D_{RS} \cdot \varphi \cdot c_{1,iz} \cdot \sin \alpha_1}$$
$$l_{0t} = \frac{105{,}48 \cdot 0{,}1062}{\pi \cdot 1{,}25 \cdot 0{,}981 \cdot 436{,}33 \cdot \sin 14} = 0{,}0276\ m \qquad (2.1\text{-}18)$$

Pro výpočet optimální délky lopatky určíme součinitele.

$$\frac{c}{a} = 0{,}1467\ [-] \quad (pro\ A - kolo) \qquad (2.1\text{-}19)$$

$$\delta = \frac{c}{a} \cdot \frac{\left(\frac{u}{c_{iz}}\right)}{\left(\frac{n}{1000}\right)^{0,2} \cdot {D_{RS}}^{0,5}}$$
$$\delta = 0{,}1467 \cdot \frac{0{,}45}{\left(\frac{3000}{1000}\right)^{0,2} \cdot 1{,}25^{0,5}} = 0{,}0474\ [-] \qquad (2.1\text{-}20)$$

$$\frac{b}{a} = 0{,}0398\ [-] \quad (pro\ A - kolo) \qquad (2.1\text{-}21)$$

$$s_1 = 1\ [-]\ (pro\ nedělený\ parciální\ ostřik) \qquad (2.1\text{-}22)$$

$$\alpha = \sqrt{\frac{D_{RS}}{\frac{b}{a} \cdot s_1 + \delta \cdot D_{RS}}} = \sqrt{\frac{1{,}25}{0{,}0398 \cdot 1 + 0{,}0474 \cdot 1{,}25}} = 3{,}55\ [-] \qquad (2.1\text{-}23)$$

Optimální délka lopatky (l_{0t} je dosazováno v cm).

$$l_{opt} = \alpha \cdot \sqrt{l_{0t}} = 3{,}55 \cdot \sqrt{2{,}76} = 5{,}897\ cm \qquad (2.1\text{-}24)$$

Zaokrouhlením hodnoty l_{opt} na celé milimetry získáme skutečnou délku lopatky.

$$l_0 = 5{,}90\ cm \qquad (2.1\text{-}25)$$

Redukovaná délka lopatky je taková délka, při níž je s plným ostřikem lopatek dosaženo stejné účinnosti jako při parciálním ostřiku s délkou lopatky l_0 (dosazováno v cm).

$$L_{red} = \frac{l_0}{1 + \left(\frac{l_0}{l_{opt}}\right)^2 - \delta \cdot l_0}$$
$$L_{red} = \frac{5{,}9}{1 + \left(\frac{5{,}9}{5{,}897}\right)^2 - 0{,}0474 \cdot 5{,}9} = 3{,}43\ cm \quad (2.1\text{-}26)$$

Redukovaná účinnost je potom určena z diagramu *obr. 2.2* ve zdroji [4] v závislosti na L_{red} a u/c_{iz} .

$$\eta_u = 0{,}79\ [-] \quad (2.1\text{-}27)$$

Hodnota parciálního ostřiku by měla být vyšší než 0,2.

$$\varepsilon = \frac{l_{0t}}{l_0} = \frac{0{,}0276}{0{,}059} = 0{,}467\ [-] \quad (2.1\text{-}28)$$

Absolutní hodnota ztráty třením a ventilací se vypočítá ze vzorce,

$$z_5 = \frac{k}{\dot{m}_{RS} \cdot v_{RS,1}} = \frac{4}{105{,}48 \cdot 0{,}1062} = 0{,}457\ kJ \cdot kg^{-1} \quad (2.1\text{-}29)$$

kde součinitel *k* je odečten z diagramu *obr. 2.3* ve zdroji [4].

$$k = 4\ [-] \quad (2.1\text{-}30)$$

Poměrná ztráta třením a ventilací:

$$\xi_5 = \frac{z_5}{H_{RS,iz}} = \frac{0{,}457}{94{,}88} = 0{,}0038\ [-] \quad (2.1\text{-}31)$$

Předběžná vnitřní termodynamická účinnost regulačního stupně:

$$\eta_{tdi} = \eta_u - \xi_5 = 0{,}79 - 0{,}0038 = 0{,}786\ [-] \quad (2.1\text{-}32)$$

Předběžný vnitřní výkon regulačního stupně:

$$P_i = \dot{m}_{RS} \cdot H_{RS,iz} \cdot \eta_{tdi} = 105{,}48 \cdot 94{,}88 \cdot 0{,}786 = 7868{,}6\ kW \quad (2.1\text{-}33)$$

Entalpie v koncovém bodě expanze ve stupni:

$$i_{RS,2} = i_{RS,0} - \eta_{tdi} \cdot H_{RS,iz}$$
$$i_{RS,2} = 2999{,}98 - 0{,}786 \cdot 94{,}88 = 2925{,}38\ kJ \cdot kg^{-1} \quad (2.1\text{-}34)$$

Zbylé parametry páry v koncovém bodě expanze v regulačním stupni:

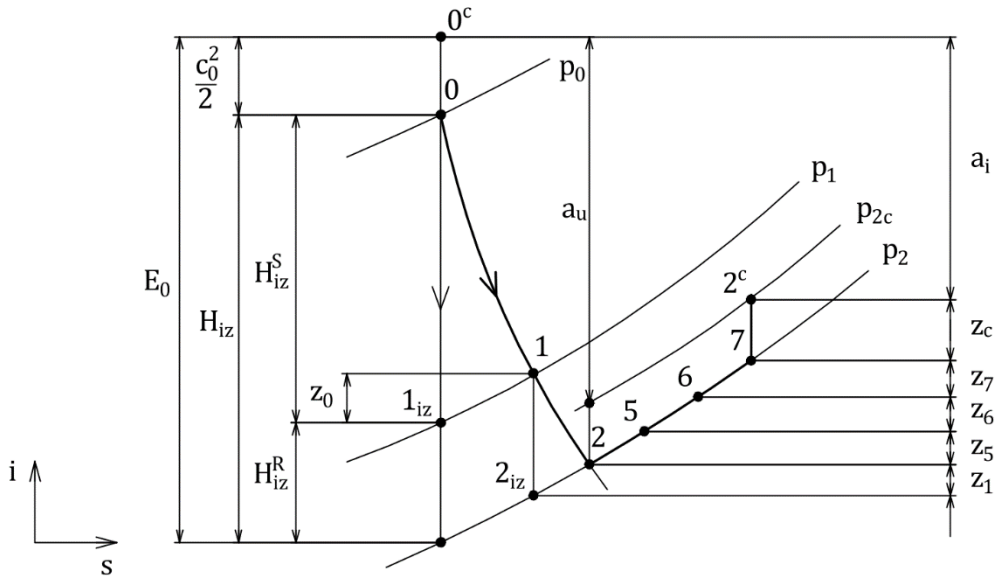
$$v_{RS,2} = f\left(p_{RS,2};\ i_{RS,2}\right) = 0{,}1081\ m^3 \cdot kg^{-1} \quad (2.1\text{-}35)$$

$$s_{RS,2} = f\left(p_{RS,2};\ i_{RS,2}\right) = 6{,}57\ kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1} \quad (2.1\text{-}36)$$

$$t_{RS,2} = f\left(p_{RS,2};\ i_{RS,2}\right) = 260{,}5\ °C \quad (2.1\text{-}37)$$

2.2 Detailní výpočet A-kola

Průběh expanze v regulačním stupni pro detailní návrh je znázorněn na obr. 9 včetně vyznačení jednotlivých ztrát v lopatkování.



Obr. 9 Průběh expanze v RS pro detailní návrh

V praxi se nepoužívá čistě akční stupeň, ale volí se mírný stupeň reakce, a to v rozsahu $0{,}03 \div 0{,}06$, což vede ke zlepšení poměrů při obtékání oběžných lopatek. Voleno:

$$\rho = 0{,}04\ [-] \tag{2.2-1}$$

Rozdělení tepelných spádů na stator a rotor je následující.

$$H_{RS,iz}^{S} = (1-\rho)\cdot H_{RS,iz} = (1-0{,}04)\cdot 94{,}88 = 91{,}09\ kJ\cdot kg^{-1} \tag{2.2-2}$$

$$H_{RS,iz}^{R} = \rho \cdot H_{RS,iz} = 0{,}04\cdot 94{,}88 = 3{,}80\ kJ\cdot kg^{-1} \tag{2.2-3}$$

Tlak mezi statorem a rotorem:

$$p_{RS,1} = f\left(i_{RS,0} - H_{RS,iz}^{S};\ s_{RS,0}\right) = 21{,}46\ bar \tag{2.2-4}$$

Opět je potřeba ověřit tlakový poměr, který nesmí přesáhnout 0,8

$$\frac{p_{RS,1}}{p_{RS,0}} = \frac{21{,}46}{31{,}66} = 0{,}68 < 0{,}8 \ \rightarrow\ vyhovuje \tag{2.2-5}$$

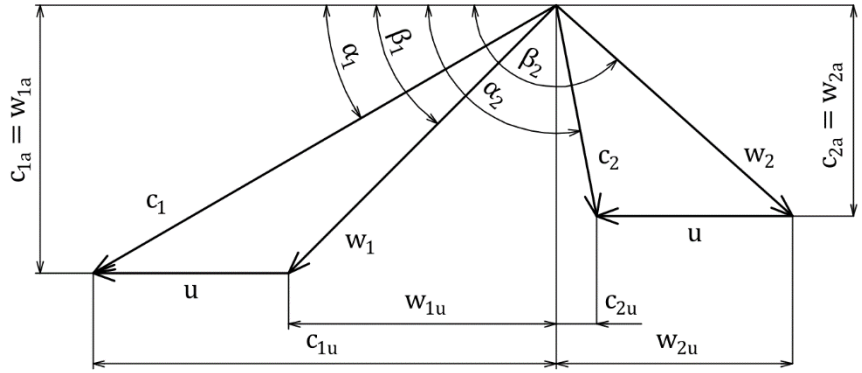
a zkontrolovat, zda je tlak $p_{RS,1}$ vyšší než tlak kritický vypočtený v rovnici (2.1-10).

$$p_{RS,1} = 21{,}46\ bar > p_{krit} = 17{,}29\ bar \ \rightarrow\ vyhovuje \tag{2.2-6}$$

Obě podmínky jsou splněny a může být použit válcový průtočný kanál.

2.2.1 Výpočet rychlostí v rychlostních trojúhelnících stupně

V této kapitole budou vypočteny absolutní a relativní rychlosti a jejich úhly. Obvodová rychlost již byla určena v rovnici (2.1-4). Rychlosti a jejich úhly jsou naznačeny na obr. 10.



Obr. 10 Rychlostní trojúhelníky regulačního stupně

Pro výpočet rychlostí je nutné znát rychlostní součinitele pro stator φ a pro rotor ψ. V první iteraci jsou tyto součinitele zvoleny podle *kap. 10.1* ve zdroji [4]. Jejich přesný výpočet je možný až při známých hodnotách ohnutí proudu $\Delta\alpha$ a $\Delta\beta$. Zde jsou uvedeny hodnoty již zpřesněné výpočtem.

$$\varphi = 0{,}985067 - 0{,}00013234 \cdot e^{0{,}0424951 \cdot \Delta\alpha}$$
$$\varphi = 0{,}985067 - 0{,}00013234 \cdot e^{0{,}0424951 \cdot 80{,}51} = 0{,}981\ [-] \qquad (2.2.1\text{-}1)$$

$$\psi = 0{,}98806 - 0{,}000556697 \cdot e^{0{,}0347117 \cdot \Delta\beta}$$
$$\psi = 0{,}98806 - 0{,}000556697 \cdot e^{0{,}0347117 \cdot 128{,}21} = 0{,}940\ [-] \qquad (2.2.1\text{-}2)$$

Teoretická rychlost na výstupu z dýzy:

$$c_{1,iz} = \sqrt{2 \cdot H_{RS,iz}^{S} + {c_0}^2}$$
$$c_{1,iz} = \sqrt{2 \cdot 91{,}09 \cdot 1000 + 25^2} = 427{,}55\ m \cdot s^{-1} \qquad (2.2.1\text{-}3)$$

Skutečná absolutní rychlost páry na výstupu z dýzy:

$$c_1 = \varphi \cdot c_{1,iz} = 0{,}981 \cdot 427{,}55 = 419{,}43\ m \cdot s^{-1} \qquad (2.2.1\text{-}4)$$

Relativní rychlost páry na výstupu z dýzy:

$$w_1 = \sqrt{{c_1}^2 + u^2 - 2 \cdot c_1 \cdot u \cdot \cos\alpha_1}$$
$$w_1 = \sqrt{419{,}43^2 + 196{,}35^2 - 2 \cdot 419{,}43 \cdot 196{,}35 \cdot \cos(14°)} \qquad (2.2.1\text{-}5)$$
$$w_1 = 233{,}79\ \ m \cdot s^{-1}$$

Obvodové složky absolutní a relativní rychlosti:

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos\alpha_1 = 419{,}43 \cdot \cos(14°) = 406{,}97\ \ m \cdot s^{-1} \qquad (2.2.1\text{-}6)$$

$$w_{1u} = c_{1u} - u = 406{,}97 - 196{,}35 = 210{,}62\ \ m \cdot s^{-1} \qquad (2.2.1\text{-}7)$$

Axiální složky absolutní a relativní rychlosti:

$$c_{1a} = w_{1a} = c_1 \cdot \cos\alpha_1 = 419{,}43 \cdot \cos(14°) = 101{,}47\ m \cdot s^{-1} \qquad (2.2.1\text{-}8)$$

Úhel relativní rychlosti mezi statorem a rotorem:

$$\beta_1 = \arccos\left(\frac{w_{1u}}{w_1}\right) = \arccos\left(\frac{210{,}62}{233{,}79}\right) = 25{,}72\ ° \qquad (2.2.1\text{-}9)$$

Úhel relativní rychlosti je předběžně určen podle následujícího vzorce a později zpřesněn podle rovnice (2.2.2-4). Zde je výsledkem již zpřesněná hodnota.

$$\beta_2 = 180 - [\beta_1 - (3 \div 5)°] = 153{,}94\ ° \qquad (2.2.1\text{-}10)$$

Následuje výpočet rychlostí páry na výstupu z rotoru.
Teoretická výstupní relativní rychlost páry při izoentropické expanzi:

$$w_{2,iz} = \sqrt{H^R_{RS,iz} + {w_1}^2} = \sqrt{3{,}8 \cdot 1000 + 233{,}79^2} = 241{,}77\ m \cdot s^{-1} \qquad (2.2.1\text{-}11)$$

Relativní rychlost páry na výstupu z rotorové řady:

$$w_2 = \psi \cdot w_{2,iz} = 0{,}94 \cdot 241{,}77 = 227{,}35\ \ m \cdot s^{-1} \qquad (2.2.1\text{-}12)$$

Absolutní rychlost páry na výstupu z rotorové řady:

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

$$c_2 = \sqrt{227{,}35^2 + 196{,}35^2 - 2 \cdot 227{,}35 \cdot 196{,}35 \cdot \cos(180° - 153{,}94°)} \qquad (2.2.1\text{-}13)$$

$$c_2 = 90\ m \cdot s^{-1}$$

Složky relativní a absolutní rychlosti do obvodového směru:

$$w_{2u} = w_2 \cdot \cos\beta_2 = 227{,}35 \cdot \cos(153{,}94°) = 204{,}23\ \ m \cdot s^{-1} \qquad (2.2.1\text{-}14)$$

$$c_{2u} = w_{2u} - u = 204{,}23 - 196{,}35 = 7{,}88\ \ m \cdot s^{-1} \qquad (2.2.1\text{-}15)$$

Složky rychlostí do axiálního směru:

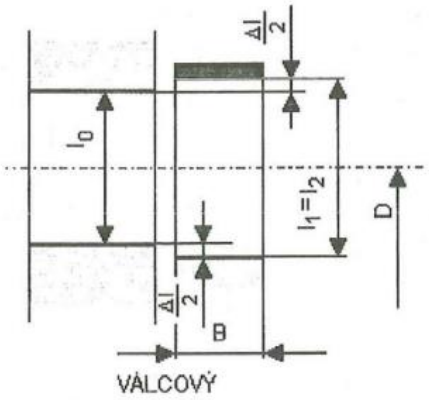
$$c_{2a} = w_{2a} = w_2 \cdot \sin\beta_2 = 227{,}35 \cdot \sin(153{,}94°) = 99{,}90\ m \cdot s^{-1} \qquad (2.2.1\text{-}16)$$

Úhel absolutní rychlosti na výstupu z rotorové řady lopatek:

$$\alpha_2 = \operatorname{arctg}\left(\frac{c_{2u}}{c_{2a}}\right) + 90 = \operatorname{arctg}\left(\frac{7{,}88}{99{,}9}\right) + 90° = 94{,}51\ ° \qquad (2.2.1\text{-}17)$$

2.2.2 Výpočet průtočných průřezů stupně

Byl zvolen válcový průtočný kanál, jehož hlavní rozměry jsou znázorněny na obr. 11.



Obr. 11 Průtočný kanál A-kola [4]

Výstupní délka rozváděcích lopatek se vypočte z rovnice kontinuity.

$$l_{RS,0} = \frac{\dot{M}_{RS} \cdot v_{RS,1}}{\pi \cdot D_{RS} \cdot \varepsilon \cdot c_1 \cdot \sin \alpha_1}$$

$$l_{RS,0} = \frac{105{,}48 \cdot 0{,}1062}{\pi \cdot 1{,}25 \cdot 0{,}467 \cdot 419{,}43 \cdot \sin(14°)} = 0{,}0602\ m \qquad (2.2.2\text{-}1)$$

Přesah lopatek Δl je volen v rozmezí 1 až 3 mm.

$$\Delta l = 2\ mm \qquad (2.2.2\text{-}2)$$

Jelikož se jedná o válcový průtočný průřez jsou vstupní a výstupní délka rotorové lopatky totožné.

$$l_{RS,1} = l_{RS,2} = l_{RS,0} + \Delta l = 60{,}2 + 2 = 62{,}2\ mm \qquad (2.2.2\text{-}3)$$

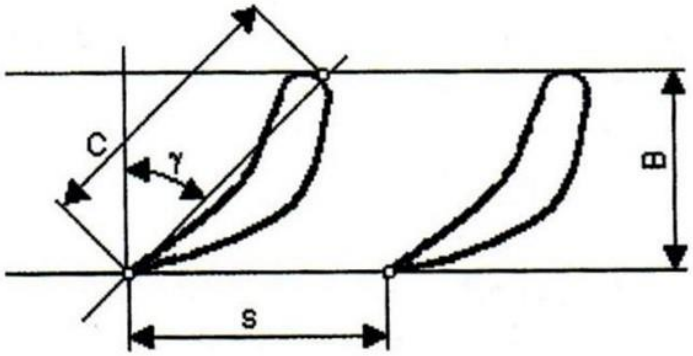
Nyní již lze přesně dopočítat výstupní úhel z oběžných lopatek, který byl předběžně určen v rovnici (2.2.1-10).

$$\beta_2 = 180° - \arcsin\left(\frac{\dot{M}_{RS} \cdot v_{RS,2}}{\pi \cdot D_{RS} \cdot \varepsilon \cdot w_2 \cdot l_{RS,2}}\right)$$

$$\beta_2 = 180° - \arcsin\left(\frac{105{,}48 \cdot 0{,}1081}{\pi \cdot 1{,}25 \cdot 0{,}467 \cdot 227{,}35 \cdot 0{,}0622}\right) = 153{,}94\ ° \qquad (2.2.2\text{-}4)$$

2.2.3 Volba profilů lopatek regulačního stupně

Aby bylo možné určit ztráty v lopatkování, musí být zvoleny konkrétní profily lopatek. Charakteristické rozměry profilů jsou schematicky zobrazeny na obr. 12. Profily lopatek jsou voleny dle tabulek v *kap. 10.2* ve zdroji [4].



Obr. 12 Označení charakteristických rozměrů profilu [4]

Pro statorové lopatky byl zvolen profil TS-2A, pro rotorové lopatky 40TR1. Parametry s indexem S patří statorovému profilu a s indexem R rotorovému profilu.
Úhel nastavení profilu:

$$\gamma_S = 38\,° \qquad (2.2.3\text{-}1)$$

$$\gamma_R = 12{,}2\,° \qquad (2.2.3\text{-}2)$$

Délka tětivy:

$$c_S = 0{,}05\,m \qquad (2.2.3\text{-}3)$$

$$c_R = 0{,}03\,m \qquad (2.2.3\text{-}4)$$

Rozteč lopatek:

$$s_S = 0{,}04\,m \qquad (2.2.3\text{-}5)$$

$$s_R = 0{,}02\,m \qquad (2.2.3\text{-}6)$$

Poměrná rozteč:

$$\left(\frac{s}{c}\right)_S = 0{,}8\,[-] \qquad (2.2.3\text{-}7)$$

$$\left(\frac{s}{c}\right)_R = 0{,}66\,[-] \qquad (2.2.3\text{-}8)$$

Šířka profilu:

$$B_S = c_S \cdot \cos\gamma_S = 0{,}05 \cdot \cos(38°) = 0{,}0394\,m \qquad (2.2.3\text{-}9)$$

$$B_R = c_R \cdot \cos\gamma_R = 0{,}03 \cdot \cos(12{,}2°) = 0{,}0293\,m \qquad (2.2.3\text{-}10)$$

Počet lopatek v řadě:

$$z_S = \frac{\pi \cdot D_{RS}}{s_S} \cdot \varepsilon = \frac{\pi \cdot 1{,}25}{0{,}04} \cdot 0{,}467 = 46\,[-] \qquad (2.2.3\text{-}11)$$

$$z_R = \frac{\pi \cdot D_{RS}}{s_R} = \frac{\pi \cdot 1{,}25}{0{,}02} = 197\ [-] \qquad (2.2.3\text{-}12)$$

Posledními parametry jsou průřez a ohybový modul průřezu rotorového profilu. Ty budou později využity k pevnostní kontrole.

$$S_R = 4{,}618\ cm^2 \qquad (2.2.3\text{-}13)$$

$$w_{min,R} = 0{,}8945\ cm^3 \qquad (2.2.3\text{-}14)$$

2.2.4 Ztráty a výkon regulačního stupně

Cílem této kapitoly je výpočet energetických ztrát v regulačním stupni a následně stanovení účinnosti a výkonu stupně.
Energetická ztráta v rozváděcí mříži:

$$z_0 = \frac{{c_{1,iz}}^2}{2} \cdot (1 - \varphi^2) = \frac{427{,}55^2}{2000} \cdot (1 - 0{,}981^2) = 3{,}44\ kJ \cdot kg^{-1} \qquad (2.2.4\text{-}1)$$

Energetická ztráta v oběžné řadě lopatek:

$$z_1 = \frac{{w_{2,iz}}^2}{2} \cdot (1 - \psi^2) = \frac{241{,}77^2}{2000} \cdot (1 - 0{,}94^2) = 3{,}38\ kJ \cdot kg^{-1} \qquad (2.2.4\text{-}2)$$

Ztráta výstupní rychlostí:

$$z_c = \frac{{c_2}^2}{2} = \frac{100{,}21^2}{2000} = 5{,}02\ kJ \cdot kg^{-1} \qquad (2.2.4\text{-}3)$$

Obvodová účinnost stupně:

$$\eta_u = \frac{\left(H_{RS,iz} + \frac{{c_0}^2}{2}\right) - z_0 - z_1 - z_c}{H_{RS,iz} + \frac{{c_0}^2}{2}}$$

$$\eta_u = \frac{\left(101{,}07 + \frac{25^2}{2000}\right) - 3{,}44 - 3{,}38 - 5{,}02}{101{,}07 + \frac{25^2}{2000}} = 0{,}876\ [-] \qquad (2.2.4\text{-}4)$$

Další poměrné ztráty je potřeba znát pro určení vnitřní termodynamické účinnosti regulačního stupně.
Součinitel $k_{tř}$ je volen v rozsahu 0,00045 až 0,0008:

$$k_{tř} = 0{,}0006\ [-] \qquad (2.2.4\text{-}5)$$

Průtočný průřez:

$$S = \pi \cdot D_{RS} \cdot l_{RS,1} \cdot \varepsilon \cdot \sin \alpha_1$$

$$S = \pi \cdot 1{,}25 \cdot 0{,}062 \cdot 0{,}467 \cdot \sin(14°) = 0{,}0276\ m^2 \qquad (2.2.4\text{-}6)$$

Poměrná ztráta třením (ventilací) disku:

$$\xi_5 = k_{tř} \cdot \frac{{D_{RS}}^2}{S} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2 \cdot H_{RS,iz}}}\right)^3$$
$$\xi_5 = 0{,}0006 \cdot \frac{1{,}25^2}{0{,}0276} \cdot \left(\frac{196{,}35}{\sqrt{2 \cdot 94{,}88 \cdot 1000}}\right)^3 = 0{,}0031\ [-] \quad (2.2.4\text{-}7)$$

Poměrná ztráta parciálním ostřikem ξ_6 se skládá ze dvou částí.
Ze ztráty ventilací neostříknutých lopatek při zakrytí oběžného kola mimo provedený ostřik:

$$\xi_{61} = \frac{0{,}065}{\sin \alpha_1} \cdot \frac{(1-\varepsilon)}{2 \cdot \varepsilon} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2 \cdot h_{RS,iz}}}\right)^3$$
$$\xi_{61} = \frac{0{,}065}{\sin(14°)} \cdot \frac{(1-0{,}467)}{2 \cdot 0{,}467} \cdot \left(\frac{196{,}35}{\sqrt{2 \cdot 94{,}88 \cdot 1000}}\right)^3 = 0{,}0140\ [-] \quad (2.2.4\text{-}8)$$

a ze ztráty vznikající na okraji pásma ostřiku:

$$\xi_{62} = 0{,}25 \cdot \frac{c_R \cdot l_{RS,2}}{S} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2 \cdot H_{RS,iz}}}\right) \cdot \eta_u \cdot s_1$$
$$\xi_{62} = 0{,}25 \cdot \frac{0{,}03 \cdot 0{,}062}{0{,}0276} \cdot \left(\frac{196{,}35}{\sqrt{2 \cdot 94{,}88 \cdot 1000}}\right) \cdot 0{,}876 \cdot 1 = 0{,}0067\ [-] \quad (2.2.4\text{-}9)$$

kde $s_1 = 1$ je konstanta pro typ ostřiku (1 = vcelku).
Výsledná poměrná ztráta parciálním ostřikem:

$$\xi_6 = \xi_{61} + \xi_{62} = 0{,}0140 + 0{,}0067 = 0{,}0207\ [-] \quad (2.2.4\text{-}10)$$

Poslední ztrátou je poměrná ztráta radiální mezerou. Za účelem snížení této ztráty je uvažováno bandážování rotorové řady lopatek a výpočet ztráty je proveden metodikou podle Traupela, která je popsána v literatuře [5]. Před výpočtem samotné ztráty je zapotřebí určit několik parametrů.

Počet břitů bandáže,

$$z_b = 3\ [-] \quad (2.2.4\text{-}11)$$

axiální mezera,

$$\delta_a = 0{,}002\ m \quad (2.2.4\text{-}12)$$

radiální mezera,

$$\delta_r = \frac{D_{RS}}{1000} + 0{,}0002 = \frac{1{,}25}{1000} + 0{,}0002 = 0{,}00145\ m \quad (2.2.4\text{-}13)$$

ekvivalentní vůle

$$\delta_{ekv} = \frac{1}{\sqrt{\frac{4}{\delta_a^2} + 1{,}5 \cdot \frac{z_b}{\delta_r^2}}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{4}{0{,}002^2} + 1{,}5 \cdot \frac{3}{0{,}00145^2}}} = 0{,}00056\ m \quad (2.2.4\text{-}14)$$

a stupeň reakce na špici lopatky.

$$\rho_{š} = 1 - (1 - \rho) \cdot \frac{\frac{D_{RS}}{l_{RS,1}}}{1 + \frac{D_{RS}}{l_{RS,1}}}$$

$$\rho_{š} = 1 - (1 - 0{,}04) \cdot \frac{\frac{1{,}25}{0{,}062}}{1 + \frac{1{,}25}{0{,}062}} = 0{,}086\ [-] \qquad (2.2.4\text{-}15)$$

Poměrná ztráta radiální mezerou je určena ze vzorce

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

$$\xi_7 = 0{,}00056 \cdot \sqrt{\frac{0{,}086}{1 - 0{,}04}} \cdot 0{,}876 \cdot \frac{\pi \cdot (1{,}252 + 0{,}06)}{0{,}028} \qquad (2.2.4\text{-}16)$$

$$\xi_7 = 0{,}0220\ [-]$$

Výsledná vnitřní termodynamická účinnost regulačního stupně:

$$\eta_{tdi,RS} = \eta_u - \xi_5 - \xi_6 - \xi_7$$

$$\eta_{tdi,RS} = 0{,}876 - 0{,}0031 - 0{,}0207 - 0{,}0220 = 0{,}8298\ [-] \qquad (2.2.4\text{-}17)$$

Měrná vnitřní práce regulačního stupně:

$$a_{i,RS} = \left(\frac{{c_0}^2}{2} + H_{RS.iz}\right) \cdot \eta_{tdi,RS}$$

$$a_{i,RS} = \left(\frac{25^2}{2000} + 79{,}623\right) \cdot 0{,}8298 = 78{,}99\ kJ \cdot kg^{-1} \qquad (2.2.4\text{-}18)$$

Vnitřní výkon regulačního stupně:

$$P_{i,RS} = \dot{m}_{RS} \cdot a_{i,RS} = 105{,}48 \cdot 78{,}99 = 8331{,}97\ kW \qquad (2.2.4\text{-}19)$$

Celková a statická entalpie v koncovém bodě expanze ve stupni:

$$i_{RS,2c} = i_{RS,0} + \frac{c_0^2}{2} - a_{i,RS}$$

$$i_{RS,2c} = 2999{,}98 + \frac{25^2}{2000} - 78{,}99 = 2921{,}3\ kJ \cdot kg^{-1} \qquad (2.2.4\text{-}20)$$

Statická entalpie v koncovém bodě expanze:

$$i_{RS,2} = i_{RS,2c} - \frac{{c_2}^2}{2} = 2921{,}3 - \frac{100{,}21^2}{2000} = 2916{,}28\ kJ \cdot kg^{-1} \qquad (2.2.4\text{-}21)$$

Na závěr se pro kontrolu vypočítá tlakové číslo, které určuje zatížení stupně a pro případ rovnotlakého stupně by mělo ležet v intervalu $\langle 4{,}5 \div 5{,}5 \rangle$ [5].

$$\psi_{RS} = \frac{H_{RS,iz}}{\frac{1}{2}\cdot u^2} = \frac{94{,}88 \cdot 1000}{\frac{1}{2}\cdot 196{,}35^2} = 4{,}92\ [-] \qquad (2.2.4\text{-}22)$$

2.3 Pevnostní kontrola lopatek regulačního stupně

Silovým působením proudící páry vzniká v lopatkách ohybové napětí a odstředivou silou tahové napětí. Proto se provádí pevnostní kontrola, pomocí které je ověřeno, zda ohybové a tahové napětí nepřekračují přípustné meze. Současně se vypočítá celková axiální síla působící na oběžné kolo, která bude později využita při návrhu vyrovnávacího pístu a axiálního ložiska. Pevnostní kontrola je provedena podle zdroje [6].
Počet ostříknutých lopatek při plném průtoku dýzovými skupinami:

$$z_{R,o} = z_R \cdot \varepsilon = \ 197 \cdot 0{,}467 \doteq 92\ [-] \qquad (2.3\text{-}1)$$

Rozdíl tlaků před a za rotorem:

$$\Delta p_{R,RS} = p_{RS,1} - p_{RS,2} = 21{,}46 - 21{,}10 = 0{,}36\ bar \qquad (2.3\text{-}2)$$

Obvodová síla působící na jednu ostříknutou lopatku:

$$F_u = \dot{m}_{RS} \cdot \frac{c_{1u} - c_{2u}}{z_{R,o}} = \ 105{,}48 \cdot \frac{406{,}97 - 7{,}88}{92} = 457{,}56\ N \qquad (2.3\text{-}3)$$

Axiální síla působící na jednu ostříknutou lopatku:

$$F_{a1} = \dot{m}_{RS} \cdot \frac{c_{1a} - c_{2a}}{z_{R,o}} + \Delta p_{R,RS} \cdot l_{RS,2}$$
$$F_{a1} = \ 105{,}48 \cdot \frac{101{,}47 - 99{,}9}{92} + 0{,}36 \cdot 10^5 \cdot 0{,}062 = 46{,}57\ N \qquad (2.3\text{-}4)$$

Celková axiální síla působící na oběžné kolo regulačního stupně:

$$F_a^{RS} = \dot{m}_{RS} \cdot (c_{1a} - c_{2a}) + \Delta p_{R,RS} \cdot \pi \cdot D_{RS} \cdot l_{RS,2}$$
$$F_a^{RS} = \ 105{,}48 \cdot (101{,}47 - 99{,}9) + 0{,}36 \cdot 10^5 \cdot \pi \cdot 1{,}25 \cdot 0{,}062 \qquad (2.3\text{-}5)$$
$$F_a^{RS} = 8984{,}31\ N$$

Výslednice sil působících na lopatku:

$$= \sqrt{F_u^2 + F_{a1}^2} = \sqrt{457{,}56^2 + 46{,}57^2} = 459{,}92\ N \qquad (2.3\text{-}6)$$

Maximální ohybový moment:

$$M_{o,max} = F \cdot \frac{l_{RS,2}}{2} = 459{,}92 \cdot \frac{0{,}062}{2} = 14{,}31\ N \cdot m \qquad (2.3\text{-}7)$$

Nyní zle zkontrolovat ohybové napětí v lopatce, které by pro dané podmínky nemělo překročit hodnotu 30 MPa.

$$\sigma_{o,max} = \frac{M_{o,max}}{w_{min,R}} = \frac{14{,}31}{0{,}8945} = 15{,}99\ MPa \qquad (2.3\text{-}8)$$

Tahové působení je zapříčiněno působením odstředivé síly, kterou lze rozdělit na odstředivou sílu působící na list lopatky a odstředivou sílu působící na horní bandáže lopatky. Pro konstrukci lopatek a bandáží byl zvolen materiál s hustotou

$$\rho_{mat} = 7850\ kg \cdot m^{-3} \tag{2.3-9}$$

Úhlová rychlost rotoru:

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n = 2 \cdot \pi \cdot 50 = 314{,}16\ rad \cdot s^{-1} \tag{2.3-10}$$

Odstředivá síla působící na list lopatky:

$$F_{od,l} = \rho_{mat} \cdot S_R \cdot \frac{D_{RS}}{2} \cdot l_{RS,2} \cdot \omega^2$$
$$F_{od,l} = 7850 \cdot 4{,}618 \cdot \frac{1{,}25}{2} \cdot 0{,}062 \cdot 314{,}16^2 = 13911{,}73\ N \tag{2.3-11}$$

Tloušťka bandáže:

$$t_b = 0{,}003\ m \tag{2.3-12}$$

Střední průměr bandáže:

$$D_b = D_{RS} + l_{RS,2} + t_b = 1{,}25 + 0{,}062 + 0{,}003 = 1{,}315\ m \tag{2.3-13}$$

Odstředivá síla působící na bandáže jedné lopatky:

$$F_{od,b} = \frac{\rho_{mat} \cdot \pi \cdot D_b \cdot B_R \cdot \frac{D_b}{2} \cdot \omega^2}{z_R}$$
$$F_{od,b} = \frac{7850 \cdot \pi \cdot 1{,}315 \cdot 0{,}029 \cdot \frac{1{,}315}{2} \cdot 314{,}16^2}{197} = 940{,}02\ N \tag{2.3-14}$$

Celková odstředivá síla působící na jednu lopatku:

$$F_{od} = F_{od,l} + F_{od,b} = 13911{,}73 + 940{,}02 = 14851{,}75\ N \tag{2.3-15}$$

Tahové napětí by dle doporučení vedoucího práce při daných podmínkách nemělo překročit hodnotu 60 MPa:

$$\sigma_t = \frac{F_{od}}{S_R} = \frac{14851{,}75}{4{,}618} \cdot 10^{-2} = 32{,}16\ MPa \tag{2.3-16}$$

2.4 Shrnutí výsledků návrhu regulačního stupně

V tab. 1 jsou uvedeny předběžné výsledky návrhu regulačního stupně obou navrhovaných variant, kde sloupec 1 PT patří variantě s jednou turbínou pro celý tepelný výkon a sloupec 2 PT náleží variantě turbíny zpracovávající polovinu tepelného výkonu reaktoru. Finální výsledky po propojení všech výpočtů a optimalizaci jsou uvedeny v tab. 9.

Tab. 1 Předběžné výsledky návrhu regulačního stupně

Veličina	Jednotka	1 PT	2PT
Předběžný návrh			
p_0	bar	31,66	31,66
i_0	$kJ \cdot kg^{-1}$	2999,98	2999,98
s_0	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,5281	6,5281
$\dot{m}_{RS}$	$kg \cdot s^{-1}$	105,48	52,74
n	min^{-1}	3000	3000
n	s^{-1}	50	50
D_{RS}	m	1,25	1,1
u_s	$m \cdot s^{-1}$	196,35	172,79
u/c_{iz}	–	0,45	0,46
$c_{1,iz}$	$m \cdot s^{-1}$	436,33	375,63
c_0	$m \cdot s^{-1}$	25	25
H_{iz}	$kJ \cdot kg^{-1}$	94,88	70,23
p_{krit}	bar	17,29	17,29
$i_{2,iz}$	$kJ \cdot kg^{-1}$	2905,10	2929,75
p_2	bar	21,10	23,53
p_2/p_0	–	0,67	0,74
φ	–	0,981	0,982
z_0	$kJ \cdot kg^{-1}$	3,58	2,56
i_1	$kJ \cdot kg^{-1}$	2908,68	2932,31
p_1	bar	21,10	23,53
v_1	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,1062	0,0975
α_1	°	14	14
l_{0t}	m	0,0276	0,0167
c/a	–	0,1467	0,1467
δ	–	0,0474	0,0516
b/a	–	0,0398	0,0398
s_1	–	1	1
α	–	3,55	3,37
l_{opt}	cm	5,897	4,358
l_0	cm	5,9	4,4
L_{red}	cm	3,43	2,46
η_u	–	0,79	0,79
ε	–	0,467	0,379
k	–	4	4

Tab. 1 Předběžné výsledky návrhu regulačního stupně

Veličina	Jednotka	1 PT	2PT
z_5	$kJ \cdot kg^{-1}$	0,357	0,778
ξ_5	$-$	0,0038	0,0111
η_{TDi}	$-$	0,786	0,779
P_i	kW	7868,6	2885,25
i_2	$kJ \cdot kg^{-1}$	2925,38	2945,28
v_2	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,1081	0,0988
s_2	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,57	6,56
t_2	$°C$	260,51	272,04
Detailní výpočet A-kola			
ρ	$-$	0,04	0,04
H_{iz}^S	$kJ \cdot kg^{-1}$	91,09	67,43
H_{iz}^R	$kJ \cdot kg^{-1}$	3,80	2,81
$i_{1,iz}$	$kJ \cdot kg^{-1}$	2908,90	2932,56
p_1	bar	21,46	23,82
$v_{1,iz}$	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,1045	0,0964
p_1/p_0	$-$	0,68	0,75
Rychlostní trojúhelníky RS			
φ	$-$	0,981	0,982
ψ	$-$	0,940	0,941
$c_{1,iz}$	$m \cdot s^{-1}$	427,55	368,07
c_1	$m \cdot s^{-1}$	419,43	361,32
c_{1a}	$m \cdot s^{-1}$	101,47	87,41
c_{1u}	$m \cdot s^{-1}$	406,97	350,59
w_1	$m \cdot s^{-1}$	233,79	198,13
w_{1a}	$m \cdot s^{-1}$	101,47	87,41
w_{1u}	$m \cdot s^{-1}$	210,62	177,80
c_2	$m \cdot s^{-1}$	100,21	84,78
c_{2a}	$m \cdot s^{-1}$	99,90	84,78
c_{2u}	$m \cdot s^{-1}$	7,88	0,61
$w_{2,iz}$	$m \cdot s^{-1}$	241,77	205,09
w_2	$m \cdot s^{-1}$	227,35	193,01
w_{2a}	$m \cdot s^{-1}$	99,90	84,78
w_{2u}	$m \cdot s^{-1}$	204,23	173,40
u	$m \cdot s^{-1}$	196,35	172,79
α_1	°	14	14
α_2	°	94,51	90,41
β_1	°	25,72	26,18
β_2	°	153,94	153,95
$\Delta\alpha$	°	80,51	76,41
$\Delta\beta$	°	128,21	127,77

Tab. 1 Předběžné výsledky návrhu regulačního stupně

Veličina	Jednotka	1 PT	2PT
Výpočet průtočných průřezů			
l_0	m	0,060	0,045
Δl	m	0,002	0,002
$l_1 = l_2$	m	0,062	0,047
Volba profilů lopatek			
Stator		TS-2A	TS-2A
γ_S	°	38	38
s/c_S	−	0,80	0,79
c_S	m	0,05	0,05
s_S	m	0,04	0,04
z_S	−	46	33
B_S	m	0,0394	0,0394
Rotor		40TR1	30TR1
γ_R	°	12,2	10,95
s/c_R	−	0,66	0,68
c_R	m	0,03	0,031
s_R	m	0,02	0,021
z_R	−	197	165
B_R	m	0,0293	0,0304
$w_{R,min}$	cm^3	0,8945	0,342
S_R	cm^2	4,618	2,607
Ztráty, účinnost, výkon			
z_0	$kJ \cdot kg^{-1}$	3,44	2,46
z_1	$kJ \cdot kg^{-1}$	3,38	2,40
z_c	$kJ \cdot kg^{-1}$	5,02	3,59
η_u	−	0,876	0,880
$k_{tř}$	−	0,0006	0,0006
S	m^2	0,0276	0,0149
ξ_5	−	0,0031	0,0048
ξ_{61}	−	0,0140	0,0216
ξ_{62}	−	0,0067	0,0099
ξ_6	−	0,0207	0,0315
z_b	−	3	3
δ_r	m	0,00145	0,0013
δ_a	m	0,002	0,002
δ_{ekv}	m	0,00056	0,00052
$\rho_š$	−	0,086	0,079
ξ_7	−	0,0220	0,0320
η_{TDi}	−	0,8298	0,8119
a_i	$kJ \cdot kg^{-1}$	78,99	57,28

Tab. 1 Předběžné výsledky návrhu regulačního stupně

Veličina	Jednotka	1 PT	2PT
P_i	kW	8331,97	3020,65
Ψ	$-$	4,92	4,70
Parametry na výstupu z RS			
i_{2c}	$kJ \cdot kg^{-1}$	2921,30	2943,02
p_{2c}	bar	21,58	23,90
i_2	$kJ \cdot kg^{-1}$	2916,28	2939,43
s_2	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,55	6,55
v_2	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,1071	0,0982
Pevnostní výpočet RS			
Ohybové namáhání			
z_{ostr}	$-$	92	63
F_u	N	457,56	292,98
$\Delta p_{RS,R}$	bar	0,36	0,29
F_{a1}	N	46,57	30,71
F_a^{RS}	N	8984,31	4842,46
F_c	N	459,92	294,58
$M_{o,max}$	$N \cdot m$	14,31	6,91
σ_o	MPa	15,99	20,20
Tahové namáhání			
ρ_{mat}	$kg \cdot m^{-3}$	7850	7850
ω	$rad \cdot s^{-1}$	314,16	314,16
$F_{od,l}$	N	13911,73	5210,43
t_b	m	0,003	0,003
D_b	m	1,32	1,15
$F_{od,b}$	N	940,02	890,49
F_{od}	N	14851,75	6100,92
σ_t	MPa	32,16	23,40

3 Předběžný návrh stupňové části

Následující část práce se již bude věnovat návrhu stupňové části (SČ). Prvním krokem při návrhu stupňové části je předběžný návrh, kde bude určen počet stupňů, jejich rozdělení do kuželů a vstupní a výstupní geometrie jednotlivých kuželů. Přitom musí být dodržen maximální počet 10 stupňů na jeden kužel. Poslední kužel bude navrhován jako jednostupňový z důvodu lepší optimalizace geometrie, ale ve skutečnosti bude umístěn na jednom nosiči společně s předcházejícím kuželem. Při předběžném návrhu se postupuje od prvního kužele k poslednímu, přičemž výstupní hodnoty z kužele jsou vstupními hodnotami pro následující kužel. Při návrhu se kontrolují hodnoty Parsonsova čísla a tlakového čísla, stupeň reakce je při předběžném návrhu uvažován konstantní s hodnotou $\rho = 0{,}5\ [-]$.

3.1 Vzorový výpočet prvního kužele

V této kapitole bude popsán postup výpočtu prvního kužele a to pro variantu jedné turbíny zpracovávající celý tepelný výkon reaktoru. Postup při výpočtu následujících kuželů je stejný a platí, že výstupní hodnoty z kužele jsou vstupními hodnotami do kužele následujícího. Shrnutí výsledků předběžného návrhu obou navrhovaných variant je v kapitole 3.2 formou tabulek. Výsledky předběžného návrhu jsou pouze orientačními vstupními hodnotami pro detailní návrh a stěžejními hodnotami pak tedy budou výsledky detailního návrhu.

3.1.1 Parametry páry na vstupu a výstupu z kužele

Do každého kužele vstupuje pára o parametrech na výstupu z předešlého kužele. První kužel však leží na začátku stupňové části turbíny a vstupními parametry páry jsou parametry na výstupu z regulačního stupně.

$$p_1^I = p_{RS,2} = 21{,}10\ bar \qquad (3.1.1\text{-}1)$$

$$i_1^I = i_{RS,2} = 2916{,}28\ kJ \cdot kg^{-1} \qquad (3.1.1\text{-}2)$$

$$t_1^I = f(p_1^I; i_1^I) = 256{,}92\ °C \qquad (3.1.1\text{-}3)$$

$$s_1^I = f(p_1^I; i_1^I) = 6{,}5493\ kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1} \qquad (3.1.1\text{-}4)$$

$$v_1^I = f(p_1^I; i_1^I) = 0{,}1071\ m^3 \cdot kg^{-1} \qquad (3.1.1\text{-}5)$$

$$\dot{m}^I = \dot{m}_{RS} = 105{,}48\ kg \cdot s^{-1} \qquad (3.1.1\text{-}6)$$

Výstupní tlak z prvního kužele se rovná tlaku v prvním odběru.

$$p_n^I = p_{0.1} = 5{,}42\ bar \qquad (3.1.1\text{-}7)$$

Pokud by však vycházel počet stupňů v kuželi více než 10, musel by být kužel rozdělen na dva, mezi nimiž by byl zvolen dělící tlak.
Entalpie a teplota páry na výstupu z prvního kužele při izoentropické expanzi:

$$i_{n,iz}^I = f(p_n^I;\ s_1^I) = 2647{,}04\ kJ \cdot kg^{-1} \qquad (3.1.1\text{-}8)$$

$$t_{n,iz}^I = f(p_n^I;\ s_1^I) = 154{,}87\ °C \qquad (3.1.1\text{-}9)$$

Izoentropický spád na první kužel:

$$H_{iz}^{I} = i_1^I - i_{n,iz}^I = 2916{,}28 - 2647{,}04 = 269{,}24\ kJ \cdot kg^{-1} \qquad (3.1.1\text{-}10)$$

3.1.2 Návrh geometrie a výpočet rychlostí v prvním kuželi

Délka první lopatky se volí nejméně 20 mm.

$$l_1^I = 0{,}08\ m \qquad (3.1.2\text{-}1)$$

Patní průměr je pro celý kužel konstantní.

$$D_p^I = D_{1,p}^I = D_{n,p}^I = 0{,}96\ m \qquad (3.1.2\text{-}2)$$

Střední průměr lopatkování na vstupu do kužele:

$$D_1^I = D_{1,p}^I + l_1^I = 0{,}96 + 0{,}08 = 1{,}04\ m \qquad (3.1.2\text{-}3)$$

Délka poslední lopatky prvního kužele se volí tak, aby poměr l_n^I/D_n^I nepřesahoval maximální hodnotu 0,125. Splnění této podmínky umožní použití prizmatických lopatek v prvním kuželi.

$$l_n^I = 0{,}135\ m \qquad (3.1.2\text{-}4)$$

Střední průměr na konci kužele:

$$D_n^I = D_{n,p}^I + l_n^I = 0{,}96 + 0{,}135 = 1{,}095\ m \qquad (3.1.2\text{-}5)$$

Kontrola poměru l_n^I/D_n^I:

$$\frac{l_n^I}{D_n^I} = \frac{0{,}135}{1{,}1} = 0{,}123\ [-] < 0{,}125 \rightarrow vyhovuje \qquad (3.1.2\text{-}6)$$

Podmínka je splněna a v prvním kuželi lze použít prizmatické lopatky. V následujících kuželech již podmínka splněna není a měly by být použity lopatky nakrucované, které více reflektují prostorový charakter proudění, ale jejich návrh není předmětem této práce a ve výpočtu jsou uvažovány prizmatické lopatky s výpočtem ke střednímu průměru.
Hlavové průměry prvního kužele na vstupu a výstupu:

$$D_{1,h}^I = D_1^I + l_1^I = 1{,}04 + \ 0{,}08 = 1{,}12\ m \qquad (3.1.2\text{-}7)$$

$$D_{n,h}^I = D_n^I + l_n^I = 1{,}095 + 0{,}135 = 1{,}23\ m \qquad (3.1.2\text{-}8)$$

Zvolený počet stupňů v prvním kuželi:

$$z^I = \ 6\ [-] \qquad (3.1.2\text{-}9)$$

Obvodová rychlost na středním průměru kužele:

$$u_s^I = \ \pi \cdot \left(\frac{D_1^I + D_n^I}{2}\right) \cdot n$$
$$u_s^I = \pi \cdot \left(\frac{1{,}04 + 1{,}095}{2}\right) \cdot 50 = 167{,}68\ m \cdot s^{-1} \qquad (3.1.2\text{-}10)$$

Střední hodnota Parsonsova čísla by měla ležet v intervalu $\langle 0{,}6 \div 0{,}85 \rangle$ [4].

$$Pa_s^I = \frac{z^I \cdot (u_s^I)^2}{H_{I,iz}} = \frac{6 \cdot 167{,}68^2}{269{,}24} = 0{,}627\ [-] \qquad (3.1.2\text{-}11)$$

U prvního a posledního stupně lze očekávat pokles hodnoty Parsonsova čísla o $5 \div 10$ %.

$$Pa_1^I = 0{,}9 \cdot Pa_s = 0{,}9 \cdot 0{,}627 = 0{,}564\ [-] \qquad (3.1.2\text{-}12)$$

$$Pa_n^I = 0{,}9 \cdot Pa_s = 0{,}9 \cdot 0{,}627 = 0{,}564\ [-] \qquad (3.1.2\text{-}13)$$

Rychlostní poměr c_a/u na vstupu do kužele:

$$\left(\frac{c_a}{u}\right)_1^I = \frac{\dot{m}^I \cdot v_1^I}{(\pi \cdot D_1^I)^2 \cdot n \cdot l_1^I}$$
$$\left(\frac{c_a}{u}\right)_1^I = \frac{\dot{m}^I \cdot v_1^I}{(\pi \cdot D_1^I)^2 \cdot n \cdot l_1^I} = \frac{105{,}48 \cdot 0{,}1071}{(\pi \cdot 1{,}04)^2 \cdot 50 \cdot 0{,}08} = 0{,}264\ [-] \qquad (3.1.2\text{-}14)$$

Rychlostní poměr c_a/u na výstupu z kužele:

$$\left(\frac{c_a}{u}\right)_n^I = \frac{\dot{m}^I \cdot v_{n,iz}^I}{(\pi \cdot D_n^I)^2 \cdot n \cdot l_n^I}$$
$$\left(\frac{c_a}{u}\right)_n^I = \frac{105{,}48 \cdot 0{,}3304}{(\pi \cdot 1{,}095)^2 \cdot 50 \cdot 0{,}135} = 0{,}436\ [-] \qquad (3.1.2\text{-}15)$$

Hodnoty úhlů α se určí z diagramu *obr. 5.11* ve zdroji [4].

$$\alpha_1^I = f\left(Pa_1^I;\ \left(\frac{c_a}{u}\right)_1^I\right) = 12\ ° \qquad (3.1.2\text{-}16)$$

$$\alpha_n^I = f\left(Pa_n^I;\ \left(\frac{c_a}{u}\right)_n^I\right) = 16\ ° \qquad (3.1.2\text{-}17)$$

Pro kontrolu se spočítá obvodová rychlost na patním průměru, která by neměla překročit hodnotu 200 m/s.

$$u_p^I = \pi \cdot D_p^I \cdot n = \pi \cdot 0{,}96 \cdot 50 = 150{,}8\ m/s \qquad (3.1.2\text{-}18)$$

3.1.3 Ztráty, účinnost a výkonu prvního kužele

Ztráty v lopatkování jednotlivých kuželů se určují jako střední hodnota ztráty na vstupu a na výstupu z kužele.
Pro výpočet ztráty radiální mezerou je nutné určit radiální vůle včetně tolerancí.
Tolerance radiální vůle je určena dle *tab. 5.4* ve zdroji [4].

$$x_1 = 0{,}3\ mm \qquad (3.1.3\text{-}1)$$

$$x_n = 0{,}3\ mm \qquad (3.1.3\text{-}2)$$

Radiální vůle na vstupu a výstupu z kužele:

$$k_1^I = D_{1,h}^I + x_1 = 1{,}12 + 0{,}3 = 1{,}42\ mm \qquad (3.1.3\text{-}3)$$

$$k_n^I = D_{n,h}^I + x_n = 1{,}23 + 0{,}3 = 1{,}53\,mm \qquad (3.1.3\text{-}4)$$

Poměrná ztráta radiální mezerou na vstupu a výstupu z kužele:

$$\xi_{k,1}^I = \frac{0{,}3 + k_1^I}{l_1^I} \cdot 4{,}5 = \frac{0{,}3 + 1{,}42}{0{,}08 \cdot 1000} \cdot 4{,}5 = 0{,}097\ [-] \qquad (3.1.3\text{-}5)$$

$$\xi_{k,n}^I = \frac{0{,}3 + k_n^I}{l_n^I} \cdot 4{,}5 = \frac{0{,}3 + 1{,}53}{0{,}135 \cdot 1000} \cdot 4{,}5 = 0{,}061\ [-] \qquad (3.1.3\text{-}6)$$

Střední hodnota poměrné ztráty:

$$\xi_k^I = \left(\frac{\xi_{k,1}^I + \xi_{k,n}^I}{2}\right) = \frac{0{,}097 + 0{,}061}{2} = 0{,}079\ [-] \qquad (3.1.3\text{-}7)$$

Poměrná ztráta rozvějířením na vstupu a výstupu z kužele:

$$\xi_{v,1}^I = \left(\frac{l_1^I}{D_1^I}\right)^2 = \left(\frac{0{,}08}{1{,}04}\right)^2 = 0{,}0059\ [-] \qquad (3.1.3\text{-}8)$$

$$\xi_{v,n}^I = \left(\frac{l_n^I}{D_n^I}\right)^2 = \left(\frac{0{,}135}{1{,}095}\right)^2 = 0{,}0152\ [-] \qquad (3.1.3\text{-}9)$$

Střední hodnota poměrné ztráty rozvějířením:

$$\xi_v^I = \left(\frac{\xi_{v,1}^I + \xi_{v,n}^I}{2}\right) = \left(\frac{0{,}0059 + 0{,}0152}{2}\right) = 0{,}01\ [-] \qquad (3.1.3\text{-}10)$$

Poslední ztrátou je ztráta vlhkostí páry. Pro její výpočet je třeba zjistit suchosti páry na vstupu a výstupu z kužele.

$$x_1^I = f(p_1^I; s_1^I) = 1{,}00\ [-] \qquad (3.1.3\text{-}11)$$

$$x_n^I = f(p_n^I; s_n^I) = 0{,}95\ [-] \qquad (3.1.3\text{-}12)$$

Poměrná ztráta vlhkostí páry:

$$\xi_x^I = \left(1 - \frac{x_1^I + x_n^I}{2}\right) = \left(1 - \frac{1 + 0{,}95}{2}\right) = 0{,}025\ [-] \qquad (3.1.3\text{-}13)$$

Část tepla vznikajícího ve stupni vlivem ztrát se následně využije v dalších stupních. Tento proces je označován jako zpětné využití ztrát a k jeho zohlednění se zavádí součinitel zpětného využití ztrát (tzv. reheat factor). Hodnota reheat faktoru $(1 + f)$ se nejdříve volí v rozsahu $\langle 1{,}02 \div 1{,}08 \rangle$ a po určení potřebných veličin je přesná hodnota dopočtena podle vzorce

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

$$(1+f)^I = 1 + \frac{6-1}{6} \cdot (1 - 0{,}85) \cdot \frac{256{,}92 - 154{,}87}{530{,}07 + 428{,}02} \qquad (3.1.3\text{-}14)$$

$$(1+f)^I = 1{,}013\ [-]$$

Obvodová účinnost pro nekonečně dlouhou lopatku se stanoví podle diagramu *obr. 5.16* ve zdroji [4] na základě hodnoty Parsonsova čísla.

$$\eta_{\infty}^{I} = f(Pa_s^I) = 0{,}95\ [-] \tag{3.1.3-15}$$

Vnitřní účinnost prvního kužele:

$$\eta_i^I = \eta_{\infty}^I \cdot (1+f)^I \cdot (1-\xi_k^I-\xi_v^I-\xi_x^I)$$
$$\eta_i^I = 0{,}95 \cdot 1{,}013 \cdot (1-0{,}079-0{,}01-0{,}025) = 0{,}85\ [-] \tag{3.1.3-16}$$

Skutečný entalpický spád na kužel:

$$H_i^I = H_{iz}^I \cdot \eta_i^I = 269{,}24 \cdot 0{,}85 = 229{,}5\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{3.1.3-17}$$

Parametry páry na výstupu z kužele:

$$i_n^I = i_1^I - H_i^I = 2916{,}28 - 229{,}5 = 2686{,}79\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{3.1.3-18}$$

$$t_n^I = f(i_n^I; p_n^I) = 154{,}87\ °C \tag{3.1.3-19}$$

$$s_n^I = f(i_n^I; p_n^I) = 6{,}6422\ kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1} \tag{3.1.3-20}$$

$$v_n^I = f(i_n^I; p_n^I) = 0{,}3369\ m^3 \cdot kg^{-1} \tag{3.1.3-21}$$

Vnitřní výkon kužele:

$$P_i^I = H_i^I \cdot \dot{m}^I = 229{,}5 \cdot 105{,}48 = 24206{,}92\ kW \tag{3.1.3-22}$$

Na závěr kontrola tlakového čísla. Pro případ reakčního lopatkování by jeho hodnota měla předběžně náležet intervalu $\langle 2 \div 4 \rangle$.

$$\psi^I = \frac{2 \cdot H_{iz}^I}{z^I \cdot (u_s^I)^2} = \frac{2 \cdot 269{,}24 \cdot 1000}{6 \cdot 167{,}68^2} = 3{,}19\ [-] \tag{3.1.3-23}$$

3.1.4 Výpočet ztráty výstupní rychlostí v posledním kuželi

U posledního kužele je také potřeba do výpočtu zahrnout ztrátu výstupní rychlostí, která se u předešlých kuželů neuvažuje, jelikož se výstupní rychlost z kuželu využije v kuželu následujícím. Výpočet ztráty výstupní rychlostí probíhá následovně.
Entalpie a měrný objem páry na výstupu z posledního kužele:

$$i_n^{VI} = i_1^{VI} - H_{iz}^{VI} \cdot \eta_i^{VI}$$
$$i_n^{VI} = 2314{,}1 - 113{,}93 \cdot 0{,}66 = 2239{,}16\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{3.1.4-1}$$

$$v_n^{VI} = f(i_n^{VI}; p_n^{VI}) = 12{,}161\ m^3 \cdot kg^{-1} \tag{3.1.4-2}$$

Axiální složka výstupní rychlosti z kužele je určena z rovnice kontinuity.

$$c_{2a,n}^{VI} = \frac{\dot{m}^{VI} \cdot v_n^{VI}}{\pi \cdot D_n^{VI} \cdot l_n^{VI}} = \frac{85{,}96 \cdot 12{,}161}{\pi \cdot 1{,}87 \cdot 0{,}77} = 231{,}1\ m \cdot s^{-1} \tag{3.1.4-3}$$

Absolutní výstupní rychlost z kužele:

$$c_{2,n}^{VI} = c_{2a,n}^{VI} \cdot \sqrt{\left[\mathrm{cotg}(\alpha_n^{VI}) - \left(\left(\frac{c_a}{u}\right)_n^{VI}\right)^{-1}\right]^2 + 1} \qquad (3.1.4\text{-}4)$$

$$c_{2,n}^{VI} = 231{,}1 \cdot \sqrt{[\mathrm{cotg}(34°) - 0{,}77^{-1}]^2 + 1} = 235{,}09\ m \cdot s^{-1}$$

Ztráta výstupní rychlostí:

$$z_c^{VI} = \frac{\left(c_{2,n}^{VI}\right)^2}{2} = \frac{235{,}09^2}{2 \cdot 1000} = 27{,}63\ kJ \cdot kg^{-1} \qquad (3.1.4\text{-}5)$$

Skutečný entalpický spád v posledním kuželi:

$$H_i^{VI} = H_{iz}^{VI} \cdot \eta_i^{VI} - z_c^{VI}$$
$$H_i^{VI} = 113{,}93 \cdot 0{,}66 - 27{,}63 = 47{,}3\ kJ \cdot kg^{-1} \qquad (3.1.4\text{-}6)$$

Vnitřní výkon posledního kužele:

$$P_i^{VI} = H_i^{VI} \cdot \dot{m}^{VI} = 47{,}3 \cdot 85{,}96 = 9\,794{,}01\ kW \qquad (3.1.4\text{-}7)$$

3.2 Shrnutí výsledků předběžného návrhu stupňové části

V tab. 2 jsou uvedeny výsledky předběžného návrhu jednotlivých kuželů pro variantu jedné turbíny pro celý tepelný výkon reaktoru, výsledky pro variantu rozdělení tepelného výkonu do dvou shodných turbín jsou pak shrnuty v tab. 3. Tyto výsledky slouží jako prvotní vstupní hodnoty do detailního návrhu, kde budou dále optimalizovány.

Tab. 2 Výsledky předběžného návrhu varianty turbíny zpracující celý tep. výkon

Vel.	Jednotka	I	II	III	IV	V	VI
p_1	bar	21,10	5,42	3,52	1,46	0,48	0,25
t_1	$°C$	256,92	154,87	139,09	110,63	80,42	64,96
i_1	$kJ \cdot kg^{-1}$	2916,28	2686,79	2622,69	2505,02	2378,76	2314,10
s_1	$kJ \cdot kg^{-1}K^{-1}$	6,5493	6,6422	6,6721	6,7437	6,8559	6,9330
v_1	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,1071	0,3369	0,4944	1,0862	2,9668	5,4012
$\dot{m}$	$kg \cdot s^{-1}$	105,48	102,53	96,84	91,24	85,96	85,96
p_n	bar	5,42	3,52	1,46	0,48	0,25	0,10
$v_{n,iz}$	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,3304	0,4914	1,0716	2,9092	5,3323	11,929
$i_{n,iz}$	$kJ \cdot kg^{-1}$	2647,04	2610,38	2477,53	2339,09	2288,02	2200,16
H_{iz}	$kJ \cdot kg^{-1}$	269,24	76,41	145,16	165,93	90,73	113,93
l_1	m	0,080	0,135	0,170	0,280	0,440	0,560
$D_{1,p}$	m	0,96	0,98	1,02	1,07	1,10	1,10
$D_{n,p}$	m	0,96	0,98	1,02	1,07	1,10	1,10
D_1	m	1,04	1,115	1,19	1,35	1,54	1,66
D_n	m	1,095	1,15	1,30	1,51	1,66	1,87
l_n	m	0,135	0,17	0,28	0,44	0,56	0,77
l_n/D_n	$-$	0,123	0,148	0,215	0,291	0,337	0,412
$D_{1,h}$	m	1,12	1,25	1,36	1,63	1,98	2,22

Tab. 2 Výsledky předběžného návrhu varianty turbíny zpracující celý tep. výkon

Vel.	Jednotka	I	II	III	IV	V	VI
$D_{n,h}$	m	1,23	1,32	1,58	1,95	2,22	2,64
z	–	6	2	3	2	1	1
u_s	$m \cdot s^{-1}$	167,68	177,89	195,56	224,62	251,33	277,25
Pa_s	–	0,627	0,828	0,790	0,608	0,696	0,675
Pa_1	–	0,564	0,762	0,727	0,560	0,640	0,621
Pa_n	–	0,564	0,762	0,727	0,560	0,640	0,621
$(c/u)_1$	–	0,264	0,417	0,403	0,394	0,495	0,610
$(c/u)_n$	–	0,436	0,454	0,444	0,536	0,602	0,772
α_1	°	12	17	18	19	22	30
α_n	°	16	19	20	21	31	34
u_p	$m \cdot s^{-1}$	150,80	153,94	160,22	168,08	172,79	172,79
Ztráty, účinnost, výkon							
x	mm	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
k_1	mm	1,42	1,55	1,66	1,93	2,28	2,52
k_n	mm	1,53	1,62	1,88	2,25	2,52	2,94
$\xi_{k,1}$	–	0,097	0,062	0,052	0,036	0,026	0,023
$\xi_{k,n}$	–	0,061	0,051	0,035	0,026	0,023	0,019
ξ_k	–	0,079	0,056	0,043	0,031	0,025	0,021
$\xi_{v,1}$	–	0,006	0,015	0,020	0,043	0,082	0,114
$\xi_{v,n}$	–	0,015	0,022	0,046	0,085	0,114	0,170
ξ_v	–	0,011	0,018	0,033	0,064	0,098	0,142
x_1	–	1	0,969	0,949	0,916	0,885	0,871
x_n	–	0,950	0,943	0,904	0,868	0,860	0,839
ξ_x	–	0,025	0,044	0,074	0,108	0,128	0,145
$(1+f)$	–	1,013	1,002	1,005	1,005	1	1
η_∞	–	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95
η_i	–	0,852	0,839	0,811	0,761	0,713	0,658
i_n	$kJ \cdot kg^{-1}$	2686,79	2622,69	2505,02	2378,76	2314,10	2239,16
t_n	$°C$	154,87	139,09	110,63	80,42	64,96	46,46
s_n	$kJ \cdot kg^{-1}K^{-1}$	6,6422	6,6721	6,7437	6,8559	6,9330	7,0550
v_n	$kg \cdot m^{-3}$	0,3369	0,4944	1,0862	2,9668	5,4012	12,1609
$c_{a,n}$	$m \cdot s^{-1}$	–	–	–	–	–	231,10
c_{2n}	$m \cdot s^{-1}$	–	–	–	–	–	235,09
z_c	$kJ \cdot kg^{-1}$	–	–	–	–	–	27,63
H_i	$kJ \cdot kg^{-1}$	229,50	64,09	117,67	126,26	64,66	47,30
P_i	kW	24206,9	6571,2	11395,8	11519,9	5558,1	4066,3
ψ	–	3,19	2,41	2,53	3,29	2,87	2,96

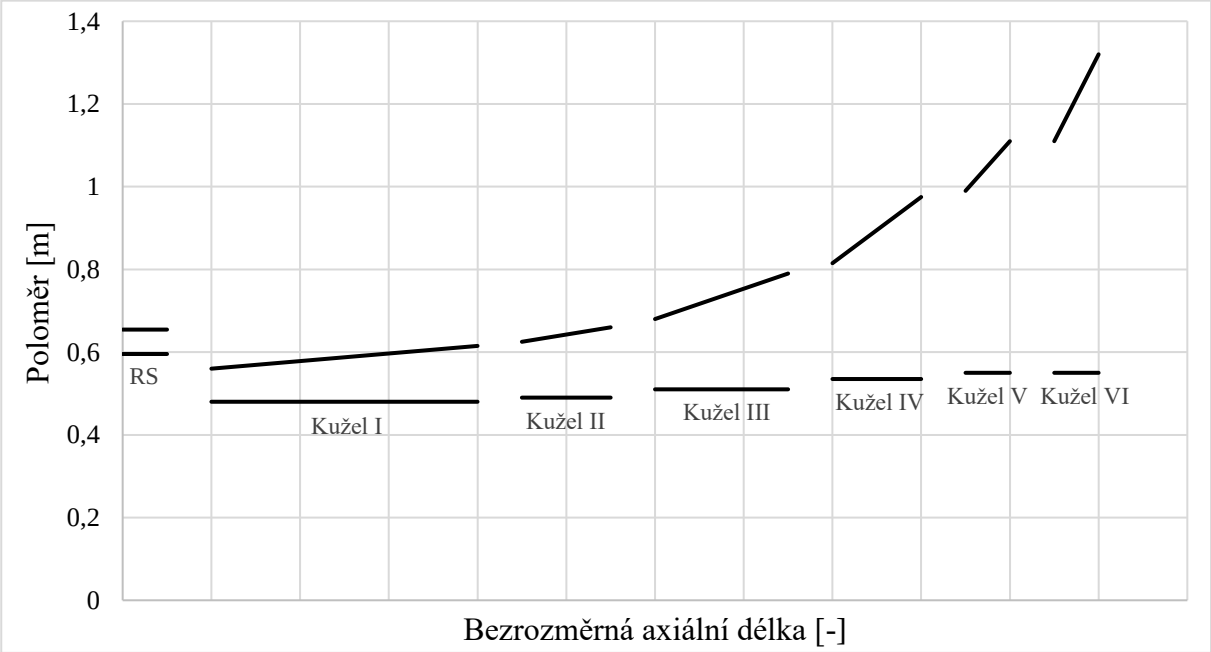
Tab. 3 Výsledky předběžného návrhu varianty turbíny pro poloviční tep. výkon

Vel.	Jednotka	I	II	III	IV	V	VI
p_1	bar	23,53	6,20	3,35	1,52	0,53	0,20
t_1	$°C$	269,74	160,13	137,32	111,80	82,71	60,06
i_1	$kJ \cdot kg^{-1}$	2939,43	2710,46	2616,55	2508,47	2382,55	2284,76
s_1	$kJ \cdot kg^{-1}K^{-1}$	6,5460	6,6392	6,6786	6,7365	6,8294	6,9343
v_1	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,0982	0,2989	0,5177	1,0480	2,7213	6,5966
M	$kg \cdot s^{-1}$	52,74	51,26	48,37	45,53	42,88	42,88
p_n	bar	6,20	3,35	1,52	0,53	0,20	0,10
$v_{n,iz}$	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,2930	0,5136	1,0366	2,6771	6,4832	12,0399
$i_{n,iz}$	$kJ \cdot kg^{-1}$	2670,08	2600,39	2486,19	2349,49	2249,80	2199,35
H_{iz}	$kJ \cdot kg^{-1}$	269,35	110,07	130,37	158,98	132,75	85,41
l_1	m	0,045	0,10	0,13	0,20	0,31	0,48
$D_{1,p}$	m	0,86	0,91	0,95	0,98	1,00	1,00
$D_{n,p}$	m	0,86	0,91	0,95	0,98	1,00	1,00
D_1	m	0,905	1,01	1,08	1,18	1,31	1,48
D_n	m	0,965	1,045	1,15	1,29	1,47	1,6
l_n	m	0,105	0,135	0,2	0,31	0,47	0,6
l_n/D_n	$-$	0,109	0,129	0,174	0,240	0,320	0,375
$D_{1,h}$	m	0,95	1,11	1,21	1,38	1,62	1,96
$D_{n,h}$	m	1,07	1,18	1,35	1,6	1,94	2,2
z	$-$	9	3	3	3	2	1
u_s	$m \cdot s^{-1}$	146,87	161,40	175,14	193,99	218,34	241,90
Pa_s	$-$	0,721	0,710	0,706	0,710	0,718	0,685
Pa_1	$-$	0,649	0,653	0,649	0,653	0,661	0,630
Pa_n	$-$	0,649	0,653	0,649	0,653	0,661	0,630
$(c/u)_1$	$-$	0,285	0,304	0,335	0,347	0,444	0,545
$(c/u)_n$	$-$	0,320	0,362	0,384	0,479	0,555	0,681
α_1	°	12	17	18	19	22	30
α_n	°	16	19	20	21	31	34
u_p	$m \cdot s^{-1}$	135,09	142,94	149,23	153,94	157,08	157,08
Ztráty, účinnost, výkon							
x	mm	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
k_1	mm	1,205	1,31	1,38	1,48	1,61	1,78
k_n	mm	1,265	1,345	1,45	1,59	1,77	1,9
$\xi_{k,1}$	$-$	0,151	0,072	0,058	0,040	0,028	0,020
$\xi_{k,n}$	$-$	0,067	0,055	0,039	0,027	0,020	0,017
ξ_k	$-$	0,109	0,064	0,049	0,034	0,024	0,018
$\xi_{v,1}$	$-$	0,002	0,010	0,014	0,029	0,056	0,105
$\xi_{v,n}$	$-$	0,012	0,017	0,030	0,058	0,102	0,141
ξ_v	$-$	0,007	0,013	0,022	0,043	0,079	0,123
x_1	$-$	1	0,977	0,947	0,917	0,885	0,862

Tab. 3 Výsledky předběžného návrhu varianty turbíny pro poloviční tep. výkon

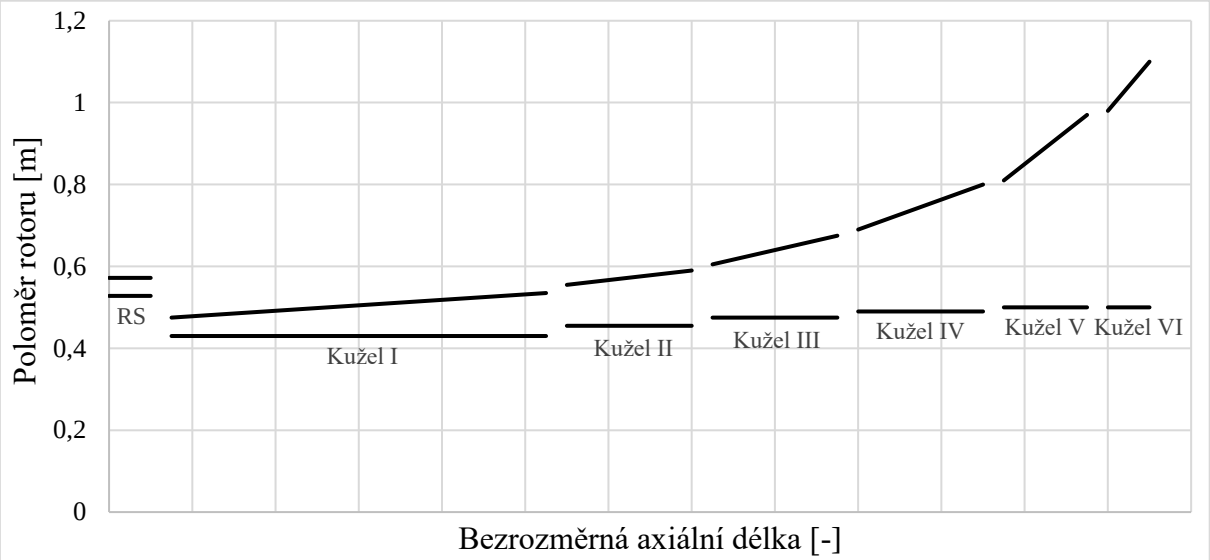
Vel.	Jednotka	I	II	III	IV	V	VI
x_n	–	0,958	0,940	0,907	0,870	0,848	0,839
ξ_x	–	0,021	0,041	0,073	0,106	0,134	0,149
$(1+f)$	–	1,037	1,019	1,020	1,021	1,016	1
η_∞	–	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95
η_i	–	0,850	0,853	0,829	0,792	0,737	0,674
i_n	$kJ \cdot kg^{-1}$	2710,46	2616,55	2508,47	2382,55	2284,76	2227,17
t_n	$°C$	160,13	137,32	111,80	82,71	60,06	46,26
s_n	$kJ \cdot kg^{-1}K^{-1}$	6,6392	6,6786	6,7365	6,8294	6,9343	7,0214
v_n	$kg \cdot m^{-3}$	0,2989	0,5177	1,0480	2,7213	6,5966	12,2069
c_{An}	$m \cdot s^{-1}$	–	–	–	–	–	173,54
c_{2n}	$m \cdot s^{-1}$	–	–	–	–	–	173,56
z_c	$kJ \cdot kg^{-1}$	–	–	–	–	–	15,06
H_i	$kJ \cdot kg^{-1}$	228,97	93,91	108,08	125,92	97,79	42,53
P_i	kW	12075,5	4813,5	5227,6	5733,1	4193,0	1823,4
ψ	–	2,77	2,82	2,83	2,82	2,78	2,92

Na obr. 13 je schematicky vyobrazen tvar předběžně navrženého průtočného kanálu, kde axiální délka není v měřítku, protože prozatím nebyly zvoleny konkrétní profily lopatek.



Obr. 13 Tvar průtočného kanálu turbíny zpracující celý tep. výkon po předběžném návrhu

Tvar průtočného kanálu po předběžném návrhu varianty turbíny pracující s polovinou tepelného výkonu reaktoru je schematicky znázorněn na obr. 14.



Obr. 14 Tvar průtočného kanálu turbíny zpracující polovinu tep. výkonu po předběžném návrhu

4 Detailní návrh stupňové části

Detailní návrh reakčního lopatkování stupňové části bude proveden dle metody c_a/u popsané v literatuře [4]. Metoda je ovšem modifikována tak, aby při výpočtu nebyla předpokládána konstantní hodnota stupně reakce $\rho = 0{,}5$, ale mohla být určena jeho přesná hodnota. Vzhledem k délce lopatek posledních stupňů by se měly uvažovat nakrucované lopatky a výpočet by měl probíhat ve více vztažných rovinách po výšce lopatky. To ovšem není předmětem této práce a je počítáno pouze proudění na středním průměru.

Výpočet bude postupovat od posledního stupně k prvnímu pro každý kužel zvlášť. Vstupními parametry do detailního návrhu jsou výsledky předběžného návrhu, které budou použity pro první iteraci a následně upravovány tak, aby bylo dosaženo optimální kombinace výsledků tlakového čísla, stupně reakce a vnitřní účinnosti jednotlivých stupňů. Detailní návrh poté bude propojen s ostatními částmi výpočtu (tj. návrh tepelného schématu, regulačního stupně, vyrovnávacího pístu a ucpávek) a všechny tyto části budou optimalizovány jako jeden celek.

4.1 Volba profilů lopatek

Pro určení geometrie průtočného kanálu musí být zvoleny konkrétní profily lopatek. Profily byly voleny z *tab. 10.1* v literatuře [4]. Pro první iteraci výpočtu byly profily odhadnuty a následně voleny na základě výsledků pevnostního výpočtu. V tomto případě i nejpevnější profily s označením 1560 překračovaly přípustné hodnoty ohybového napětí a byly tedy vybrány modifikované profily na základě doporučení vedoucího práce. Tyto modifikované profily jsou v tab. 5 a tab. 6 označovány písmenem *x* a vzájemně rozlišovány číslem.

Kromě veličin získaných z tabulek profilů je nutný výpočet a upřesnění některých dalších parametrů.

Úhel natočení profilu γ se volí v závislosti na výstupním úhlu ze statorových lopatek α_1 dle tab. 4.

Tab. 4 Závislost úhlu natočení γ na úhlu α_1

Veličina	**Jednotka**	**Hodnota**						
$\boldsymbol{\alpha_1}$	[°]	do 14,0	do 18,5	do 21,5	do 24,5	do 26,9	do 34,5	do 36
$\boldsymbol{\gamma}$	[°]	49,0	44,5	41,5	38,5	35,0	30,0	25,0

Na základě tabulkových hodnot úhlu natočení profilu a délky tětivy se vypočítá šířka profilu:

$$B = c \cdot \cos\gamma \ [m] \qquad (4.1\text{-}1)$$

Počet lopatek v řadě se vypočítá ze vzorce,

$$z = \frac{\pi \cdot D_S}{s} \ [-] \qquad (4.1\text{-}2)$$

kde s je rozteč určená z tabulek profilů. Počet lopatek z se zaokrouhlí na celé číslo a následně se vypočítá skutečná rozteč lopatek:

$$s_{skut} = \frac{\pi \cdot D_S}{z} \ [m] \qquad (4.1\text{-}3)$$

Na závěr se přepočítá poměrná rozteč s_{skut}/c.

Takto upravené hodnoty jsou uvedeny níže v tab. 5 pro variantu jedné turbíny zpracovávající celý tepelný výkon reaktoru a v tab. 6 pro variantu turbíny zpracovávající polovinu tepelného výkonu.

Tab. 5 Profily lopatek turbíny zpracovávající celý tepelný výkon

Stup.	Řada	Profil	B $[mm]$	s/c $[-]$	c $[mm]$	s_{skut} $[mm]$	γ [°]	w_{min} $[cm^3]$	S $[cm^2]$	z $[-]$
15	30	1560x4	96,74	0,75	111,7	83,3	30	9,54	3,74	68
	29	1560x2	46,07	0,75	53,2	39,8	30	2,88	3,74	134
14	28	1560x4	91,50	0,76	111,7	84,4	35	9,54	3,74	60
	27	1560x1	39,40	0,75	48,1	36,0	35	2,04	8,01	135
13	26	1560x4	87,42	0,75	111,7	84,1	38,5	9,54	3,74	55
	25	1560x1	37,64	0,75	48,1	36,2	38,5	2,04	8,01	124
12	24	1560x3	65,97	0,75	84,3	63,2	38,5	4,53	3,74	69
	23	PB 560x3	31,93	0,75	40,8	30,6	38,5	1,38	8,24	139
11	22	1560x2	39,84	0,75	53,2	39,7	41,5	2,88	3,74	102
	21	PB 560x3	30,56	0,75	40,8	30,5	41,5	1,38	8,24	131
10	20	1560x2	39,84	0,75	53,2	39,8	41,5	2,88	3,74	99
	19	PB 560x2	30,56	0,75	40,8	30,6	41,5	0,89	5,42	127
9	18	1560x1	34,31	0,75	48,1	36,2	44,5	2,04	8,01	106
	17	PB 560x2	29,10	0,75	40,8	30,5	44,5	0,89	5,42	124
8	16	PB 560x4	29,10	0,75	40,8	30,6	44,5	1,67	9,69	119
	15	PB 560x2	29,10	0,75	40,8	30,6	44,5	0,89	5,42	118
7	14	PB 560x4	29,10	0,75	40,8	30,6	44,5	1,67	9,69	117
	13	PB 560x1	29,10	0,75	40,8	30,6	44,5	0,64	4,2	116
6	12	PB 560x2	29,10	0,75	40,8	30,6	44,5	0,89	5,42	113
	11	PB 560	32,52	0,75	45,6	34,1	44,5	0,46	3,23	101
5	10	PB 560x2	29,10	0,75	40,8	30,6	44,5	0,89	5,42	112
	9	PB 560	32,52	0,75	45,6	34,1	44,5	0,46	3,23	100
4	8	PB 560x2	26,77	0,75	40,8	30,6	49	0,89	5,42	111
	7	PB 560	29,92	0,75	45,6	34,1	49	0,46	3,23	99
3	6	PB 560x2	26,77	0,75	40,8	30,6	49	0,89	5,42	110
	5	PB 550	25,72	0,75	39,2	29,4	49	0,2915	2,385	114
2	4	PB 560x1	26,77	0,75	40,8	30,6	49	0,64	4,2	109
	3	PB 550	25,72	0,75	39,2	29,4	49	0,2915	2,385	113
1	2	PB 560x1	26,77	0,75	40,8	30,6	49	0,64	4,2	108
	1	PB 550	25,72	0,75	39,2	29,4	49	0,2915	2,385	112

Tab. 6 Profily lopatek turbíny zpracovávající polovinu tepelného výkonu

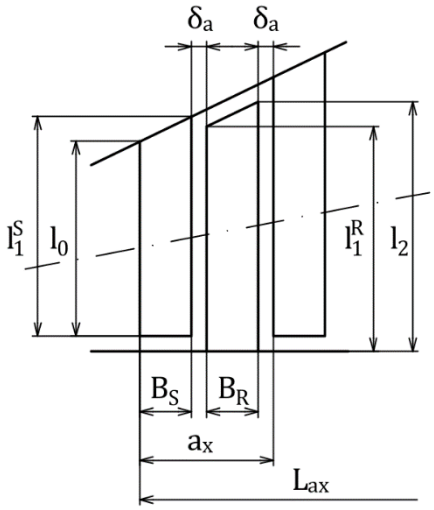
Stup.	Řada	Profil	B $[mm]$	s/c $[-]$	c $[mm]$	s_{skut} $[mm]$	γ [°]	w_{min} $[cm^3]$	S $[cm^2]$	z $[-]$
14	28	1560x2	46,07	0,75	53,2	40,1	30	2,88	3,74	99
	27	1560x1	41,66	0,75	48,1	36,0	30	2,04	8,01	103
13	26	1560x1	37,64	0,75	48,1	35,9	38,5	2,04	8,01	98
	25	1560x1	37,64	0,75	48,1	36,1	38,5	2,04	8,01	93
12	24	PB 560x4	30,56	0,75	40,8	30,7	41,5	1,67	9,69	104
	23	PB 560x2	30,56	0,75	40,8	30,5	41,5	0,89	5,42	102
11	22	PB 560x4	29,10	0,75	40,8	30,6	44,5	1,67	9,69	99
	21	PB 560x1	29,10	0,75	40,8	30,7	44,5	0,64	4,2	96
10	20	PB 560x3	29,10	0,75	40,8	30,5	44,5	1,38	8,24	92
	19	PB 560x1	29,10	0,75	40,8	30,7	44,5	0,64	4,2	90

Tab. 6 Profily lopatek turbíny zpracovávající polovinu tepelného výkonu

Stup.	Řada	Profil	B $[mm]$	s/c $[-]$	c $[mm]$	s_{skut} $[mm]$	γ [°]	w_{min} $[cm^3]$	S $[cm^2]$	z $[-]$
9	18	PB 560x3	29,10	0,75	40,8	30,5	44,5	1,38	8,24	89
	17	PB 560x1	29,10	0,75	40,8	30,7	44,5	0,64	4,2	87
8	16	PB 560x3	29,10	0,75	40,8	30,5	44,5	1,38	8,24	83
	15	PB 560	32,52	0,75	45,6	34,3	44,5	0,46	3,23	73
7	14	PB 560x3	29,10	0,75	40,8	30,5	44,5	1,38	8,24	81
	13	PB 560	32,52	0,74	45,6	34,0	44,5	0,46	3,23	72
6	12	PB 560x2	29,10	0,75	40,8	30,4	44,5	0,89	5,42	76
	11	PB 560	32,52	0,75	45,6	34,3	44,5	0,46	3,23	67
5	10	PB 560	32,52	0,75	45,6	34,1	44,5	0,46	3,23	67
	9	PB 540	22,11	0,75	31	23,2	44,5	0,1439	1,496	98
4	8	PB 560	29,92	0,75	45,6	34,2	49	0,46	3,23	66
	7	PB 530	17,58	0,75	26,8	20,1	49	0,093	1,115	112
3	6	PB 560	29,92	0,75	45,6	34,4	49	0,46	3,23	65
	5	PB 530	17,58	0,75	26,8	20,0	49	0,093	1,115	111
2	4	PB 560	29,92	0,75	45,6	34,0	49	0,46	3,23	65
	3	PB 530	17,58	0,75	26,8	20,2	49	0,093	1,115	109
1	2	PB 560	29,92	0,75	45,6	34,2	49	0,46	3,23	64
	1	PB 530	17,58	0,75	26,8	20,2	49	0,093	1,115	108

4.2 Vstupní geometrie

Na obr. 15 je schematicky zobrazeno značení rozměrů průtočného kanálu.



Obr. 15 Značení rozměrů průtočného kanálu

Axiální délka kužele je spočítána jako součet všech šířek profilů lopatek v kuželi a axiálních mezer mezi nimi,

$$L_{ax} = \sum_{i=1}^{2\cdot z} B_i + \sum_{i=1}^{2\cdot(z-1)} \delta_{a,i} \ [m] \qquad (4.2\text{-}1)$$

kde axiální mezera mezi řadami lopatek je

$$\delta_a = \frac{B}{3} + 0{,}25\ [m] \qquad (4.2\text{-}2)$$

Délky lopatek v kuželi jsou dopočítány lineární interpolací z délek lopatek na vstupu a výstupu z kužele,

$$l_x = l_1 + (l_n - l_1) \cdot \frac{a_x}{L_{ax}}\ \ [m] \qquad (4.2\text{-}3)$$

kde l_1 je délka vstupní lopatky, l_n je délka výstupní lopatky a a_x je axiální poloha počítané lopatky. Vstupní a výstupní délky lopatek jsou v první iteraci zvoleny dle předběžného návrhu a následně podle výsledků vhodně upravovány. Základní vstupní geometrie turbíny pro celý tepelný výkon je shrnuta v tab. 7 a geometrie varianty turbíny pro poloviční tepelný výkon je uvedena v tab. 8.

Tab. 7 Základní geometrie turbíny pro celý tepelný výkon

Kužel	**Stupeň**	**Řada**	$\boldsymbol{\delta_a}$ $[\boldsymbol{mm}]$	$\boldsymbol{L_{ax}}$ $[\boldsymbol{m}]$	$\boldsymbol{D_p}$ $[\boldsymbol{m}]$	$\boldsymbol{l_1}$ $[\boldsymbol{m}]$	$\boldsymbol{l_n}$ $[\boldsymbol{m}]$	$\boldsymbol{\alpha_1}$ [°]	$\boldsymbol{\beta_2}$ [°]
VI	15	30		0,158	1,1	0,644	0,760	31,8	36
		29	15,61			0,570	0,625		
V	14	28		0,144	1,1	0,474	0,550	26	27,8
		27	13,38			0,430	0,463		
IV	13	26		0,269	1,07	0,378	0,428	24	25,1
		25	12,80			0,349	0,371		
	12	24	22,24			0,299	0,336	22,2	22,6
		23	10,89			0,274	0,292		
III	11	22		0,260	1,02	0,262	0,277	20,95	22,5
		21	10,44			0,247	0,258		
	10	20	13,53			0,227	0,242	18,9	19,8
		19	10,44			0,212	0,223		
	9	18	11,69			0,195	0,207	17,6	18,2
		17	9,95			0,180	0,191		
II	8	16		0,146	0,98	0,174	0,181	18	18,9
		15	9,95			0,166	0,172		
	7	14	9,95			0,157	0,163	16,55	17,2
		13	9,95			0,148	0,155		
I	6	12		0,443	0,955	0,145	0,149	15,9	16,8
		11	11,09			0,139	0,144		
	5	10	9,95			0,134	0,138	14,5	15,2
		9	11,09			0,128	0,133		
	4	8	9,17			0,124	0,127	13,45	14
		7	10,22			0,118	0,122		
	3	6	9,17			0,113	0,117	12,7	13,2
		5	8,82			0,109	0,112		
	2	4	9,17			0,104	0,108	12,2	12,5
		3	8,82			0,099	0,103		
	1	2	9,17			0,095	0,098	11,9	12,1
		1	8,82			0,090	0,093		

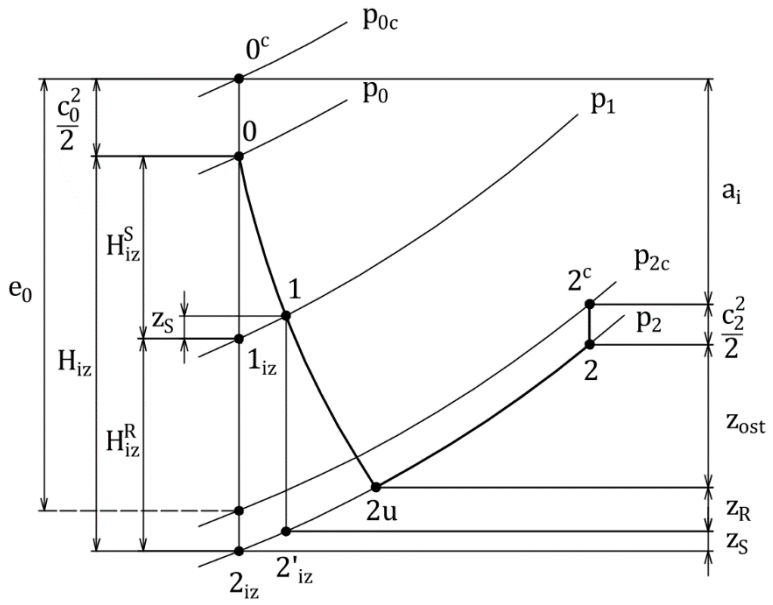
Tab. 8 Základní geometrie turbíny pro polovinu tepelného výkonu

Kužel	Stupeň	Řada	δ_a [mm]	L_{ax} [m]	D_p [m]	l_1 [m]	l_n [m]	α_1 [°]	β_2 [°]
VI	14	28		0,102	0,75	0,479	0,545	29	36
		27	14,14			0,400	0,459		
V	13	26		0,088	0,75	0,352	0,390	22,9	26,2
		25	12,80			0,300	0,338		
IV	12	24		0,150	0,73	0,276	0,295	21,2	24
		23	10,44			0,250	0,269		
	11	22	9,95			0,225	0,243	18,4	19,8
		21	9,95			0,200	0,218		
III	10	20		0,146	0,70	0,189	0,200	17,8	19,2
		19	9,95			0,174	0,185		
	9	18	9,95			0,160	0,171	16,3	17,1
		17	9,95			0,145	0,156		
II	8	16		0,155	0,66	0,142	0,148	16,6	17,6
		15	11,09			0,133	0,139		
	7	14	9,95			0,124	0,130	15,5	16,2
		13	11,09			0,115	0,122		
I	6	12		0,401	0,62	0,115	0,118	15,9	16,6
		11	11,09			0,110	0,113		
	5	10	11,09			0,105	0,108	14,65	15,3
		9	7,62			0,101	0,104		
	4	8	10,22			0,097	0,100	13,55	14
		7	6,11			0,094	0,096		
	3	6	10,22			0,089	0,093	12,7	13,1
		5	6,11			0,087	0,089		
	2	4	10,22			0,082	0,085	12,25	12,4
		3	6,11			0,079	0,081		
	1	2	10,22			0,075	0,078	12	12,1
		1	6,11			0,072	0,074		

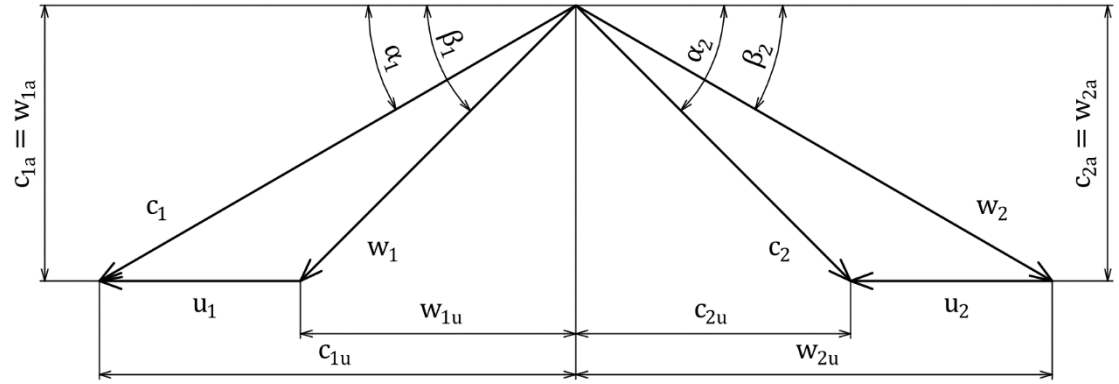
Ostatní geometrické veličiny stupňové části již lze spočítat na základě hodnot uvedených v tabulkách výše.

4.3 Vzorový výpočet posledního stupně

V této kapitole bude popsán postup výpočtu posledního stupně turbíny. Výpočet ostatních stupňů je obdobný a výsledky návrhu všech stupňů pro obě varianty jsou uvedeny v kapitole 4.6. Veškeré veličiny v této kapitole jsou již výsledkem optimalizace po propojení všech dílčích částí výpočtu. Axiální polohy jsou indexovány dle obr. 15. Značení veličin vychází z obrázku, kde je zobrazen průběh expanze ve stupni. Rychlosti a jejich úhly jsou zobrazeny na obrázku.



Obr. 16 Průběh expanze ve stupni s přetlakovým typem lopatkování



Obr. 17 Rychlostní trojúhelníky stupně s přetlakovým typem lopatkování

4.3.1 Výpočet rotoru

Patní průměr je opět konstantní pro celý stupeň:

$$D_p = 1{,}1\ m \qquad (4.3.1\text{-}1)$$

Vstupní a výstupní délka rotorové lopatky:

$$l_1^R = 0{,}644\ m \qquad (4.3.1\text{-}2)$$

$$l_2 = 0{,}76\ m \qquad (4.3.1\text{-}3)$$

Střední průměry rotorové řady lopatek:

$$D_{s,1}^R = D_p + l_1^R = 1{,}1 + 0644 = 1{,}744\ m \qquad (4.3.1\text{-}4)$$

$$D_{s,2} = D_p + l_2 = 1{,}1 + 0{,}76 = 1{,}86\ m \qquad (4.3.1\text{-}5)$$

Hlavové průměry rotorové řady lopatek:

$$D_{h,1}^R = D_{s,1}^R + l_1^R = 1{,}744 + 0{,}644 = 2{,}388\ m \qquad (4.3.1\text{-}6)$$

$$D_{h,2} = D_{s,2} + l_2 = 1{,}86 + 0{,}76 = 2{,}62\ m \qquad (4.3.1\text{-}7)$$

Axiální průtočná plocha na výstupu z rotoru:

$$S_{a,2} = \pi \cdot D_{S,2} \cdot l_2 = \pi \cdot 1{,}86 \cdot 0{,}76 = 4{,}44\ m^2 \qquad (4.3\text{-}8)$$

Výstupní úhel relativní rychlosti je volen.

$$\beta_2 = 36\ ° \qquad (4.3.1\text{-}9)$$

Hmotnostní průtok posledním kuželem je určen v rovnici (4.5.3-6).

$$\dot{m} = 85{,}71\ kg \cdot s^{-1} \qquad (4.3.1\text{-}10)$$

Parametry páry na výstupu z turbíny, kde tlak je dán tepelným schématem a entalpie byla iteračně dopočtena tak, aby se rovnaly celkové entalpie na výstupu z regulačního stupně a na vstupu do stupňové části (viz kapitola 4.5.1). Zbylé parametry byly určeny jako funkce tlaku a entalpie.

$$p_2 = 0{,}103\ bar \qquad (4.3.1\text{-}11)$$

$$i_2 = 2221{,}87\ kJ \cdot kg^{-1} \qquad (4.3.1\text{-}12)$$

$$s_2 = f(p_2;\ i_2) = 7{,}0019\ kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1} \qquad (4.3.1\text{-}13)$$

$$v_2 = f(p_2;\ i_2) = 12{,}0896\ m^3 \cdot kg^{-1} \qquad (4.3.1\text{-}14)$$

$$x_2 = f(p_2;\ i_2) = 0{,}8481\ [-] \qquad (4.3.1\text{-}15)$$

Dále byla v první iteraci odhadnuta hodnota ostatních ztrát, kde je zahrnuta ztráta radiální mezerou, ztráta rozvějířením a ztráta vlhkostí páry. Následně je tato hodnota zpřesněna výpočtem v rovnici (4.3.3-19). Zde je uvedena již vypočtená hodnota.

$$z_{ost} = 31{,}06\ kJ \cdot kg^{-1} \qquad (4.3.1\text{-}16)$$

Entalpie snížená o ostatní ztráty:

$$i_{2u} = i_2 - z_{ost} = 2221{,}87 - 31{,}06 = 2190{,}81\ kJ \cdot kg^{-1} \qquad (4.3.1\text{-}17)$$

Obvodová rychlost na středním průměru:

$$u_2 = \pi \cdot D_{s,2} \cdot n = \pi \cdot 1{,}86 \cdot 50 = 292{,}17\ m \cdot s^{-1} \qquad (4.3.1\text{-}18)$$

Axiální složka absolutní a relativní výstupní rychlosti:

$$c_{2a} = w_{2a} = \frac{\dot{m} \cdot v_2}{S_{a,2}} = \frac{85{,}71 \cdot 12{,}0815}{4{,}44} = 233{,}32\ m \cdot s^{-1} \qquad (4.3.1\text{-}19)$$

Relativní výstupní rychlost z rotoru:

$$w_2 = \frac{w_{2a}}{\sin\ \beta_2} = \frac{233{,}32}{\sin\ (36°)} = 396{,}94\ m \cdot s^{-1} \qquad (4.3.1\text{-}20)$$

Absolutní výstupní rychlost z rotoru:

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u_2^2 - 2 \cdot w_2 \cdot u_2 \cdot \cos\beta_2}$$

$$c_2 = \sqrt{396{,}94^2 + 292{,}17^2 - 2 \cdot 396{,}94 \cdot 292{,}17 \cdot \cos(36°)} \qquad (4.3.1\text{-}21)$$

$$c_2 = 235{,}11\ m \cdot s^{-1}$$

Úhel absolutní rychlosti na výstupu z rotoru:

$$\alpha_2 = \arcsin\left(\frac{w_{2a}}{c_2}\right) = \arcsin\left(\frac{2333{,}32}{235{,}19}\right) = 82{,}92\ ° \qquad (4.3.1\text{-}22)$$

Obvodová složka absolutní a relativní rychlosti:

$$c_{2u} = c_2 \cdot \cos\alpha_2 = 235{,}11 \cdot \cos(82{,}92°) = 28{,}96\ m \cdot s^{-1} \qquad (4.3.1\text{-}23)$$

$$w_{2u} = w_2 \cdot \cos\beta_2 = 396{,}94 \cdot \cos(36°) = 321{,}13\ m \cdot s^{-1} \qquad (4.3.1\text{-}24)$$

Rychlostní součinitel pro rotor je v první iteraci odhadnut a po vypočtení úhlu β_1 lze určit hodnotu ohnutí proudu podle rovnice (4.3.2-13), která se dosadí do následujícího vztahu.

$$\psi = 0{,}988060 - 0{,}000556697 \cdot e^{0{,}0347117 \cdot \Delta\beta}$$

$$\psi = 0{,}988060 - 0{,}000556697 \cdot e^{0{,}0347117 \cdot 65{,}61} = 0{,}983\ [-] \qquad (4.3.1\text{-}25)$$

Teoretická relativní výstupní rychlost při izoentropické expanzi:

$$w_{2,iz} = \frac{w_2}{\psi} = \frac{396{,}94}{0{,}983} = 403{,}96\ m \cdot s^{-1} \qquad (4.3.1\text{-}26)$$

Relativní rychlost na vstupu do rotoru je v první iteraci odhadnuta a její přesná hodnota je následně vypočtena v rovnici (4.3.2-16). Zde je uvedena již hodnota zpřesněná výpočtem.

$$w_1 = 196{,}59\ m \cdot s^{-1} \qquad (4.3.1\text{-}27)$$

Izoentropický spád na rotor:

$$H_{iz}^R = \frac{w_{2,iz}^2}{2} - \frac{w_1^2}{2} = \frac{403{,}96^2}{2} - \frac{196{,}59^2}{2} = 62{,}27\ kJ \cdot kg^{-1} \qquad (4.3.1\text{-}28)$$

Profilová ztráta rotoru:

$$z_R = \frac{w_{2,iz}^2}{2} \cdot (1 - \psi^2) = \frac{403{,}96^2}{2} \cdot (1 - 0{,}983^2) = 2{,}81\ kJ \cdot kg^{-1} \qquad (4.3.1\text{-}29)$$

Entalpie a entropie na výstupu z rotoru při izoentropické expanzi:

$$i'_{2,iz} = i_{2u} - z_R = 2190{,}81 - 2{,}81 = 2188\ kJ \cdot kg^{-1} \qquad (4.3.1\text{-}30)$$

$$s'_{2,iz} = f(p_2;\ i'_{2,iz}) = 6{,}896\ kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1} \qquad (4.3.1\text{-}31)$$

Entalpie mezi statorem a rotorem:

$$i_1 = i'_{2,iz} + H_{iz}^R = 2186{,}62 + 62{,}17 = 2250{,}27\ kJ \cdot kg^{-1} \qquad (4.3.1\text{-}32)$$

Ostatní parametry páry mezi statorem a rotorem:

$$p_1 = f(i_1;\ s'_{2,iz}) = 0{,}169\ bar \qquad (4.3.1\text{-}33)$$

$$s_1 = f(p_1;\ i_1) = 6{,}896\ kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1} \qquad (4.3.1\text{-}34)$$

$$v_1 = f(p_1;\ i_1) = 7{,}6145\ m^3 \cdot kg^{-1} \qquad (4.3.1\text{-}35)$$

$$x_1 = f(p_1;\ i_1) = 0{,}851\ [-] \qquad (4.3.1\text{-}36)$$

4.3.2 Výpočet statoru

Vstupní a výstupní délka statorové lopatky:

$$l_0 = 0{,}57\ m \qquad (4.3.2\text{-}1)$$

$$l_1^S = 0{,}625\ m \qquad (4.3.2\text{-}2)$$

Střední průměr na vstupu a výstupu ze statorové řady:

$$D_{s,0} = D_p + l_0 = 1{,}1 + 0{,}57 = 1{,}67\ m \qquad (4.3.2\text{-}3)$$

$$D_{s,1}^S = D_p + l_1^S = 1{,}1 + 0{,}625 = 1{,}725\ m \qquad (4.3.2\text{-}4)$$

Hlavový průměr na vstupu a výstupu ze statorové řady:

$$D_{h,0} = D_{s,0} + l_0 = 1{,}67 + 0{,}57 = 2{,}24\ m \qquad (4.3.2\text{-}5)$$

$$D_{h,1}^S = D_{s,1}^S + l_1^S = 1{,}725 + 0{,}625 = 2{,}351\ m \qquad (4.3.2\text{-}6)$$

Axiální průtočné plochy na vstupu a výstupu ze statorové řady lopatek:

$$S_{a,0} = \pi \cdot D_{s,0} \cdot l_0 = \pi \cdot 1{,}67 \cdot 0{,}57 = 2{,}99\ m^2 \qquad (4.3.2\text{-}7)$$

$$S_{a,1}^S = \pi \cdot D_{s,1}^S \cdot l_1^S = \pi \cdot 1{,}725 \cdot 0{,}625 = 3{,}39\ m^2 \qquad (4.3.2\text{-}8)$$

Úhel absolutní výstupní rychlosti ze statoru:

$$\alpha_1 = 31{,}8\ ° \qquad (4.3.2\text{-}9)$$

Obvodová rychlost na středním průměru:

$$u_1 = \pi \cdot D_{s,1}^S \cdot n = \pi \cdot 1{,}725 \cdot 50 = 271\ m \cdot s^{-1} \qquad (4.3.2\text{-}10)$$

Axiální složka absolutní a relativní rychlosti na výstupu ze statoru:

$$c_{1a} = w_{1a} = \frac{\dot{m} \cdot v_1}{S_{a,1}^S} = \frac{85{,}71 \cdot 7{,}6145}{3{,}39} = 192{,}57\ m \cdot s^{-1} \qquad (4.3.2\text{-}11)$$

Úhel výstupní relativní rychlosti ze statoru:

$$\beta_1 = \arcsin\left(\frac{w_{1a}}{w_1}\right) = \arcsin\left(\frac{192{,}57}{196{,}91}\right) = 78{,}39\ ° \qquad (4.3.2\text{-}12)$$

Ohnutí proudu relativní rychlosti:

$$\Delta\beta = 180 - \beta_1 - \beta_2 = 180 - 78{,}39 - 36 = 65{,}61\ ° \qquad (4.3.2\text{-}13)$$

Absolutní rychlost na výstupu ze statorové řady lopatek:

$$c_1 = \frac{c_{1a}}{\sin\ \alpha_1} = \frac{192{,}57}{\sin(31{,}8°)} = 365{,}44\ m \cdot s^{-1} \qquad (4.3.2\text{-}14)$$

Obvodová složka absolutní rychlosti na výstupu ze statoru:

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos\alpha_1 = 365{,}44 \cdot \cos(31{,}8°) = 310{,}58\ m \cdot s^{-1} \qquad (4.3.2\text{-}15)$$

Relativní rychlost na výstupu ze statorové řady, která byla předběžně odhadnuta v rovnici (4.3.1-27) se nyní vypočítá podle vzorce

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u_1^2 - 2 \cdot c_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1}$$
$$w_1 = \sqrt{365{,}44^2 + 271^2 - 2 \cdot 365{,}44 \cdot 271 \cdot \cos(31{,}8°)} \quad (4.3.2\text{-}16)$$
$$w_1 = 196{,}59\ m \cdot s^{-1}$$

Ohnutí proudu absolutní rychlosti:

$$\Delta\alpha = 180 - \alpha_1 - \alpha_2 = 180 - 31{,}8 - 82{,}92 = 65{,}28\ ° \quad (4.3.2\text{-}17)$$

Rychlostní součinitel pro stator:

$$\varphi = 0{,}985067 - 0{,}00013234 \cdot e^{0{,}0424951 \cdot \Delta\alpha}$$
$$\varphi = 0{,}985067 - 0{,}00013234 \cdot e^{0{,}0424951 \cdot 65{,}28} = 0{,}983\ [-] \quad (4.3.2\text{-}18)$$

Výstupní absolutní rychlost ze statoru při izoentropické expanzi:

$$c_{1,iz} = \frac{c_1}{\varphi} = \frac{365{,}44}{0{,}983} = 371{,}78\ m \cdot s^{-1} \quad (4.3.2\text{-}19)$$

Absolutní rychlost na vstupu do statorové řady lopatek se v první iteraci výpočtu odhadne a po určení potřebných veličin z předchozího stupně je vypočtena z rovnice kontinuity.

$$c_0^z = \left[\frac{S_{a,2}^{z-1} \cdot c_2^{z-1}}{v_2^{z-1}} - (\dot{m}^{z-1} - \dot{m}^z)\right] \cdot \frac{v_0^z}{S_{a,0}^z} \quad (4.3.2\text{-}20)$$

Index z v této rovnici značí pořadové číslo stupně. Případné odběry, resp. zavedení páry jsou zohledněny rozdílem průtočného množství předchozím a aktuálním kuželem. Pro poslední stupeň má rovnice tvar

$$c_0^{15.st.} = \left[\frac{S_{a,2}^{14.st.} \cdot c_2^{14.st.}}{v_2^{14.st.}} - (m^{14.st.} - \dot{m}^{15.st.})\right] \cdot \frac{v_0^{15.st.}}{S_{a,0}^{15.st.}}$$
$$c_0^{15.st.} = \left[\frac{2{,}01 \cdot 160{,}04}{5{,}1843} - (85{,}71 - 85{,}71)\right] \cdot \frac{5{,}1372}{2{,}99} \quad (4.3.2\text{-}21)$$
$$c_0^{15.st.} = 151{,}19\ m \cdot s^{-1}$$

Obvodové složky absolutní a relativní rychlosti na výstupu ze statoru:

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos \alpha_1 = 365{,}44 \cdot \cos(31{,}8°) = 310{,}58\ m \cdot s^{-1} \quad (4.3.2\text{-}22)$$

$$w_{1u} = w_1 \cdot \cos \beta_1 = 196{,}59 \cdot \cos(78{,}39°) = 39{,}58\ m \cdot s^{-1} \quad (4.3.2\text{-}23)$$

Izoentropický spád na stator:

$$H_{iz}^S = \frac{c_{1,iz}^2}{2} - \frac{c_0^2}{2} = \frac{371{,}78^2}{2000} - \frac{151{,}19^2}{2000} = 57{,}68\ kJ \cdot kg^{-1} \quad (4.3.2\text{-}24)$$

Profilová ztráta statoru:

$$z_S = \frac{c_{1,iz}^2}{2} \cdot (1 - \varphi^2) = \frac{371{,}78^2}{2000} \cdot (1 - 0{,}983^2) = 2{,}34\ kJ \cdot kg^{-1} \quad (4.3.2\text{-}25)$$

Entalpie a entropie páry na výstupu ze statoru při izoentropické expanzi:

$$i_{1,iz} = i_1 - z_S = 2250{,}27 - 2{,}34 = 2247{,}93\ kJ \cdot kg^{-1} \quad (4.3.2\text{-}26)$$

$$s_{1,iz} = f(p_1;\ i_{1,iz}) = 6{,}889\ kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1} \qquad (4.3.2\text{-}27)$$

Entalpie páry před statorovou řadou lopatek:

$$i_0 = i_{1,iz} + H_{iz}^S = 2247{,}93 - 57{,}68 = 2305{,}61\ kJ \cdot kg^{-1} \qquad (4.3.2\text{-}28)$$

Ostatní parametry páry před statorovou řadou:

$$p_0 = f(i_0; s_{1,iz}) = 0{,}262\ bar \qquad (4.3.2\text{-}29)$$

$$s_0 = f(p_0; i_0) = 6{,}889\ kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1} \qquad (4.3.2\text{-}30)$$

$$v_0 = f(p_0; i_0) = 5{,}1372\ m^3 \cdot kg^{-1} \qquad (4.3.2\text{-}31)$$

$$x_0 = f(p_0; i_0) = 0{,}8661\ [-] \qquad (4.3.2\text{-}32)$$

Celková entalpie a celkový tlak před statorovou řadou lopatek:

$$i_{0c} = i_0 + \frac{c_0^2}{2} = 2305{,}61 + \frac{151{,}19^2}{2} = 2317{,}04\ kJ \cdot kg^{-1} \qquad (4.3.2\text{-}33)$$

$$p_{0c} = f(i_{0c}; s_{1,iz}) = 0{,}285\ bar \qquad (4.3.2\text{-}34)$$

Tyto celkové parametry páry jsou pak vstupními parametry do výpočtu předchozího kuželu viz kapitola 4.4.

4.3.3 Ztráty, účinnost a výkon posledního stupně

Izoentropický spád na stupeň:

$$H_{iz}^{ST} = H_{iz}^S + H_{iz}^R = 57{,}68 + 62{,}27 = 119{,}94\ kJ \cdot kg^{-1} \qquad (4.3.3\text{-}1)$$

Střední obvodová rychlost ve stupni:

$$u_s = \pi \cdot \frac{D_{s,0} + D_{s,2}}{2} \cdot n = \pi \cdot \frac{1{,}67 + 1{,}86}{2} \cdot 50 = 277{,}25\ m \cdot s^{-1} \qquad (4.3.3\text{-}2)$$

Parsonsovo číslo stupně:

$$Pa = \frac{u_s^2}{H_{iz}^{ST}} = \frac{277{,}25^2}{119{,}94 \cdot 1000} = 0{,}641\ [-] \qquad (4.3.3\text{-}3)$$

Obvodovou účinnost pro nekonečně dlouhou lopatku lze určit buď z diagramu na *obr. 5.16* ve zdroji [4] nebo přesněji vypočítat ze vzorce uvedeného v literatuře [3]. Z důvodu vyšší přesnosti a snadnější automatizace výpočtu byla hodnota vypočtena ze vzorce:

$$\eta_\infty = 0{,}468089 + 1{,}46673 \cdot Pa - 1{,}41229 \cdot Pa^2 + 0{,}415374 \cdot Pa^3$$

$$\eta_\infty = 0{,}468089 + 1{,}46673 \cdot 0{,}641 - 1{,}41229 \cdot 0{,}641^2 + 0{,}415374 \cdot 0{,}641^3 \qquad (4.3.3\text{-}4)$$

$$\eta_\infty = 0{,}937\ [-]$$

Ztráta radiální mezerou byla vypočtena metodou dle Traupela, která je popsána ve zdroji [5]. Za účelem snížení této ztráty byly požity bandážované lopatky s výjimkou posledních sedmi rotorových řad, kde jsou použity nakrucované lopatky.
Radiální vůle rotoru se vypočítá podle vzorce,

$$\delta_r^R = D_{h,2} + x = 2{,}62 + 0{,}3 = 2{,}92\ mm \qquad (4.3.3\text{-}5)$$

kde x je vůle volená podle *tab. 5.4* ve zdroji [4].

Součinitel pro ztrátu radiální mezerou bez použití bandáží se volí z intervalu $\langle 1{,}36 \div 1{,}62 \rangle$.

$$k_r^R = 1{,}4\ [-] \tag{4.3.3-6}$$

Poměrná ztráta radiální mezerou v rotorové řadě lopatek bez bandáže:

$$\xi_k^R = k_r^R \cdot \frac{\delta_r^R}{l_2 \cdot \sin \beta_2} = 1{,}4 \cdot \frac{2{,}92}{0{,}76 \cdot \sin(36°)} = 0{,}009\ [-] \tag{4.3.3-7}$$

Radiální vůle statoru:

$$\delta_r^S = D_{h,1}^S + x = 2{,}351 + 0{,}3 = 2{,}65\ mm \tag{4.3.3-8}$$

Statorová řada lopatek je již bandážovaná a počet břitů bandáže byl zvolen.

$$z_b^S = 3\ [-] \tag{4.3.3-9}$$

Ekvivalentní vůle:

$$\delta_{ekv}^S = \delta_r^S \cdot z_b^{-0{,}5} = 2{,}65 \cdot 3^{-0{,}5} = 1{,}53\ mm \tag{4.3.3-10}$$

Součinitel pro ztrátu radiální mezerou při použití bandáží se volí z intervalu $\langle 1{,}06 \div 1{,}41 \rangle$.

$$k_r^S = 1{,}2\ [-] \tag{4.3.3-11}$$

Poměrná ztráta radiální mezerou ve statorové řade lopatek s bandáží:

$$\xi_k^S = k_r^S \cdot \frac{\delta_{ekv}^S}{l_1^S \cdot \sin\ \alpha_1}$$
$$\xi_k^S = 1{,}2 \cdot \frac{1{,}53}{0{,}625 \cdot 1000 \cdot \sin(31{,}8°)} = 0{,}006\ [-] \tag{4.3.3-12}$$

Poměrná ztráta radiální mezerou stupně:

$$\xi_k = \frac{\xi_k^R + \xi_k^S}{2} = \frac{0{,}009 + 0{,}006}{2} = 0{,}007\ [-] \tag{4.3.3-13}$$

Poměrná ztráta rozvějřením v rotorové řadě lopatek:

$$\xi_v^R = \left(\frac{l_2}{D_{s,2}}\right)^2 = \left(\frac{076}{1{,}86}\right)^2 = 0{,}167\ [-] \tag{4.3.3-14}$$

Poměrná ztráta rozvějřením ve statorové řadě lopatek:

$$\xi_v^S = \left(\frac{l_1^S}{D_{S,1}^S}\right)^2 = \left(\frac{0{,}625}{1{,}725}\right)^2 = 0{,}131\ [-] \tag{4.3.3-15}$$

Poměrná ztráta rozvějřením ve stupni:

$$\xi_v = \frac{\xi_v^R + \xi_v^S}{2} = \frac{0{,}167 + 0{,}131}{2} = 0{,}149\ [-] \tag{4.3.3-16}$$

Poslední ztrátou je poměrná ztráta vlhkostí páry:

$$\xi_x = 1 - \frac{x_0 + x_2}{2} = 1 - \frac{0{,}8661 + 0{,}8481}{2} = 0{,}143\ [-] \qquad (4.3.3\text{-}17)$$

Energie přivedená do stupně:

$$e_0 = H_{iz}^{ST} + \frac{c_0^2}{2} - \frac{c_2^2}{2} =$$
$$e_0 = 119{,}94 + \frac{151{,}19^2}{2000} - \frac{235{,}11^2}{2000} = 103{,}74\ kJ \cdot kg^{-1} \qquad (4.3.3\text{-}18)$$

Nyní lze vypočítat přesnou hodnotu ostatních ztrát, která byla odhadnuta v rovnici (4.3.1-16).

$$z_{ost} = e_0 \cdot (\xi_k + \xi_v + \xi_x)$$
$$z_{ost} = 103{,}74 \cdot (0{,}007 + 0{,}149 + 0{,}143) = 31{,}06\ kJ \cdot kg^{-1} \qquad (4.3.3\text{-}19)$$

Vnitřní práce posledního stupně:

$$a_i = H_{iz}^{ST} + \frac{c_0^2}{2} - z_S - z_R - \frac{c_2^2}{2} - z_{ost}$$
$$a_i = 119{,}94 + \frac{151{,}19}{2} - 2{,}34 - 2{,}81 - \frac{235{,}11^2}{2} - 31{,}06 \qquad (4.3.3\text{-}20)$$
$$a_i = 67{,}53\ kJ \cdot kg^{-1}$$

Vnitřní výkon posledního stupně:

$$P_i = \dot{m} \cdot a_i = 85{,}71 \cdot 67{,}53 = 5787{,}81\ kW \qquad (4.3.3\text{-}21)$$

Vnitřní termodynamická účinnost posledního stupně:

$$\eta_{TDi} = \frac{a_i}{e_o} = \frac{67{,}53}{103{,}74} = 0{,}651\ [-] \qquad (4.3.3\text{-}22)$$

4.3.4 Charakteristiky posledního stupně

Za účelem jednodušší optimalizace jsou do výpočtu zavedeny charakteristické veličiny, jejichž hodnoty by v optimálním případě měly náležet určitým intervalům.
Tlakové číslo by v případě reakčního lopatkování mělo dle doporučení vedoucího práce optimálně ležet v intervalu $\langle 2{,}5 \div 3 \rangle$.

$$\psi = \frac{H_{iz}^{ST}}{0{,}5 \cdot u_2^2} = \frac{119{,}94}{0{,}5 \cdot 292{,}17^2} = 2{,}81\ [-] \qquad (4.3.4\text{-}1)$$

Stupeň reakce by se měl ideálně pohybovat v rozmezí $0{,}5 \div 0{,}6$.

$$\rho = \frac{H_{iz}^{R}}{H_{iz}^{ST}} = \frac{62{,}27}{119{,}94} = 0{,}519\ [-] \qquad (4.3.4\text{-}2)$$

Rychlost zvuku na výstupu ze stupně se v oblasti přehřáté páry určí jako funkce tlaku a entalpie.

$$a_2 = f(p_2; i_2) \qquad (4.3.4\text{-}3)$$

V oblasti mokré páry musí být vypočítána ze vzorce,

$$a_2 = \sqrt{\kappa \cdot p_2 \cdot 10^5 \cdot v_2}$$
$$a_2 = \sqrt{1{,}1198 \cdot 0{,}103 \cdot 10^5 \cdot 12{,}0896} = 381{,}08\ m \cdot s^{-1} \qquad (4.3.4\text{-}4)$$

kde Poissonova konstanta κ je určena jako

$$\kappa = 1{,}035 + 0{,}1 \cdot x_2 = 10{,}35 + 0{,}1 \cdot 0{,}8481 = 1{,}1198\ [-] \qquad (4.3.4\text{-}5)$$

Machovo číslo by dle doporučení vedoucího práce nemělo přesáhnout hodnotu 1,05.

$$Ma_2 = \frac{w_2}{a_2} = \frac{396{,}94}{381{,}08} = 1{,}042\ [-] \qquad (4.3.4\text{-}6)$$

4.3.5 Pevnostní výpočet stupně

V této podkapitole je provedena pevnostní kontrola poslední rotorové řady lopatek posouzením ohybového a tahového napětí vznikajícího v lopatce. Pevnostní výpočet je proveden podle literatury [6].
Střední průměr rotorové řady:

$$D_S^R = \frac{D_{s,1}^R + D_{s,2}}{2} = \frac{1{,}744 + 1{,}860}{2} = 1{,}802\ m \qquad (4.3.5\text{-}1)$$

Střední délka rotorové lopatky:

$$l_s^R = \frac{l_1^R + l_2}{2} = \frac{0644 + 0{,}76}{2} = 0{,}702\ m \qquad (4.3.5\text{-}2)$$

Obvodová síla působící na jednu lopatku:

$$F_u = \dot{m} \cdot \frac{c_{1u} - c_{2u}}{z_R} = 85{,}71 \cdot \frac{310{,}58 - 28{,}96}{68} = 354{,}94\ N \qquad (4.3.5\text{-}3)$$

Axiální síla působící na jednu lopatku:

$$F_{a1} = \dot{m} \cdot \frac{(c_{1a} - c_{2a})}{z_R} + \frac{(p_1 - p_2) \cdot \pi \cdot D_S^R \cdot l_s^R}{z_R}$$

$$F_{a1} = 85{,}71 \cdot \frac{(192{,}57 - 233{,}32)}{68} + \frac{(0{,}169 - 0{,}103) \cdot \pi \cdot 1{,}802 \cdot 0{,}702}{68} \qquad (4.3.5\text{-}4)$$

$$F_{a1} = 335{,}07\ N$$

Celková axiální síla působící na celou rotorovou řadu:

$$F_a = z_R \cdot F_{a1} = 68 \cdot 335{,}07 = 22784{,}95\ N \qquad (4.3.5\text{-}5)$$

Celková axiální síla bude později využita při návrhu vyrovnávacího pístu v 5.1.1.
Výsledná síla na jednu rotorovou lopatku se určí pomocí Pythagorovy věty.

$$F = \sqrt{F_u^2 + F_{a1}^2} = \sqrt{354{,}94^2 + 335{,}07^2} = 488{,}12\ N \qquad (4.3.5\text{-}6)$$

Maximální ohybový moment:

$$M_{o,\max} = F \cdot \frac{l_s^R}{2} = 488{,}12 \cdot \frac{0{,}702}{2} = 171{,}33\ N \cdot m \qquad (4.3.5\text{-}7)$$

Ohybové napětí by na základě doporučení vedoucího práce v oblasti mokré páry při suchosti $x < 0{,}97$ nemělo překročit 20 MPa. V oblasti přehřáté páry a suchosti páry nad 0,97 pak může hodnota dosahovat až 40 MPa.

$$\sigma_o = \frac{M_{o,max}}{w_{min}} = \frac{171{,}33}{9{,}54} = 17{,}96\ MPa \qquad (4.3.5\text{-}8)$$

Hustota materiálu lopatek:

$$\rho_{mat} = 7850\ kg \cdot m^{-3} \tag{4.3.5-9}$$

Úhlová rychlost rotoru:

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n = 2 \cdot \pi \cdot 50 = 314{,}16\ rad \cdot s^{-1} \tag{4.3.5-10}$$

Odstředivá síla působící na lopatku:

$$F_{od} = \rho_{mat} \cdot S_p \cdot l_s^R \cdot \frac{D_s^R}{2} \cdot \omega^2$$

$$F_{od} = 7850 \cdot 3{,}74 \cdot 10^{-4} \cdot 0{,}702 \cdot \frac{1{,}802}{2} \cdot 314{,}16^2 \tag{4.3.5-11}$$

$$F_{od} = 183270{,}85\ N$$

Tahové napětí by na základě doporučení vedoucího práce nemělo být vyšší než $550 \div 600\ MPa$:

$$\sigma_t = \frac{F_{od}}{S_p} = \frac{183270{,}85}{3{,}74 \cdot 100} = 490{,}03\ MPa \tag{4.3.5-12}$$

4.4 Výpočet ostatních řadových stupňů

Výpočty jednotlivých sousedních stupňů jsou navzájem provázány vstupními a výstupními parametry páry. Počítáme-li tedy stupeň s řadovým číslem z pak platí, že entropie, celkový tlak a celková entalpie na výstupu ze stupně z se rovnají těmto parametrům na vstupu do stupně následujícího $(z + 1)$.

$$i_{2c}^z = i_{0c}^{z+1} \tag{4.4-1}$$

$$p_{2c}^z = p_{0c}^{z+1} \tag{4.4-2}$$

$$s_2^z = s_0^{z+1} \tag{4.4-3}$$

Statická entalpie na výstupu ze stupně se pak vypočte podle vzorce,

$$i_2^z = i_{2c}^z - \frac{(c_2^z)^2}{2} \tag{4.4-4}$$

kde absolutní rychlost na výstupu z rotoru c_2^z musí být nejdříve odhadnuta a po vypočtení podle rovnice (4.3.1-21) zpětně dosazena.
Statický tlak na výstupu ze stupně:

$$p_2^z = f(i_2^z;\ s_2^z) \tag{4.4-5}$$

Sousední stupně jsou také vzájemně provázány výpočtem absolutní rychlosti na vstupu do stupně podle rovnice (4.3.2-20).

4.5 Propojení detailního návrhu s ostatními výpočty

V této kapitole bude popsán způsob propojení jednotlivých částí výpočtu s detailním návrhem stupňové části. Propojením všech částí výpočtu dojde k vytvoření řady iteračních smyček a všechny části výpočtu budou finálně optimalizovány společně.

4.5.1 Propojení s regulačním stupněm

Mezi regulačním stupněm a prvním řadovým stupněm musí být splněna stejná podmínka jako u ostatních sousedních stupňů, a to je rovnost výstupních, respektive vstupních parametrů páry. Entropie, celková entalpie a celkový tlak na výstupu z regulačního stupně se tedy musí rovnat těmto parametrům na vstupu do prvního řadového stupně stupňové části:

$$i_{2c}^{RS} = i_{0c}^{1.st.} \tag{4.5.1-1}$$

$$p_{2c}^{RS} = p_{0c}^{1.st.} \tag{4.5.1-2}$$

$$s_{2}^{RS} = s_{0}^{1.st.} \tag{4.5.1-3}$$

Jelikož byl výpočet regulačního stupně proveden samostatně, musí být této podmínky dosaženo iterační úpravou entalpie na výstupu ze stupňové části podle vzorce,

$$i_{2}^{15.st.} = i_{2}^{15.st} + \frac{(i_{2c}^{RS} - i_{0c}^{1.st})}{k} \tag{4.5.1-4}$$

kde k zohledňuje poměrnou část rozdílu a zajišťuje plynulou konvergenci iteračního výpočtu. Při výpočtu byla použita velikost kroku $k = 100$, což znamená, že byla výstupní entalpie korigována o setinu rozdílu entalpií na výstupu z RS a vstupu do SČ. Tímto iteračním výpočtem dojde k postupnému přepočítání celé stupňové části, dokud se nevyrovnají celkové entalpie na výstupu z RS a vstupu do prvního řadového stupně.

Vyrovnání celkových tlaků je dosaženo tak, že výpočet tlaku na výstupu z RS v rovnici (2.1-9) je nahrazen funkcí

$$p_{2}^{RS} = f(i_{2}^{RS};\ s_{0}^{1.st.}) \tag{4.5.1-5}$$

Po tomto propojení dojde k přizpůsobení parametrů ve stupňové části i v regulačním stupni, a proto je nutné provést kontrolu rychlostního poměru u/c_{iz} regulačního stupně.
Entalpie za regulačním stupněm při izoentropické expanzi:

$$i_{2,iz}^{RS} = f(p_{2}^{RS};\ s_{0}^{RS}) = 2893{,}53\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{4.5.1-6}$$

Poměr u/c_{iz} by měl náležet intervalu $\langle 0{,}4 \div 0{,}5 \rangle$:

$$\left(\frac{u}{c_{iz}}\right)^{RS} = \frac{u^{RS}}{\sqrt{(c_0^{RS})^2 - 2 \cdot \left(i_0^{RS} - i_{2,iz}^{RS}\right)}} \tag{4.5.1-7}$$

$$\left(\frac{u}{c_{iz}}\right)^{RS} = \frac{208{,}92}{\sqrt{25^2 - 2 \cdot (2999{,}98 - 2906{,}71)}} = 0{,}452\ [-]$$

Finální hodnoty návrhu regulačního stupně obou navrhovaných variant po propojení všech výpočtů a optimalizaci jsou uvedeny v tab. 9, kde sloupec 1 PT náleží variantě jedné turbíny pro celý tepelný výkon reaktoru a sloupec 2 PT variantě rozdělení tepelného výkonu do dvou shodných turbín.

Tab. 9 Finální výsledky návrhu regulačního stupně

Veličina	Jednotka	1 PT	2 PT
p_0	bar	31,66	31,66
i_0	$kJ \cdot kg^{-1}$	2999,98	2999,98
i_{0c}	$kJ \cdot kg^{-1}$	3000,30	3000,30
s_0	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,5281	6,5281
$\dot{m}_{RS}$	$kg \cdot s^{-1}$	105,48	52,74
n	min^{-1}	3000	4500
n	s^{-1}	50	75
p_{krit}	bar	17,29	17,29
p_2	bar	20,03	18,95
p_2/p_0	$-$	0,63	0,60
$i_{2,iz}$	$kJ \cdot kg^{-1}$	2893,52	2881,39
H_{iz}	$kJ \cdot kg^{-1}$	106,46	118,59
ρ	$-$	0,04	0,04
H_{iz}^S	$kJ \cdot kg^{-1}$	102,21	113,85
H_{iz}^R	$kJ \cdot kg^{-1}$	4,26	4,74
ε	$-$	0,5	0,5
$i_{1,iz}$	$kJ \cdot kg^{-1}$	2897,78	2886,14
p_1	bar	20,42	19,37
p_1/p_0	$-$	0,64	0,61
Rychlostní trojúhelníky RS			
c_0	$m \cdot s^{-1}$	25	25
$c_{1,iz}$	$m \cdot s^{-1}$	452,81	477,83
c_1	$m \cdot s^{-1}$	443,17	467,79
c_{1a}	$m \cdot s^{-1}$	107,21	136,77
c_{1u}	$m \cdot s^{-1}$	430,01	447,35
c_2	$m \cdot s^{-1}$	63,49	57,68
c_{2a}	$m \cdot s^{-1}$	61,31	55,15
c_{2u}	$m \cdot s^{-1}$	16,52	16,90
w_1	$m \cdot s^{-1}$	245,72	260,03
w_{1a}	$m \cdot s^{-1}$	107,21	136,77
w_{1u}	$m \cdot s^{-1}$	221,09	221,16
$w_{2,iz}$	$m \cdot s^{-1}$	254,24	269,00
w_2	$m \cdot s^{-1}$	233,62	249,27
w_{2a}	$m \cdot s^{-1}$	61,31	55,15
w_{2u}	$m \cdot s^{-1}$	225,43	243,10
u	$m \cdot s^{-1}$	208,92	226,19
φ	$-$	0,979	0,979
ψ	$-$	0,919	0,927
α_1	°	14	17
α_2	°	105,08	107,04
β_1	°	25,87	31,73
β_2	°	164,79	167,22
$\Delta\alpha$	°	91,08	90,04
$\Delta\beta$	°	138,92	135,48
Průtočný průřez			

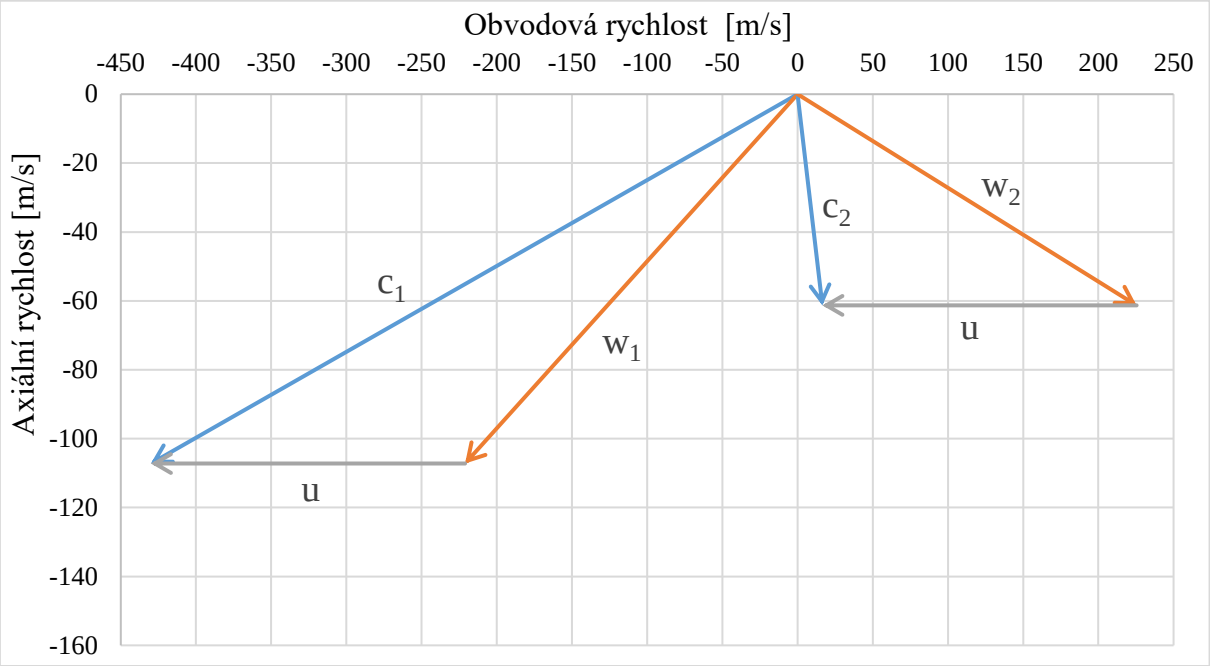
Tab. 9 Finální výsledky návrhu regulačního stupně

Veličina	Jednotka	1 PT	2 PT
D_S	m	1,33	0,96
l_0	m	0,09	0,072
Δl	m	0,002	0,002
$l_1 = l_2$	m	0,092	0,074
D_p	m	1,238	0,886
D_h	m	1,422	1,034
Zvolené profily lopatek			
$Stator$		TS-2A	TS-2A
γ_S	°	38	38
s/c_S	–	0,79	0,79
c_S	m	0,05	0,05
s_S	m	0,04	0,04
$s_{S,skut}$	m	0,0394	0,0397
z_S	–	53	38
B_S	m	0,0394	0,0394
$Rotor$		40TR1	40TR1
γ_R	°	12,2	12,2
s/c_R	–	0,68	0,68
c_R	m	0,025	0,025
s_R	m	0,017	0,017
$s_{R,skut}$	m	0,0170	0,0169
z_R	–	246	178
B_R	m	0,0244	0,0244
S_R	cm^2	4,618	4,618
$w_{R,min}$	cm^3	0,8945	0,8945
Ztráty, účinnost, výkon			
z_0	$kJ \cdot kg^{-1}$	4,32	4,75
z_1	$kJ \cdot kg^{-1}$	5,03	5,11
z_c	$kJ \cdot kg^{-1}$	2,02	1,66
η_u	–	0,894	0,903
$k_{tř}$	–	0,0006	0,0006
S	m^2	0,0465	0,0326
ξ_5	–	0,0021	0,0017
ξ_{61}	–	0,0125	0,0111
ξ_{62}	–	0,0050	0,0059
ξ_6	–	0,0175	0,0171
z_b	–	3	3
δ_r	m	0,00153	0,00116
δ_a	m	0,002	0,002
δ_{ekv}	m	0,00058	0,00048
$\rho_š$	–	0,102	0,109
ξ_7	–	0,0164	0,0145
η_{TDi}	–	0,858	0,870
a_i	$kJ \cdot kg^{-1}$	91,58	103,43

Tab. 9 Finální výsledky návrhu regulačního stupně

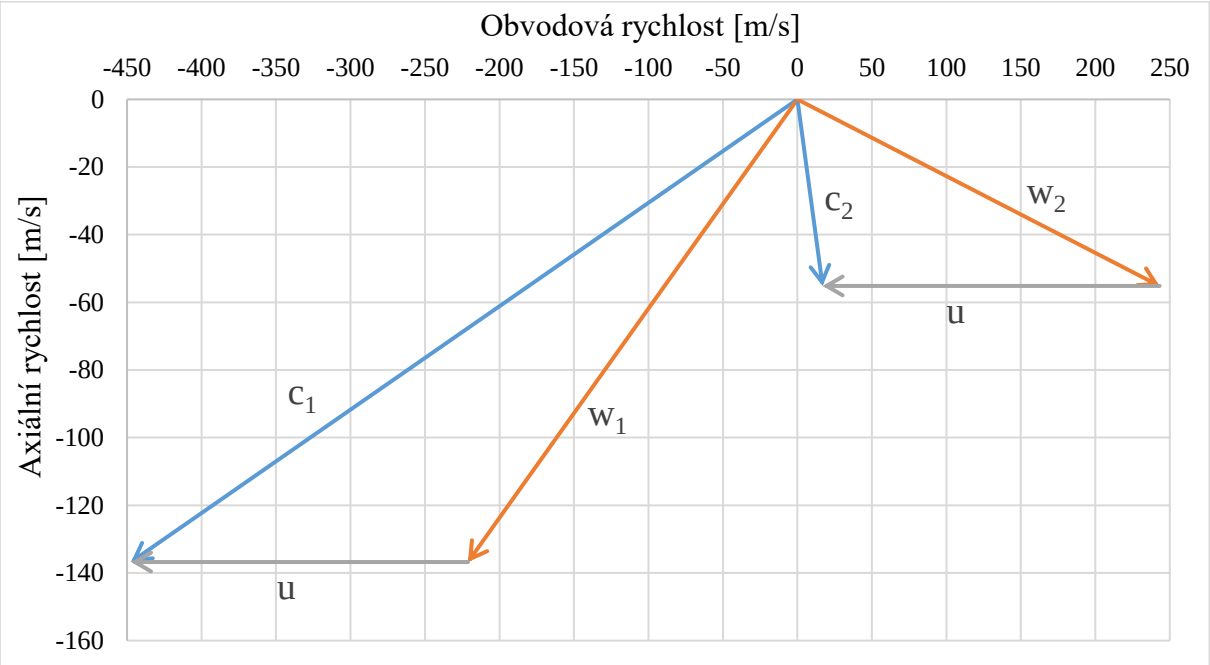
Veličina	Jednotka	1 PT	2 PT
P_i	kW	9659,51	5454,71
ψ	$-$	4,88	4,64
Parametry na výstupu z RS			
i_{2c}	$kJ \cdot kg^{-1}$	2908,72	2896,87
i_2	$kJ \cdot kg^{-1}$	2906,70	2895,20
s_2	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,553	6,555
p_{2c}	bar	20,21	19,10
p_2	bar	20,03	18,95
v_2	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,1117	0,1167
i_{2iz}	$kJ \cdot kg^{-1}$	2893,52	2881,39
$i_{2c,iz}$	$kJ \cdot kg^{-1}$	2895,53	2883,05
Pevnostní výpočet RS			
Ohybové namáhání			
z_{ostr}	$-$	123	89
F_u	N	354,59	255,07
$\Delta p_{RS,R}$	bar	0,39	0,42
F_{a1}	N	100,24	100,53
F_a^{RS}	N	19817,46	13589,30
F_c	N	368,49	274,17
$M_{o,max}$	$N \cdot m$	16,95	10,14
σ_o	MPa	18,95	11,34
Tahové namáhání			
ρ_{mat}	$kg \cdot m^{-3}$	7850	7850
ω	$rad \cdot s^{-1}$	314,16	471,24
$F_{od,l}$	N	21889,35	28594,26
t_b	m	0,003	0,003
D_b	m	1,425	1,037
$F_{od,b}$	N	736,42	1212,69
F_{od}	N	22625,77	29806,95
σ_t	MPa	48,99	64,55

Na obr. 18 je vykreslen výsledný rychlostní trojúhelník regulačního stupně turbíny zpracovávající celý tepelný výkon.



Obr. 18 Rychlostní trojúhelník RS turbíny zpracovávající celý tep. výkon

Rychlostní trojúhelník regulačního stupně po optimalizaci varianty turbíny zpracovávající polovinu tepelného výkonu je zobrazen na obr. 19.



Obr. 19 Rychlostní trojúhelník RS turbíny zpracovávající polovinu tep. výkonu

4.5.2 Propojení s tepelným schématem

Při návrhu tepelného schématu byly entalpie a tlaky v odběrech předběžně stanoveny pomocí odhadnutých účinností jednotlivých kuželů a koncových teplotních rozdílů v jednotlivých výměnících. Tyto parametry byly v detailním návrhu přesně vypočteny a jsou tedy zpětně dosazeny do tepelného schématu následovně

$$i_{0.1} = i_2^{6.st.} = 2696{,}23\ kJ \cdot kg^{-1} \quad (4.5.2\text{-}1)$$

$$i_{0.2} = i_2^{8.st.} = 2617{,}38\ kJ \cdot kg^{-1} \quad (4.5.2\text{-}2)$$

$$i_{0.3} = i_2^{11.st.} = 2483{,}25\ kJ \cdot kg^{-1} \quad (4.5.2\text{-}3)$$

$$i_{0.4} = i_2^{13.st.} = 2371{,}55\ kJ \cdot kg^{-1} \quad (4.5.2\text{-}4)$$

$$p_{0.1} = p_2^{6.st.} = 6{,}076\ bar \quad (4.5.2\text{-}5)$$

$$p_{0.2} = p_2^{8.st.} = 3{,}639\ bar \quad (4.5.2\text{-}6)$$

$$p_{0.3} = p_2^{11.st.} = 1{,}344\ bar \quad (4.5.2\text{-}7)$$

$$p_{0.4} = p_2^{13.st.} = 0{,}508\ bar \quad (4.5.2\text{-}8)$$

Dále byla také v rovnici (1.7-1) odhadnuta absolutní rychlost na výstupu z turbíny. Její přesná hodnota určena v rovnici (4.3.1-21) se také zpětně dosadí do návrhu tepelného schématu.

Tímto propojením dojde ke korekci parametrů páry, resp. kondenzátu a také hmotnostních průtoků. Změní se především parametry páry v odběrech a tím i parametry v jednotlivých nízkotlakých ohřívácích. Proto je nutné vypočítat skutečné hodnoty nedohřevů a případně upravit rozdělení ohřátí v jednotlivých ohřívácích. Postup výpočtu nedohřevu je níže vzorově uveden pro odběr do NTO1 (odběr 0.2).

Tlak odběrové páry na vstupu do NTO1,

$$p_{0.4'} = p_{0.4} \cdot (1 - \delta p_{0.4}) = 0{,}457\ bar \quad (4.5.2\text{-}9)$$

kde součinitel tlakové ztráty v odběru $\delta p_{0.4}$ je určen podle rovnice (1.6-21).

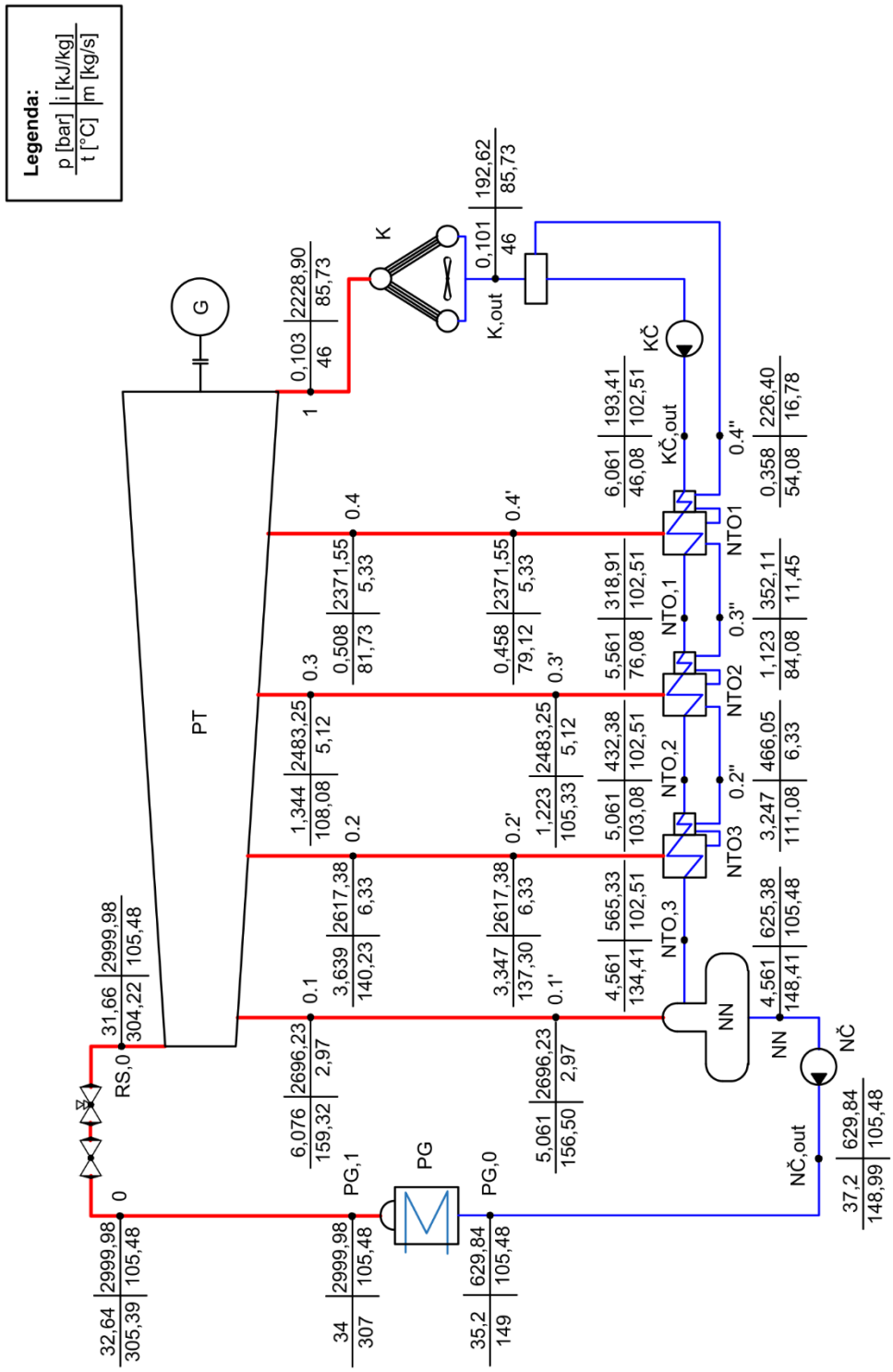
Teplota odběrové páry na vstupu do NTO1:

$$t_{0.4'} = f(p_{0.4'}; x = 1) = 79{,}12\ °C \quad (4.5.2\text{-}10)$$

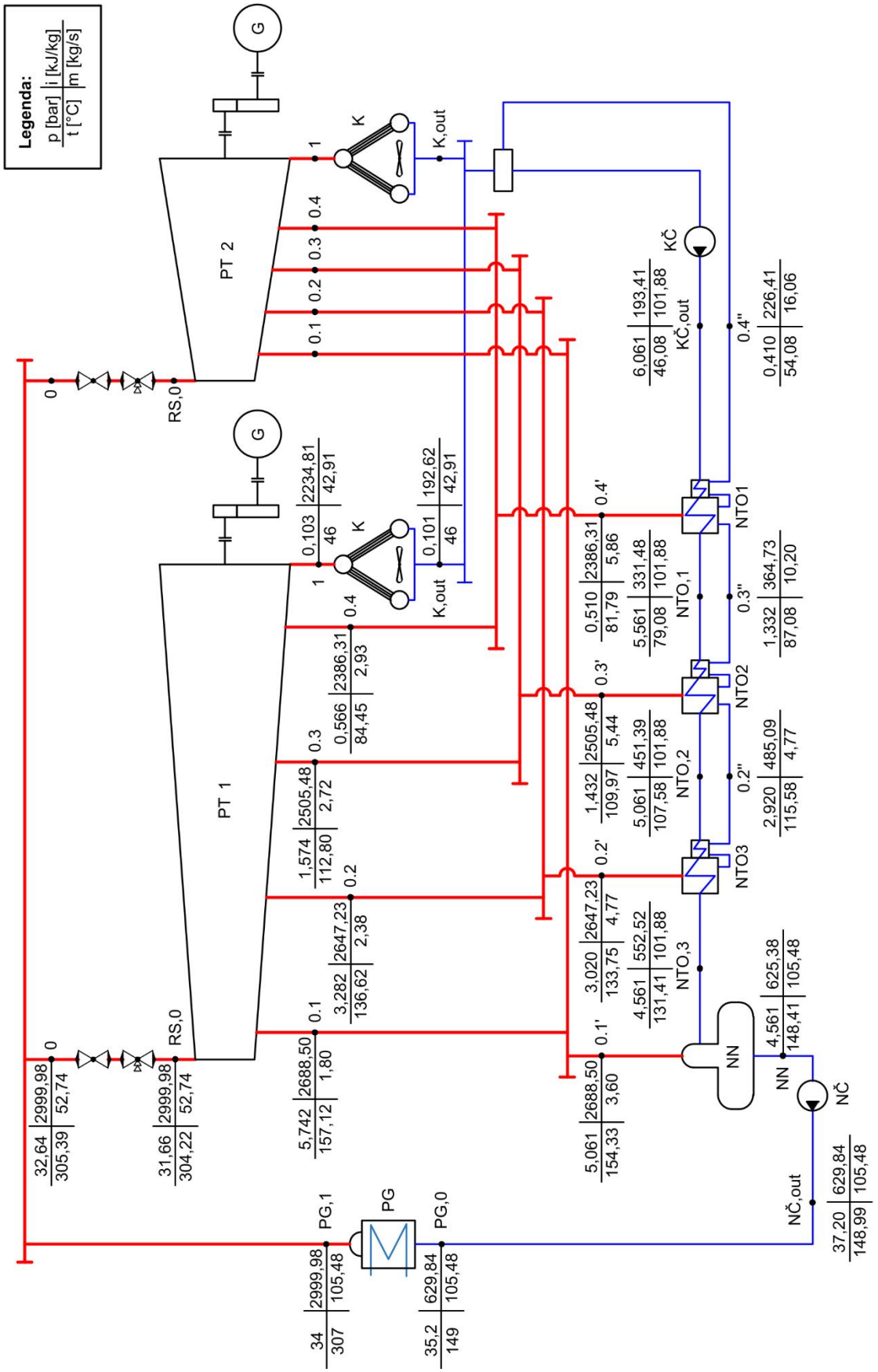
Skutečná hodnota nedohřevu v NTO se určí jako rozdíl teploty odběrové páry na vstupu do NTO a teploty hlavního kondenzátu na výstupu z NTO určené v rovnici (1.6-11):

$$\delta N_{0.4} = t_{0.4'} - t_{NTO,1} = 79{,}12 - 76{,}08 = 3{,}05\ °C \quad (4.5.2\text{-}11)$$

Finální parametry páry v jednotlivých bodech tepelného schématu po propojení všech výpočtů a optimalizaci pro variantu jedné turbíny jsou uvedeny ve schématu na obr. 20 a schéma s finálními hodnotami pro variantu rozdělení tepelného výkonu reaktoru do dvou shodných turbín je na obr. 21, kde hodnoty u turbíny PT2 jsou shodné s hodnotami uvedenými u turbíny PT 1.



Obr. 20 Tepelné schéma varianty s jednou PT zpracovávající celý tep. výkon s finálními hodnotami po optimalizaci



Obr. 21 Tepelné schéma varianty rozdělení tep. výkonu do dvou shodných PT s finálními hodnotami po optimalizaci

4.5.3 Propojení s vyrovnávacím pístem a ucpávkami

Za regulačním stupněm část páry odchází do vyrovnávacího pístu za účelem snížení axiální síly působící na axiální ložisko. Tato pára je poté zaváděna zpět do turbíny. V obou navrhovaných variantách je pára zaváděna za třetí kužel. Hmotnostní průtok kuželi I, II a III musí být tedy snížen o hmotnostní průtok do vyrovnávacího pístu vypočtený v rovnici (5.1.2-13),

$$\dot{m}^{I} = \dot{m}_{TS}^{I} - \dot{m}_{VP} = 105{,}48 - 2{,}285 = 103{,}19\ kg \cdot s^{-1} \qquad (4.5.3\text{-}1)$$

$$\dot{m}^{II} = \dot{m}_{TS}^{II} - \dot{m}_{VP} = 102{,}51 - 2{,}285 = 100{,}22\ kg \cdot s^{-1} \qquad (4.5.3\text{-}2)$$

$$\dot{m}^{III} = \dot{m}_{TS}^{III} - \dot{m}_{VP} = 96{,}17 - 2{,}285 = 93{,}89\ kg \cdot s^{-1} \qquad (4.5.3\text{-}3)$$

kde index TS značí hodnotu průtoku určenou při návrhu tepelného schématu.

Zpět do turbíny ovšem není zavedeno celé množství páry z vyrovnávacího pístu $\dot{m}_{VP}$, jelikož část tohoto množství je zaváděno do předních ucpávek turbíny. Od hmotnostních průtoků kuželi IV, V a VI je proto odečten hmotnostní průtok do přední ucpávky $\dot{m}_A$, který je určen v kapitole 5.2.

$$\dot{m}^{IV} = \dot{m}_{TS}^{IV} - \dot{m}_A = 91{,}05 - 0{,}014 = 91{,}04\ kg \cdot s^{-1} \qquad (4.5.3\text{-}4)$$

$$\dot{m}^{V} = \dot{m}_{TS}^{V} - \dot{m}_A = 85{,}72 - 0{,}014 = 85{,}71\ kg \cdot s^{-1} \qquad (4.5.3\text{-}5)$$

$$\dot{m}^{VI} = \dot{m}_{TS}^{VI} - \dot{m}_A = 85{,}72 - 0{,}014 = 85{,}71\ kg \cdot s^{-1} \qquad (4.5.3\text{-}6)$$

Výsledné hmotnostní průtoky jednotlivými kuželi pro obě navrhované varianty jsou uvedeny v tab. 10, kde sloupec označen 1 PT náleží variantě návrhu s jednou turbínou a sloupec s označením 2 PT variantě se dvěma shodnými turbínami.

Tab. 10 Výsledné průtoky jednotlivými kuželi

Veličina	Jednotka	1 PT	2 PT
$\dot{m}^{I}$	$kg \cdot s^{-1}$	103,19	51,58
$\dot{m}^{II}$	$kg \cdot s^{-1}$	102,22	49,78
$\dot{m}^{III}$	$kg \cdot s^{-1}$	93,89	47,40
$\dot{m}^{IV}$	$kg \cdot s^{-1}$	91,04	45,82
$\dot{m}^{V}$	$kg \cdot s^{-1}$	85,71	42,89
$\dot{m}^{VI}$	$kg \cdot s^{-1}$	85,71	42,89

4.6 Výsledky detailního návrhu

4.6.1 Varianta jedné PT pro celý tepelný výkon

V této kapitole jsou shrnuty finální výsledky návrhu turbíny zpracovávající celý tepelný výkon malého modulárního reaktoru. Tato varianta turbíny musí pojmout celé průtočné množství páry dosahující téměř 380 $t \cdot hod^{-1}$. Takto velké průtočné množství páry zapříčiňuje poměrně velký průtočný průřez již na vstupu do stupňové části turbíny. Pára vstupující do turbíny je těsně nad hranicí sytosti a od třetího stupně již turbínou proudí mokrá pára, což má za následek významný nárůst průtočného průřezu, resp. délky lopatek kvůli narůstajícímu měrnému objemu páry. Kvůli velké délce lopatek a jejich ohybovému namáhání jsou

již od devátého stupně voleny nakrucované lopatky, jejichž výpočet není předmětem práce a proudění je stále řešeno na středním průměru.

Tab. 11 Výsledky detailního návrhu stupňové části turbíny pro celý tepelný výkon (1/3)

Kužel		**VI**	**V**	**IV**		**III**
Stupeň		**15**	**14**	**13**	**12**	**11**
Výpočet rotoru						
p_2	bar	0,103	0,260	0,508	0,862	1,344
v_2	$m^3 \cdot kg^{-1}$	12,0892	5,1838	2,8101	1,7413	1,1673
i_2	$kJ \cdot kg^{-1}$	2221,87	2304,24	2371,55	2429,97	2483,24
s_2	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	7,0019	6,8888	6,8142	6,7618	6,7223
x_2	$-$	0,8481	0,8657	0,8809	0,8949	0,9083
$D_{s,2}$	m	1,860	1,650	1,498	1,406	1,297
$D_{s,1}^R$	m	1,744	1,574	1,448	1,369	1,282
$D_{h,2}$	m	2,620	2,200	1,926	1,743	1,574
$D_{h,1}^R$	m	2,388	2,048	1,826	1,667	1,544
$S_{a,2}$	m	4,441	2,851	2,014	1,486	1,129
$S_{a,1}^R$	m^2	3,528	2,343	1,719	1,283	1,056
i_{2u}	$kJ \cdot kg^{-1}$	2190,81	2283,28	2356,66	2418,82	2474,88
u_2	$m \cdot s^{-1}$	292,17	259,18	235,31	220,90	203,73
c_{2a}	$m \cdot s^{-1}$	233,33	155,85	127,01	106,69	97,10
w_{2a}	$m \cdot s^{-1}$	233,33	155,85	127,01	106,69	97,10
w_{2u}	$m \cdot s^{-1}$	321,15	295,59	271,14	256,31	234,43
w_2	$m \cdot s^{-1}$	396,96	334,16	299,41	277,63	253,74
c_2	$m \cdot s^{-1}$	235,12	160,04	131,98	112,42	101,84
α_2	°	82,92	76,85	74,23	71,64	72,45
c_{2u}	$m \cdot s^{-1}$	28,98	36,41	35,87	35,41	30,72
ψ	$-$	0,983	0,979	0,978	0,976	0,976
w_{2iz}	$m \cdot s^{-1}$	403,98	341,27	306,19	284,36	259,85
w_1	$m \cdot s^{-1}$	196,59	148,55	125,61	109,77	94,96
H_{iz}^R	$kJ \cdot kg^{-1}$	62,28	47,20	38,99	34,40	29,25
z_R	$kJ \cdot kg^{-1}$	2,81	2,40	2,05	1,89	1,57
i'_{2iz}	$kJ \cdot kg^{-1}$	2188,00	2280,88	2354,61	2416,93	2473,31
s'_{2iz}	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,8959	6,8199	6,7665	6,7264	6,6962
i_1	$kJ \cdot kg^{-1}$	2250,27	2328,08	2393,60	2451,33	2502,56
p_1	bar	0,169	0,368	0,667	1,083	1,617
s_1	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,8959	6,8199	6,7665	6,7264	6,6962
v_1	$m^3 \cdot kg^{-1}$	7,6138	3,7538	2,1896	1,4141	0,9861
x_1	$-$	0,8510	0,8689	0,8846	0,8991	0,9126
Výpočet statoru						
$D_{s,1}^S$	m	1,725	1,563	1,441	1,362	1,278
$D_{s,0}$	m	1,670	1,530	1,419	1,344	1,267
$D_{h,1}^S$	m	2,351	2,026	1,811	1,655	1,537

Tab. 11 Výsledky detailního návrhu stupňové části turbíny pro celý tepelný výkon (1/3)

Kužel		**VI**	**V**	**IV**		**III**
Stupeň		**15**	**14**	**13**	**12**	**11**
$D_{h,0}$	m	2,240	1,960	1,768	1,618	1,514
$S_{a,1}^{S}$	m^2	3,389	2,272	1,677	1,251	1,037
$S_{a,0}$	m^2	2,990	2,067	1,556	1,157	0,983
u_1	$m \cdot s^{-1}$	271,00	245,48	226,29	213,99	200,79
c_{1a}	$m \cdot s^{-1}$	192,57	141,61	118,85	102,91	89,27
w_{1a}	$m \cdot s^{-1}$	192,57	141,61	118,85	102,91	89,27
w_{1u}	$m \cdot s^{-1}$	39,59	44,87	40,65	38,20	32,39
c_1	$m \cdot s^{-1}$	365,43	323,04	292,20	272,37	249,67
c_{1u}	$m \cdot s^{-1}$	310,58	290,35	266,93	252,18	233,16
β_1	°	78,38	72,42	71,12	69,64	70,06
$\Delta\beta$	°	65,62	79,78	83,78	87,76	87,44
$\Delta\alpha$	°	65,28	77,15	81,77	86,16	86,60
φ	–	0,983	0,982	0,981	0,980	0,980
c_{1iz}	$m \cdot s^{-1}$	371,77	329,12	297,92	277,95	254,81
c_0	$m \cdot s^{-1}$	151,19	120,26	106,96	96,18	85,93
H_{iz}^{S}	$kJ \cdot kg^{-1}$	57,68	46,93	38,66	34,00	28,77
z_S	$kJ \cdot kg^{-1}$	2,34	1,98	1,69	1,54	1,30
i_{1iz}	$kJ \cdot kg^{-1}$	2247,94	2326,10	2391,91	2449,80	2501,26
s_{1iz}	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,8889	6,8142	6,7618	6,7223	6,6929
i_0	$kJ \cdot kg^{-1}$	2305,62	2373,03	2430,57	2483,80	2530,04
i_{0c}	$kJ \cdot kg^{-1}$	2317,04	2380,26	2436,29	2488,43	2533,73
p_0	bar	0,262	0,514	0,866	1,348	1,934
p_{0c}	bar	0,285	0,540	0,899	1,389	1,978
s_0	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,8888	6,8142	6,7618	6,7223	6,6929
v_0	$m^3 \cdot kg^{-1}$	5,1368	2,7844	1,7352	1,1637	0,8418
x_0	–	0,8661	0,8813	0,8950	0,9085	0,9208
Ztráty, účinnost, výkon						
H_{iz}^{ST}	$kJ \cdot kg^{-1}$	119,95	94,12	77,65	68,41	58,02
u_S	$m \cdot s^{-1}$	277,25	249,76	229,10	216,01	201,37
Pa	–	0,641	0,663	0,676	0,682	0,699
η_∞	–	0,937	0,941	0,943	0,943	0,945
δ_r^R	mm	2,92	2,50	2,23	2,04	1,87
z_b	–	0	0	0	0	0
δ_{ekv}^R	mm	-	-	-	-	-
k_r	–	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4
ξ_k^R	–	0,0092	0,0136	0,0172	0,0221	0,0248
δ_r^S	mm	2,65	2,33	2,11	1,95	1,84
z_b	–	3	3	3	3	3
δ_{ekv}^S	mm	1,53	1,34	1,22	1,13	1,06
k_r	–	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2

Tab. 11 Výsledky detailního návrhu stupňové části turbíny pro celý tepelný výkon (1/3)

Kužel		**VI**	**V**	**IV**		**III**
Stupeň		**15**	**14**	**13**	**12**	**11**
ξ_k^S	$-$	0,0056	0,0079	0,0097	0,0123	0,0138
ξ_k	$-$	0,0074	0,0108	0,0134	0,0172	0,0193
ξ_v^R	$-$	0,1670	0,1111	0,0816	0,0572	0,0456
ξ_v^S	$-$	0,1313	0,0877	0,0662	0,0460	0,0408
ξ_v	$-$	0,1491	0,0994	0,0739	0,0516	0,0432
ξ_x	$-$	0,1429	0,1265	0,1120	0,0983	0,0855
e_0	$kJ \cdot kg^{-1}$	103,74	88,55	74,66	66,71	56,53
z_{ost}	$kJ \cdot kg^{-1}$	31,06	20,96	14,89	11,15	8,36
a_i	$kJ \cdot kg^{-1}$	67,54	63,21	56,03	52,14	45,30
P_i	kW	5788,73	5418,20	5100,92	4746,65	4253,14
η_{TDi}	$-$	0,651	0,714	0,751	0,782	0,801
Charakteristiky stupně						
ψ	$-$	2,810	2,802	2,805	2,804	2,796
ρ	$-$	0,519	0,501	0,502	0,503	0,504
κ	$-$	1,1198	1,1216	1,1231	1,1245	1,1258
a_2	$m \cdot s^{-1}$	381,08	396,28	408,58	419,13	428,63
Ma_2	$-$	1,042	0,843	0,733	0,662	0,592
Pevnostní výpočet rotoru						
l_s^R	m	0,702	0,512	0,403	0,317	0,270
D_S^R	m	1,802	1,612	1,473	1,387	1,290
F_u	N	354,95	362,77	382,47	286,00	186,34
F_{a1}	N	335,14	447,06	523,30	437,03	285,87
F_a	N	22789,23	26823,39	28781,72	30155,24	29159,25
F	N	488,16	575,73	648,18	522,30	341,25
$M_{o,max}$	$N \cdot m$	171,34	147,37	130,60	82,89	46,00
σ_o	MPa	17,96	15,45	13,69	18,30	15,97
ρ_{mat}	$kg \cdot m^{-3}$	7850	7850	7850	7850	7850
F_{od}	N	183270,85	119561,28	85995,24	63804,17	50365,89
σ_t	MPa	490,03	319,68	229,93	170,60	134,67
Pevnostní výpočet statoru						
l_s^S	m	0,598	0,446	0,360	0,283	0,253
D_S^S	m	1,698	1,546	1,430	1,353	1,273
F_u	N	-176,66	-163,01	-171,24	-145,90	-145,43
F_{a1}	N	-29,00	-16,60	-12,72	-7,43	-6,33
F	N	179,02	163,85	171,71	146,09	145,57
$M_{o,max}$	$N \cdot m$	53,50	36,57	30,89	20,68	18,38
σ_o	MPa	18,57	17,93	15,14	14,99	13,32

Tab. 12 Výsledky detailního návrhu stupňové části turbíny pro celý tepelný výkon (2/3)

Kužel		**III**		**II**		**I**
Stupeň		**10**	**9**	**8**	**7**	**6**
Výpočet rotoru						
p_2	bar	1,931	2,690	3,639	4,740	6,076
v_2	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,8426	0,6263	0,4781	0,3777	0,3028
i_2	$kJ \cdot kg^{-1}$	2529,84	2574,59	2617,37	2657,27	2696,22
s_2	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,6929	6,6675	6,6456	6,6294	6,6151
x_2	$-$	0,9207	0,9332	0,9457	0,9582	0,9710
$D_{s,2}$	m	1,262	1,227	1,161	1,143	1,104
$D_{s,1}^R$	m	1,247	1,215	1,154	1,137	1,100
$D_{h,2}$	m	1,504	1,435	1,342	1,307	1,253
$D_{h,1}^R$	m	1,474	1,409	1,329	1,294	1,245
$S_{a,2}$	m	0,959	0,799	0,660	0,587	0,517
$S_{a,1}^R$	m^2	0,889	0,742	0,633	0,560	0,502
i_{2u}	$kJ \cdot kg^{-1}$	2522,74	2568,61	2613,15	2653,75	2693,46
u_2	$m \cdot s^{-1}$	198,21	192,79	182,37	179,60	173,42
c_{2a}	$m \cdot s^{-1}$	82,53	73,55	72,57	64,50	60,47
w_{2a}	$m \cdot s^{-1}$	82,53	73,55	72,57	64,50	60,47
w_{2u}	$m \cdot s^{-1}$	229,23	223,70	211,97	208,36	200,30
w_2	$m \cdot s^{-1}$	243,63	235,48	224,05	218,12	209,23
c_2	$m \cdot s^{-1}$	88,17	79,78	78,38	70,62	66,18
α_2	°	69,40	67,21	67,81	65,97	66,03
c_{2u}	$m \cdot s^{-1}$	31,03	30,91	29,60	28,76	26,88
ψ	$-$	0,974	0,972	0,974	0,972	0,971
w_{2iz}	$m \cdot s^{-1}$	250,09	242,14	230,11	224,47	215,49
w_1	$m \cdot s^{-1}$	84,28	77,16	73,72	67,39	63,00
H_{iz}^R	$kJ \cdot kg^{-1}$	27,72	26,34	23,76	22,92	21,23
z_R	$kJ \cdot kg^{-1}$	1,59	1,59	1,38	1,41	1,33
i'_{2iz}	$kJ \cdot kg^{-1}$	2521,15	2567,02	2611,77	2652,34	2692,13
s'_{2iz}	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,6707	6,6487	6,6321	6,6177	6,6057
i_1	$kJ \cdot kg^{-1}$	2548,87	2593,36	2635,53	2675,26	2713,36
p_1	bar	2,288	3,142	4,168	5,384	6,815
s_1	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,6707	6,6487	6,6321	6,6177	6,6057
v_1	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,7227	0,5442	0,4231	0,3369	0,2733
x_1	$-$	0,9253	0,9381	0,9510	0,9637	0,9767
Výpočet statoru						
$D_{s,1}^S$	m	1,243	1,211	1,152	1,135	1,099
$D_{s,0}$	m	1,232	1,200	1,146	1,128	1,094
$D_{h,1}^S$	m	1,466	1,402	1,324	1,289	1,242
$D_{h,0}$	m	1,443	1,380	1,311	1,276	1,234
$S_{a,1}^S$	m^2	0,871	0,726	0,623	0,551	0,496

Tab. 12 Výsledky detailního návrhu stupňové části turbíny pro celý tepelný výkon (2/3)

Kužel		**III**		**II**		**I**
Stupeň		**10**	**9**	**8**	**7**	**6**
$S_{a,0}$	m^2	0,819	0,679	0,596	0,524	0,479
u_1	$m \cdot s^{-1}$	195,26	190,20	180,99	178,22	172,57
c_{1a}	$m \cdot s^{-1}$	77,88	70,37	68,03	61,29	56,88
w_{1a}	$m \cdot s^{-1}$	77,88	70,37	68,03	61,29	56,88
w_{1u}	$m \cdot s^{-1}$	32,21	31,64	28,40	28,03	27,10
c_1	$m \cdot s^{-1}$	240,43	232,74	220,16	215,16	207,62
c_{1u}	$m \cdot s^{-1}$	227,47	221,84	209,38	206,24	199,67
β_1	°	67,53	65,79	67,34	65,42	64,52
$\Delta\beta$	°	92,67	96,01	93,76	97,38	98,68
$\Delta\alpha$	°	91,70	95,19	94,19	97,48	98,07
φ	–	0,979	0,978	0,978	0,977	0,977
c_{1iz}	$m \cdot s^{-1}$	245,70	238,09	225,15	220,28	212,61
c_0	$m \cdot s^{-1}$	77,80	71,60	69,50	63,44	59,68
H_{iz}^S	$kJ \cdot kg^{-1}$	27,16	25,78	22,93	22,25	20,82
z_S	$kJ \cdot kg^{-1}$	1,28	1,26	1,11	1,12	1,05
i_{1iz}	$kJ \cdot kg^{-1}$	2547,59	2592,10	2634,42	2674,15	2712,31
s_{1iz}	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,6675	6,6456	6,6294	6,6151	6,6033
i_0	$kJ \cdot kg^{-1}$	2574,75	2617,88	2657,35	2696,40	2733,13
i_{0c}	$kJ \cdot kg^{-1}$	2577,77	2620,44	2659,77	2698,41	2734,92
p_0	bar	2,692	3,649	4,742	6,082	7,616
p_{0c}	bar	2,741	3,703	4,807	6,148	7,688
s_0	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,6675	6,6456	6,6294	6,6151	6,6033
v_0	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,6258	0,4768	0,3775	0,3026	0,2478
x_0	–	0,9332	0,9459	0,9582	0,9711	0,9839
Ztráty, účinnost, výkon						
H_{iz}^{ST}	$kJ \cdot kg^{-1}$	54,88	52,12	46,69	45,17	42,05
u_S	$m \cdot s^{-1}$	195,84	190,64	181,16	178,39	172,66
Pa	–	0,699	0,697	0,703	0,705	0,709
η_∞	–	0,945	0,945	0,946	0,946	0,946
δ_r^R	mm	1,80	1,73	1,64	1,61	1,55
z_b	–	0	0	3	3	3
δ_{ekv}^R	mm	-	-	0,95	0,93	0,90
k_r	–	1,4	1,4	1,2	1,2	1,2
ξ_k^R	–	0,0308	0,0375	0,0194	0,0230	0,0250
δ_r^S	mm	1,77	1,70	1,62	1,59	1,54
z_b	–	3	3	3	3	3
δ_{ekv}^S	mm	1,02	0,98	0,94	0,92	0,89
k_r	–	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
ξ_k^S	–	0,0169	0,0204	0,0212	0,0250	0,0272
ξ_k	–	0,0239	0,0290	0,0203	0,0240	0,0261

Tab. 12 Výsledky detailního návrhu stupňové části turbíny pro celý tepelný výkon (2/3)

Kužel		**III**		**II**		**I**
Stupeň		**10**	**9**	**8**	**7**	**6**
ξ_v^R	$-$	0,0367	0,0285	0,0243	0,0204	0,0182
ξ_v^S	$-$	0,0322	0,0248	0,0223	0,0186	0,0171
ξ_v	$-$	0,0345	0,0267	0,0233	0,0195	0,0177
ξ_x	$-$	0,0730	0,0605	0,0480	0,0354	0,0226
e_0	$kJ \cdot kg^{-1}$	54,02	51,50	46,03	44,69	41,64
z_{ost}	$kJ \cdot kg^{-1}$	7,10	5,98	4,22	3,53	2,76
a_i	$kJ \cdot kg^{-1}$	44,05	42,67	39,33	38,64	36,50
P_i	kW	4135,37	4005,95	3941,21	3872,84	3767,07
η_{TDi}	$-$	0,815	0,828	0,854	0,865	0,877
Charakteristiky stupně						
ψ	$-$	2,794	2,805	2,808	2,801	2,797
ρ	$-$	0,505	0,505	0,509	0,507	0,505
κ	$-$	1,1271	1,1283	1,1296	1,1308	1,1321
a_2	$m \cdot s^{-1}$	436,86	444,70	452,12	458,94	465,53
Ma_2	$-$	0,558	0,530	0,496	0,475	0,449
Pevnostní výpočet rotoru						
l_s^R	m	0,234	0,201	0,178	0,160	0,147
D_S^R	m	1,254	1,221	1,158	1,140	1,102
F_u	N	186,29	169,11	151,41	152,03	157,80
F_{a1}	N	328,17	326,24	283,75	312,78	329,80
F_a	N	32488,96	34581,40	33766,38	36595,53	37267,40
F	N	377,36	367,47	321,62	347,77	365,61
$M_{o,max}$	$N \cdot m$	44,23	36,92	28,58	27,84	26,88
σ_o	MPa	15,36	18,10	17,11	16,67	30,21
ρ_{mat}	$kg \cdot m^{-3}$	7850	7850	7850	7850	7850
F_{od}	N	42599,86	76129,64	77231,48	68514,11	34028,61
σ_t	MPa	113,90	95,04	79,70	70,71	62,78
Pevnostní výpočet statoru						
l_s^S	m	0,217	0,185	0,169	0,151	0,141
D_S^S	m	1,237	1,205	1,149	1,131	1,096
F_u	N	-145,88	-146,89	-153,79	-155,64	-176,75
F_{a1}	N	-4,55	-3,33	-3,87	-2,99	-3,56
F	N	145,95	146,93	153,84	155,67	176,79
$M_{o,max}$	$N \cdot m$	15,86	13,62	12,99	11,78	12,51
σ_o	MPa	17,82	15,31	14,60	18,40	27,19

Tab. 13 Výsledky detailního návrhu stupňové části turbíny pro celý tepelný výkon (3/3)

Kužel				**I**		
Stupeň		**5**	**4**	**3**	**2**	**1**
Výpočet rotoru						
p_2	bar	7,614	9,455	11,610	14,095	16,932
v_2	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,2478	0,2045	0,1729	0,1481	0,1279
i_2	$kJ \cdot kg^{-1}$	2733,10	2769,67	2805,45	2840,41	2874,54
s_2	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,6033	6,5925	6,5825	6,5725	6,5628
x_2	$-$	0,9839	0,9974	1	1	1
$D_{s,2}$	m	1,093	1,082	1,072	1,063	1,053
$D_{s,1}^R$	m	1,089	1,079	1,068	1,059	1,050
$D_{h,2}$	m	1,231	1,209	1,189	1,170	1,151
$D_{h,1}^R$	m	1,223	1,202	1,182	1,163	1,144
$S_{a,2}$	m	0,474	0,432	0,394	0,359	0,325
$S_{a,1}^R$	m^2	0,459	0,418	0,381	0,346	0,312
i_{2u}	$kJ \cdot kg^{-1}$	2730,83	2767,67	2803,42	2838,28	2872,32
u_2	$m \cdot s^{-1}$	171,69	169,97	168,38	166,91	165,43
c_{2a}	$m \cdot s^{-1}$	53,97	48,84	45,31	42,56	40,62
w_{2a}	$m \cdot s^{-1}$	53,97	48,84	45,31	42,56	40,62
w_{2u}	$m \cdot s^{-1}$	198,66	195,90	193,18	191,98	189,48
w_2	$m \cdot s^{-1}$	205,86	201,90	198,43	196,64	193,79
c_2	$m \cdot s^{-1}$	60,34	55,30	51,66	49,40	47,21
α_2	°	63,45	62,04	61,30	59,49	59,37
c_{2u}	$m \cdot s^{-1}$	26,97	25,93	24,81	25,08	24,05
ψ	$-$	0,969	0,967	0,964	0,963	0,963
w_{2iz}	$m \cdot s^{-1}$	212,55	208,88	205,78	204,09	201,23
w_1	$m \cdot s^{-1}$	57,76	53,54	51,28	48,66	46,92
H_{iz}^R	$kJ \cdot kg^{-1}$	20,92	20,38	19,86	19,64	19,15
z_R	$kJ \cdot kg^{-1}$	1,40	1,43	1,49	1,49	1,47
i'_{2iz}	$kJ \cdot kg^{-1}$	2729,43	2766,23	2801,93	2836,78	2870,85
s'_{2iz}	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,5950	6,5849	6,5749	6,5650	6,5555
i_1	$kJ \cdot kg^{-1}$	2750,35	2786,62	2821,79	2856,43	2889,99
p_1	bar	8,502	10,500	12,809	15,478	18,487
s_1	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,5950	6,5849	6,5749	6,5650	6,5555
v_1	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,2246	0,1871	0,1596	0,1372	0,1190
x_1	$-$	0,9900	1	1	1	1
Výpočet statoru						
$D_{s,1}^S$	m	1,088	1,077	1,067	1,058	1,048
$D_{s,0}$	m	1,083	1,073	1,064	1,054	1,045
$D_{h,1}^S$	m	1,220	1,199	1,179	1,161	1,142
$D_{h,0}$	m	1,212	1,191	1,173	1,154	1,135
$S_{a,1}^S$	m^2	0,453	0,413	0,376	0,342	0,308

Tab. 13 Výsledky detailního návrhu stupňové části turbíny pro celý tepelný výkon (3/3)

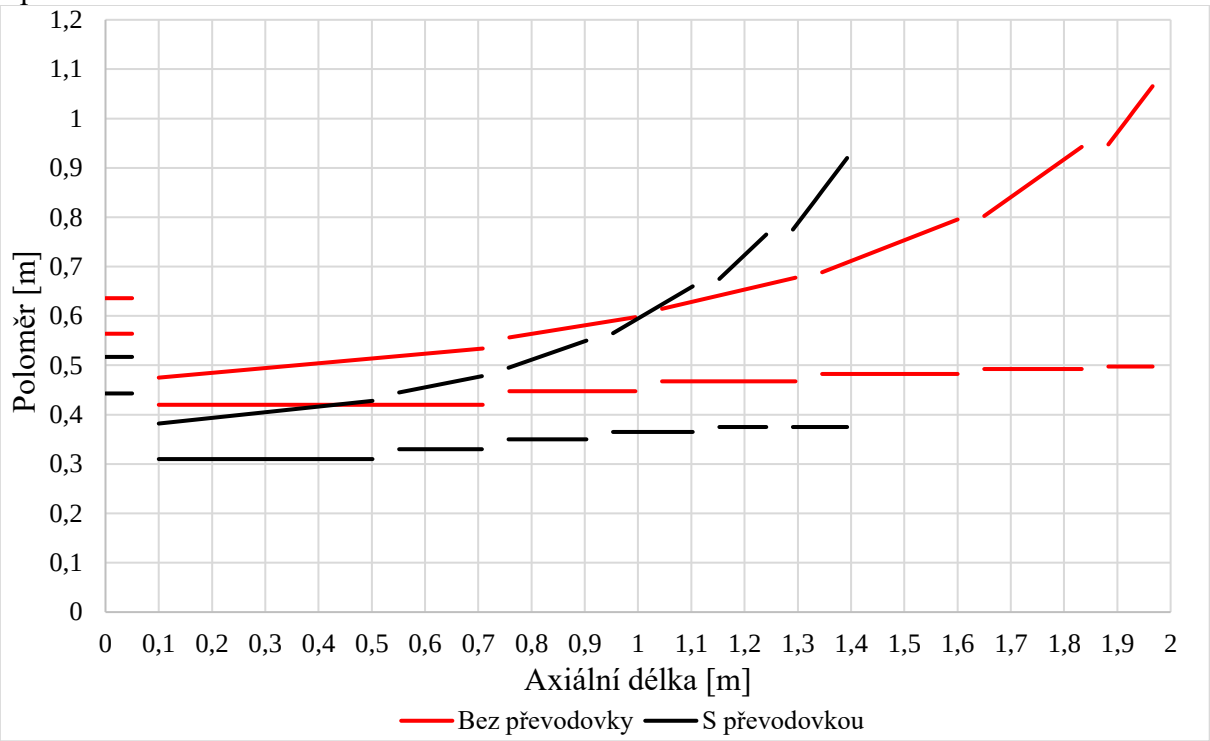
Kužel		**I**				
Stupeň		**5**	**4**	**3**	**2**	**1**
$S_{a,0}$	m^2	0,437	0,398	0,364	0,329	0,295
u_1	$m \cdot s^{-1}$	170,85	169,20	167,64	166,16	164,69
c_{1a}	$m \cdot s^{-1}$	51,13	46,72	43,79	41,44	39,90
w_{1a}	$m \cdot s^{-1}$	51,13	46,72	43,79	41,44	39,90
w_{1u}	$m \cdot s^{-1}$	26,87	26,15	26,69	25,51	24,67
c_1	$m \cdot s^{-1}$	204,22	200,86	199,20	196,09	193,52
c_{1u}	$m \cdot s^{-1}$	197,72	195,35	194,32	191,66	189,36
β_1	°	62,28	60,76	58,64	58,39	58,27
$\Delta\beta$	°	102,52	105,24	108,16	109,11	109,63
$\Delta\alpha$	°	102,05	104,51	106,00	108,31	108,73
φ	–	0,975	0,974	0,973	0,972	0,972
c_{1iz}	$m \cdot s^{-1}$	209,47	206,25	204,70	201,77	199,17
c_0	$m \cdot s^{-1}$	54,70	51,06	48,79	46,57	38,84
H_{iz}^S	$kJ \cdot kg^{-1}$	20,44	19,97	19,76	19,27	19,08
z_S	$kJ \cdot kg^{-1}$	1,09	1,10	1,11	1,13	1,11
i_{1iz}	$kJ \cdot kg^{-1}$	2749,26	2785,52	2820,68	2855,30	2888,88
s_{1iz}	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,5925	6,5825	6,5726	6,5628	6,5533
i_0	$kJ \cdot kg^{-1}$	2769,70	2805,48	2840,44	2874,57	2907,96
i_{0c}	$kJ \cdot kg^{-1}$	2771,20	2806,79	2841,63	2875,65	2908,72
p_0	bar	9,457	11,611	14,096	16,934	20,146
p_{0c}	bar	9,530	11,688	14,178	17,019	20,213
s_0	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,5925	6,5825	6,5725	6,5628	6,5534
v_0	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,2044	0,1729	0,1481	0,1278	0,1112
x_0	–	0,9974	1	1	1	1
Ztráty, účinnost, výkon						
H_{iz}^{ST}	$kJ \cdot kg^{-1}$	41,36	40,35	39,62	38,91	38,23
u_S	$m \cdot s^{-1}$	170,93	169,27	167,74	166,26	164,79
Pa	–	0,706	0,710	0,710	0,710	0,710
η_∞	–	0,946	0,946	0,946	0,946	0,946
δ_r^R	mm	1,53	1,51	1,49	1,47	1,45
z_b	–	3	3	3	3	3
δ_{ekv}^R	mm	0,88	0,87	0,86	0,85	0,84
k_r	–	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
ξ_k^R	–	0,0293	0,0340	0,0386	0,0438	0,0489
δ_r^S	mm	1,52	1,50	1,48	1,46	1,44
z_b	–	3	3	3	3	3
δ_{ekv}^S	mm	0,88	0,87	0,85	0,84	0,83
k_r	–	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
ξ_k^S	–	0,0317	0,0366	0,0416	0,0466	0,0519
ξ_k	–	0,0305	0,0353	0,0401	0,0452	0,0504

Tab. 13 Výsledky detailního návrhu stupňové části turbíny pro celý tepelný výkon (3/3)

Kužel		**I**				
Stupeň		**5**	**4**	**3**	**2**	**1**
ξ_v^R	$-$	0,0159	0,0138	0,0119	0,0102	0,0087
ξ_v^S	$-$	0,0149	0,0129	0,0111	0,0094	0,0079
ξ_v	$-$	0,0154	0,0133	0,0115	0,0098	0,0083
ξ_x	$-$	0,0094	0	0	0	0
e_0	$kJ \cdot kg^{-1}$	41,04	40,12	39,47	38,78	37,87
z_{ost}	$kJ \cdot kg^{-1}$	2,27	2,00	2,04	2,13	2,22
a_i	$kJ \cdot kg^{-1}$	36,28	35,59	34,84	34,02	33,07
P_i	kW	3744,30	3672,46	3595,42	3510,97	3412,10
η_{TDi}	$-$	0,884	0,887	0,883	0,877	0,873
Charakteristiky stupně						
ψ	$-$	2,807	2,793	2,795	2,794	2,793
ρ	$-$	0,506	0,505	0,501	0,505	0,501
κ	$-$	1,1334	1,1347	-	-	-
a_2	$m \cdot s^{-1}$	471,70	477,76	509,76	519,89	529,33
Ma_2	$-$	0,436	0,423	0,389	0,378	0,366
Pevnostní výpočet rotoru						
l_s^R	m	0,136	0,125	0,115	0,106	0,096
D_S^R	m	1,091	1,080	1,070	1,061	1,051
F_u	N	157,32	157,50	159,03	157,71	157,95
F_{a1}	N	367,14	398,25	420,42	445,97	457,82
F_a	N	41120,10	44205,95	46246,54	48610,56	49444,40
F	N	399,43	428,26	449,49	473,03	484,30
$M_{o,max}$	$N \cdot m$	27,17	26,83	25,88	25,02	23,34
σ_o	MPa	30,53	30,15	29,08	39,09	36,47
ρ_{mat}	$kg \cdot m^{-3}$	7850	7850	7850	7850	7850
F_{od}	N	31165,92	28419,71	25875,93	18255,15	16487,52
σ_t	MPa	57,50	52,43	47,74	43,46	39,26
Pevnostní výpočet statoru						
l_s^S	m	0,130	0,120	0,110	0,101	0,092
D_S^S	m	1,085	1,075	1,065	1,056	1,047
F_u	N	-177,56	-178,06	-153,48	-153,36	-174,47
F_{a1}	N	-2,90	-2,01	-1,59	-1,25	-0,97
F	N	177,58	178,07	153,49	153,37	174,47
$M_{o,max}$	$N \cdot m$	11,58	10,70	8,48	7,75	8,00
σ_o	MPa	25,18	23,26	29,09	26,60	27,45

4.6.2 Varianta rozdělení tepelného výkonu do dvou shodných PT

V této kapitole jsou shrnuty finální výsledky návrhu turbíny zpracovávající polovinu tepelného výkonu malého modulárního reaktoru. V této variantě došlo při zachování otáček 3000 min^{-1} ke zmenšení patního průměru rotoru, délky lopatek a počet stupňů se zvýšil z 15 na 21. Díky snížení délky lopatek a patního průměru se značně snížilo i tahové napětí až na 320 MPa, což dovolilo použití převodovky a zvýšení otáček na 4500 min^{-1}. Zvýšení otáček pak vedlo k dalšímu zmenšení patního průměru a počet stupňů byl snížen z 21 na výsledný počet 14 stupňů. Pro porovnání velikosti turbíny s převodovkou a bez převodovky jsou na obr. 22 společně znázorněny tvary průtočných kanálů, kde červená barva náleží návrhu bez převodovky a černá výslednému návrhu s převodovkou. U turbíny navržené bez převodovky byl výpočtem stanoven na 35,4 MW a reheat faktor 1,0363. Navržená turbína s převodovkou má svorkový výkon 34,91 MW a reheat faktor 1,0360. I přes nižší svorkový výkon byla kvůli značně menším rozměrům pro další části návrhu zvolena varianta s převodovkou.



Obr. 22 Porovnání průtočných kanálů turbíny s převodovkou a bez převodovky

V tabulkách níže jsou uvedeny výsledné parametry detailního návrhu stupňové části turbíny s převodovkou pracující při jmenovitých otáčkách 4500 min^{-1}.

Tab. 14 Výsledky detailního návrhu stupňové části turbíny pro poloviční tep. výkon (1/3)

Kužel		**VI**	**V**	**IV**		**III**
Stupeň		**14**	**13**	**12**	**11**	**10**
Výpočet rotoru						
p_2	bar	0,103	0,277	0,566	0,983	1,574
v_2	$m^3 \cdot kg^{-1}$	12,1173	4,8926	2,5518	1,5479	1,0130
i_2	$kJ \cdot kg^{-1}$	2226,59	2314,02	2385,45	2447,26	2504,58
s_2	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	7,0167	6,8917	6,8099	6,7548	6,7126
x_2	–	0,8501	0,8686	0,8846	0,8995	0,9142

Tab. 14 Výsledky detailního návrhu stupňové části turbíny pro poloviční tep. výkon (1/3)

Kužel		**VI**	**V**	**IV**		**III**
Stupeň		**14**	**13**	**12**	**11**	**10**
$D_{s,2}$	m	1,295	1,140	1,025	0,973	0,900
$D_{s,1}^{R}$	m	1,229	1,102	1,006	0,955	0,889
$D_{h,2}$	m	1,840	1,530	1,320	1,217	1,100
$D_{h,1}^{R}$	m	1,709	1,453	1,281	1,180	1,078
$S_{a,2}$	m	2,217	1,397	0,950	0,744	0,565
$S_{a,1}^{R}$	m^2	1,852	1,217	0,871	0,674	0,528
i_{2u}	$kJ \cdot kg^{-1}$	2192,05	2290,89	2369,69	2435,41	2495,90
u_2	$m \cdot s^{-1}$	305,13	268,61	241,51	229,32	212,06
c_{2a}	$m \cdot s^{-1}$	234,42	150,25	123,10	95,36	84,92
w_{2a}	$m \cdot s^{-1}$	234,42	150,25	123,10	95,36	84,92
w_{2u}	$m \cdot s^{-1}$	322,65	305,36	276,48	264,88	243,85
w_2	$m \cdot s^{-1}$	398,82	340,32	302,65	281,53	258,21
c_2	$m \cdot s^{-1}$	235,07	154,68	127,97	101,78	90,67
α_2	°	85,72	76,26	74,14	69,55	69,47
c_{2u}	$m \cdot s^{-1}$	17,53	36,75	34,97	35,56	31,79
ψ	–	0,982	0,978	0,977	0,973	0,973
w_{2iz}	$m \cdot s^{-1}$	406,12	348,03	309,79	289,21	265,30
w_1	$m \cdot s^{-1}$	191,06	136,25	113,55	95,51	85,03
H_{iz}^{R}	$kJ \cdot kg^{-1}$	64,22	51,28	41,54	37,26	31,58
z_R	$kJ \cdot kg^{-1}$	2,94	2,65	2,19	2,19	1,85
i'_{2iz}	$kJ \cdot kg^{-1}$	2189,11	2288,23	2367,51	2433,22	2494,04
s'_{2iz}	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,90	6,82	6,76	6,72	6,69
i_1	$kJ \cdot kg^{-1}$	2253,33	2339,51	2409,04	2470,48	2525,62
p_1	bar	0,172	0,403	0,753	1,254	1,917
s_1	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,8994	6,8159	6,7597	6,7171	6,6853
v_1	$m^3 \cdot kg^{-1}$	7,5177	3,4544	1,9625	1,2396	0,8471
x_1	–	0,8521	0,8719	0,8887	0,9042	0,9190
Výpočet statoru						
$D_{s,1}^{S}$	m	1,209	1,088	0,999	0,948	0,885
$D_{s,0}$	m	1,150	1,050	0,980	0,930	0,874
$D_{h,1}^{S}$	m	1,669	1,427	1,268	1,167	1,071
$D_{h,0}$	m	1,550	1,350	1,229	1,130	1,049
$S_{a,1}^{S}$	m^2	1,745	1,157	0,844	0,651	0,515
$S_{a,0}$	m^2	1,445	0,990	0,768	0,584	0,479
u_1	$m \cdot s^{-1}$	284,93	256,46	235,38	223,48	208,60
c_{1a}	$m \cdot s^{-1}$	184,81	128,03	106,53	87,26	77,91
w_{1a}	$m \cdot s^{-1}$	184,81	128,03	106,53	87,26	77,91
w_{1u}	$m \cdot s^{-1}$	48,47	46,62	39,28	38,83	34,07
c_1	$m \cdot s^{-1}$	381,19	329,01	294,60	276,44	254,87
c_{1u}	$m \cdot s^{-1}$	333,40	303,08	274,66	262,31	242,66

Tab. 14 Výsledky detailního návrhu stupňové části turbíny pro poloviční tep. výkon (1/3)

Kužel		**VI**	**V**	**IV**		**III**
Stupeň		**14**	**13**	**12**	**11**	**10**
β_1	°	75,30	69,99	69,76	66,01	66,38
$\Delta\beta$	°	68,70	83,81	86,24	94,19	94,42
$\Delta\alpha$	°	65,28	80,84	84,66	92,05	92,73
φ	–	0,983	0,981	0,980	0,978	0,978
c_{1iz}	$m \cdot s^{-1}$	387,81	335,40	300,54	282,53	260,53
c_0	$m \cdot s^{-1}$	148,60	114,10	98,37	84,77	77,39
H_{iz}^S	$kJ \cdot kg^{-1}$	64,16	49,74	40,32	36,32	30,94
z_S	$kJ \cdot kg^{-1}$	2,54	2,12	1,77	1,70	1,46
i_{1iz}	$kJ \cdot kg^{-1}$	2250,79	2337,39	2407,28	2468,78	2524,16
s_{1iz}	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,8917	6,8099	6,7548	6,7126	6,6816
i_0	$kJ \cdot kg^{-1}$	2314,94	2387,13	2447,60	2505,09	2555,10
i_{0c}	$kJ \cdot kg^{-1}$	2325,98	2393,64	2452,44	2508,69	2558,10
p_0	bar	0,279	0,573	0,986	1,579	2,315
p_{0c}	bar	0,303	0,599	1,017	1,615	2,357
s_0	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,8917	6,8099	6,7548	6,7126	6,6816
v_0	$m^3 \cdot kg^{-1}$	4,8630	2,5256	1,5449	1,0101	0,7169
x_0	–	0,8689	0,8851	0,8996	0,9143	0,9279
Ztráty, účinnost, výkon						
H_{iz}^{ST}	$kJ \cdot kg^{-1}$	128,37	101,02	81,86	73,58	62,52
u_S	$m \cdot s^{-1}$	288,04	258,00	236,16	224,22	209,04
Pa	–	0,646	0,659	0,681	0,683	0,699
η_∞	–	0,938	0,940	0,943	0,943	0,945
δ_r^R	mm	2,14	1,83	1,62	1,52	1,40
z_b	–	0	0	3	3	3
δ_{ekv}^R	mm	-	-	0,94	0,88	0,81
k_r	–	1,42	1,42	1,2	1,2	1,2
ξ_k^R	–	0,0095	0,0151	0,0192	0,0128	0,0147
δ_r^S	mm	1,97	1,73	1,57	1,47	1,37
z_b	–	3	3	3	3	3
δ_{ekv}^S	mm	1,14	1,00	0,91	0,85	0,79
k_r	–	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
ξ_k^S	–	0,0061	0,0091	0,0112	0,0147	0,0168
ξ_k	–	0,0078	0,0121	0,0152	0,0137	0,0158
ξ_v^R	–	0,1771	0,1170	0,0828	0,0625	0,0494
ξ_v^S	–	0,1443	0,0967	0,0725	0,0531	0,0438
ξ_v	–	0,1607	0,1069	0,0777	0,0578	0,0466
ξ_x	–	0,1405	0,1231	0,1079	0,0931	0,0790
e_0	$kJ \cdot kg^{-1}$	111,78	95,56	78,51	71,99	61,40
z_{ost}	$kJ \cdot kg^{-1}$	34,54	23,13	15,76	11,85	8,68
a_i	$kJ \cdot kg^{-1}$	71,76	67,65	58,80	56,25	49,41

Tab. 14 Výsledky detailního návrhu stupňové části turbíny pro poloviční tep. výkon (1/3)

Kužel		**VI**	**V**	**IV**		**III**
Stupeň		**14**	**13**	**12**	**11**	**10**
P_i	kW	3078,16	2902,02	2694,46	2577,59	2342,21
η_{TDi}	$-$	0,642	0,708	0,749	0,781	0,805
Charakteristiky stupně						
ψ	$-$	2,758	2,800	2,807	2,798	2,781
ρ	$-$	0,500	0,508	0,507	0,506	0,505
κ	$-$	1,1200	1,1219	1,1235	1,1250	1,1264
a_2	$m \cdot s^{-1}$	381,56	390,00	410,93	422,10	432,33
Ma_2	$-$	1,045	0,873	0,736	0,667	0,597
Pevnostní výpočet rotoru						
l_s^R	m	0,512	0,371	0,285	0,234	0,195
D_S^R	m	1,262	1,121	1,015	0,964	0,895
F_u	N	136,86	116,57	105,61	104,95	108,65
F_{a1}	N	119,36	158,50	156,41	189,99	199,79
F_a	N	11816,53	15532,88	16266,18	18808,72	18380,76
F	N	181,60	196,75	188,72	217,05	227,42
$M_{o,max}$	$N \cdot m$	46,51	36,47	26,92	25,40	22,12
σ_o	MPa	16,15	17,88	16,12	15,21	16,03
ρ_{mat}	$kg \cdot m^{-3}$	7850	7850	7850	7850	7850
F_{od}	N	210751,87	290117,55	244649,21	190545,72	124975,75
σ_t	MPa	563,51	362,19	252,48	196,64	151,67
Pevnostní výpočet statoru						
l_s^S	m	0,430	0,319	0,259	0,209	0,180
D_S^S	m	1,180	1,069	0,989	0,939	0,880
F_u	N	-124,14	-124,96	-107,95	-110,80	-111,53
F_{a1}	N	-16,85	-8,55	-6,45	-3,84	-3,67
F	N	125,28	125,25	108,14	110,87	111,59
$M_{o,max}$	$N \cdot m$	26,91	19,99	14,02	11,60	10,03
σ_o	MPa	13,19	9,80	15,75	18,12	15,68

Tab. 15 Výsledky detailního návrhu stupňové části turbíny pro poloviční tep. výkon (2/3)

Kužel		**III**	**II**		**I**	
Stupeň		**9**	**8**	**7**	**6**	**5**
Výpočet rotoru						
p_2	bar	2,312	3,272	4,373	5,721	7,193
v_2	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,7175	0,5259	0,4059	0,3195	0,2607
i_2	$kJ \cdot kg^{-1}$	2554,94	2603,07	2645,66	2686,84	2723,61
s_2	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,6816	6,6555	6,6359	6,6190	6,6061
x_2	$-$	0,9278	0,9416	0,9546	0,9679	0,9805
$D_{s,2}$	m	0,871	0,808	0,790	0,738	0,728

Tab. 15 Výsledky detailního návrhu stupňové části turbíny pro poloviční tep. výkon (2/3)

Kužel		**III**	**II**		**I**	
Stupeň		**9**	**8**	**7**	**6**	**5**
$D_{s,1}^{R}$	m	0,860	0,802	0,784	0,735	0,725
$D_{h,2}$	m	1,041	0,956	0,921	0,856	0,837
$D_{h,1}^{R}$	m	1,019	0,944	0,909	0,849	0,829
$S_{a,2}$	m	0,467	0,376	0,324	0,274	0,248
$S_{a,1}^{R}$	m^2	0,431	0,357	0,306	0,265	0,238
i_{2u}	$kJ \cdot kg^{-1}$	2547,91	2597,83	2641,37	2683,69	2721,04
u_2	$m \cdot s^{-1}$	205,14	190,38	186,24	173,89	171,62
c_{2a}	$m \cdot s^{-1}$	72,88	69,70	62,38	60,25	54,21
w_{2a}	$m \cdot s^{-1}$	72,88	69,70	62,38	60,25	54,21
w_{2u}	$m \cdot s^{-1}$	236,89	219,72	214,73	202,09	198,16
w_2	$m \cdot s^{-1}$	247,85	230,51	223,61	210,88	205,44
c_2	$m \cdot s^{-1}$	79,49	75,62	68,58	66,52	60,36
α_2	°	66,46	67,17	65,46	64,91	63,92
c_{2u}	$m \cdot s^{-1}$	31,75	29,34	28,49	28,20	26,54
ψ	$-$	0,970	0,971	0,969	0,971	0,969
w_{2iz}	$m \cdot s^{-1}$	255,38	237,29	230,68	217,16	212,08
w_1	$m \cdot s^{-1}$	77,21	72,47	67,26	62,65	58,21
H_{iz}^{R}	$kJ \cdot kg^{-1}$	29,63	25,53	24,34	21,62	20,79
z_R	$kJ \cdot kg^{-1}$	1,90	1,59	1,61	1,34	1,39
i'_{2iz}	$kJ \cdot kg^{-1}$	2546,02	2596,25	2639,77	2682,35	2719,65
s'_{2iz}	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,66	6,64	6,62	6,61	6,60
i_1	$kJ \cdot kg^{-1}$	2575,65	2621,77	2664,11	2703,96	2740,45
p_1	bar	2,761	3,792	5,013	6,435	8,032
s_1	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,6591	6,6389	6,6219	6,6085	6,5970
v_1	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,6110	0,4604	0,3590	0,2875	0,2362
x_1	$-$	0,9330	0,9468	0,9601	0,9734	0,9863
Výpočet statoru						
$D_{s,1}^{S}$	m	0,856	0,799	0,782	0,733	0,724
$D_{s,0}$	m	0,845	0,793	0,775	0,730	0,721
$D_{h,1}^{S}$	m	1,012	0,939	0,904	0,847	0,828
$D_{h,0}$	m	0,990	0,925	0,890	0,839	0,823
$S_{a,1}^{S}$	m^2	0,419	0,350	0,299	0,261	0,236
$S_{a,0}$	m^2	0,385	0,330	0,280	0,251	0,229
u_1	$m \cdot s^{-1}$	201,68	188,37	184,23	172,80	170,54
c_{1a}	$m \cdot s^{-1}$	69,07	65,44	59,69	56,77	51,62
w_{1a}	$m \cdot s^{-1}$	69,07	65,44	59,69	56,77	51,62
w_{1u}	$m \cdot s^{-1}$	34,51	31,15	31,01	26,50	26,91
c_1	$m \cdot s^{-1}$	246,08	229,06	223,36	207,23	204,09
c_{1u}	$m \cdot s^{-1}$	236,19	219,52	215,24	199,30	197,45
β_1	°	63,45	64,55	62,55	64,98	62,46

Tab. 15 Výsledky detailního návrhu stupňové části turbíny pro poloviční tep. výkon (2/3)

Kužel		**III**	**II**		**I**	
Stupeň		**9**	**8**	**7**	**6**	**5**
$\Delta\beta$	°	99,45	97,85	101,25	98,42	102,24
$\Delta\alpha$	°	97,24	96,23	99,04	99,19	101,43
φ	–	0,977	0,977	0,976	0,976	0,975
c_{1iz}	$m \cdot s^{-1}$	251,92	234,42	228,82	212,30	209,27
c_0	$m \cdot s^{-1}$	70,41	67,28	62,87	59,54	55,07
H_{iz}^S	$kJ \cdot kg^{-1}$	29,25	25,21	24,20	20,76	20,38
z_S	$kJ \cdot kg^{-1}$	1,45	1,24	1,23	1,06	1,07
i_{1iz}	$kJ \cdot kg^{-1}$	2574,19	2620,53	2662,88	2702,90	2739,38
s_{1iz}	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,6555	6,6359	6,6190	6,6061	6,5946
i_0	$kJ \cdot kg^{-1}$	2603,45	2645,75	2687,08	2723,66	2759,76
i_{0c}	$kJ \cdot kg^{-1}$	2605,93	2648,01	2689,06	2725,43	2761,27
p_0	bar	3,279	4,376	5,728	7,194	8,937
p_{0c}	bar	3,326	4,432	5,791	7,263	9,008
s_0	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,6555	6,6359	6,6190	6,6061	6,5946
v_0	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,5249	0,4057	0,3192	0,2606	0,2149
x_0	–	0,9417	0,9546	0,9679	0,9805	0,9936
Ztráty, účinnost, výkon						
H_{iz}^{ST}	$kJ \cdot kg^{-1}$	58,88	50,74	48,55	42,38	41,18
u_S	$m \cdot s^{-1}$	202,12	188,56	184,42	172,91	170,78
Pa	–	0,694	0,701	0,701	0,705	0,708
η_∞	–	0,945	0,945	0,945	0,946	0,946
δ_r^R	mm	1,34	1,26	1,22	1,16	1,14
z_b	–	3	3	3	3	3
δ_{ekv}^R	mm	0,77	0,73	0,70	0,67	0,66
k_r	–	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
ξ_k^R	–	0,0185	0,0194	0,0232	0,0238	0,0275
δ_r^S	mm	1,31	1,24	1,20	1,15	1,13
z_b	–	3	3	3	3	3
δ_{ekv}^S	mm	0,76	0,72	0,70	0,66	0,65
k_r	–	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
ξ_k^S	–	0,0208	0,0215	0,0256	0,0256	0,0298
ξ_k	–	0,0196	0,0205	0,0244	0,0247	0,0286
ξ_v^R	–	0,0384	0,0336	0,0272	0,0256	0,0221
ξ_v^S	–	0,0332	0,0304	0,0243	0,0239	0,0206
ξ_v	–	0,0358	0,0320	0,0258	0,0247	0,0214
ξ_x	–	0,0652	0,0519	0,0387	0,0258	0,0130
e_0	$kJ \cdot kg^{-1}$	58,20	50,14	48,17	41,94	40,87
z_{ost}	$kJ \cdot kg^{-1}$	7,02	5,23	4,28	3,16	2,57
a_i	$kJ \cdot kg^{-1}$	47,83	42,08	41,05	36,38	35,84
P_i	kW	2267,21	2095,12	2043,62	1876,51	1848,76

Tab. 15 Výsledky detailního návrhu stupňové části turbíny pro poloviční tep. výkon (2/3)

Kužel		**III**	**II**		**I**	
Stupeň		**9**	**8**	**7**	**6**	**5**
η_{TDi}	$-$	0,822	0,839	0,852	0,867	0,877
Charakteristiky stupně						
ψ	$-$	2,799	2,800	2,799	2,803	2,796
ρ	$-$	0,503	0,503	0,501	0,510	0,505
κ	$-$	1,1278	1,1292	1,1305	1,1318	1,1330
a_2	$m \cdot s^{-1}$	441,20	449,60	456,93	463,94	470,12
Ma_2	$-$	0,562	0,513	0,489	0,455	0,437
Pevnostní výpočet rotoru						
l_s^R	m	0,165	0,145	0,127	0,116	0,107
D_S^R	m	0,865	0,805	0,787	0,736	0,727
F_u	N	108,89	114,07	114,79	116,13	131,59
F_{a1}	N	224,49	227,06	246,91	250,58	302,62
F_a	N	19979,35	18845,66	19999,60	19044,40	20275,51
F	N	249,50	254,10	272,29	276,19	329,99
$M_{o,max}$	$N \cdot m$	20,60	18,41	17,34	16,06	17,58
σ_o	MPa	14,93	13,34	12,56	18,05	38,21
ρ_{mat}	$kg \cdot m^{-3}$	7850	7850	7850	7850	7850
F_{od}	N	102622,33	83771,09	72015,94	40466,56	21790,06
σ_t	MPa	124,54	101,66	87,40	74,66	67,46
Pevnostní výpočet statoru						
l_s^S	m	0,150	0,136	0,118	0,112	0,103
D_S^S	m	0,850	0,796	0,778	0,732	0,723
F_u	N	-113,48	-130,65	-130,12	-133,29	-90,03
F_{a1}	N	-2,41	-2,89	-2,03	-2,53	-1,73
F	N	113,51	130,68	130,13	133,32	90,05
$M_{o,max}$	$N \cdot m$	8,54	8,89	7,71	7,43	4,62
σ_o	MPa	13,34	19,32	16,75	16,16	32,08

Tab. 16 Výsledky detailního návrhu SČ turbíny pro poloviční tep. výkon (2/3)

Kužel		**I**			
Stupeň		**4**	**3**	**2**	**1**
Výpočet rotoru					
p_2	bar	8,935	10,984	13,346	16,034
v_2	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,2150	0,1807	0,1546	0,1334
i_2	$kJ \cdot kg^{-1}$	2759,72	2795,18	2829,78	2863,48
s_2	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,5946	6,5842	6,5740	6,5641
x_2	$-$	0,9936	1	1	1
$D_{s,2}$	m	0,720	0,713	0,705	0,698
$D_{s,1}^R$	m	0,717	0,709	0,702	0,695

Tab. 16 Výsledky detailního návrhu SČ turbíny pro poloviční tep. výkon (2/3)

Kužel		**I**			
Stupeň		**4**	**3**	**2**	**1**
$D_{h,2}$	m	0,820	0,806	0,791	0,776
$D_{h,1}^{R}$	m	0,813	0,799	0,784	0,769
$S_{a,2}$	m	0,226	0,208	0,189	0,171
$S_{a,1}^{R}$	m^2	0,218	0,199	0,181	0,163
i_{2u}	$kJ \cdot kg^{-1}$	2757,52	2793,06	2827,62	2861,31
u_2	$m \cdot s^{-1}$	169,67	167,94	166,22	164,50
c_{2a}	$m \cdot s^{-1}$	48,98	44,86	42,10	40,16
w_{2a}	$m \cdot s^{-1}$	48,98	44,86	42,10	40,16
w_{2u}	$m \cdot s^{-1}$	196,43	192,76	191,48	187,35
w_2	$m \cdot s^{-1}$	202,45	197,92	196,05	191,61
c_2	$m \cdot s^{-1}$	55,81	51,27	49,10	46,21
α_2	°	61,34	61,04	59,04	60,36
c_{2u}	$m \cdot s^{-1}$	26,76	24,82	25,26	22,86
ψ	$-$	0,967	0,964	0,964	0,964
w_{2iz}	$m \cdot s^{-1}$	209,30	205,23	203,36	198,75
w_1	$m \cdot s^{-1}$	53,08	50,91	47,98	46,13
H_{iz}^{R}	$kJ \cdot kg^{-1}$	20,49	19,76	19,53	18,69
z_R	$kJ \cdot kg^{-1}$	1,41	1,47	1,46	1,39
i'_{2iz}	$kJ \cdot kg^{-1}$	2756,11	2791,59	2826,16	2859,92
s'_{2iz}	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,59	6,58	6,57	6,56
i_1	$kJ \cdot kg^{-1}$	2776,60	2811,35	2845,69	2878,60
p_1	bar	9,936	12,126	14,663	17,488
s_1	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,5866	6,5763	6,5664	6,5570
v_1	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,1955	0,1667	0,1432	0,1243
x_1	$-$	0,9999	1	1	1
Výpočet statoru					
$D_{s,1}^{S}$	m	0,716	0,709	0,701	0,694
$D_{s,0}$	m	0,714	0,707	0,699	0,692
$D_{h,1}^{S}$	m	0,812	0,797	0,783	0,768
$D_{h,0}$	m	0,808	0,793	0,779	0,764
$S_{a,1}^{S}$	m^2	0,216	0,197	0,179	0,161
$S_{a,0}$	m^2	0,211	0,192	0,174	0,157
u_1	$m \cdot s^{-1}$	168,69	166,97	165,25	163,52
c_{1a}	$m \cdot s^{-1}$	46,73	43,57	41,21	39,74
w_{1a}	$m \cdot s^{-1}$	46,73	43,57	41,21	39,74
w_{1u}	$m \cdot s^{-1}$	25,19	26,34	24,56	23,43
c_1	$m \cdot s^{-1}$	199,44	198,16	194,23	191,13
c_{1u}	$m \cdot s^{-1}$	193,88	193,31	189,81	186,95
β_1	°	61,67	58,84	59,21	59,48
$\Delta\beta$	°	104,33	108,06	108,39	108,42

Tab. 16 Výsledky detailního návrhu SČ turbíny pro poloviční tep. výkon (2/3)

Kužel		**I**			
Stupeň		**4**	**3**	**2**	**1**
$\Delta\alpha$	°	105,11	106,26	108,71	107,64
φ	–	0,974	0,973	0,972	0,972
c_{1iz}	$m \cdot s^{-1}$	204,85	203,67	199,90	196,58
c_0	$m \cdot s^{-1}$	50,54	48,35	45,45	38,33
H_{iz}^S	$kJ \cdot kg^{-1}$	19,71	19,57	18,95	18,59
z_S	$kJ \cdot kg^{-1}$	1,10	1,11	1,12	1,06
i_{1iz}	$kJ \cdot kg^{-1}$	2775,51	2810,24	2844,57	2877,55
s_{1iz}	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,5842	6,5740	6,5641	6,5549
i_0	$kJ \cdot kg^{-1}$	2795,21	2829,81	2863,52	2896,13
i_{0c}	$kJ \cdot kg^{-1}$	2796,49	2830,98	2864,55	2896,87
p_0	bar	10,986	13,348	16,036	19,035
p_{0c}	bar	11,057	13,425	16,114	19,097
s_0	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	6,5842	6,5740	6,5641	6,5549
v_0	$m^3 \cdot kg^{-1}$	0,1806	0,1546	0,1334	0,1163
x_0	–	1	1	1	1
Ztráty, účinnost, výkon					
H_{iz}^{ST}	$kJ \cdot kg^{-1}$	40,20	39,33	38,47	37,27
u_S	$m \cdot s^{-1}$	168,94	167,22	165,50	163,77
Pa	–	0,710	0,711	0,712	0,720
η_∞	–	0,946	0,946	0,946	0,947
δ_r^R	mm	1,12	1,11	1,09	1,08
z_b	–	3	3	3	3
δ_{ekv}^R	mm	0,65	0,64	0,63	0,62
k_r	–	1,2	1,2	1,2	1,2
ξ_k^R	–	0,0321	0,0364	0,0412	0,0455
δ_r^S	mm	1,11	1,10	1,08	1,07
z_b	–	3	3	3	3
δ_{ekv}^S	mm	0,64	0,63	0,63	0,62
k_r	–	1,2	1,2	1,2	1,2
ξ_k^S	–	0,0343	0,0390	0,0435	0,0481
ξ_k	–	0,0332	0,0377	0,0423	0,0468
ξ_v^R	–	0,0193	0,0169	0,0147	0,0125
ξ_v^S	–	0,0180	0,0156	0,0134	0,0114
ξ_v	–	0,0186	0,0163	0,0141	0,0120
ξ_x	–	0,0032	0	0	0
e_0	$kJ \cdot kg^{-1}$	39,92	39,19	38,30	36,94
z_{ost}	$kJ \cdot kg^{-1}$	2,20	2,12	2,16	2,17
a_i	$kJ \cdot kg^{-1}$	35,22	34,49	33,57	32,32
P_i	kW	1816,65	1779,29	1731,47	1667,18
η_{TDi}	–	0,882	0,880	0,876	0,875

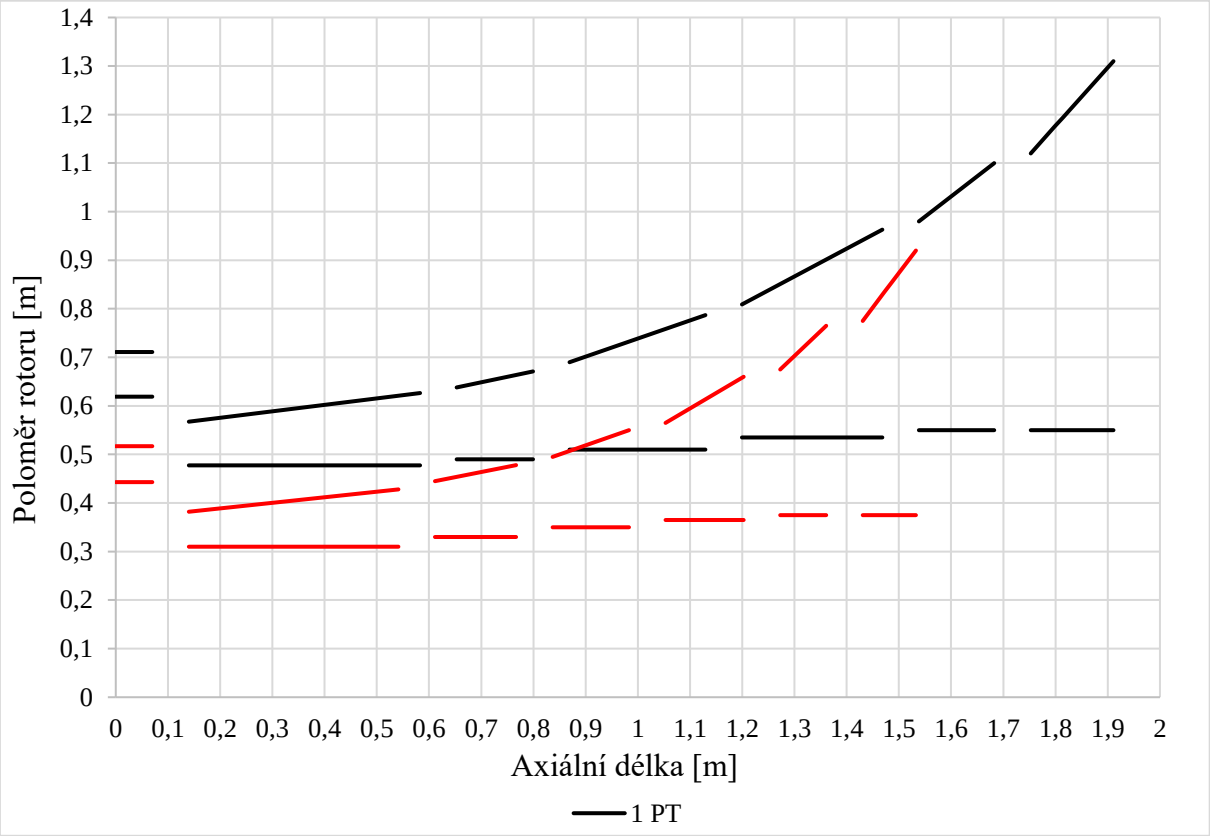
Tab. 16 Výsledky detailního návrhu SČ turbíny pro poloviční tep. výkon (2/3)

Kužel		**I**			
Stupeň		**4**	**3**	**2**	**1**
Charakteristiky stupně					
ψ	$-$	2,793	2,789	2,785	2,755
ρ	$-$	0,510	0,502	0,508	0,501
κ	$-$	1,1344	-	-	-
a_2	$m \cdot s^{-1}$	476,13	506,63	516,85	526,29
Ma_2	$-$	0,425	0,391	0,379	0,364
Pevnostní výpočet rotoru					
l_s^R	m	0,098	0,091	0,084	0,076
D_S^R	m	0,718	0,711	0,704	0,696
F_u	N	130,62	133,72	130,59	132,26
F_{a1}	N	334,96	356,38	374,38	379,64
F_a	N	22107,24	23164,88	24334,74	24296,65
F	N	359,53	380,64	396,50	402,01
$M_{o,max}$	$N \cdot m$	17,68	17,33	16,60	15,36
σ_o	MPa	38,44	37,68	36,09	33,40
ρ_{mat}	$kg \cdot m^{-3}$	7850	7850	7850	7850
F_{od}	N	19895,80	18228,80	16591,94	14985,21
σ_t	MPa	61,60	56,44	51,37	46,39
Pevnostní výpočet statoru					
l_s^S	m	0,095	0,088	0,080	0,073
D_S^S	m	0,715	0,708	0,700	0,693
F_u	N	-78,03	-78,28	-79,19	-89,29
F_{a1}	N	-1,15	-0,98	-0,81	-0,67
F	N	78,04	78,28	79,19	89,30
$M_{o,max}$	$N \cdot m$	3,70	3,43	3,18	3,26
σ_o	MPa	39,84	36,89	34,20	35,05

4.6.3 Porovnání obou navržených variant turbíny

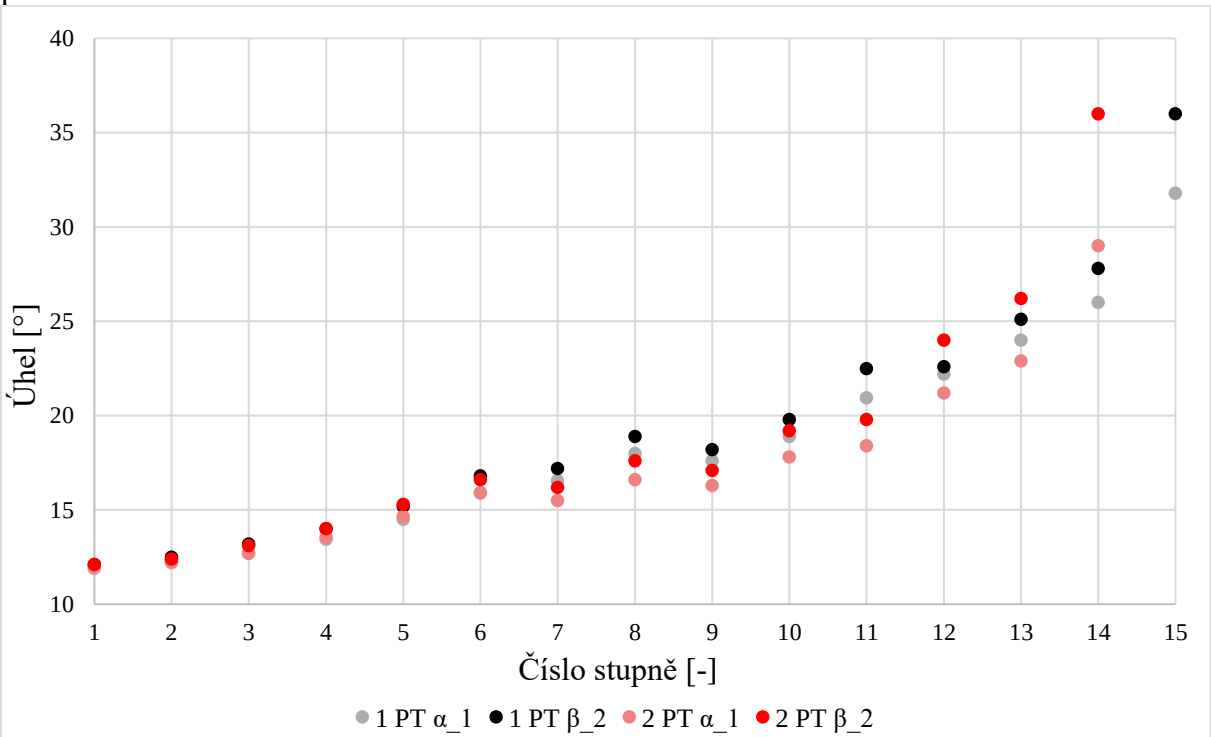
Tato kapitola bude využita ke vzájemnému porovnání navržených turbín pomocí grafického znázornění vybraných parametrů. Varianta turbíny pro celý tepelný výkon je v legendě značena jako 1 PT a turbína pro poloviční tepelný výkon je značena 2 PT.

Na obr. 23 jsou schematicky vykresleny průtočné kanály obou navržených turbín. Černou barvou je vykreslen průtočný kanál turbíny pro celý tepelný výkon reaktoru a červenou barvou kanál turbíny zpracovávající poloviční tepelný výkon. Varianta turbíny pracující s polovinou tepelného výkonu má dle očekávání přibližně poloviční průtočný průřez, což se projevilo významným snížením patních průměrů a délky lopatek oproti variantě zpracovávající celý tepelný výkon. Výrazně nižší je také délka, což je dáno především použitými profily lopatek, protože turbína pro poloviční výkon má pouze o jeden stupeň méně.



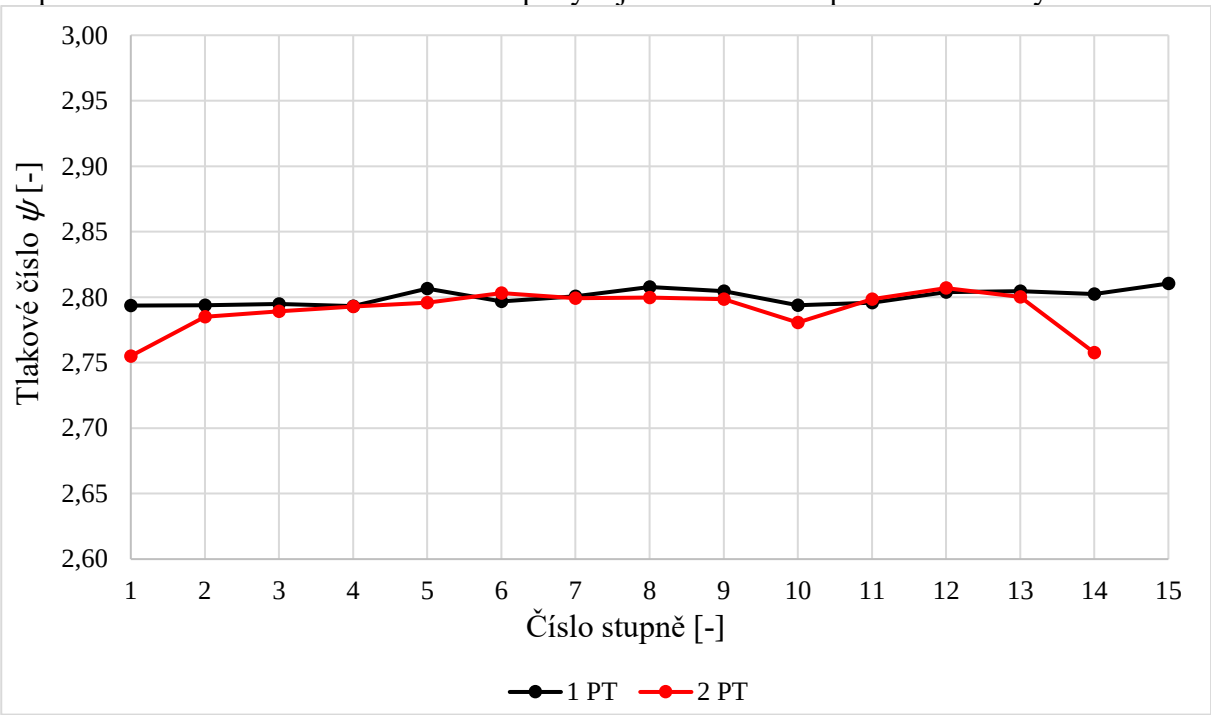
Obr. 23 Srovnání průtočných kanálů obou navržených turbín

Na obr. 24 je znázorněn průběh výstupních úhlů z rotoru a statoru obou navržených variant turbíny. Průběhy úhlů jsou velmi podobné a u obou variant je zřejmé postupné otevírání průtočného kanálu.



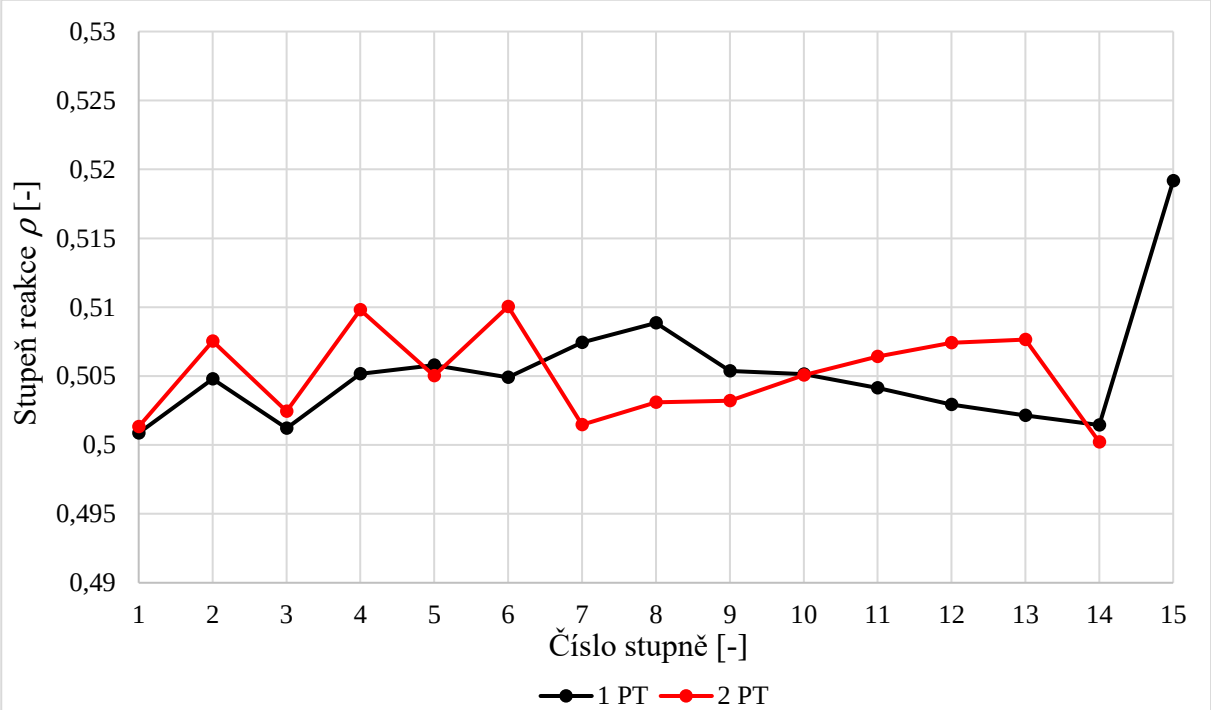
Obr. 24 Srovnání průběhu výstupních úhlů obou navržených turbín

Obr. 25 vykresluje průběh tlakového čísla jednotlivých stupňů obou turbín. Optimální hodnota tlakového čísla je dle doporučení vedoucího práce 2,8. Na obrázku je vidět preciznější optimalizace tlakového čísla u varianty turbíny pro celý tepelný výkon, ale přesto u všech stupňů v obou turbínách se tlaková čísla pohybují velmi blízko optimální hodnoty.



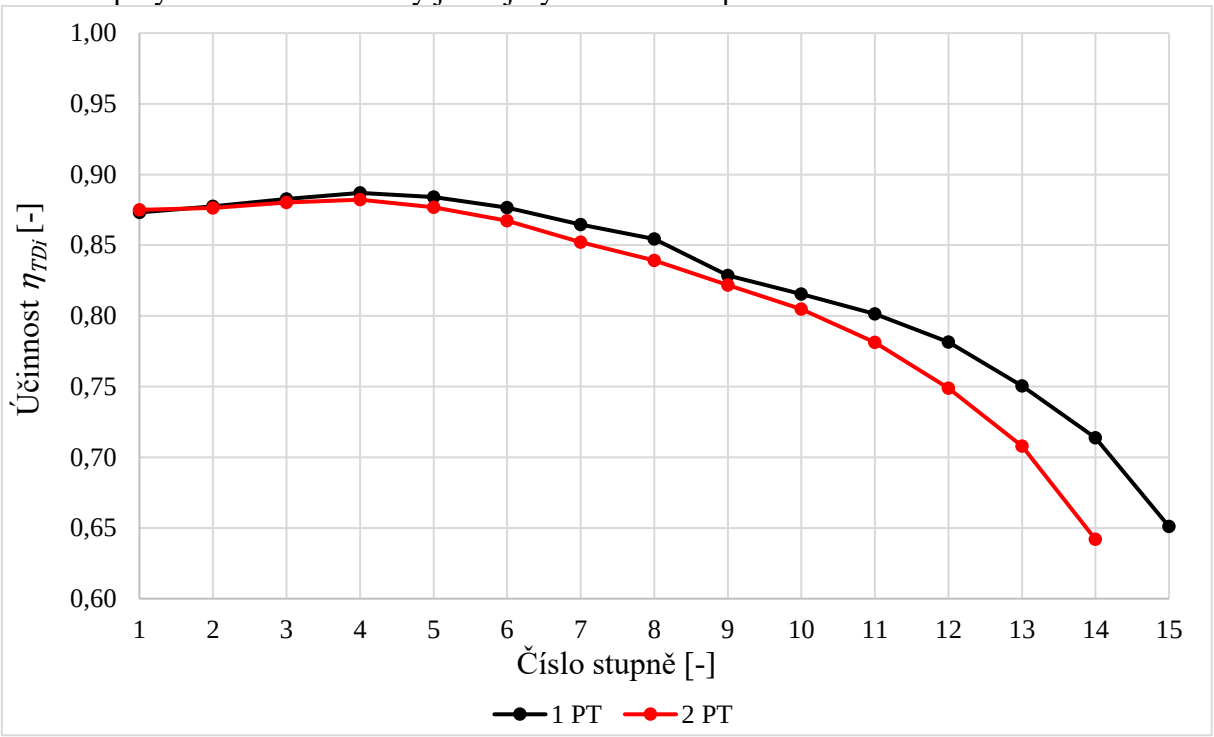
Obr. 25 Srovnání průběhu tlakových čísel obou navržených turbín

Na obr. 26 jsou srovnány průběhy stupňů reakce jednotlivých stupňů obou turbín. Optimální rozmezí stupně reakce u přetlakového typu lopatkování je 0,5 až 0,6 a z obrázku je zřejmé, že u všech stupňů obou turbín je tohoto rozmezí dosaženo.



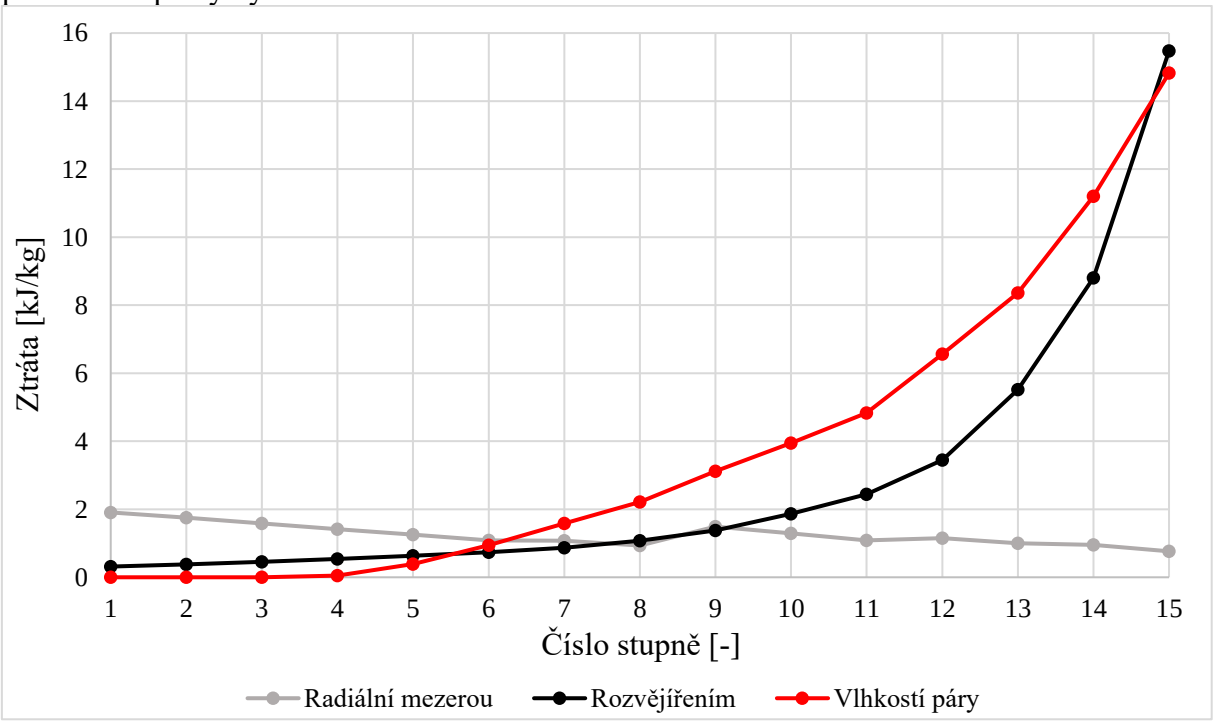
Obr. 26 Srovnání průběhu stupně reakce obou navržených turbín

Obr. 27 porovnává průběh vnitřní termodynamické účinnosti v navržených turbínách. Průběh účinnosti v obou turbínách je velmi podobný a lze vidět sestupný trend již od čtvrtého stupně, což je způsobeno přechodem přehřáté páry do oblasti mokré páry a nárůstem ztráty vlhkostí páry. Tento nárůst ztráty je zřejmý z obr. 28 resp. obr. 29.

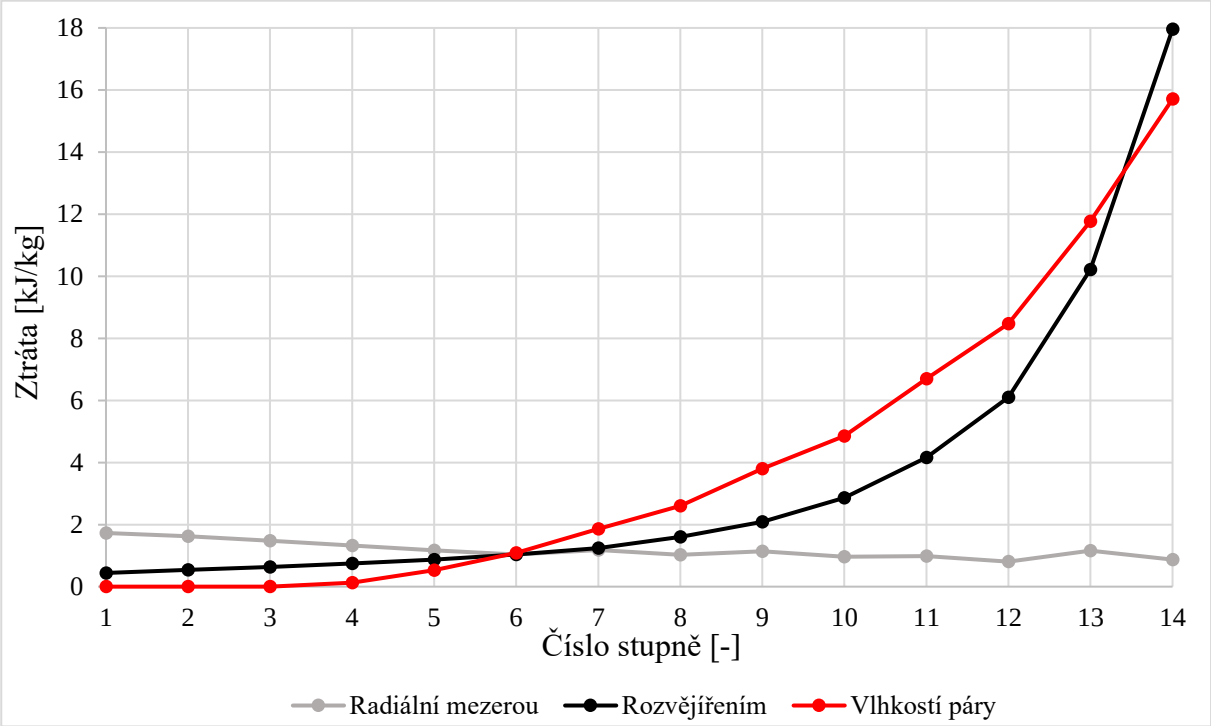


Obr. 27 Srovnání průběhu účinnosti v navržených turbínách

Následující dva obrázky znázorňují průběh jednotlivých ztrát v lopatkování. První obr. 28 náleží turbíně zpracovávající celý tepelný výkon a druhý obr. 29 patří turbíně navržené pro poloviční tepelný výkon.



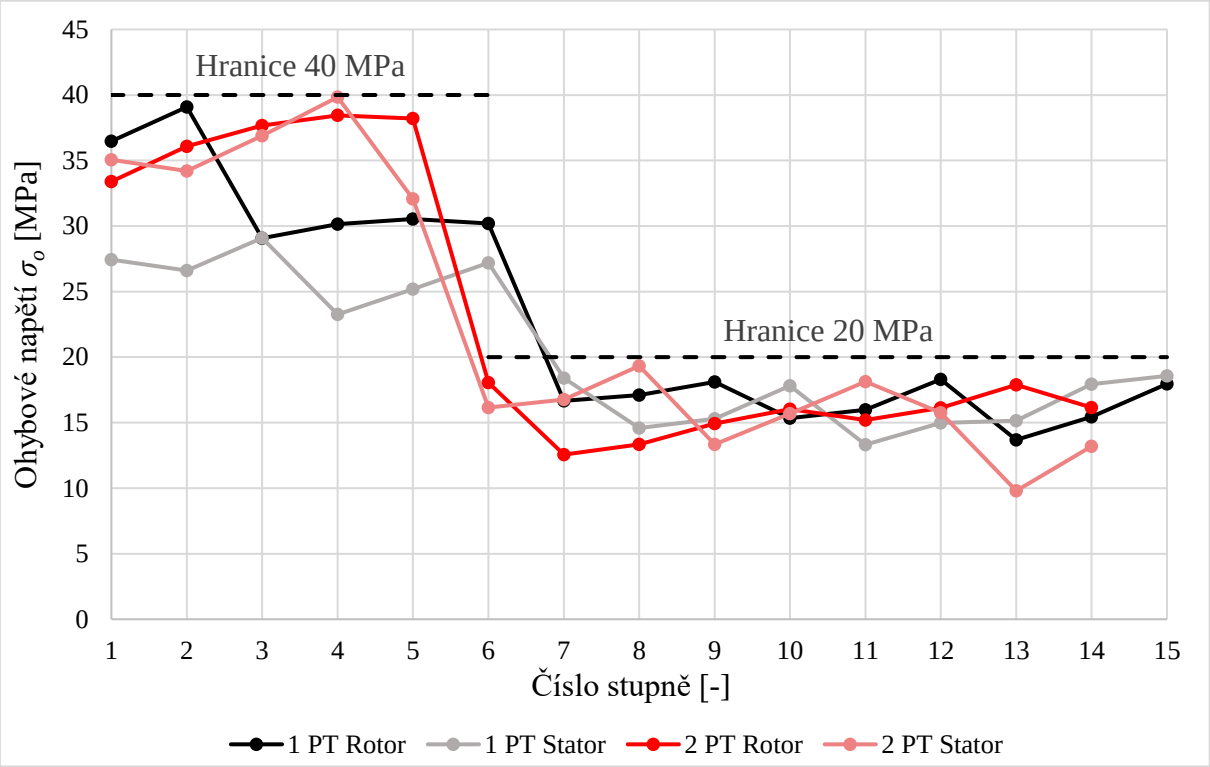
Obr. 28 Průběh ztrát v turbíně zpracovávající celý tepelný výkon



Obr. 29 Průběh ztrát v turbíně zpracovávající polovinu tepe. výkonu

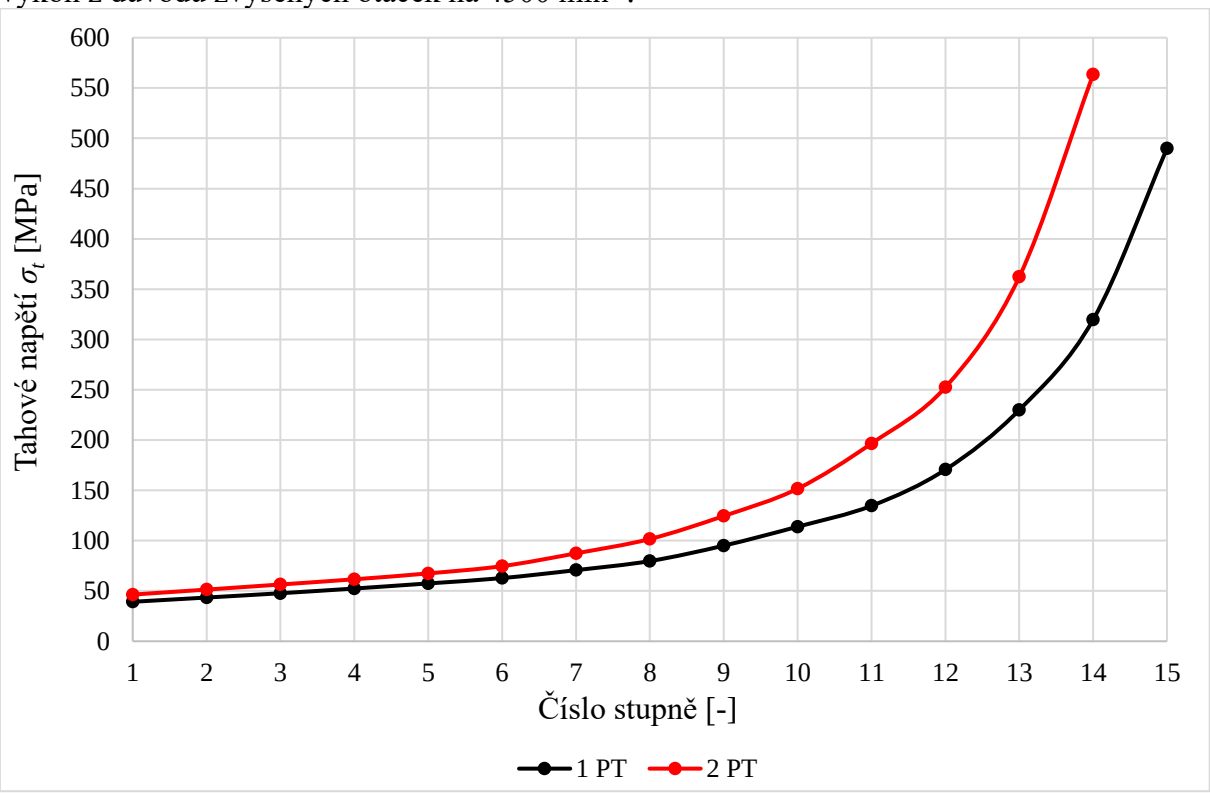
Z výše zobrazených průběhů ztrát je zřejmé, že ztráty rozvějřením a vlhkostí páry mají rostoucí trend. U ztráty vlhkostí páry je to způsobeno nárůstem vlhkosti páry během expanze v turbíně. Zvyšování ztráty rozvějřením je zapříčiněno tím, že délka lopatek má strmější nárůst než patní průměr a tím se zvyšuje poměr l/D. Naopak ztráta radiální mezerou s rostoucí délkou lopatky postupně klesá, protože průřez radiální mezery se relativně k celému průtočnému průřezu zmenšuje. Prudké zvýšení ztráty radiální mezerou mezi stupni 8 a 9 na obr. 28 a mezi stupni 12 a 13 na obr. 29 je způsobeno použitím nakrucovaných lopatek bez bandáží.

Na obr. 30 je znázorněn průběh ohybového napětí v rotorových i statorových lopatkách obou turbín. Ohybové napětí v oblasti vlhké páry o suchosti nižší než 0,97 nesmí překročit hranici 20 MPa a v oblasti páry o suchosti vyšší než 0,97 může napětí dosahovat hranice 40 MPa. V turbíně zpracovávající celý tepelný výkon klesá suchost páry pod hranici 0,97 za šestým stupněm a v turbíně pro poloviční tepelný výkon již za pátým stupněm. Žádný z bodů není nad příslušnou hranicí, naopak některé z řad se jeví jako předimenzované, ale při použití profilu s nižším ohybovým modulem již bylo překročeno dovolené napětí.



Obr. 30 Průběh ohybového napětí lopatek obou turbín

Na obr. 31 je vykreslen průběh tahového napětí v rotorových řadách lopatek obou navržených turbín. U tahového napětí je maximální přípustná hodnota 600 MPa, která je u obou turbín dodržena. Tahové napětí je vyšší u menší varianty turbíny navržené pro poloviční tepelný výkon z důvodu zvýšených otáček na 4500 min^{-1}.



Obr. 31 Průběh tahového napětí v rotorových lopatkách obou navržených turbín

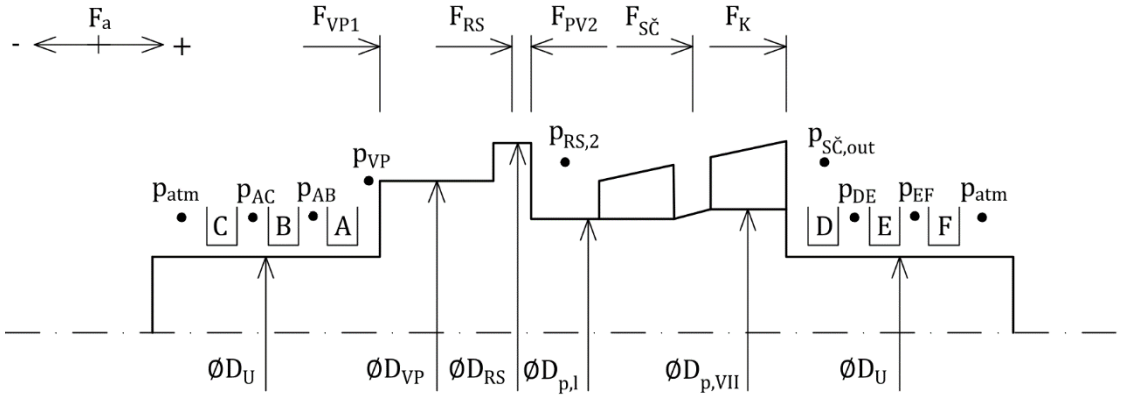
5 Vyrovnávací píst a ucpávky

5.1 Vyrovnávací píst

Jelikož u mnohastupňových turbín s reakčním lopatkováním dosahuje axiální síla hodnot, které nelze zachytit pouze axiálním ložiskem, musí být tato síla kompenzována. K tomu slouží vyrovnávací píst, který je zde navržen podle metodiky uvedené v literatuře [4]. Do vyrovnávacího pístu odchází pára z regulačního stupně skrze ucpávky vyrovnávacího pístu. Část této páry z vyrovnávacího pístu pak proudí do předních ucpávek turbíny a větší část se zavádí zpět do turbíny za kužel III. Vzorové výpočty jsou zpracovány pro variantu jedné turbíny pro celý tepelný výkon a výsledky obou navrhovaných variant jsou shrnuty v tabulkách na konci každé podkapitoly.

5.1.1 Výpočet axiální síly

Na obr. 32 jsou znázorněny směry jednotlivých axiálních sil a průměry rotoru v důležitých bodech.



Obr. 32 Znázornění axiálních sil působících na rotor

Hodnota průměru vyrovnávacího pístu se volí mezi patním průměrem regulačního stupně a patním průměrem prvního kužele.

$$D_{VP} = 1{,}13\ m \qquad (5.1.1\text{-}1)$$

Průměr, na kterém jsou umístěny ucpávky turbíny je v první iteraci odhadnut a po návrhu radiálních ložisek je přizpůsoben zvolenému ložisku.

$$D_U = 0{,}28\ m \qquad (5.1.1\text{-}2)$$

Patní průměr prvního kužele:

$$D_p^I = 0{,}955\ m \qquad (5.1.1\text{-}3)$$

Patní průměr posledního kužele:

$$D_p^{VI} = 1{,}1\ m \qquad (5.1.1\text{-}4)$$

Atmosférický tlak:

$$p_{atm} = 1\ bar \qquad (5.1.1\text{-}5)$$

Tlak páry za vyrovnávacím pístem odpovídá tlaku na výstupu z kužele, za který je pára zpětně zaváděna. V tomto případě je pára z vyrovnávacího pístu zaváděna za kužel III, proto platí

$$p_{VP} = p_2^{III} = 1{,}344\ bar \tag{5.1.1-6}$$

Tlak za regulačním stupněm:

$$p_{RS,2} = 20{,}032\ bar \tag{5.1.1-7}$$

Tlak za posledním stupněm turbíny:

$$p_{S\check{C},out} = p_2^{15.st.} = 0{,}103\ bar \tag{5.1.1-8}$$

Nyní lze určit hodnoty jednotlivých axiálních sil znázorněných na obrázku. Síly jsou dány tlakem a plochou mezikruží, na kterou tlak působí.
Síly od vyrovnávacího pístu:

$$F_{VP1} = \pi \cdot \frac{D_{VP}^2 - D_U^2}{4} \cdot p_{VP}$$
$$F_{VP1} = \pi \cdot \frac{1{,}13^2 - 0{,}28^2}{4} \cdot 1{,}344 \cdot 100 = 126{,}48\ kN \tag{5.1.1-9}$$

$$F_{VP2} = -\pi \cdot \frac{D_{VP}^2 - \left(D_p^I\right)^2}{4} \cdot p_{RS,2}$$
$$F_{VP2} = -\pi \cdot \frac{1{,}13^2 - 0{,}955^2}{4} \cdot 20{,}032 \cdot 100 = -574{,}05\ kN \tag{5.1.1-10}$$

Síla působící na mezikruží mezi patním průměrem posledního stupně a průměrem rotoru s ucpávkami:

$$F_K = -\pi \cdot \frac{D_{p,VII}^2 - D_U^2}{4} \cdot p_{S\check{C},out}$$
$$F_K = -\pi \cdot \frac{D_{p,VII}^2 - D_U^2}{4} \cdot p_{S\check{C},out} = kN \tag{5.1.1-11}$$

Axiální síla působící na lopatky regulačního stupně byla určena dle rovnice (2.3-5). Finální hodnota po optimalizaci je

$$F_a^{RS} = 19{,}82\ kN \tag{5.1.1-12}$$

Axiální na rotor od oběžných lopatek stupňové části je určen jako součet všech sil na jednotlivé rotorové řady lopatek určených dle rovnice (4.3.5-5).

$$F_{S\check{C}} = \sum_{i=1}^{15} F_{a,i} = 542{,}04\ kN \tag{5.1.1-13}$$

Axiální síla působící na ucpávky vyrovnávacího pístu a na přední a zadní ucpávky turbíny jsou dány součtem těchto sil, které jsou vypočteny dle rovnice (5.1.2-18).

$$F_U = F_U^{VP} + \sum_{i=A}^{F} F_U^i = -26{,}64 - 0{,}22 = -26{,}86\ kN \tag{5.1.1-14}$$

Celková axiální síla působící na rotor turbíny:

$$F_a = F_{VP1} + F_{RS} + F_{VP2} + F_{SČ} + F_K + F_U$$
$$F_a = 126{,}48 + 19{,}82 - 574{,}05 + 542{,}04 - 9{,}16 - 26{,}86 = 78{,}25\ kN \quad (5.1.1\text{-}15)$$

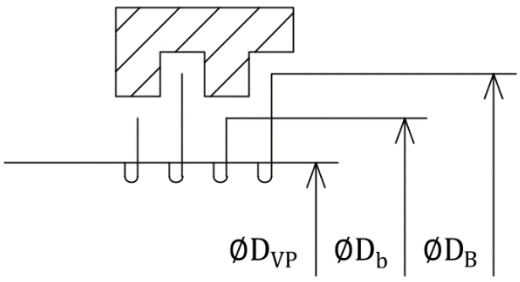
Na tuto sílu bude v kapitole dimenzováno axiální ložisko.
V tab. 17 jsou uvedeny výsledky výpočtu axiální síly obou navrhovaných variant.

Tab. 17 Výsledky výpočtu axiální síly na rotor

Veličina	Jednotka	1 PT	2 PT
D_{VP}	m	1,13	0,762
D_U	m	0,28	0,2
D_p^I	m	0,955	0,62
D_p^{VI}	m	1,1	0,75
p_{atm}	bar	1	1
p_{VP}	bar	1,344	1,574
$p_{RS,2}$	bar	20,032	18,954
$p_{SČ,out}$	bar	0,103	0,103
F_{VP1}	kN	126,48	66,85
F_{VP2}	kN	-574,05	-292,13
F_K	kN	-9,16	-4,23
F_{RS}	kN	19,82	13,59
$F_{SČ}$	kN	542,04	272,85
F_U	kN	-26,86	-14,80
F_a	kN	78,25	42,13

5.1.2 Hmotnostní průtok ucpávkami vyrovnávacího pístu

Na vyrovnávacím pístu se nacházejí bezdotykové labyrintové ucpávky, jejichž návrhem se bude zabývat tato podkapitola. Schématický nákres labyrintových ucpávek je na obr. 33.



Obr. 33 Schéma labyrintových ucpávek

Pro austenitickou ocel konstanta B nabývá hodnoty

$$B = 1{,}35\ [-] \quad (5.1.2\text{-}1)$$

Radiální vůle mezi břity a tělesem statoru ucpávky:

$$\delta_{VP} = B \cdot D_{VP} + 0{,}25$$
$$\delta_{VP} = 1{,}35 \cdot 1{,}13 + 0{,}25 = 1{,}78\ mm \qquad (5.1.2\text{-}2)$$

Šířka břitu ucpávky:

$$\Delta = 0{,}3\ mm \qquad (5.1.2\text{-}3)$$

Poměr radiální vůle a šířky břitu ucpávky:

$$\frac{\delta_{VP}}{\Delta} = \frac{1{,}78}{0{,}3} = 5{,}92\ [-] \qquad (5.1.2\text{-}4)$$

Podle tohoto poměru byl určen průtokový součinitel ucpávek z diagramu *obr. 6.2* ve zdroji [4]. Průtokový součinitel pro břit typu g:

$$\mu_{VP} = f\left(\frac{\delta_{VP}}{\Delta}\right) = 0{,}67\ [-] \qquad (5.1.2\text{-}5)$$

Průtočná plocha ucpávek:

$$S_{VP} = \pi \cdot D_{VP} \cdot \delta_{VP} = \pi \cdot 1{,}13 \cdot 1{,}78 = 0{,}0063\ m^2 \qquad (5.1.2\text{-}6)$$

Měrný objem před ucpávkami je stejný jako za regulačním stupněm:

$$v_{RS,2} = 0{,}1117\ m^3 \cdot kg^{-1} \qquad (5.1.2\text{-}7)$$

Zvolený počet břitů:

$$z_{VP} = 60\ [-] \qquad (5.1.2\text{-}8)$$

Musí být zkontrolováno, zda v ucpávkách bude docházet ke kritickému nebo podkritickému proudění, protože výpočet hmotnostního průtoku je pro tyto dva případy odlišný:
Kritické proudění $\pi \leq \pi_{krit}$

$$\dot{m} = \mu \cdot S \cdot \sqrt{\frac{1}{z + 1{,}25} \cdot \frac{p_1}{v_1}} \qquad (5.1.2\text{-}9)$$

Podkritické proudění $\pi > \pi_{krit}$

$$\dot{m} = \mu \cdot S \cdot \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{p_1 \cdot v_1 \cdot z}} \qquad (5.1.2\text{-}10)$$

Tlakový poměr ucpávky:

$$\pi_{VP} = \frac{p_{VP}}{p_{RS,2}} = \frac{1{,}344}{20{,}032} = 0{,}067\ [-] \qquad (5.1.2\text{-}11)$$

Kritický tlakový poměr:

$$\pi_{VP,krit} = \frac{0{,}82}{\sqrt{z_{VP} + 1{,}25}} = \frac{0{,}82}{\sqrt{60 + 1{,}25}} = 0{,}105\ [-] \qquad (5.1.2\text{-}12)$$

V tomto případě platí $\pi_{VP} < \pi_{VP,krit}$, což znamená, že dochází ke kritickému proudění a pro výpočet hmotnostního průtoku ucpávkou je použit vzorec:

$$\dot{m} = \mu \cdot S \cdot \sqrt{\frac{1}{z_{VP} + 1{,}25} \cdot \frac{p_{RS,2}}{v_{RS,2}}}$$

$$\dot{m} = 0{,}67 \cdot 0{,}0063 \cdot \sqrt{\frac{1}{60 + 1{,}25} \cdot \frac{20{,}032 \cdot 10^5}{0{,}1117}} = 2{,}285\ kg \cdot s^{-1} \qquad (5.1.2\text{-}13)$$

Na závěr se vypočítá axiální síla působící na ucpávky vyrovnávacího pístu.
Délka delšího břitu ucpávky:

$$l_B = 5\ mm \qquad (5.1.2\text{-}14)$$

Délka kratšího břitu ucpávky:

$$l_b = 3\ mm \qquad (5.1.2\text{-}15)$$

Vnější průměr delšího břitu:

$$D_B = D_{VP} + 2 \cdot l_B = 1{,}13 + 2 \cdot 0{,}005 = 1{,}14\ m \qquad (5.1.2\text{-}16)$$

Vnější průměr kratšího břitu:

$$D_b = D_{VP} + 2 \cdot l_b = 1{,}13 + 2 \cdot 0{,}003 = 1{,}136\ m \qquad (5.1.2\text{-}17)$$

Axiální síla působící na ucpávky vyrovnávacího pístu:

$$F_U^{VP} = -\frac{\pi}{8} \cdot (D_B^2 + D_b^2 - 2 \cdot D_{VP}^2) \cdot \left(p_{RS,2} - p_{VP}\right)$$

$$F_U^{VP} = -\frac{\pi}{8} \cdot (1{,}14^2 + 1{,}136^2 - 2 \cdot 1{,}13^2) \cdot (20{,}032 - 1{,}344) \qquad (5.1.2\text{-}18)$$

$$F_U^{VP} = -26{,}64\ kN$$

Výsledky návrhu ucpávek vyrovnávacího pístu obou navrhovaných variant jsou uvedeny níže v tab. 18.

Tab. 18 Výsledky návrhu ucpávek vyrovnávacího pístu

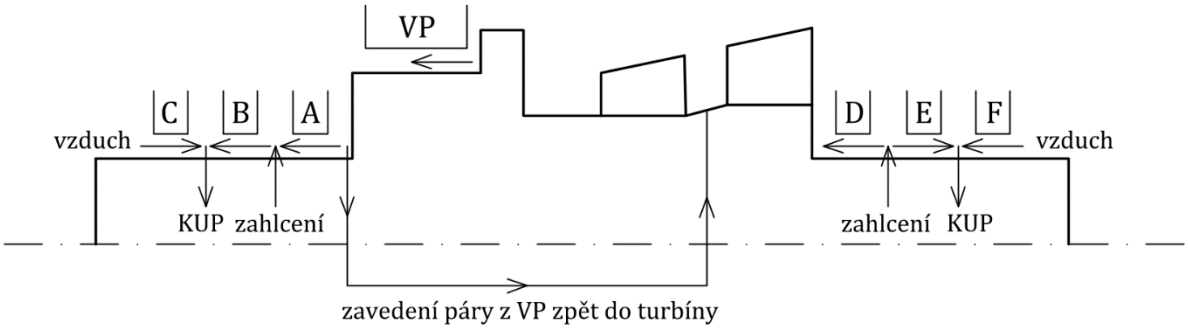
Veličina	Jednotka	1 PT	2 PT
B	$-$	1,35	1,35
δ_{VP}	mm	1,78	1,28
Δ	mm	0,3	0,3
δ_{VP}/Δ	$-$	5,92	4,26
μ_{VP}	$-$	0,67	0,67
S_{VP}	m^2	0,0063	0,0031
z_{VP}	$-$	60	50
π_{VP}	$-$	0,067	0,083
$\pi_{VP,krit}$	$-$	0,105	0,115
$\dot{m}_{VP}$	$kg \cdot s^{-1}$	2,285	1,155
l_B	mm	5	4,5
l_b	mm	3	2,5

Tab. 18 Výsledky návrhu ucpávek vyrovnávacího pístu

Veličina	Jednotka	1 PT	2 PT
D_B	m	1,14	0,771
D_b	m	1,136	0,767
F_U^{VP}	kN	-26,64	-14,63

5.2 Ucpávkový systém turbíny

Ucpávkový systém slouží k zamezení úniku páry skrze mezeru mezi rotorem a turbínovou skříní. Používají se bezdotykové labyrintové ucpávky, které bývají běžně rozděleny na tři skupiny. Mezi dvě skupiny umístěny blíže k turbíně se zavádí ucpávková pára, která slouží k zahlcování ucpávek a její tlak je mírně vyšší než atmosférický. Mezi skupinami vzdálenějšími od turbíny se při mírném podtlaku odvádí ucpávková pára částečně smíšená se vzduchem ze strojovny a je zaváděna do kondenzátoru ucpávkové páry (KUP). Rozdělení ucpávek na skupiny včetně naznačení toků jednotlivými skupinami je schematicky zobrazeno na obr. 34.



Obr. 34 Schéma ucpávkového systému

Protože se skrze vnější ucpávky přisává i vzduch, je nutné ho zahrnout do výpočtu. Hustota vzduchu o teplotě $25\ °C$, tlaku $1\ bar$ a relativní vlhkosti $50\ \%$ [7]:

$$\rho_{vz} = 1{,}161\ kg \cdot m^{-3} \tag{5.2-1}$$

Měrný objem vzduchu:

$$v_{vz} = \frac{1}{\rho_{vz}} = \frac{1}{1{,}161} = 0{,}861\ m^3 \cdot kg^{-1} \tag{5.2-2}$$

Jelikož v ucpávkách vyrovnávacího pístu dochází k izoentalpickému škrcení, entalpie před ucpávkou A odpovídá entalpii za regulačním stupněm:

$$i_A = i_{RS,2} = 2906{,}71\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{5.2-3}$$

Entalpie před zadní ucpávkou D je rovna entalpii páry vystupující z posledního stupně:

$$i_D = i_2^{VI} = 2221{,}87\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{5.2-4}$$

Při výpočtu se postupuje stejným způsobem jako při návrhu ucpávek vyrovnávacího pístu v kapitole 5.1.2 a výsledky jsou uvedeny v tabulkách níže.

Tab. 19 Výsledky návrhu ucpávek pro variantu turbíny zpracující celý tep. výkon

Veličina	Jednotka	A	B	C	D	E	F
B	$-$		1,35			1,35	
δ	mm		0,628			0,628	
Δ	mm		0,3			0,3	
δ/Δ	$-$		2,09			2,09	
μ	$-$		0,675			0,675	
S	m^2		0,00055			0,00055	
p_1	bar	1,344	1,1	1	1,1	1,1	1
p_2	bar	1,1	0,95	0,95	0,103	0,95	0,95
i_1	$kJ \cdot kg^{-1}$	2906,71	2906,71	2906,71	2221,87	2221,87	2221,87
v_1	$m^3 \cdot kg^{-1}$	1,6718	2,0422	0,8610	1,2349	1,2349	0,8610
z	$-$	20	12	4	20	12	4
π	$-$	0,819	0,864	0,950	0,094	0,864	0,950
π_{krit}	$-$	0,178	0,225	0,358	0,178	0,225	0,358
$\dot{m}$	$kg \cdot s^{-1}$	0,014	0,013	0,020	0,024	0,016	0,020
l_B	mm		5			5	
l_b	mm		3			3	
D_B	m		0,285			0,285	
D_b	m		0,283			0,283	
F_U	kN	-0,043	-0,027	0,009	-0,177	0,027	-0,009

Tab. 20 Výsledky návrhu ucpávek pro variantu turbíny zpracující půlku tep. výkonu

Veličina	Jednotka	A	B	C	D	E	F
B	$-$		1,35			1,35	
δ	mm		0,52			0,52	
Δ	mm		0,3			0,3	
δ/Δ	$-$		1,73			1,73	
μ	$-$		0,68			0,68	
S	m^2		0,00033			0,00033	
p_1	bar	1,574	1,1	1	1,1	1,1	1
p_2	bar	1,1	0,95	0,95	0,103	0,95	0,95
i_1	$kJ \cdot kg^{-1}$	2895,20	2895,20		2226,59	2226,59	
v_1	$m^3 \cdot kg^{-1}$	1,4094	2,0175	0,8610	1,2381	1,2381	0,8610
z	$-$	12	8	4	20	8	4
π	$-$	0,699	0,864	0,950	0,094	0,864	0,950
π_{krit}	$-$	0,225	0,270	0,358	0,178	0,270	0,358
$\dot{m}$	$kg \cdot s^{-1}$	0,015	0,009	0,012	0,014	0,012	0,012
l_B	mm		4,5			4,5	
l_b	mm		2,5			2,5	
D_B	m		0,205			0,205	
D_b	m		0,203			0,203	
F_U	kN	-0,053	-0,017	0,006	-0,111	0,017	-0,006

6 Ložiska

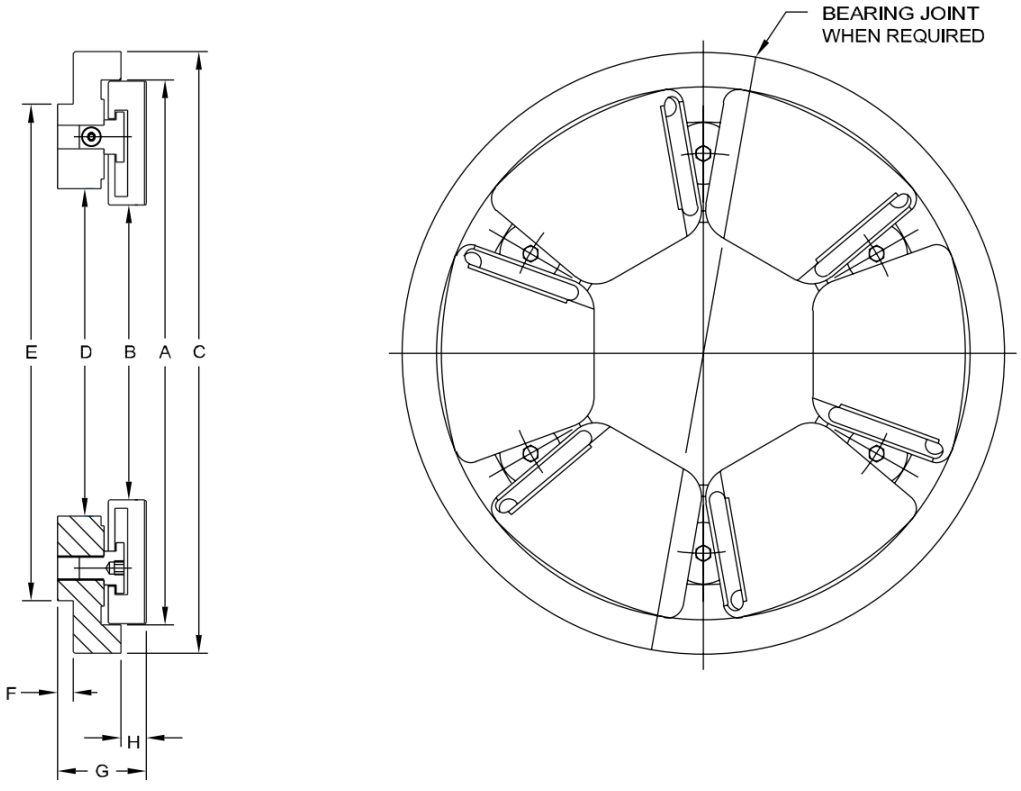
Rotor turbíny leží ve dvou ložiskových stojanech. V předním ložiskovém stojanu jsou společně umístěny radiální a axiální ložisko, v zadním stojanu je umístěno pouze radiální ložisko.

6.1 Axiální ložisko

Axiální ložisko slouží k zachycení axiální síly, která byla určena v rovnici (5.1.1-15). Konkrétní typ ložiska byl zvolen z katalogu [8] na základě axiální síly a otáček rotoru. Zvolené typy ložisek a jejich parametry pro obě navrhované varianty jsou uvedeny v tab. 21.

Tab. 21 Základní parametry axiálního ložiska

Veličina	Značka	Jednotka	1PT	2PT
Typ ložiska	–	–	KingCole-11-225	KingCole-8-207
Vnější průměr segmentů	A	mm	324	229
Vnitřní průměr segmentů	B	mm	209,5	123,2
Vnější průměr pouzdra	C	mm	355,5	253,9
Vnitřní průměr pouzdra	D	mm	223	138
Šířka ložiska	G	mm	41,25	38,1
Maximální zatížení	$F_{a,max}$	kN	140	79
Ztrátový výkon	$P_{z,a}$	kW	19	11
Množství mazacího oleje	$\dot{V}_{o,a}$	$l \cdot min^{-1}$	40	20



Obr. 35 Znázornění geometrie axiálního ložiska [8]

6.2 Radiální ložiska

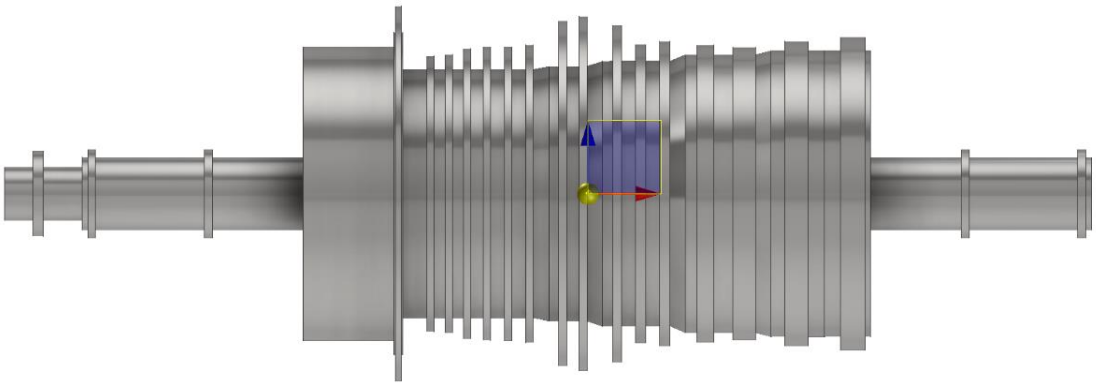
Radiální ložiska zachycují tíhovou sílu vznikající od hmotnosti rotoru turbíny. Pro výpočet reakčních sil v ložiskách je zapotřebí znát hmotnost rotoru, polohu jeho těžiště a axiální vzdálenosti ložisek od těžiště. Za tím účelem byl pro obě varianty turbíny vytvořen zjednodušený model rotoru pomocí programu Autodesk Inventor Profesional 2024. Pro oba rotory byla použita ocel s hustotou $7850\ kg \cdot m^{-3}$. Model s vyznačenou polohou těžiště pro variantu turbíny zpracovávající celý tepelný výkon je zobrazen na obr. 36 a pro variantu turbíny pracující s polovinou tepelného výkonu na obr. 37. Zjednodušení rotoru spočívá v nahrazení rotorových řad lopatek mezikružími o šířce B dané řady a o objemu odpovídajícímu součtu objemů lopatek v dané řadě. Tento objem je určen jako součin plochy profilu lopatky, střední délky lopatky a počtu lopatek v řadě:

$$V = S_p \cdot l_s \cdot z \ \ [m^3] \tag{6.2-1}$$

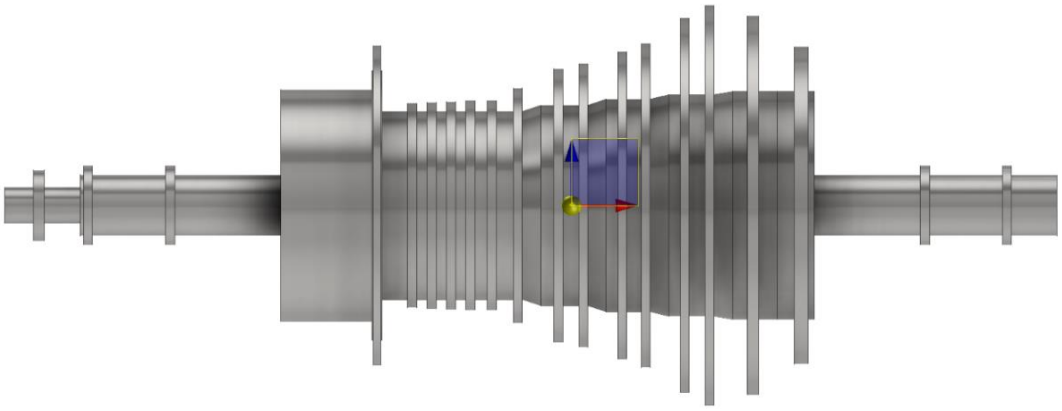
Výška mezikruží je vypočtena podle rovnice:

$$L = \left(\sqrt{\frac{4 \cdot V}{\pi \cdot B} + D_p^2} - D_p \right) \cdot \frac{1}{2} \ \ [m] \tag{6.2-2}$$

kde B je šířka profilu lopatky použité v dané řadě a D_p je patní průměr.



Obr. 36 Zjednodušený model rotoru turbíny zpracovávající celý teplený výkon



Obr. 37 Zjednodušený model rotoru turbíny zpracovávající polovinu tep. výkonu

Výpočet v této kapitole bude vzorově proveden pro variantu jedné turbíny pro celý tepelný výkon reaktoru. Výsledky výpočtu reakčních sil obou variant jsou uvedeny v tab. 22.

Hmotnost rotoru určená z modelu:

$$m_{rot} = 17040\ kg \tag{6.2-3}$$

Axiální vzdálenost těžiště od předního radiálního ložiska:

$$x_T = 1{,}687\ m \tag{6.2-4}$$

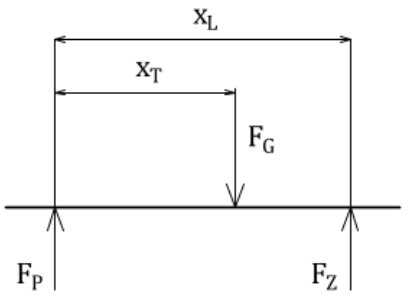
Rozteč ložisek:

$$x_L = 3{,}364\ m \tag{6.2-5}$$

Tíhová síla rotoru:

$$F_G = m_{rot} \cdot g = 17040 \cdot 9{,}81 \cdot 10^{-3} = 167{,}16\ kN \tag{6.2-6}$$

Nyní lze určit reakční síly v předním a zadním radiálním ložisku z momentové a silové rovnováhy. Na obr. 38 jsou schematicky zobrazeny radiální síly působící na rotor.



Obr. 38 Znázornění sil na rotor

Rovnice silové a momentové rovnováhy:

$$F_P + F_Z - F_G = 0 \tag{6.2-7}$$

$$F_G \cdot x_T - F_Z \cdot x_L = 0 \tag{6.2-8}$$

Reakční síla v zadním radiálním ložisku vyjádřená z rovnice momentové rovnováhy (6.2-8).

$$F_Z = \frac{F_G \cdot x_T}{x_L} = \frac{167{,}16 \cdot 1{,}687}{3{,}364} = 83{,}83\ kN \tag{6.2-9}$$

Reakční síla v předním radiálním ložisku vyjádřená z rovnice silové rovnováhy (6.2-7).

$$F_P = F_G - F_Z = 167{,}16 - 83{,}83 = 83{,}33\ kN \tag{6.2-10}$$

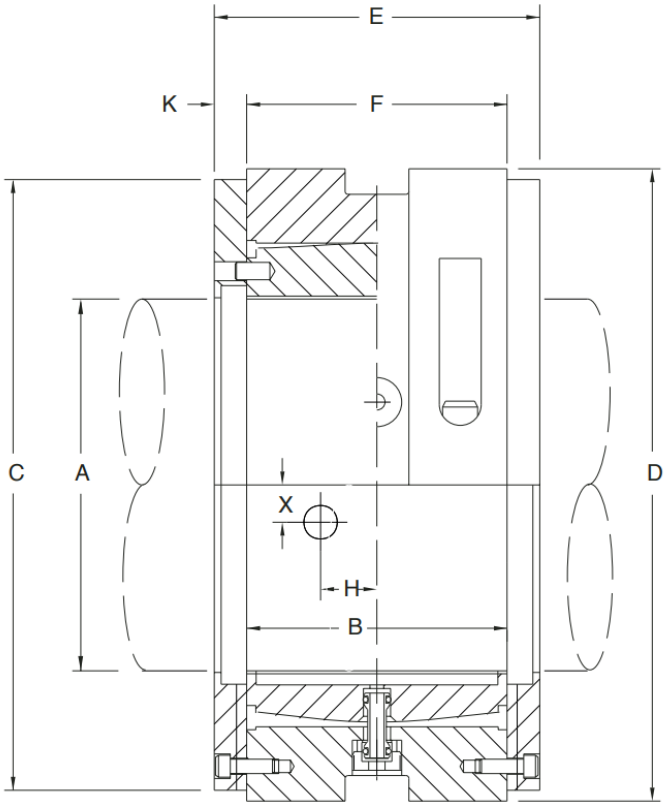
Tab. 22 Reakční síly v radiálních ložiskách obou variant turbíny

Veličina	Značka	Jednotka	1 PT	2 PT
Hmotnost rotoru	m_{rot}	kg	17040	7040
Tíhová síla	F_G	kN	167,16	69,06
Vzdálenost těžiště	x_T	m	1,687	1,558
Rozteč ložisek	x_L	m	3,364	2,857
Reakční síla v zadním lož.	F_Z	kN	83,83	37,66
Reakční síla v předním lož.	$F_{Z,r}$	kN	83,33	31,40

Na základě vypočtených reakčních sil a průměru hřídele byly zvoleny radiální ložiska z katalogu [9]. Zároveň byl stanoven ztrátový výkon a množství mazacího oleje na základě otáček rotoru podle diagramu v katalogu. Typy zvolených ložisek a jejich základní parametry jsou pro obě navrhované varianty uvedeny v tab. 23, kde uvedené množství oleje a ztrátový výkon jsou pro jedno ložisko. Zvolené ložisko je vždy stejné pro přední i zadní stojan.

Tab. 23 Základní parametry radiálních ložisek

Veličina	Značka	Jednotka	1 PT	2 PT
Typ ložiska	–	–	1.0 B/A 280	1.0 B/A 200
Průměr hřídele	A	m	280	200
Vnější průměr ložiska	D	m	450	336
Šířka ložiska	E	m	419	240
Maximální zatížení	$F_{r,max}$	kN	162,742	79,422
Ztrátový výkon	$P_{z,r}$	kW	26	18
Množství mazacího oleje	$\dot{V}_{o,r}$	$l \cdot min^{-1}$	39	25



Obr. 39 Znázornění geometrie radiálního ložiska [9]

7 Výsledné parametry turbíny

Cílem této kapitoly je stanovení vnitřní termodynamické účinnosti, vnitřního výkonu a svorkového výkonu celé turbíny. V druhé části kapitoly pak bude sestavena provozní charakteristika navržených turbín.

7.1 Účinnost a výkon turbíny

Vzorový výpočet účinnosti a výkonů je zpracován pro variantu turbíny zpracovávající celý tepelný výkon malého modulárního reaktoru. Výsledné účinnosti a výkony obou navrhovaných variant jsou shrnuty v tab. 24.
Poměrné hmotnostní průtoky jednotlivými kuželi:

$$\alpha^{I} = \frac{\dot{m}^{I}}{\dot{m}} = \frac{103{,}19}{105{,}48} = 0{,}978\ [-] \tag{7.1-1}$$

$$\alpha^{II} = \frac{\dot{m}^{II}}{\dot{m}} = \frac{10{,}22}{105{,}48} = 0{,}950\ [-] \tag{7.1-2}$$

$$\alpha^{III} = \frac{\dot{m}^{III}}{\dot{m}} = \frac{93{,}89}{105{,}48} = 0{,}890\ [-] \tag{7.1-3}$$

$$\alpha^{IV} = \frac{\dot{m}^{IV}}{\dot{m}} = \frac{91{,}04}{105{,}48} = 0{,}863\ [-] \tag{7.1-4}$$

$$\alpha^{V} = \frac{\dot{m}^{V}}{\dot{m}} = \frac{85{,}71}{105{,}48} = 0{,}813\ [-] \tag{7.1-5}$$

$$\alpha^{VI} = \frac{\dot{m}^{VI}}{\dot{m}} = \frac{85{,}71}{105{,}48} = 0{,}813\ [-] \tag{7.1-6}$$

Měrné vnitřní práce jednotlivých kuželů a regulačního stupně:

$$a_i^{RS} = i_{0c}^{RS} - i_{2c}^{RS} = 3000{,}3 - 2908{,}72 = 91{,}57\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{7.1-7}$$

$$a_i^{I} = \alpha^{I} \cdot (i_{0c}^{I} - i_{2c}^{I})$$
$$a_i^{I} = 0{,}978 \cdot (2908{,}72 - 2698{,}41) = 205{,}75\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{7.1-8}$$

$$a_i^{II} = \alpha^{II} \cdot (i_{0c}^{II} - i_{2c}^{II})$$
$$a_i^{II} = 0{,}95 \cdot (2698{,}41 - 2620{,}44) = 74{,}08\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{7.1-9}$$

$$a_i^{III} = \alpha^{III} \cdot (i_{0c}^{III} - i_{2c}^{III})$$
$$a_i^{III} = 0{,}89 \cdot (2620{,}44 - 2488{,}43) = 117{,}51\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{7.1-10}$$

$$a_i^{IV} = \alpha^{IV} \cdot (i_{0c}^{IV} - i_{2c}^{IV})$$
$$a_i^{IV} = 0{,}863 \cdot (2488{,}43 - 2380{,}26) = 93{,}36\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{7.1-11}$$

$$a_i^{V} = \alpha^{V} \cdot (i_{0c}^{V} - i_{2c}^{V})$$
$$a_i^{V} = 0{,}813 \cdot (2380{,}26 - 2317{,}04) = 51{,}37\ kJ \cdot kg^{-1} \tag{7.1-12}$$

$$a_i^{VI} = \alpha^{VI} \cdot (i_{0c}^{VI} - i_{2c}^{VI})$$
$$a_i^{VI} = 0{,}813 \cdot (2317{,}04 - 2249{,}51) = 54{,}88\ kJ \cdot kg^{-1} \quad (7.1\text{-}13)$$

Vnitřní práce celé turbíny:

$$a_i^T = a_i^{RS} + \sum_{z=I}^{VI} a_i^z = 688{,}52\ kJ \cdot kg^{-1} \quad (7.1\text{-}14)$$

Měrné vnitřní práce jednotlivých kuželů a regulačního stupně při izoentropické expanzi:

$$a_{iz}^{RS} = i_{0c}^{RS} - i_{2c,iz}^{RS} = 3000{,}3 - 2895{,}54 = 104{,}75\ kJ \cdot kg^{-1} \quad (7.1\text{-}15)$$

$$a_{iz}^{I} = \alpha^{I} \cdot \left(i_{0c}^{I} - i_{2c,iz}^{I}\right)$$
$$a_{iz}^{I} = 0{,}978 \cdot (2908{,}72 - 2671{,}7) = 231{,}88\ kJ \cdot kg^{-1} \quad (7.1\text{-}16)$$

$$a_{iz}^{II} = \alpha^{II} \cdot \left(i_{0c}^{II} - i_{2c,iz}^{II}\right)$$
$$a_{iz}^{II} = 0{,}95 \cdot (2698{,}41 - 2607{,}85) = 86{,}05\ kJ \cdot kg^{-1} \quad (7.1\text{-}17)$$

$$a_{iz}^{III} = \alpha^{III} \cdot \left(i_{0c}^{III} - i_{2c,iz}^{III}\right)$$
$$a_{iz}^{III} = 0{,}89 \cdot (2620{,}44 - 2459{,}19) = 143{,}53\ kJ \cdot kg^{-1} \quad (7.1\text{-}18)$$

$$a_{iz}^{IV} = \alpha^{IV} \cdot \left(i_{0c}^{IV} - i_{2c,iz}^{IV}\right)$$
$$a_{iz}^{IV} = 0{,}863 \cdot (2488{,}43 - 2347{,}65) = 121{,}51\ kJ \cdot kg^{-1} \quad (7.1\text{-}19)$$

$$a_{iz}^{V} = \alpha^{V} \cdot \left(i_{0c}^{V} - i_{2c,iz}^{V}\right)$$
$$a_{iz}^{V} = 0{,}813 \cdot (2380{,}26 - 2291{,}75) = 71{,}92\ kJ \cdot kg^{-1} \quad (7.1\text{-}20)$$

$$a_{iz}^{VI} = \alpha^{VI} \cdot \left(i_{0c}^{VI} - i_{2c,iz}^{VI}\right)$$
$$a_{iz}^{VI} = 0{,}813 \cdot (2317{,}04 - 2213{,}37) = 84{,}25\ kJ \cdot kg^{-1} \quad (7.1\text{-}21)$$

Měrná vnitřní práce turbíny při izoentropické expanzi:

$$a_{iz}^T = a_{iz}^{RS} + \sum_{z=I}^{VI} a_{iz}^z = 843{,}90\ kJ \cdot kg^{-1} \quad (7.1\text{-}22)$$

Vnitřní termodynamická účinnost celé turbíny:

$$\eta_{TDi}^T = \frac{a_i^T}{a_{iz}^T} = \frac{688{,}52}{843{,}90} = 0{,}8159\ [-] \quad (7.1\text{-}23)$$

Entalpie páry na výstupu z turbíny při izoentropické expanzi:

$$i_{2,iz}^T = f\left(p_2^{15.st.}; s_{RS,0}\right) = 2070{,}46\ kJ \cdot kg^{-1} \quad (7.1\text{-}24)$$

Izoentropický spád na turbínu:

$$H_{iz}^T = i_0^T - i_{2,iz}^T = 2999{,}98 - 2070{,}46 = 929{,}53\ kJ \cdot kg^{-1} \quad (7.1\text{-}25)$$

Reheat faktor turbíny:

$$(1+f)^T = \frac{H_{RS,iz} + \sum_{z=1.st.}^{15.st.} H_{iz}^z}{H_{iz}^T} = \frac{106{,}46 + 857{,}54}{929{,}53} = 1{,}0371\ [-] \qquad (7.1\text{-}26)$$

Vnitřní výkon turbíny:

$$P_i^T = P_{i,RS} + \sum_{z=1.st.}^{15.st} P_i^z = 9658{,}81 + 62965{,}32 = 72624{,}13\ kW \qquad (7.1\text{-}27)$$

Mechanická účinnost je určena ze ztrátových výkonů v ložiskách určených v kapitole 6:

$$\eta_{mech} = 1 - \frac{P_{z,a} + 2 \cdot P_{z,r}}{P_i^T} = 1 - \frac{19 + 2 \cdot 26}{72624{,}13} = 0{,}999\ [-] \qquad (7.1\text{-}28)$$

Účinnost generátoru byla zvolena pro dané parametry na základě doporučení vedoucího práce:

$$\eta_{gen} = 0{,}985\ [-] \qquad (7.1\text{-}29)$$

Svorkový výkon:

$$P_{SV} = P_i^T \cdot \eta_{mech} \cdot \eta_{gen} = 36174{,}71 \cdot 0{,}999 \cdot 0{,}985 = 71464{,}84\ kW \qquad (7.1\text{-}30)$$

U varianty turbíny zpracovávající polovinu tepelného výkonu je nutno do výpočtu svorkového výkonu zahrnout i účinnost převodovky, která byla zvolena pro dané parametry na základě doporučení vedoucího práce:

$$\eta_{př} = 0{,}985\ [-] \qquad (7.1\text{-}31)$$

Tab. 24 Výsledné parametry obou navržených turbín

Veličina	Jednotka	1 PT	2 PT
a_i^T	$kJ \cdot kg^{-1}$	688,52	685,92
a_{iz}^T	$kJ \cdot kg^{-1}$	843,90	845,98
η_{TDi}^T	$-$	0,8159	0,8108
H_{iz}^T	$kJ \cdot kg^{-1}$	929,53	929,53
$(1+f)^T$	$-$	1,0371	1,0360
P_i^T	kW	72624,13	36174,71
η_{mech}	$-$	0,999	0,9987
η_{gen}	$-$	0,985	0,986
$\eta_{př}$	$-$	$-$	0,985
P_{SV}	kW	71464,84	35087,60

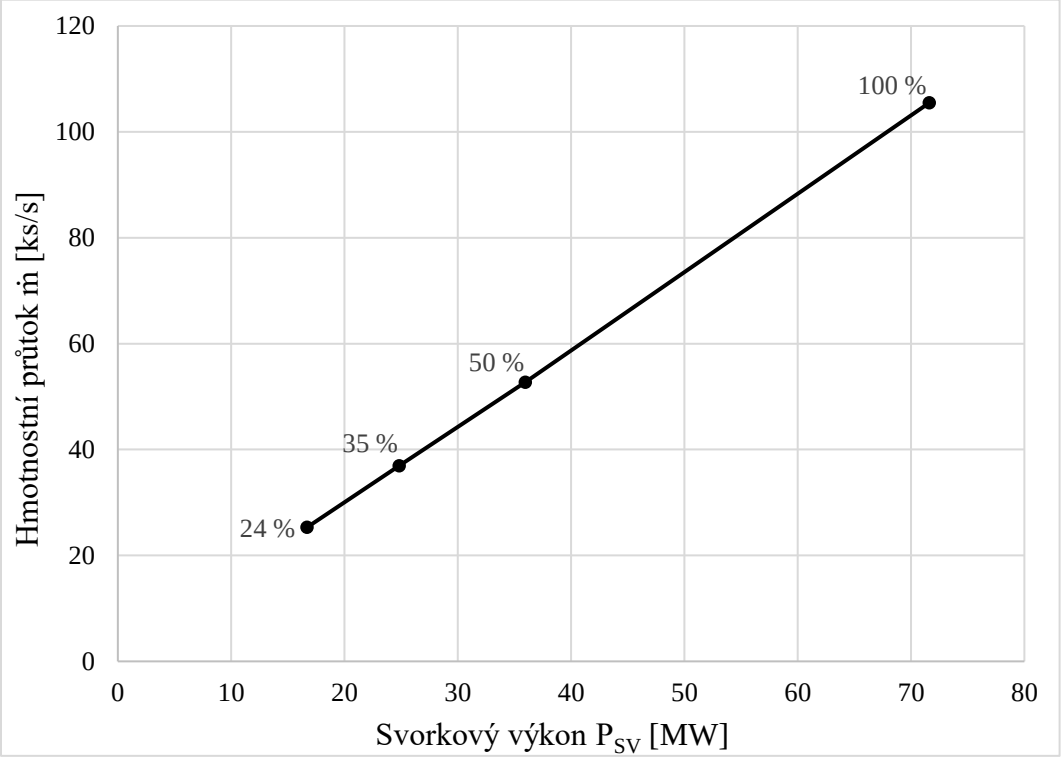
Zavedením výpočtářské rezervy snížením vypočteného svorkového výkonu o 0,5 % a zaokrouhlením je získán garantovaný svorkový výkon 71,11 MW pro turbínu zpracovávající celý tepelný výkon a 34,91 MW pro turbínu pracující s polovičním tepelným výkonem.

7.2 Provozní charakteristika turbíny

Provozní charakteristika zobrazuje závislost hmotnostního průtoku do turbíny na svorkovém výkonu a vyznačuje pásmo bezpečného provozu turbíny. Byla sestavena postupným snižováním průtoku a zaznamenáváním příslušného svorkového výkonu. U obou

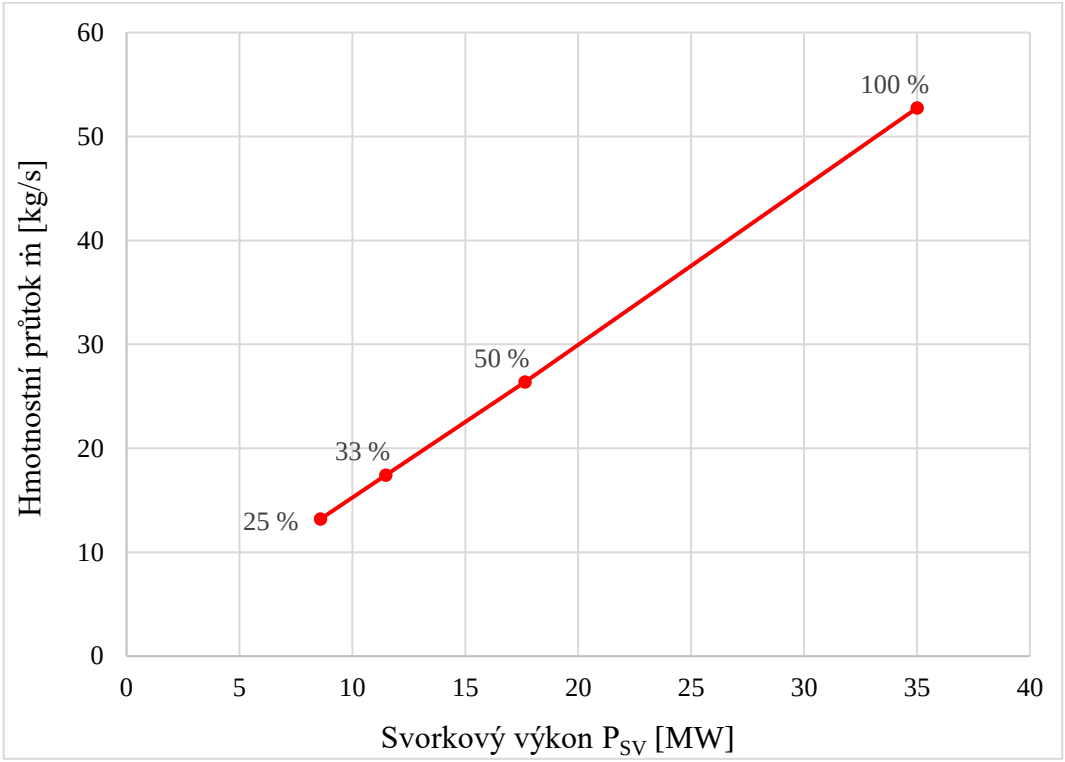
charakteristik jsou vyznačeny 4 body u kterých jsou uvedeny procentuální průtoky do turbíny oproti jmenovitému hmotnostnímu průtoku. Počáteční bod 100 % je návrhový bod při jmenovitém průtoku, druhým bodem je vyznačen provoz při poloviční průtoku, dále je vyznačen bod nulového izoentropického spádu na poslední rotorovou řadu, kdy začíná docházet ke zpětnému proudění, stupeň se začíná chovat jako kompresor a otáčí se směr působení ohybového napětí na lopatky posledního stupně. Koncový bod charakteristiky označuje minimální hmotnostní průtok, při kterém je možné turbínu bezpečně provozovat. Tohoto bodu je dosaženo při hodnotě ohybového napětí $-1{,}5\ MPa$ na rotorové lopatky posledního stupně.

Výsledná charakteristika turbíny zpracovávající celý tepelný výkon reaktoru je znázorněna na obr. 40. Při jmenovitém průtoku do turbíny $105{,}48\ kg \cdot s^{-1}$ turbína dosahuje svorkového výkonu 71,46 MW. Ke zpětnému proudění začíná docházet při 35 % jmenovitého průtoku a minimální průtok pro bezpečný provoz turbíny je $25{,}3\ kg \cdot s^{-1}$, při kterém svorkový výkon činí 16,3 MW.



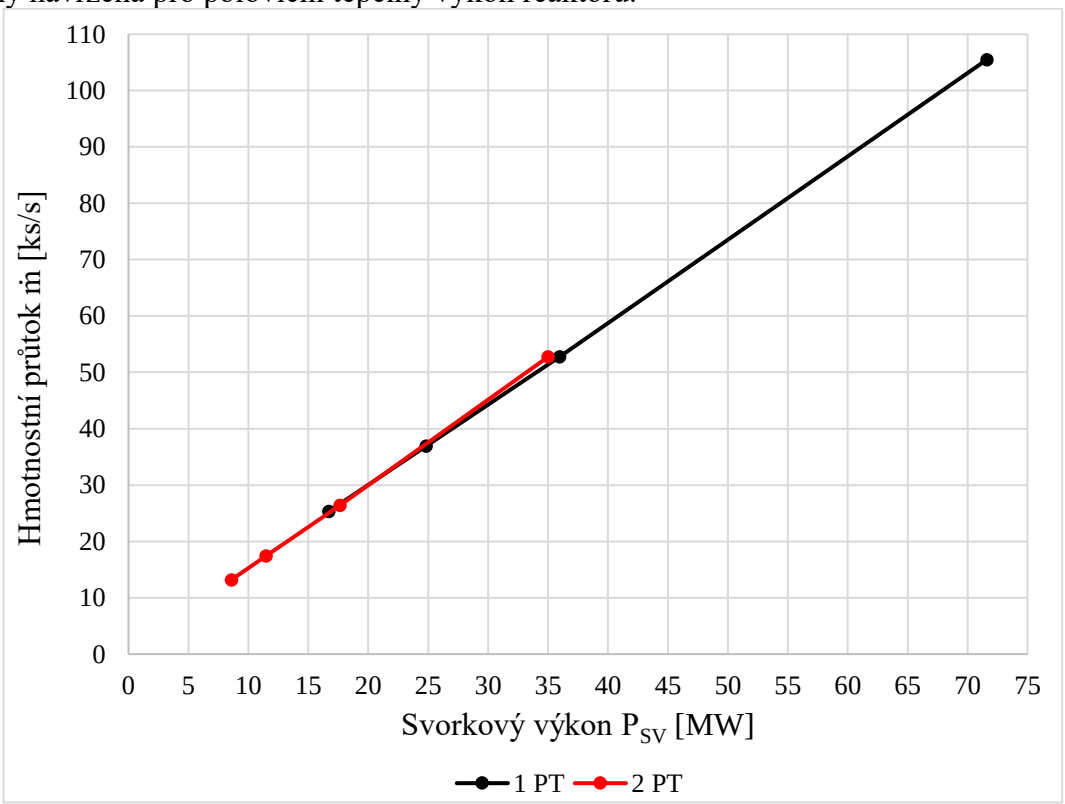
Obr. 40 Provozní charakteristika turbíny zpracovávající celý tepelný výkon

Na obr. 41 je vykreslena provozní charakteristika turbíny pracující s polovinou tepelného výkonu. Tato turbína v návrhovém stavu při průtoku $52{,}74\ kg \cdot s^{-1}$ dosahuje svorkového výkonu 35,09 MW. Při průtoku 33 % jmenovitého průtoku začíná docházet ke zpětnému proudění a hranicí pro bezpečný provoz turbíny je třetinový průtok $13{,}2\ kg \cdot s^{-1}$ při svorkovém výkonu 8,6 MW.



Obr. 41 Provozní charakteristika turbíny zpracovávající polovinu tep. výkonu

Na obr. 42 jsou pro srovnání obě provozní charakteristiky vykresleny do jednoho grafu, kde v legendě 1 PT značí variantu turbíny zpracovávající celý tepelný výkon a 2 PT je varianta turbíny navržena pro poloviční tepelný výkon reaktoru.



Obr. 42 Srovnání provozních charakteristik

8 Výkresová dokumentace

Přílohou práce je technický výkres koncepčního řezu navržené turbíny zpracovávající polovinu tepelného výkonu malého modulárního reaktoru. Základní rozměry vycházející ze zpracovaného termodynamického návrhu turbíny:

- Geometrie průtočného průřezu
  - Patní průměry rotoru
  - Délky lopatek
  - Šířky profilů lopatek
  - Axiální a radiální vůle
  - Rozměry a počet břitů bandáže
- Vyrovnávací píst a ucpávky turbíny
  - Průměr vyrovnávacího pístu
  - Průměr rotoru s ucpávkami
  - Rozměry a počet břitů ucpávek
- Rozměry axiálních a radiálních ložisek, rozteč radiálních ložisek

Průměry vstupního hrdla, potrubí odběrů a potrubí pro zpětné zavádění páry z vyrovnávacího pístu byly vypočteny z rovnice kontinuity na základě známého hmotnostního průtoku, měrného objemu a vhodně zvolené rychlosti proudění páry.

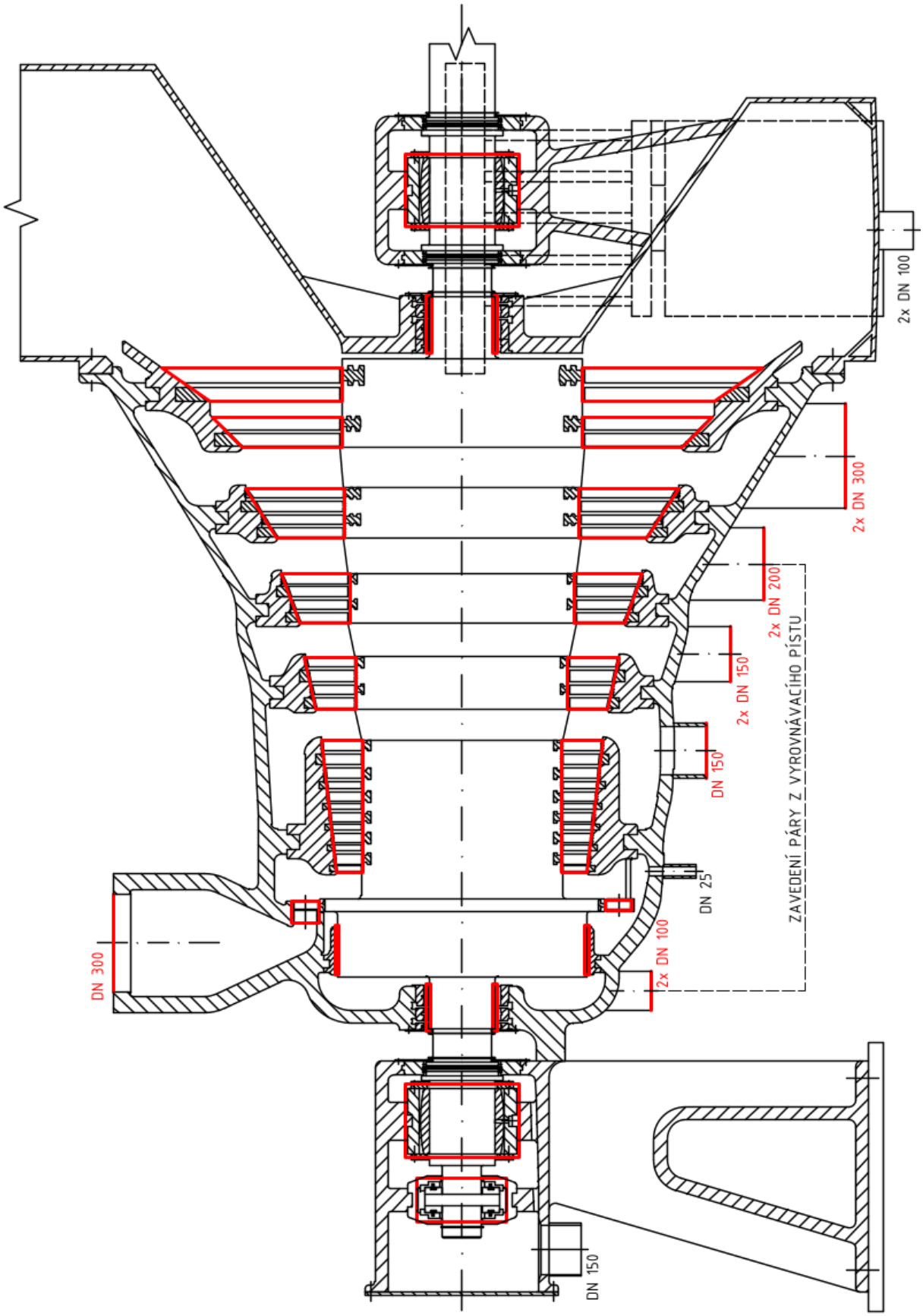
$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m} \cdot v}{\pi \cdot c}} \ [m] \qquad (8\text{-}1)$$

Rychlost proudění páry se optimálně volí v rozmezí $15 \div 60\ m \cdot s^{-1}$ v závislosti na parametrech, přičemž horní hranice náleží přehřáté páře o vysokých parametrech a s rostoucím měrným objemem se optimální rychlost snižuje. Ve vstupním hrdle turbíny byla zvolena rychlost $50\ m \cdot s^{-1}$ a dle rovnice kontinuity zvoleno hrdlo DN 300. Pro odběry a zavedení páry z vyrovnávacího pístu byla uvažována optimální rychlost $30\ m \cdot s^{-1}$. Pro první odběr bylo zvoleno potrubí DN 150. Pro další tři odběry z rovnice kontinuity vychází potrubí DN 250, DN 300 a DN 450, které byly z dispozičních důvodů rozděleny na 2x DN 150, 2x DN 200 a 2x DN 300. Potrubí pro zavedení páry z vyrovnávacího pístu bylo rozděleno z DN 150 na 2x DN 100.

Odvodňovací potrubí bylo navrženo na základě odhadu. Pro odvodnění části turbíny mezi regulačním stupněm a prvním kuželem bylo zvoleno potrubí DN 25. Výstupní hrdlo kvůli vzduchovému kondenzátoru směřuje nahoru a je proto nutné jeho odvodnění. Pára na výstupu z turbíny má vysokou vlhkost a ve výstupním hrdle lze očekávat velké množství vody, proto byla pro jeho odvodnění zvolena dvě potrubí DN 100. Z přední ložiskové skříně je vyvedeno potrubí DN 150 pro odvod oleje.

Mezi další rozměry volené na základě odhadu patří např. tloušťka stěny turbínové skříně, rozměry ložiskových skříní a stojanů, rozměry nosičů lopatek a rozměry rámu. Ve výkrese je čárkovanou čarou naznačeno upevnění výstupního hrdla podepřením v horizontální dělící rovině. Protáčecí zařízení je uvažováno na převodovce.

Zmenšený řez turbínou zpracovávající polovinu tepelného výkonu s červeně vyznačenými rozměry, které vychází z výpočtů, je zobrazen na obr. 43.



Obr. 43 Zjednodušený koncepční řez turbínou s vyznačením rozměrů získaných výpočtem

ZÁVĚR

Úkolem této diplomové práce bylo navrhnout kondenzační parní turbínu pracující v jaderném bloku s malým modulárním reaktorem o tepelném výkonu 250 MWt, s nízkotlakou regenerací a vzduchem chlazeným kondenzátorem ve dvou variantních řešeních. První varianta návrhu uvažovala se zpracováním celého tepelného výkonu v jedné parní turbíně, ve druhé variantě byl tepelný výkon reaktoru rovnoměrně rozdělen do dvou shodných parních turbín. Mezi cíle práce patří návrh tepelného schématu parního oběhu, termodynamický návrh parní turbíny s ohledem na vybraná pevnostní kritéria, sestrojení provozní charakteristiky navržených turbín a vytvoření technického výkresu zobrazující koncepční řez vybraného uzlu turbíny. Výpočtový model byl vytvořen v programu MS Excel s doplňkem X Steam Tables v2.6 [1], dále byl využit software Autodesk Inventor Profesional 2024 k vytvoření zjednodušeného modelu rotoru a technický výkres byl nakreslen v programu AutoCad 2021.

V první kapitole byla navržena tepelná schémata obou variant za účelem stanovení hmotnostních průtoků a parametrů páry a kondenzátu v důležitých bodech parního oběhu. Návrh tepelného schématu vychází ze zadaných parametrů, ostatní parametry byly vhodně zvoleny, vypočteny nebo určeny z tabulek pomocí doplňku X Steam. Tepelné schéma varianty jedné turbíny zpracovávající celý tepelný výkon zahrnuje parní turbínu, vzduchový kondenzátor, kondenzátní čerpadlo, tři nízkotlaké ohříváky, napájecí nádrž s odplyněním, napájecí čerpadlo a parogenerátor. Turbína má tři neregulované odběry, z nichž jeden je zaveden do napájecí nádrže pro odplynění kondenzátu a tři odběry dodávají páru do nízkotlakých regeneračních ohříváků za účelem ohřevu hlavního kondenzátu. Schéma varianty s rozděleným tepelným výkonem mezi dvě PT je doplněno o jednu turbínu a kondenzátor. Tlakově příslušné odběry z obou turbín jsou propojeny sběrnami, ze kterých je pára dále zavedena do napájecí nádrže, resp. nízkotlakých ohříváků. Každá turbína má, stejně jako v první variantě, jeden odběr pro odplynění a tři odběry pro nízkotlakou regeneraci. Kondenzát z obou kondenzátorů proudí do společné nádrže kondenzátu.

Druhá kapitola byla věnována návrhu regulačního stupně. V obou variantách byl zvolen regulační stupeň typu A-kolo, který dosahuje vyšší účinnosti než Curtisův stupeň. A-kolo navrženo pro turbínu zpracovávající celý tepelný výkon má střední průměr lopatkování 1,33 m s parciálním ostřikem 0,5, tlakovým číslem 4,88 a dosahuje výkonu 9,66 MW při účinnosti 85,77 % a otáčkách 3000 min^{-1}. Pro variantu turbíny pracující s polovinou tepelného výkonu rektoru bylo navrženo A-kolo o středním průměru lopatkování 0,96 m, parciálním ostřiku 0,5, tlakovém čísle 4,64, výkonu 5,45 MW a účinnosti 86,98 % při otáčkách 4500 min^{-1}.

Ve třetí kapitole byl proveden předběžný návrh stupňové části s přetlakovým typem lopatkování. Návrh probíhal po jednotlivých kuželech, u kterých byl určen počet stupňů, patní průměr a délka první a poslední lopatky. U varianty s jednou turbínou byla výsledkem předběžného návrhu turbína o šesti kuželech a patnácti stupních s rozložením 6-2-3-2-1-1. Za zmínku stojí druhá varianta turbíny pro poloviční tepelný výkon, která byla předběžně navrhována také na otáčky 3000 min^{-1} a při těchto otáčkách byla navržena na 6 kuželů s celkovým počtem 21 stupňů o rozložení 9-3-3-3-2-1.

Předmětem čtvrté kapitoly je již detailní návrh stupňové části, při kterém byl spočítán každý stupeň zvlášť a postupovalo se od posledního stupně k prvnímu. V rámci detailního návrhu byl také proveden pevnostní výpočet ke kontrole ohybového a tahového napětí v lopatkách. Detailní návrh byl následně propojen s návrhem regulačního stupně, tepelným schématem, vyrovnávacím pístem a ucpávkovým systémem, což je popsáno v podkapitole 4.5. Po propojení byl návrh optimalizován úpravou geometrie a volbou profilů lopatek tak, aby bylo dosaženo optimálních hodnot tlakového čísla $\psi \approx 2{,}8$, stupně reakce $\rho = \langle 0{,}5 \div 0{,}6 \rangle$ a zároveň nebyla překročena hranice dovoleného tahového napětí 600 MPa a ohybového napětí 20 MPa ve vlhké páře o suchosti $x < 0{,}97$ a 40 MPa v páře o suchosti $x > 0{,}97$. Turbína zpracovávající

celý tepelný výkon má po optimalizaci stejný počet stupňů, zachováno zůstalo i jejich rozdělení do kuželů 6-2-3-2-1-1 a došlo pouze ke změně geometrie. Zásadní změny po detailním návrhu nastaly u varianty turbíny zpracovávající polovinu tepelného výkonu. Pevnostním výpočtem byla zjištěna nízká hodnota tahového napětí i na poslední rotorové řadě lopatek (320 MPa), čehož bylo využito ke zvýšení otáček na 4500 min^{-1}. Tím došlo k významnému zmenšení turbíny z původního počtu stupňů 21 na výsledný počet 14 stupňů rozdělených do 6 kuželů následovně 6-2-2-2-1-1 a patní průměr všech kuželů se zmenšil zhruba o 25 %.

V páté kapitole byla určena axiální síla působící na rotor a navržen vyrovnávací píst k její kompenzaci. Za vyrovnávacím pístem byl zvolen tlak odpovídající tlaku v místě turbíny, kam bude pára z vyrovnávacího pístu zpětně zaváděna. V obou variantách bylo zvoleno zpětné zavedení páry za třetí kužel. Byly také určeny rozměry a počet břitů ucpávek a hmotnostní průtok ucpávkami vyrovnávacího pístu a ucpávkového systému turbíny.

Šestá kapitola byla věnována návrhu ložisek turbíny, které byly voleny z katalogu výrobce. Axiální ložisko bylo zvoleno na základě zbytkové axiální síly a volba radiálních ložisek vycházela z vypočítaných reakčních sil v ložiskách. Za účelem určení přibližné hmotnosti rotoru a polohy těžiště byl pro obě varianty navrhovaných turbín vytvořen zjednodušený model rotoru pomocí programu Autodesk Inventor Profesional 2024.

V sedmé kapitole byly vypočítány výsledné klíčové parametry obou navržených turbín a pomocí vytvořených výpočtových modelů byly sestrojeny provozní charakteristiky vyznačující pásmo bezpečného provozu navržených turbín. Turbína zpracovávající celý tepelný výkon reaktoru byla navržena na jmenovité otáčky 3000 min^{-1}, při kterých dosahuje svorkového výkonu 71,11 MW, vnitřní termodynamické účinnosti 81,59 % a hodnota reheat faktoru je 1,0371. Turbína zpracovávající polovinu tepelného výkonu reaktoru byla navržena k provozu s převodovkou při jmenovitých otáčkách 4500 min^{-1}, svorkový výkon 34,91 MW s vnitřní termodynamickou účinností 81,08 % a reheat faktorem 1,036. V první variantě by jaderný blok s jednou parní turbínou dosahoval elektrického výkonu 71,11 MWe. V druhé variantě, při rovnoměrném rozdělení tepelného výkonu reaktoru do dvou shodných parních turbín, by bylo dosaženo elektrického výkonu bloku 69,82 MWe.

Zhodnocení vhodnějšího řešení záleží na preferencích. Jako stabilní zdroj elektrické energie je jednoznačně vhodnější varianta bloku s jednou parní turbínou o vyšší účinnosti a výkonu. Použití dvou turbín poskytne širší regulační pásmo a varianta bloku s dvěma turbínami tak nabízí vyšší flexibilitu provozu. Tato varianta se nabízí například k doplnění o topný výměník a využití pro kombinovanou výrobu elektřiny a tepla.

Na závěr byl vytvořen výkres koncepčního řezu turbíny zpracovávající polovinu tepelného výkonu reaktoru, který tvoří přílohu práce. Základní rozměry byly získány z termodynamického návrhu turbíny, dimenze potrubí byly určeny z rovnice kontinuity a ostatní rozměry byly vhodně zvoleny.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

[1] HOLMGREN, Magnus. *X Steam Tables v2.6* [online]. In: . [cit. 2023-05-04]. Dostupné z: http://www.x-eng.com

[2] KRBEK, Jaroslav a Bohumil POLESNÝ. *Závěrečný projekt: Výpočet tepelných turbín a jejich příslušenství*. Brno: Editační středisko VUT Brno, 1986. ISBN 55-596-87.

[3] KRBEK, Jaroslav, Bohumil POLESNÝ a Jan FIEDLER. *Strojní zařízení tepelných centrál: návrh a výpočet*. Brno: PC-DIR, 1999. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-1334-4.

[4] FIEDLER, Jan. *Parní turbíny: návrh a výpočet*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004. ISBN 80-214-2777-9.

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

[6] ŠKOPEK, Jan. *Parní turbína: tepelný a pevnostní výpočet*. V Plzni: Západočeská univerzita, 2003. ISBN ISBN978-80-7043-256-3.

[7] *Omni Calculator* [online]. In: . [cit. 2023-05-10]. Dostupné z: https://www.omnicalculator.com/physics/air-density

[8] KingCole Tilting Pad Leading Edge Groove Bearings. In: *Kingsbury, Inc.* [online]. [cit. 2023-05-11]. Dostupné z: https://www.kingsbury.com/pdf/catalog-kingcole.pdf

[9] LEG Bearings, Thrust and Journal. In: *Kingsbury, Inc.* [online]. [cit. 2023-05-11]. Dostupné z: https://www.kingsbury.com/pdf/catalog-leg.pdf

SEZNAM PŘÍLOH

PŘÍLOHA 1 Koncepční řez turbínou