



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

## PARNÍ TURBÍNA PRO SPALOVNU ODPADŮ

STEAM TURBINE FOR THE WASTE TO ENERGY

### DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

**Bc. Zsolt Szelecky**

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

**Ing. Petr Kracík, Ph.D.**

**BRNO 2019**



# Zadání diplomové práce

Ústav:	Energetický ústav
Student:	<b>Bc. Zsolt Szelecky</b>
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Energetické inženýrství
Vedoucí práce:	<b>Ing. Petr Kracík, Ph.D.</b>
Akademický rok:	2018/19

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 spalovnu odpadů**

### **Stručná charakteristika problematiky úkolu:**

Navrhněte kondenzační parní turbínu o jmenovitém výkonu 80 MWe bez přihřívání páry a s nízkotlakou regenerací do spalovny odpadů pro následující parametry:

požadovaný elektrický výkon stroje: 80,0 MWe,

teplota admisní páry: 425,0 °C,

tlak admisní páry: 70,0 bar(a),

tlak ve výstupním hrdle turbíny: 7,0 kPa(a),

tlak v procesním odběru: 10,0 bar(a),

tepelný výkon procesního odběru: 0,0 – 175,0 MWt,

teplota odplynění: 125,0 °C,

otáčky turbíny: 3 600 1/min.

Další nespecifikované parametry vhodně zvolte.

### **Cíle diplomové práce:**

Diplomovou práci zpracujte v rozsahu:

- 1) návrh tepelného schématu pro plně kondenzační provoz a provoz s procesním odběrem,
- 2) termodynamický návrh průtočných kanálů turbíny a základní pevnostní kontrola,
- 3) podélný řez turbínou na rámu.

### **Seznam doporučené literatury:**

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

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

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

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

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

---

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

---

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

## **ABSTRAKT**

Obsahom tejto diplomovej práce je návrh kondenzačnej parnej turbíny s výkonom 80 MW<sub>e</sub> do spaľovne odpadov s rovnotlakovým lopatkovaním. V práci sú vypracované návrhy a výpočty bilančných schém, ktoré slúžia v ďalšej časti práce ako základ pre výpočet prietokovej časti turbíny. Prietoková časť je navrhovaná na dve prevádzky – pre plno kondenzačnú prevádzku a pre plno odberovú prevádzku. Turbína má obsahovať jeden procesný odber a tri neregulované odbery. Okrem toho je prevedená základná pevnostná kontrola. Diplomová práca je zakončená s výkresom pozdĺžneho rezu turbíny.

### **Kľúčové slová**

Kondenzačná parná turbína, bilančná schéma, pevnostný výpočet, rovnotlakové lopatkovanie

## **ABSTRACT**

The content of this thesis is the design of a condensing steam turbine with an output of 80 MW<sub>e</sub> to a waste incinerator with impulse blading. In this work are elaborated proposals and calculations of balancing schemes, which are used in the next part of the work as a foundation for calculation of the blades part of the turbine. The blades part is designed for two operations - for full condensing operation and for full demand operation. The turbine should contain one process offtake and three unregulated offtakes. Besides that, the thesis solves basic strength control. The thesis is finished with a technical drawing of the longitudinal cut of the turbine.

### **Key words**

Condensing steam turbine, balance scheme, strength control, impulse blading

## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

SZELECKY, Zsolt. *Parní turbína pro spalovnu odpadů* [online]. Brno, 2019, [cit. 2019-05-24], 77 s. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/116469>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Petr Kracík.

### **Čestné vyhlásenie**

Vyhlasujem, že moju *diplomovú prácu* na tému **Parní turbína pro spalovnu odpadů** som vypracoval samostatne s použitím odbornej literatúry a prameňov, uvedených v zozname, ktorý tvoria prílohu tejto práce.

-----  
Dátum

-----  
*Zsolt Szelecky*

## **POĎAKOVANIE**

Rád by som poďakoval svojim vedúcim diplomovej práce Ing. Petr Kracíkovi, Ph.D. a Ing. Zdeněk Kubišovi za cenné rady, odborné vedenie a stráveného času pri konzultáciách. Ďalej by som chcel poďakovať mojej rodine a priateľom, ktorý ma podporovali počas štúdia. a pri vypracovaní tejto práce.



## OBSAH

ÚVOD.....	11
1. Tepelná schéma .....	12
1.1    Zadané parametre.....	12
1.2    Postup výpočtu bilančnej schémy.....	12
1.2.1    Výpočet parametrov v uzlových bodoch.....	13
1.2.2    Vstupné parametre do turbíny.....	13
1.2.3    Kondenzátor .....	14
1.2.4    Napájacia nádrž.....	15
1.2.5    Kondenzačné čerpadlo .....	16
1.2.6    Nízkotlakové regeneračné ohrievače (NTO).....	17
1.2.7    Napájacie čerpadlo .....	20
1.2.8    Výstupné parametre z turbíny .....	21
1.3    Pomerné veľkosti odberov .....	22
1.4    Výpočet hmotnostného toku vstupujúceho do turbíny .....	22
1.4.1    Skutočné veľkosti jednotlivých odberov.....	23
1.5    Postup iteračného výpočtu .....	23
1.6    Bilančná schéma plno kondenzačnej prevádzky.....	25
2.    Predbežný návrh regulačného stupňa – A kolo .....	26
2.1    Základné parametre pre regulačný stupeň .....	26
2.2    Určenie dĺžky lopatky a parciálneho ostreku.....	27
2.3    Stanovanie účinnosti a vnútorný výkon regulačného stupňa.....	29
3.    Detailný výpočet regulačného stupňa - A kolo .....	31
3.1    Voľba stupňa reakcie a rozdelenie tepelných spádov .....	31
3.2    Rýchlostné trojuholníky.....	32
3.3    Návrh prietokového kanála pre regulačný stupeň.....	34
3.4    Vnútorná termodynamická účinnosť a vnútorný výkon regulačného stupňa .....	37
4.    Návrh prietokového kanála turbíny .....	38
4.1    Zmeny počas výpočtu stupňovej časti .....	38
4.1.1    Typ lopatky .....	38
4.1.2    Kritické prúdenie.....	38
4.1.3    Parciálny ostrek.....	39
4.2    Grafoanalitická metóda.....	40
5.    Svorkový výkon, termodynamická účinnosť, reheat factor .....	47
6.    Profily lopatiek .....	48
7.    Základná pevnostná kontrola.....	52
7.1    Prepočet charakteristických rozmerov obežných lopatiek.....	52
7.2    Namáhanie ohybom obežných lopatiek.....	53
7.3    Namáhanie ťahom obežných lopatiek .....	55

7.3.1	Odstředivá síla od lopatky .....	55
7.3.2	Celková odstředivá síla.....	56
7.4	Celkové namáhání a kontrola namáhání na obožné lopatky .....	57
7.5	Namáhání rozvádzacích lopatiek.....	59
8.	Stanovovanie kritických otáčok .....	62
9.	Dimenzovanie priemerov potrubí .....	63
10.	Plne odborová prevádzka turbíny .....	64
10.1	Pevnostná kontrola pre plno odberovú prevádzku .....	65
10.2	Svorkový výkon a účinnosť plne odberovej prevádzky .....	65
10.3	Bilančná schéma plno odberovej prevádzky .....	66
	Záver .....	67
	Zoznam použitej literatúry .....	69
	Zoznam obrázkov.....	70
	Zoznam príloh .....	73

## ÚVOD

Táto diplomová práca sa zaoberá návrhom a výpočtom kondenzačnej turbíny s požadovaným menovitým výkonom 80 MWe. a otáčkami  $3600 \text{ min}^{-1}$  do spaľovne odpadov. Po konzultáciách s firmou Doosan Škoda Power bolo zvolené rovnotlakové lopatkovanie. Turbína má obsahovať jeden pracovný odber ( $0,0 - 175,0 \text{ MW}_t$ ) a podľa zadania má byť navrhnutá bez prihrievania pary a nízkotlakovou reguláciou, ktorá sa skladá z dvoch nízkotlakových ohrievačov a odplyňovača s napájacou nádržou. Admisná para je zadaná pomocou parametrov tlaku ( $70,0 \text{ bar}$ ) a teploty ( $425,0 \text{ }^\circ\text{C}$ ). Pre úplnosť a riešiteľnosť bol zadaný tlak vo výstupnom hrdle turbíny a tlak v procesnom odbere, ako aj teplota odplyňovania.

Postup výpočtu sa skladá z viacerých na seba chronologicky nadväzujúcich hlavných krokov. V prvej časti tejto práce je dôraz kladený na vypracovanie tepelných bilančných schém, ktoré slúžia ako základ k vytvoreniu termodynamického návrhu prietokového kanála turbíny. Pomocou odhadnutých účinností turbíny je možné dopočítať všetky stavy v uzlových bodoch, a určiť hmotnostné bilancie.

Ďalšou hlavnou časťou je termodynamický návrh prietokového kanála. Táto časť sa zaoberá predbežným a detailným výpočtom regulačného – a postupne všetkých – stupňa. Nevyhnutnou časťou overovania správne navrhnutého prietokového kanála je pevnostný výpočet.

Diplomová práca je doplnená výkresom pozdĺžneho rezu turbíny na rámu, ktorý zahrňuje predtým vypočítané hodnoty.

## 1. Tepelná schéma

V tepelnej schéme sú uvedené hlavné technologické zariadenia, ktoré sú nepostrádateľné k popisu obehu pary a kondenzátu v celom systéme. V tejto časti práci je riešené zapojenie turbíny do technologického celku, výpočet hmotnostných prietokov a stavy média v jednotlivých uzlových bodoch.

### 1.1 Zadané parametre

V zadaní diplomovej práce sú stanovené požiadané parametre turbíny. Na základe týchto parametrov určíme parametre pary a kondenzátu v jednotlivých uzlových bodoch.

Zadané parametre:

- Tlak admisnej pary:

$$p_0 = 70,0 \text{ bar}(a) \quad (1.1)$$

- Teplota admisnej pary:

$$t_0 = 425,0 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.2)$$

- Teplota odplyňovania:

$$t_{NN} = 125,0 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.3)$$

- Tlak vo výstupnom hrdle turbíny:

$$p_2 = 7,0 \text{ kPa} \quad (1.4)$$

- Požadovaný elektrický výkon stroja:

$$P_e = 80 \text{ MW}_e \quad (1.5)$$

- Tepelný výkon odberu:

$$Q_t = 0,0 - 175,0 \text{ MW}_t \quad (1.6)$$

- Otáčky turbíny:

$$n = 3600 \text{ min}^{-1} \quad (1.7)$$

### 1.2 Postup výpočtu bilančnej schémy

V zadaní diplomovej práce sú určené parametre admisnej pary, avšak tieto musia byť znížené kvôli rýchlozávernému a regulačnému ventilu. Významný únik tepla nepredpokladáme, uvažujeme tlakové straty vyššie spomínaných ventilov.

Na konci turbíny – vo výstupnom hrdle – je zadaný tlak. Pomocou tohto tlaku a tlakovej straty vo výstupnom hrdle turbíny je stanovený tlak v kondenzátore. V kondenzátore je uvažovaný tlak nasýtených pár.

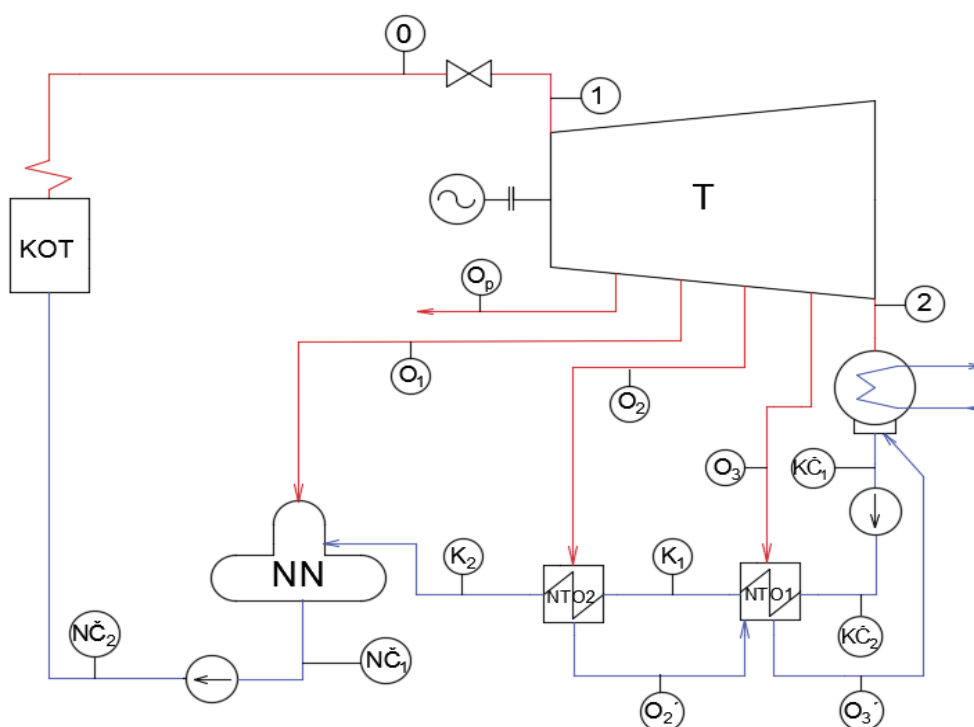
Ďalším krokom je určenie ohriatia v jednotlivých nízkotlakových regeneračných ohrievačoch (NTO). U týchto ohrievačov a napájacej nádrže (NN) sa vypočítavajú tlaky nasýtenej pary v parných vetvách a sú zvolené tlakové straty v prívodnom potrubí. Pomocou týchto krokov dostaneme tlaky v mieste jednotlivých odberov. K určeniu entalpií v jednotlivých odberoch je nevyhnutné odhadnúť účinnosti jednotlivých kužeľov.

Na základe týchto parametrov z i-s diagramu sú odčítané entalpie. V nasledujúcich výpočtoch sú presnejšie vypočítané entalpie v odberoch, ktoré sú spätne iterované do bilančnej schémy. Pomocou tohto kroku sa upresňujú parametre v odberoch a hmotnostné bilancie.

V tejto časti práce sú navrhované a vypočítané i tlakové straty a prírastky entalpie kondenzačného čerpadla (KČ) a napájacieho čerpadla (NČ).

### 1.2.1 Výpočet parametrov v uzlových bodoch

Celá schéma bola rozdelená do niekoľkých uzlových bodov, ktoré sú znázornené na obr. 1. Pri výpočte jednotlivých parametrov bol použitý program XSteam Excel v2. Uvažované hodnoty (straty, ohratie u NTO) boli zvolené na základe odborných konzultácií a odbornej literatúry [1].



Obrázok 1: Tepelná schéma s označenými uzlovými bodmi

### 1.2.2 Vstupné parametre do turbíny

Parametre admisnej pary (bod 0):

$$p_0 = 70,00 \text{ bar}(a) \quad (1.8)$$

$$t_0 = 425,0 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.9)$$

$$i_0 = f(p_0, t_0) = 3224,69 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.10)$$

Tlaková strata vo ventiloch (regulačný, rýchloúzaverný) sa volí z intervalu od 0,03 [-] až 0,05 [-]. [1] Podľa výkonu a charakteristiky turbíny bola zvolená najnižšia hodnota:

$$\Delta p_z = 3 \% \quad (1.11)$$

Tlak pary vstupující do turbíny – po ventilech:

$$p_1 = 67,90 \text{ bar} \quad (1.12)$$

Je predpokladaný izoentropický dej, pre ktorý platí:

$$i_0 = i_1 = 3224,69 \text{ kJ/kg} \quad (1.13)$$

Parametre pary vstupujúcej do turbíny:

$$t_1 = f(p_1, i_1) = 423,6 \text{ °C} \quad (1.14)$$

$$s_1 = f(p_1, i_1) = 6,559 \text{ kJ/(kg.K)} \quad (1.15)$$

$$v_1 = f(p_1, i_1) = 0,043 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (1.16)$$

### 1.2.3 Kondenzátor

Zadané parametre vo výstupnom hrdle sú dané s firmou Doosan Škoda Power. Pomocou známeho tlaku vo výstupnom hrdle turbíny a následne určenou stratou vo výstupnom hrdle turbíny je možné určiť tlak v kondenzátore.

Výpočtový vzťah pre stratu vo výstupnom hrdle [2]:

$$\Delta p = \zeta \cdot \left(\frac{c}{100}\right) \cdot p_2 \quad (1.17)$$

kde výstupná rýchlosť pary v hrdle kondenzátoru a stratový súčiniteľ boli zvolené podľa doporučených hodnôt.

Zvolený stratový súčiniteľ:

$$\zeta = 0,1 [-] \quad (1.18)$$

Zvolená výstupná rýchlosť vo výstupnom hrdle:

$$c = 100 \text{ m/s} \quad (1.19)$$

Po dosadení vyššie uvedených súčiniteľov určíme stratu vo výstupnom hrdle:

$$\Delta p = \zeta \cdot \left(\frac{c}{100}\right) \cdot p_2 = 0,1 \cdot \left(\frac{100}{100}\right) \cdot 0,07 = 0,007 \text{ bar} \quad (1.20)$$

Po tomto kroku je možné určiť tlak v kondenzátore podľa vzťahu:

$$p_k = p_2 - \Delta p = 0,07 - 0,007 = 0,063 \text{ bar} \quad (1.21)$$

V kondenzátore sa uvažuje tlak nasýtenej pary, pomocou toho zistíme teplotu kondenzácie:

$$t'_k = f(p_{sat}) = 37,0 \text{ °C} \quad (1.22)$$

Tlak kondenzácie je totožný s tlakom kondenzátu, ktorý vystupuje z kondenzátora:

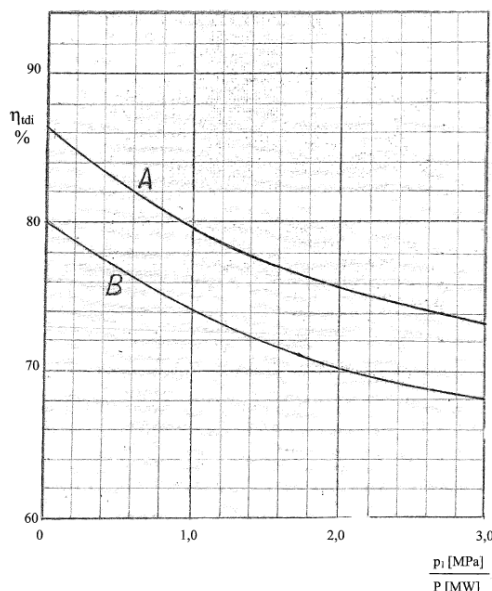
$$p_k = p'_k = 0,063 \text{ bar} \quad (1.23)$$

Entalpia kondenzátu:

$$i_k = f(t'_k, x = 0) = 155,22 \text{ kJ/kg} \quad (1.24)$$

Odhadnutí vnitřní termodynamické účinnosti je možné viacerými spôsobmi. V tejto práci je určená podľa závislosti na pomere vstupného tlaku pary a výkonu. Táto závislosť je znázornená na obr. 2.

Pri vypracovaní tejto diplomovej práce k určeniu účinnosti je sledovaná krivka A, ktorá platí pre viac účinné viactelesové turbíny. Krivka B opisuje závislosť vstupného tlaku pary a výkonu pre menej účinné turbíny s Curtisovým stupňom. [2]



Obrázok 2: Vnitřní termodynamická účinnosť turbíny [2]

Určenie pomeru vstupného tlaku pary a výkonu:

$$\frac{p_1}{P} = \frac{6,8}{80} = 0,085 [-] \quad (1.25)$$

kde tlak vstupnej pary sa dosadzuje do rovnice v MPa a výkon turbíny v MW.

Na základe vyššie určeného pomeru z grafu je odčítaná vnitřní termodynamická účinnosť:

$$\eta_{tdi} = 86 \% \quad (1.26)$$

K stanoveniu entalpie v jednotlivých odberoch je potrebné na základe vyššie odhadnutej účinnosti približne určiť účinnosti jednotlivých kužel'ov. V nasledujúcom predbežnom výpočte tepelnej schémy bude počítané s odhadnutými účinnosťami. Následne vypočítané entalpie v odberoch budú spresnené pomocou iteračného výpočtu stupňovej časti.

#### 1.2.4 Napájacia nádrž

Zadaná teplota odplyňovania – teplota v napájacom nádrži:

$$t_{NN} = 125,0 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.27)$$

Z toho určený tlak v napájacom nádrži:

$$p_{NN} = f(t_{NNsat}) = 2,32 \text{ bar} \quad (1.28)$$

Entalpia vystupujúcej vody z NN:

$$i'_{NN} = f(p_{NN}, x = 0) = 525,06 \text{ kJ/kg} \quad (1.29)$$

K určení tlaku v mieste odberu pre napájací nádrž musíme uvažovať s tlakovou stratou medzi turbínou a NN. Z doporučených hodnôt po konzultáciách tlaková strata bola zvolená:

$$\Delta p_{zNN} = 0,50 \text{ bar} \quad (1.30)$$

Z toho dostaneme tlak v mieste odberu pre NN:

$$p_{o1} = p_{NN} + \Delta p_{zNN} = 2,32 + 0,50 = 2,82 \text{ bar} \quad (1.31)$$

Entalpia v odbere – izoentropický dej:

$$i_{o1,iz} = f(p_{o1}, s_1) = 2538,68 \text{ kJ/kg} \quad (1.32)$$

Izoentropický tepelný spád:

$$h_{o1,iz} = i_1 - i_{o1,iz} = 3224,69 - 2538,68 = 686,01 \text{ kJ/kg} \quad (1.33)$$

Skutočný tepelný spád – pomocou predpokladanej termodynamickej účinnosti:

$$h_{o1} = h_{1,iz} \cdot \eta_{tdi1} = 686,01 \cdot 0,85 = 583,11 \text{ kJ/kg} \quad (1.34)$$

Entalpia v odbere:

$$i_{o1} = i_0 - h_{o1} = 3224,69 - 583,22 = 2641,58 \text{ kJ/kg} \quad (1.35)$$

Skutočná entalpia v odbere po výpočte prietochnej časti:

$$i_{o1,sk} = 2630,14 \text{ kJ/kg} \quad (1.36)$$

### 1.2.5 Kondenzačné čerpadlo

Tlaková strata medzi napájacou nádržou a kondenzačným čerpadlom (KČ):

$$\Delta p_{z,KČ} = 2 \cdot \Delta p_{NTO} + \Delta p_{čk} + \Delta p_{rh} + \Delta p_p \quad (1.37)$$

Čiastkové tlakové straty sú zvolené podľa odbornej literatúry [3]:

Tlaková strata kondenzátu v NTO:

$$\Delta p_{NTO} = 0,80 \text{ bar} \quad (1.38)$$

Tlaková strata pre zariadenie určené k čisteniu kondenzátu:

$$\Delta p_{čk} = 4,00 \text{ bar} \quad (1.39)$$

Tlaková strata regulačnej zariadenej hladiny v kondenzátore:

$$\Delta p_{rh} = 5,00 \text{ bar} \quad (1.40)$$

Tlaková strata v potrubí nízkotlakovej regenerácie:

$$\Delta p_p = 1,40 \text{ bar} \quad (1.41)$$



Po dosadenie zvolených čiastkových strát tlaková strata medzi napájacou nádržou a kondenzačným čerpadlom:

$$\left. \begin{aligned} \Delta p_{z,K\check{c}} &= 2 \cdot \Delta p_{NTO} + \Delta p_{\check{c}k} + \Delta p_{rh} + \Delta p_p \\ \Delta p_{z,K\check{c}} &= 2 \cdot 0,80 + 4,00 + 5,00 + 1,40 = 12,00 \text{ bar} \end{aligned} \right\} \quad (1.42)$$

Tlak na výtlaku kondenzačného čerpadla:

$$p_{K\check{c}2} = p_{NN} + \Delta p_{z,K\check{c}} = 2,32 + 12,00 = 14,32 \text{ bar} \quad (1.43)$$

K vypočítaniu prírastku entalpie je potrebné poznať stratu prevýšením napájajúcej nádrže proti čerpadlu:

$$\Delta p_{geod} = 1,00 \text{ bar} \quad (1.44)$$

Prírastok tlaku v kondenzačnom čerpadle:

$$\Delta p_{K\check{c}} = p_{K\check{c}2} - \Delta p_{geod} = 14,32 - 1,00 = 13,32 \text{ bar} \quad (1.45)$$

Entalpia pred kondenzačným čerpadlom:

$$i_{K\check{c}1} = f(p_K, x = 0) = 155,22 \text{ kJ/kg} \quad (1.46)$$

Entropia pred kondenzačným čerpadlom:

$$s_{K\check{c}1} = f(p_K, i_{K\check{c}1}) = 0,5331 \text{ kJ}/(K \cdot \text{kg}) \quad (1.47)$$

Entalpia za kondenzačným čerpadlom – v KČ je predpokladaný izoentropický dej:

$$i_{K\check{c}2,iz} = f(p_{K\check{c}2}, s_{K\check{c}1}) = 156,72 \text{ kJ/kg} \quad (1.48)$$

Vnútna účinnosť kondenzačného čerpadla:

$$\eta_{K\check{c}} = 0,80 = 80 \% \quad (1.49)$$

Prírastok entalpie v NČ:

$$\Delta i_{K\check{c}} = \frac{i_{K\check{c}2,iz} - i_{K\check{c}1}}{\eta_{K\check{c}}} = \frac{156,72 - 155,22}{0,80} = 1,86 \text{ kJ/kg} \quad (1.50)$$

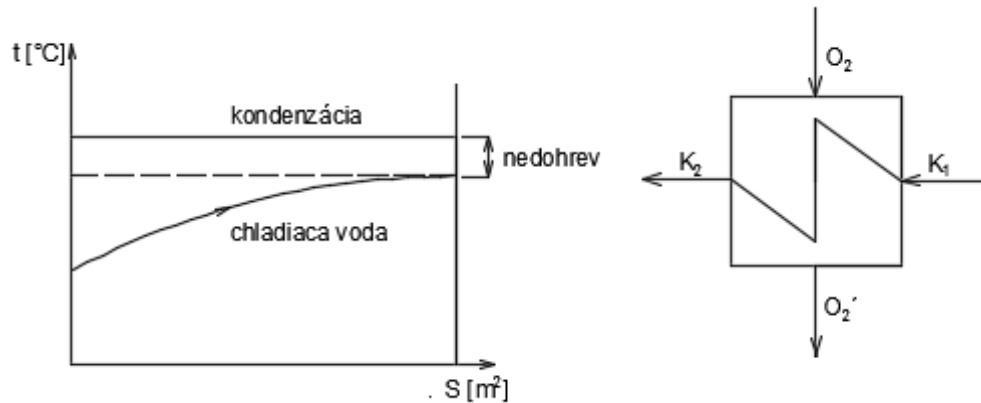
Pomocou vyššie vypočítaných údajov je určená entalpia za KČ:

$$i_{K\check{c}2} = i_{K\check{c}1} + \Delta i_{K\check{c}} = 155,22 + 1,86 = 157,08 \text{ kJ/kg} \quad (1.51)$$

### 1.2.6 Nízkotlakové regeneračné ohrievače (NTO)

Nízkotlakové regeneračné ohrievače slúžia pre ohrev napájacej vody pre kotol. V tejto diplomovej práci sú uvažované 2 ohrievače. Postup výpočtov a výsledky sú uvedené v prvom rade u NTO<sub>2</sub> a následne u NTO<sub>1</sub>.

Pre podrobnejšie znázornenie priebehu teplôt kondenzátu a chladiacej vody bola vytvorená schéma, ktorá je zobrazené na obr. 3.



Obrázok 3: Schéma nízkotlakového regeneračného ohrievača  $\text{NTO}_2$

### Bilančný výpočet - $\text{NTO}_2$

Teplota kondenzátu za  $\text{NTO}_2$  je zvolená na:

$$t_{k2} = 93,0 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (1.52)$$

K určení tlaku v bode za  $\text{NTO}_2$  je potrebné poznať tlakovú stratu v  $\text{NTO}_1$  a  $\text{NTO}_2$ . Boli zvolené rovnako veľké straty u obidvoch regeneračných výmenníkov:

$$\Delta p_{\text{NTO}_2} = \Delta p_{\text{NTO}_1} = 0,80 \text{ bar} \quad (1.53)$$

Tlak kondenzátu v bode za  $\text{NTO}_2$ :

$$p_{K2} = p_{K\check{c}2} - 2 \cdot \Delta p_{\text{NTO}} = 14,32 - 2 \cdot 0,80 = 12,72 \text{ bar} \quad (1.54)$$

Entalpia kondenzátu za  $\text{NTO}_2$ :

$$i_{K2} = f(t_{K2}, p_{K2}) = 390,51 \text{ kJ/kg} \quad (1.55)$$

Zvolený koncový teplotný rozdiel (nedohrev) v  $\text{NTO}_2$  je zvolený:

$$\delta_{\text{NTO}_2} = 3,0 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (1.56)$$

Teplota pary v  $\text{NTO}_2$ :

$$t_{\text{NTO}_2} = t_{K2} + \delta_{\text{NTO}_2} = 93,0 + 3,0 = 96,0 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (1.57)$$

Tlak pary v  $\text{NTO}_2$  – tlak v medze sýtosti:

$$p_{\text{sat},\text{NTO}_2} = f(x = 1; t_{\text{NTO}_2}) = 0,88 \text{ bar} \quad (1.58)$$

Entalpia kondenzátu z  $\text{NTO}_2$ :

$$i'_{\text{O}_2'} = f(p_{\text{NTO}_2}, x = 0) = 402,23 \text{ kJ/kg} \quad (1.59)$$

K určení tlaku v mieste odberu pre nízkotlakový ohrievač 2 ( $\text{NTO}_2$ ) sa počíta s tlakovou stratou medzi turbínou a  $\text{NTO}_2$ . Z doporučených hodnôt po konzultáciách tlaková strata bola zvolená:

$$\Delta p_{z,\text{NTO}_2} = 0,1[-] \quad (1.60)$$

Z toho dostaneme tlak v mieste odberu pre NTO<sub>2</sub>:

$$p_{o2} = p_{sat,NTO2} \cdot (1 + \Delta p_{z,NTO2}) = 0,88 \cdot (1 + 0,1) = 0,97 \text{ bar} \quad (1.61)$$

Entalpia v odbere o<sub>2</sub> – izoentropický dej:

$$i_{o2,iz} = f(p_{o2}, s_{o1}) = 2466,09 \text{ kJ/kg} \quad (1.62)$$

Izoentropický tepelný spád:

$$h_{o2,iz} = i_{o1} - i_{o2,iz} = 2641,58 - 2466,09 = 175,49 \text{ kJ/kg} \quad (1.63)$$

Skutočný tepelný spád – pomocou predpokladanej termodynamickej účinnosti:

$$h_{o2} = h_{o2,iz} \cdot \eta_{TDi2} = 175,49 \cdot 0,87 = 152,68 \text{ kJ/kg} \quad (1.64)$$

Entalpia v odbere:

$$i_{o2} = i_{o1} - h_{o2} = 2641,58 - 152,68 = 2488,90 \text{ kJ/kg} \quad (1.65)$$

Skutočná entalpia v odbere po výpočte prietochnej časti:

$$i_{o2,sk} = 2482,77 \text{ kJ/kg} \quad (1.66)$$

### Bilančný výpočet NTO<sub>1</sub>

Teplota kondenzátu za NTO<sub>1</sub> je zvolená na:

$$t_{k1} = 63,0 \text{ °C} \quad (1.67)$$

K stanoveniu tlaku v bode za NTO<sub>1</sub> je potrebné poznať tlakovú stratu v NTO<sub>1</sub> a NTO<sub>2</sub>. Boli zvolené rovnako veľké tlakové straty:

$$\Delta p_{NTO2} = \Delta p_{NTO1} = 0,80 \text{ bar} \quad (1.68)$$

Tlak kondenzátu za NTO<sub>1</sub> -bod K<sub>1</sub>:

$$p_{K1} = p_{Kč2} - \Delta p_{NTO} = 14,32 - 0,80 = 13,52 \text{ bar} \quad (1.69)$$

Entalpia kondenzátu za NTO<sub>1</sub>:

$$i_{K1} = f(t_{K1}, p_{K1}) = 264,82 \text{ kJ/kg} \quad (1.70)$$

Koncový teplotný rozdiel v NTO<sub>1</sub> je zvolený:

$$\delta_{NTO1} = 3,0 \text{ °C} \quad (1.71)$$

Teplota pary v NTO<sub>1</sub>:

$$t_{NTO1} = t_{K1} + \delta_{NTO1} = 63,0 + 3,0 = 66,0 \text{ °C} \quad (1.72)$$

Tlak pary v NTO<sub>1</sub> – tlak v medzi sýtosti:

$$p_{sat,NTO1} = f(x = 1; t_{NTO1}) = 0,26 \text{ bar} \quad (1.73)$$

Entalpia kondenzátu z NTO<sub>1</sub>:

$$i'_{o3'} = f(p_{NTO1}, x = 0) = 276,27 \text{ kJ/kg} \quad (1.74)$$

K určení tlaku v mieste odberu pre nízkotlakový ohrievač 1 (NTO<sub>1</sub>) musíme uvažovať tlakovou stratou medzi turbínou a NTO<sub>1</sub>. Z doporučených hodnôt po konzultáciách tlaková strata bola zvolená:

$$\Delta p_{z,NTO1} = 0,1 [-] \quad (1.75)$$

Z toho dostaneme tlak v mieste odberu pre NTO<sub>1</sub>:

$$p_{o3} = p_{NTO1} \cdot (1 + \Delta p_{z,NTO1}) = 0,26 \cdot (1 + 0,1) = 0,29 \text{ bar} \quad (1.76)$$

Entalpia v odbere pre NTO<sub>1</sub> (bod O<sub>3</sub>) pri izoentropickom deji:

$$i_{o3,iz} = f(p_{o3}, s_{o2}) = 2313,34 \text{ kJ/kg} \quad (1.77)$$

Izoentropický tepelný spád:

$$h_{o3,iz} = i_{o2} - i_{o3,iz} = 2488,90 - 2313,34 = 175,56 \text{ kJ/kg} \quad (1.78)$$

Skutočný tepelný spád – pomocou predpokladanej termodynamickej účinnosti:

$$h_{o3} = h_{o3,iz} \cdot \eta_{TDI3} = 175,56 \cdot 0,86 = 150,98 \text{ kJ/kg} \quad (1.79)$$

Entalpia v odbere:

$$i_{o3} = i_{o2} - h_{o3} = 2488,90 - 150,98 = 2337,92 \text{ kJ/kg} \quad (1.80)$$

Skutočná entalpia v odbere po výpočte prietokovej časti:

$$i_{o3,sk} = 2340,04 \text{ kJ/kg} \quad (1.81)$$

### 1.2.7 Napájacie čerpadlo

Napájacie čerpadlo má pokrývať všetky straty pary v kotle až po vstupné armatúry do turbíny.

Tlak na výstupe napájacieho čerpadla:

$$p_{N\check{c}2} = 1,25 \cdot p_0 + 10,00 = 1,25 \cdot 70,00 + 10,00 = 97,50 \text{ bar} \quad (1.82)$$

Tlak pred napájacím čerpadlom:

$$p_{N\check{c}1} = p_{NN} = 2,32 \text{ bar} \quad (1.83)$$

Prírastok tlaku v napájacom čerpadle:

$$\Delta p_{N\check{c}} = p_{N\check{c}2} - p_{N\check{c}1} = 97,5 - 2,23 = 95,18 \text{ bar} \quad (1.84)$$

Izoentropická entalpia za NČ:

$$i_{N\check{c}2,iz} = f(p_{N\check{c}2}; s_{NN}) = 535,24 \text{ kJ/kg} \quad (1.85)$$

Prírastok entalpie v NČ:

$$\Delta i_{N\check{c}} = \frac{i_{N\check{c}2,iz} - i_{N\check{c}1}}{\eta_{N\check{c}}} = \frac{525,06 - 535,24}{0,80} = 12,72 \text{ kJ/kg} \quad (1.86)$$

Tak entalpia za NČ:

$$i_{N\check{c}2} = i_{N\check{c}1} + \Delta i_{N\check{c}} = 525,06 + 12,72 = 537,78 \text{ kJ/kg} \quad (1.87)$$

Teplota napájacej vody:

$$t_{NV} = f(p_{N\check{c}2}; i_{N\check{c}2}) = 126,5 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.88)$$

### 1.2.8 Výstupné parametre z turbíny

Tlak vo výstupnom hrdle turbíny bol zadaný firmou Doosan Škoda Power:

$$p_2 = 0,07 \text{ bar} \quad (1.89)$$

Pri výpočte turbína bola rozdelená na jednotlivé kužele, ktoré predstavujú úseky turbíny medzi dvoma odbermi. Výpočet prebiehal postupne – určenie všetkých výstupných parametrov bolo možné po stanovení entropie v odbere s označením O<sub>3</sub>.

Entropia v odbere o<sub>3</sub>:

$$s_{o3} = f(p_{o3}, i_{o3}) = 6,9423 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}) \quad (1.90)$$

Entalpia pary na výstupe z turbíny – izoentropický dej:

$$i_{2,iz} = f(p_2, s_{o3}) = 2157,16 \text{ kJ/kg} \quad (1.91)$$

Izoentropický tepelný spád:

$$h_{2,iz} = i_{o3} - i_{2,iz} = 2337,92 - 2157,16 = 180,76 \text{ kJ/kg} \quad (1.92)$$

Skutočný tepelný spád – pomocou predpokladanej termodynamickej účinnosti:

$$h_2 = h_{2,iz} \cdot \eta_{TDi4} = 180,76 \cdot 0,82 = 148,22 \text{ kJ/kg} \quad (1.93)$$

Entalpia pary na výstupe z turbíny:

$$i_2 = i_{o3} - h_2 = 2337,92 - 148,22 = 2188,54 \text{ kJ/kg} \quad (1.94)$$

Skutočná entalpia pary na výstupe z turbíny

$$i_{2,sk} = 2183,53 \text{ kJ/kg} \quad (1.95)$$

Entrópia na výstupe z turbíny:

$$s_2 = f(i_2, p_2) = 7,0469 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}) \quad (1.96)$$

Teplota pary na výstupe z turbíny:

$$t_2 = f(p_2, i_2) = 39,0 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.97)$$

### 1.3 Pomerné veľkosti odberov

Pri zisťovaní pomerných veľkostí turbíny sú zavedené zjednodušujúce predpoklady. V nasledujúcich výpočtoch je uvažovaný hmotnostný tok pary vstupujúceho do turbíny 1 kg/s. Vypočítané množstvo pary do jednotlivých ohrievačov a napájacej nádrže sú pomerné. [2] Ďalším predpokladom je uvažovanie všetkých ohrievačov za ideálne s účinnosťou 100 %.

#### Tepelná bilancia napájajúcej nádrže

$$\left. \begin{aligned} y_{NN} \cdot i_{o1} + (1 - y_{NN}) \cdot i_{k2} &= 1 \cdot i'_{NN} \\ y_{NN} \cdot (i_{o1} - i_{k2}) &= 1 \cdot i'_{NN} - 1 \cdot i_{k2} \\ y_{NN} &= \frac{i'_{NN} - i_{k2}}{i_{o1} - i_{k2}} = \frac{525,06 - 390,51}{2641,58 - 390,51} = 0,059 [-] \end{aligned} \right\} \quad (1.98)$$

#### Tepelná bilancia NTO<sub>2</sub>

$$\left. \begin{aligned} y_{NTO2} \cdot (i_{o2} - i'_{o2}) &= (1 - y_{NN}) \cdot (i_{k2} - i_{k1}) \\ y_{NTO2} &= \frac{(1 - y_{NN}) \cdot (i_{k2} - i_{k1})}{(i_{o2} - i'_{o2})} \\ y_{NTO2} &= \frac{(1 - 0,059) \cdot (390,51 - 264,82)}{(2488,90 - 402,23)} = 0,057 [-] \end{aligned} \right\} \quad (1.99)$$

#### Tepelná bilancia NTO<sub>1</sub>

$$\left. \begin{aligned} y_{NTO1} \cdot (i_{o3} - i'_{o3}) &= (1 - y_{NN}) \cdot (i_{k1} - i_{K\check{C}2}) - i'_{o2} \cdot y_{NTO2} \\ y_{NTO1} &= \frac{(1 - y_{NN}) \cdot (i_{k1} - i_{K\check{C}2}) - i'_{o2} \cdot y_{NTO2}}{(i_{o3} - i'_{o3})} \\ y_{NTO1} &= \frac{(1 - 0,059) \cdot (264,82 - 157,09) - 402,23 \cdot 0,057}{2337,92 - 276,27} = 0,038 [-] \end{aligned} \right\} \quad (1.100)$$

### 1.4 Výpočet hmotnostného toku vstupujúceho do turbíny

Elektrický výkon turbíny je zadaný na svorkách generátora, v čom ešte nie sú zahrnuté niektoré straty v turbíne (pri výpočtoch budú uvažované straty v elektrickom generátore a mechanické straty – do výpočtu ich dostaneme pomocou mechanickej účinnosti a generátorovej účinnosti). [2]

Na základe konzultácií s firmou Doosan Škoda Power boli zvolené nasledujúce hodnoty:

$$\eta_g = 0,990 [-] \quad (1.101)$$

$$\eta_m = 0,995 [-] \quad (1.102)$$

Hmotnostný prietok vstupujúci do turbíny:

$$m = \frac{P_e}{(1 \cdot h_{iz} - y_{NN} \cdot (i_{o1} - i_2) - y_{NTO2} \cdot (i_{o2} - i_2) - y_{NTO1} \cdot (i_{o3} - i_2)) \cdot \eta_g \cdot \eta_m} \cdot 80 \cdot 10^3 \quad (1.103)$$

$$m = \frac{(1 \cdot 1036,14 - 0,059 \cdot 451,89 - 0,057 \cdot 299,21 - 0,038 \cdot 148,02) \cdot 0,990 \cdot 0,995}{m = 79,971}$$

Pri dosadzovaní čiastkových hodnôt boli dosadené už vypočítané rozdiely entalpií, aby rovnica 1.103 bola čo najprehľadnejšia. Všetky hodnoty entalpií, ktoré vystupujú v rovnici sú uvedené v predchádzajúcom výpočte.

#### 1.4.1 Skutočné veľkosti jednotlivých odberov

Pomocou vyššie určených pomerných veľkostí odberov a vypočítaného hmotnostného toku vstupujúceho do turbíny získame skutočné veľkosti odberov (pre kondenzačnú prevádzku turbíny):

Skutočná veľkosť odberu pre NN:

$$m_{NN} = y_{NN} \cdot m = 0,059 \cdot 79,971 = 4,780 \text{ kg/s} \quad (1.104)$$

Skutočná veľkosť odberu pre NTO<sub>2</sub>:

$$m_{NTO_2} = y_{NTO_2} \cdot m = 0,057 \cdot 79,971 = 4,529 \text{ kg/s} \quad (1.105)$$

Skutočná veľkosť odberu pre NTO<sub>1</sub>:

$$m_{NTO_1} = y_{NTO_1} \cdot m = 0,038 \cdot 79,971 = 3,045 \text{ kg/s} \quad (1.106)$$

Pri plne kondenzačnej prevádzke množstvo vystupujúcej pary z turbíny (vstupujúca do kondenzátoru) určíme podľa vzťahu:

$$m_k = m - (m_{NN} + m_{NTO_2} + m_{NTO_1}) \quad (1.107)$$

$$m_k = 79,971 - (4,780 + 4,529 + 3,045) = 67,617 \text{ kg/s}$$

#### 1.5 Postup iteračného výpočtu

Navrhovaná turbína je rozdelená na 5 kuželov – u každého odberu je určený tlak v odbere. Určenie tlakov je detailne znázornené v kapitole 1.3. Počas detailného výpočtu prietokového kanála tieto tlaky musia byť presne dosiahnuté u jednotlivých odberoch:

Tabuľka 1: Určené tlaky v jednotlivých odberov

I. Kužel	II. Kužel	III. Kužel	IV. Kužel	V. Kužel
11,000 bar	2.822 bar	0,965 bar	0,288 bar	0,070 bar

K určeniu entalpií u jednotlivých odberov je nutné predpokladať s účinnosťou u vyššie spomínaných kuželov. Pomocou odhadnutej účinnosti turbíny podľa obrázku 2, a na základe rozloženia entalpiických spádov sú odhadnuté účinnosti jednotlivých kuželov. V kapitole 1.3 (rovnica 1.35, 1.65, 1.80) sú vypočítané predbežné entalpie pomocou určených tlakov a odhadnutých účinností. Tlak vo výstupnom hrdle je určený v zadaní diplomovej práce (rovnica 1.4). Avšak tieto entalpie musia byť spresnené pomocou iteračného postupu. Výsledné entalpie sa získavajú z kapitoly 4. Predbežné a výsledné entalpie sú znázornené v tab. 2.

Tabuľka 2: Predbežné a výsledné entalpie v jednotlivých odberoch

Kužel	Predbežná účinnosť	Predbežná entalpia	Výsledná entalpia
[-]	[-]	[kJ/kg]	[kJ/kg]
I.	0,85	2849,87	2852,79
II.	0,85	2641,58	2630,14
III.	0,87	2488,90	2482,77
IV.	0,86	2337,92	2340,04
V.	0,82	2188,54	2183,53

Hmotnostný prietok vstupujúci do turbíny (rovnica 1.103) a veľkosti jednotlivých odberov v kapitole 1.5 (rovnica 1.104, 1.105, 1.106) boli vypočítané podľa predbežných entalpií, aby bolo možné zahájiť iteračný výpočet prietokového kanála. Po detailnom výpočte hmotnostné prietoky boli upresnené pomocou výsledných entalpií.

Tabuľka 3: Prepočet hmotnostných prietokov pomocou výslednej entalpie - plno kondenzačná prevádzka

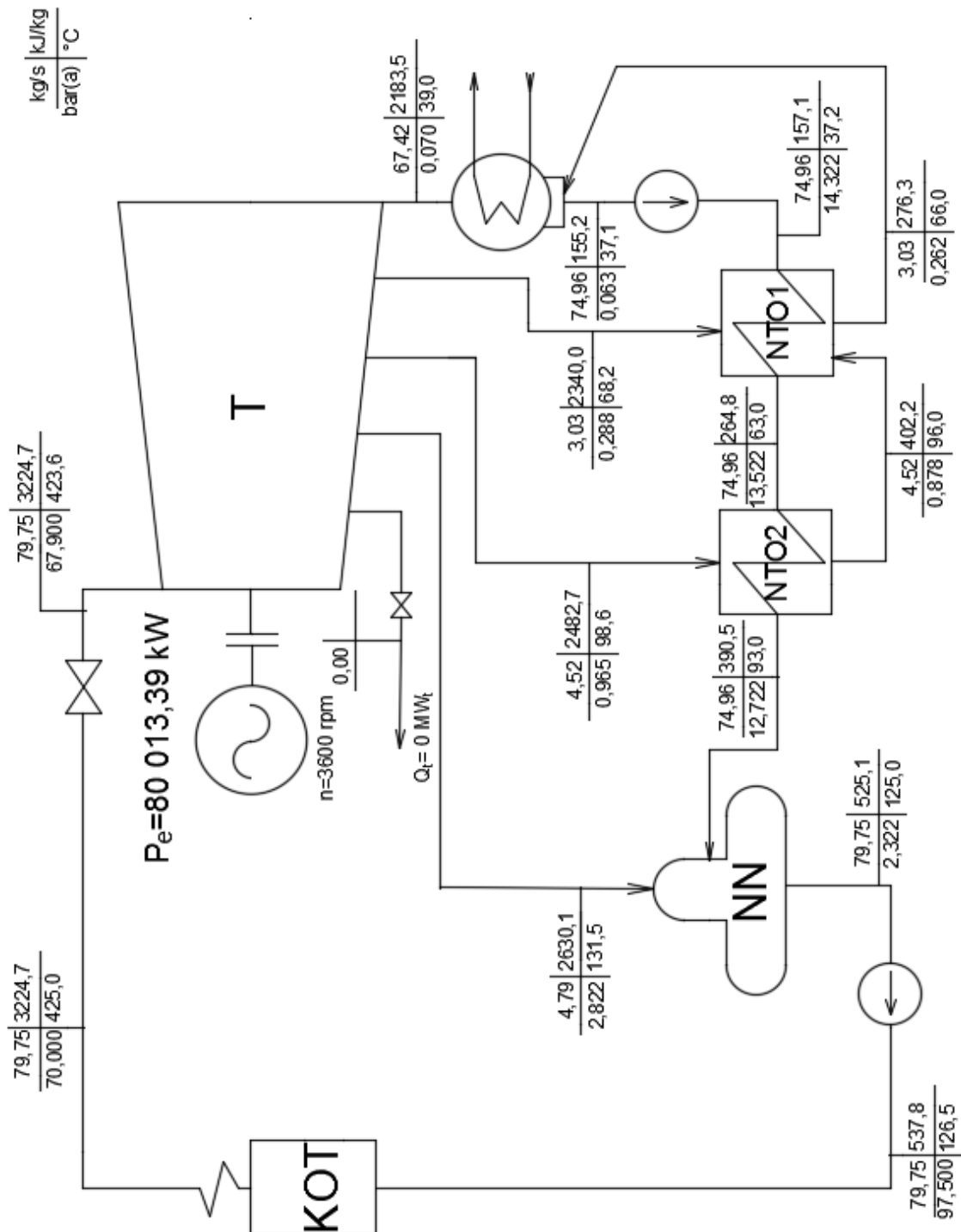
Odber	Hmotnostný prietok (pomocou predbežnej entalpie)	Hmotnostný prietok (pomocou výslednej entalpie)
[-]	[kg/s]	[kg/s]
Hmotnostný prietok na vstupe do turbíny	79,971	79,750
Pracovný odber	0,000	0,000
2. odber -NN	4,780	4,785
3. odber – NTO <sub>2</sub> .	4,529	4,523
4. odber – NTO <sub>1</sub> .	3,045	3,026
Hmotnostný prietok na výstupe z turbíny	67,617	67,415

Spätne boli kontrolované aj jednotlivé teploty v odberoch pomocou známeho tlaku a výslednej entalpie. V bilančných schémach sú znázornené výsledky, ktoré boli získané pomocou spätnej iterácie.



### 1.6 Bilančná schéma plno kondenzačnej prevádzky

V nasledujúcej bilančnej schéme sú zhrnuté všetky vypočítané hodnoty v uzlových bodoch po konečnej spätnej iterácii jednotlivých entalpií v odberoch.



Obrázok 4: Tepelná schéma - plno kondenzačná prevádzka

## 2. Predbežný návrh regulačného stupňa – A kolo

Výpočtové vzťahy a postup návrhu regulačného stupňa je prevedená podľa literatúry [4]. Základ výpočtu tvoria známe hodnoty zo zadania a vyššie vypočítané hodnoty. Hlavným cieľom tejto kapitoly je určenie stavu pary za regulačným stupňom a určenie základných geometrických a výkonových charakteristík. V predbežnom výpočte regulačného stupňa je predpokladané rovnotlakové lopatkovanie s nulovou reakciou.

### 2.1 Základné parametre pre regulačný stupeň

Kvôli typizácii konštrukcie turbíny sú zadané otáčky rotoru a je zvolený stredný priemer regulačného stupňa:

$$n = 3600 [\text{min}^{-1}] \quad (2.1)$$

$$D_{RS} = 984 [\text{mm}] \quad (2.2)$$

Zo zadaných hodnôt otáčok je určená obvodová rýchlosť na strednom priemere:

$$u = \pi \cdot D_{RS} \cdot n = 3,14 \cdot 0,984 \cdot \frac{3600}{60} = 185,48 \text{ m/s}^{-1} \quad (2.3)$$

Rýchlostný pomer je zvolený z doporučeného intervalu od 0,4 [-] až 0,5[-] [4]:

$$\frac{u}{c_{iz}} = 0,46 [-] \quad (2.4)$$

Na základe týchto údajov je určená izoentropická rýchlosť na výstupe z rozvážacieho kola:

$$c_{1,iz} = \frac{u}{\left(\frac{u}{c_{iz}}\right)} = \frac{185,48}{0,46} = 397,94 \text{ m/s} \quad (2.5)$$

Absolútna rýchlosť pary na vstupe do dýzy sa často zanedbáva, vzhľadom k veľkosti  $c_{1,iz}$ . Zanedbaná je aj v rámci tejto diplomovej práce.

Nasledovne je stanovený izoentropický spád spracovaný regulačným stupňom:

$$h_{iz} = \frac{c_{1,iz}^2}{2} = \frac{397,94^2}{2} = 79176 \frac{\text{J}}{\text{kg}} = 79,18 \text{ kJ/kg} \quad (2.6)$$

Na základe vyššie určených veličín je určené tlakové číslo [5]:

$$\psi = \frac{h_{iz}}{\frac{1}{2} \cdot u^2} = \frac{79,18 \cdot 1000}{\frac{1}{2} \cdot 185,48^2} = 4,60 [-] \quad (2.7)$$

Tlakové číslo u rovnotlakového lopatkovania by malo pohybovať v intervale od 4 [-] až do 7 [-].

Teoretická entalpia za regulačným stupňom:

$$i_{2t} = i_0 - h_{iz} = 3224,69 - 79,18 = 3145,52 \text{ kJ/kg} \quad (2.8)$$

Pomocou izoentropického spádu z i-s diagramu je určený tlak za regulačným stupňom:

$$p_2 = f(i_2; s_0) = 51,48 \text{ bar} \quad (2.9)$$

Následne sa určí kritický tlak a je prevedená kontrola z hľadiska dosahovania kritického pomeru.

U regulačného stupňa sa pohybujeme v oblasti prehriatej vodnej pary, kde kritický tlak sa určí zo vzťahu:

$$p_{krit} = 0,546 \cdot p_0 = 0,546 \cdot 67,90 = 37,07 \text{ bar} \quad (2.10)$$

U tlaku za regulačným stupňom zistíme, že dochádza alebo nedochádza ku kritickému prúdeniu:

$$p_2 \geq p_{krit} - \text{nedochádza ku kritickému prúdeniu} \quad (2.11)$$

Keď nedochádza ku kritickému prúdeniu môžeme využiť nerozšírenú dýzu.[4] Avšak musíme previesť ešte jednu kontrolu:

$$\frac{p_2}{p_0} = 0,76 < 0,80 - \text{vyhovuje} \quad (2.12)$$

Ďalším krokom je určenie merného objemu za dýzou. K určeniu tohto parametra musíme vypočítať veľkosť straty v statoru. Prvý krok pri výpočte tejto straty je vhodné zvolený rýchlostný súčiniteľ pro dýzu (0,95 až 0,98) [4]:

$$\varphi = 0,96 [-] \quad (2.13)$$

Následovne už je možné určiť stratu v statoru:

$$z_0 = (1 - \varphi^2) \cdot h_{iz} = (1 - 0,96^2) \cdot 79,18 = 6,21 \text{ kJ/kg} \quad (2.14)$$

Z i-s diagramu je možné stanoviť skutočnú entalpiu a merný objem za dýzou:

$$i_1 = i_{2t} + z_0 = 3145,52 + 6,21 = 3151,73 \text{ kJ/kg} \quad (2.15)$$

$$v_1 = 0,054 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (2.16)$$

## 2.2 Určenie dĺžky lopatky a parciálneho ostreku

Predbežný návrh regulačného stupňa pokračuje určovaním parciálneho ostreku a dĺžky lopatky. Postup výpočtu bude prebiehať, rovnako ako v predchádzajúcej kapitole, podľa literatúry [4]. Zvolené konštanty odpovedajú konštantám uvedeným v tomto zdroji.

Ako prvý je zvolený výstupný uhol z dýzy – doporučené hodnoty sa nachádzajú v intervale od 13 ° až 18 °[4]. Zvolený výstupný uhol:

$$\alpha_1 = 15^\circ \quad (2.17)$$

Využitím vyššie vypočítaných hodnôt v predošlom kroku zvoleného výstupného uhla je možné určiť dĺžku výstupnej hrany rozvádzacej lopatky pri totálnom ostreku podľa vzťahu:

$$\left. \begin{aligned} l_{0t} &= \frac{M \cdot v_1}{\pi \cdot D_{RS} \cdot \varphi \cdot \sin \alpha_1} \\ l_{0t} &= \frac{79,75 \cdot 0,054}{\pi \cdot 0,98 \cdot 0,96 \cdot \sin 15^\circ} = 14,6 \text{ mm} \end{aligned} \right\} \quad (2.18)$$

K určení optimálnej dĺžky rozvádzacej lopatky je potrebné určiť súčiniteľ  $\alpha$ , pričom musíme používať experimentálne konštanty [4]:

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

$$\frac{c}{a} = 0,1467 \quad [-] - \text{pro A kolo} \quad (2.20)$$

$$\delta = \frac{c}{a} \cdot \frac{\left(\frac{u}{c_{iz}}\right)}{\left(\frac{n}{1000}\right)^2 \cdot D^{0,5}} = 0,1467 \cdot \frac{0,46}{\left(\frac{3600}{1000}\right)^2 \cdot 0,984^{0,5}} = 0,052 \quad [-] \quad (2.21)$$

Pred určením  $\alpha$  musíme vybrať spôsob delenia parciálneho ostreku:

- vcelku –  $s_1=1$  [-],
- delené –  $s_1=2$  [-].

Podľa typizácie a výkonu turbíny bol zvolený delený parciálny ostrek.

Súčiniteľ  $\alpha$  sa vypočíta podľa vzťahu:

$$\left. \begin{aligned} \alpha &= \sqrt{\frac{D}{\frac{b}{a} \cdot s_1 + \delta \cdot D}} \\ \alpha &= \sqrt{\frac{0,984}{0,0398 \cdot 2 + 0,052 \cdot 0,984}} = 2,74 \quad [-] \end{aligned} \right\} \quad (2.22)$$

V tejto chvíli už je možné stanoviť optimálnu dĺžku lopatky

$$\left. \begin{aligned} l_{opt} &= \alpha \cdot \sqrt{l_{0t}} \\ l_{opt} &= \alpha \cdot \sqrt{l_{0t}} = 2,74 \cdot \sqrt{1,46} = 3,31 \text{ cm} \end{aligned} \right\} \quad (2.23)$$

Optimálna dĺžka lopatky sa zaokrúhľuje nahore na celé milimetre [4]. Tak dostaneme skutočnú dĺžku lopatky:

$$l_0 = 34 \text{ mm} \quad (2.24)$$

Parciálny ostrek sa určuje nasledovne:

$$\varepsilon = \frac{l_{0t}}{l_0} = \frac{14,6}{34} = 0,43 \quad [-] \quad (2.25)$$

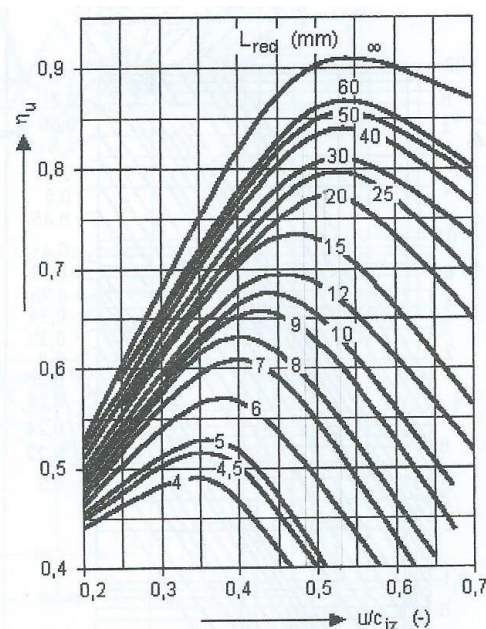
### 2.3 Stanovenie účinnosti a vnútorný výkon regulačného stupňa

V tejto kapitole bude určený vnútorný výkon stupňa. K stanoveniu tejto hodnoty je nevyhnutné vypočítať redukovanú dĺžku lopatky, ktorú dostaneme pomocou nižšie uvedeného výpočtového vzťahu. Všetky veličiny sú dosadené v mm.

$$l_{red} = \frac{l_0}{1 + \left(\frac{l_0}{l_{opt}}\right)^2 - \delta \cdot l_0} \quad \left. \vphantom{l_{red}} \right\} \quad (2.26)$$

$$l_{red} = \frac{3,40}{1 + \left(\frac{3,40}{3,31}\right)^2 - 0,052 \cdot 3,40} = 1,81 \text{ cm}$$

Pomocou vypočítanej hodnoty je odčítaná redukovaná obvodová účinnosť z diagramu, ktorá je znázornená na obr. 5:



Obrázok 5: Obvodová účinnosť regulačného stupňa [4]

Stanovená obvodová účinnosť regulačného stupňa:

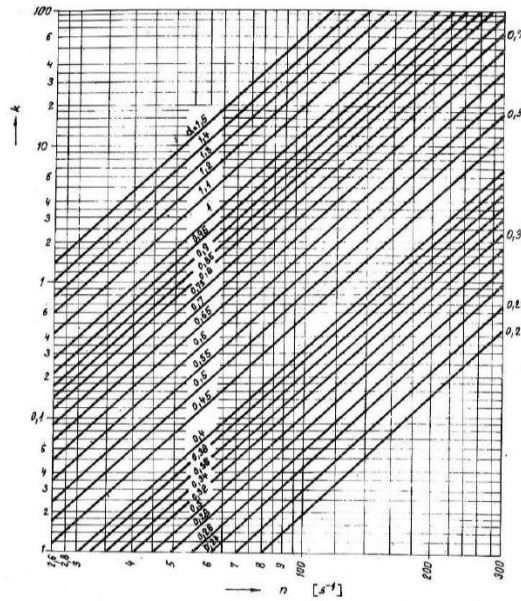
$$\eta_u = 0,76 [-] \quad (2.27)$$

K získaniu hodnoty vnútornej účinnosti regulačného stupňa je nevyhnutné určiť absolútnu hodnotu straty trením. K tomu je potrebné určiť hodnotu súčiniteľa straty trením a ventiláciu regulačného stupňa z nižšie uvedeného grafu.

Absolútna hodnota straty trením:

$$z_5 = \frac{k}{M \cdot v_1} = \frac{1,95}{79,75 \cdot 0,054} = 0,452 \text{ kJ/kg} \quad (2.28)$$

kde k je súčiniteľ straty trením a ventiláciou regulačného stupňa, a určuje sa podľa nasledujúceho grafu.



Obrázok 6: Strata trením a ventiláciou regulačného stupňa [4]

Na základe týchto výsledkov sa vypočíta pomerná strata  $\xi_5$  ako podiel absolútnej hodnoty straty trením a izoentropického spádu:

$$\xi_5 = \frac{z_5}{h_{iz}} = \frac{0,452}{79,18} = 0,006 [-] \quad (2.29)$$

Predbežná vnútorná účinnosť regulačného stupňa:

$$\eta_{tdi} = \eta_u - \xi_5 = 0,76 - 0,006 = 0,754 [-] \quad (2.30)$$

Z toho je vypočítaný predbežný vnútorný výkon regulačného stupňa:

$$P_i = M \cdot h_{iz} \cdot \eta_{tdi} = 79,75 \cdot 79,18 \cdot 0,754 = 4762,86 \text{ kW} \quad (2.31)$$

Stanovíme koncový bod expanzie:

$$i_2 = i_0 - \eta_{tdi} \cdot h_{iz} = 3224,69 - 0,754 \cdot 79,18 = 3164,97 \text{ kJ/kg} \quad (2.32)$$

### 3. Detailný výpočet regulačného stupňa - A kolo

Detailný výpočet A kola chronologicky nasleduje po predbežnom výpočtu. Z predchádzajúceho výpočtu sú známe nasledujúce hodnoty [4]:

- stredný priemer lopatkovania ( $D_s$ ),
- optimálny pomer  $\frac{u}{c_{iz}}$ ,
- tlak za regulačným stupňom ( $p_2$ ),
- kritický tlak ( $p_{kr}$ ) a tvar dýzy,
- približná dĺžka lopatky  $l_0$  a parciálny ostrek ( $\epsilon$ ),
- hmotnostný prietok pary ( $M$ ).

Základ postupu výpočtu tvorí, rovnako ako v kapitole 2, literatúra [4]. Hlavnými cieľmi výpočtu sú získania rýchlostných trojuholníkov a stanovenie vnútorného výkonu regulačného stupňa pomocou vypočítaných energetických strát.

#### 3.1 Voľba stupňa reakcie a rozdelenie tepelných spádov

Pri predbežnom výpočte regulačného stupňa bolo predpokladané rovnotlakové lopatkovanie s nulovou reakciou pre zjednodušovanie výpočtu. Avšak pri detailnom výpočte už bude uvažovaný stupeň reakcie.

Zvolený stupeň reakcie – v praxi sa volí z intervalu 0,03 [-] až 0,06 [-] [4] a nemá presiahnuť hodnotu 0,1:

$$\rho = 0,05 [-] < 0,1 - \text{vyhovuje} \quad (3.1)$$

Rozdelenie tepelných spádov:

- stator

$$h_{iz}^s = (1 - \rho) \cdot h_{iz} = (1 - 0,05) \cdot 79,18 = 75,22 \text{ kJ/kg} \quad (3.2)$$

- rotor

$$h_{iz}^r = \rho \cdot h_{iz} = 0,05 \cdot 79,18 = 3,96 \text{ kJ/kg} \quad (3.3)$$

Pomocou získaných hodnôt a i-s diagramu určíme tlak v medzere medzi statorom a rotorom ( $p_1$ ).

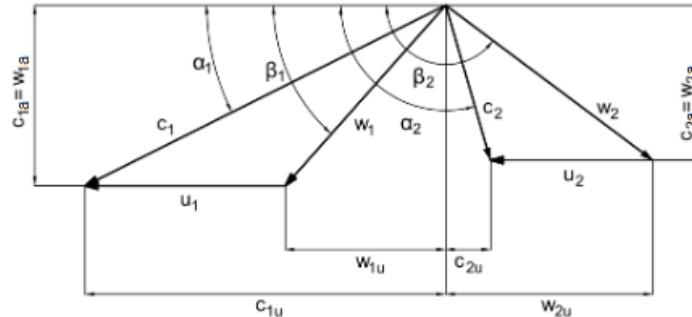
$$p_1 = f(i_1; s_0) = 52,22 \text{ bar} \quad (3.4)$$

Potom je kontrolovaný tlak z hľadiska prúdenia. Kritický tlak sa vypočíta podľa vzorca 2.10.

$$\left. \begin{array}{l} p_k = 37,07 \text{ bar} \\ p_1 > p_k - \text{nedochádza ku kritickému} \end{array} \right\} \quad (3.5)$$

### 3.2 Rýchlostné trojuholníky

Značenie jednotlivých rýchlostí a orientácia uhlov sú prevedené podľa rýchlostného trojuholníka, ktorý je znázornený na obr. 7. Výpočtové vzťahy sú v súlade s literatúrou [4].



Obrázok 7: Znázornenie požívaných značeníach rýchlostných trojuholníkov

Teoretická rýchlosť na výstupe z dýzy:

$$\left. \begin{aligned} c_{1iz} &= \sqrt{2 \cdot (1 - \rho) \cdot h_{iz}} \\ c_{1,iz} &= \sqrt{2 \cdot (1 - 0,05) \cdot 79,18 \cdot 1000} = 387,86 \text{ m/s} \end{aligned} \right\} \quad (3.6)$$

#### Výpočet rýchlosti pary v rýchlostnom trojuholníku

Skutočná absolútna rýchlosť pary na výstupe z dýzy:

$$c_1 = \varphi \cdot c_{1,iz} = 0,96 \cdot 387,86 = 372,34 \text{ m/s} \quad (3.7)$$

Relatívna rýchlosť na výstupe z dýzy sa vypočítava podľa vzťahu, kde obvodová rýchlosť je dosadená z rovnice 2.3:

$$\left. \begin{aligned} w_1 &= \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2 \cdot c_1 \cdot u \cdot \cos \alpha_1} \\ w_1 &= \sqrt{372,34^2 + 185,48^2 - 2 \cdot 372,34 \cdot 185,48 \cdot \cos 15^\circ} \\ w_1 &= 199,06 \text{ m/s} \end{aligned} \right\} \quad (3.8)$$

Zložky rýchlosti do obvodového smeru:

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos \alpha_1 = 372,34 \cdot \cos 15^\circ = 359,66 \text{ m/s} \quad (3.9)$$

$$w_{1u} = c_{1u} - u = 359,66 - 185,48 = 174,18 \text{ m/s} \quad (3.10)$$

Zložky rýchlosti do axiálneho smeru:

$$c_{1a} = w_{1a} = c_1 \cdot \sin \alpha_1 = 372,34 \cdot \sin 15^\circ = 96,37 \text{ m/s} \quad (3.11)$$

Uhol  $\beta_1$  sa určí pomocou nasledujúceho vzťahu:

$$\beta_1 = \arccos \frac{w_{1u}}{w_1} = \arccos \frac{174,18}{199,06} = 28,96^\circ \quad (3.12)$$



Po určení uhlu  $\beta_1$  je možné určit uhol  $\beta_2$  pomocou nižšie uvedených doporučených hodnôt [4]:

$$\left. \begin{aligned} \beta_2 &= 180 - [\beta_1 - (3 \div 5)^\circ] \\ \beta_2 &= 180 - (28,96 - 4) = 155,04^\circ \end{aligned} \right\} \quad (3.13)$$

#### Rýchlosti pary vo výstupnom trojuholníku

Teoretická výstupná relatívna rýchlosť pary:

$$\left. \begin{aligned} w_{2iz} &= \sqrt{\rho \cdot h_{iz} + w_1^2} \\ w_{2iz} &= \sqrt{0,05 \cdot 79,18 \cdot 1000 + 199,06^2} = 208,77 \text{ m/s} \end{aligned} \right\} \quad (3.14)$$

Skutočná relatívna rýchlosť – pre výpočet hodnoty je prvýkrát určený rýchlostní súčiniteľ  $\psi$  [4]:

$$\psi = 0,96 [-] \quad (3.15)$$

Potom je určená skutočná výstupná relatívna rýchlosť:

$$w_2 = \psi \cdot w_{2iz} = 0,96 \cdot 208,77 = 200,42 \text{ m/s} \quad (3.16)$$

Absolútna rýchlosť pary na výstupe z obežných lopatiek:

$$\left. \begin{aligned} c_2 &= \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2 \cdot w_2 \cdot u \cdot \cos(180 - \beta_2)} \\ c_2 &= \sqrt{200,42^2 + 185,48^2 - 2 \cdot 200,42 \cdot 185,48 \cdot \cos(180^\circ - 155,04^\circ)} \\ c_2 &= 84,64 \text{ m/s} \end{aligned} \right\} \quad (3.17)$$

Zložky rýchlosti do obvodového smeru:

$$w_{2u} = w_2 \cdot \cos\beta_2 = 200,42 \cdot \cos 155,04^\circ = -181,71 \text{ m/s} \quad (3.18)$$

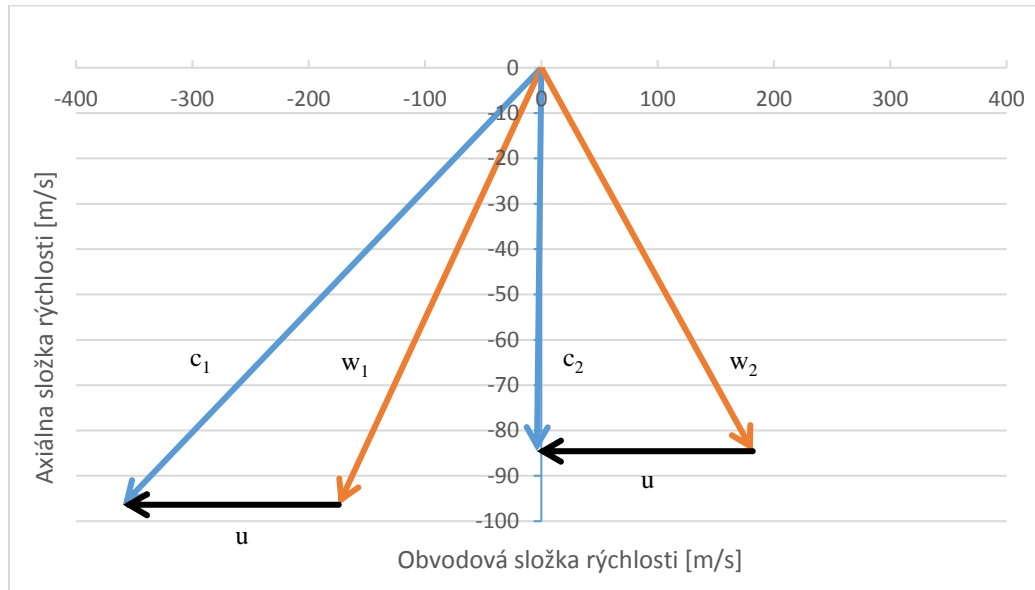
$$c_{2u} = w_{2u} + u = -181,71 + 185,48 = 3,77 \text{ m/s} \quad (3.19)$$

Zložky rýchlosti do axiálneho smeru:

$$c_{2a} = w_{2a} = w_2 \cdot \sin\beta_2 = 200,42 \cdot \sin 155,04^\circ = 84,56 \text{ m/s} \quad (3.20)$$

$$\alpha_2 = \arctg \frac{c_{2a}}{c_{2u}} = \arctg \frac{84,56}{3,77} = 87,44^\circ \quad (3.21)$$

Z vypočítaných zložiek rýchlosti je zostavený rýchlostný trojuholník regulačného stupňa, ktorý je znázornený na obr.8.



Obrázok 8: Rýchlostný trojuholník regulačného stupňa

### 3.3 Návrh prietokového kanála pre regulačný stupeň

Výstupná dĺžka lopatky – dýza:

$$l_0 = \frac{M \cdot v_1}{\pi \cdot D \cdot \varepsilon \cdot c_1 \cdot \sin \alpha_1} = \frac{79,75 \cdot 0,054}{\pi \cdot 0,984 \cdot 0,43 \cdot 372,34 \cdot \sin 15^\circ} = 0,034 \text{ m} \quad (3.22)$$

Vstupná dĺžka obežnej lopatky – vo výpočte presah lopatky je zvolený na 2 mm z intervalu 1 mm až 3mm [4]:

$$l_1 = l_0 + \Delta l = 0,034 + 0,002 = 0,036 \text{ m} \quad (3.23)$$

Výstupná dĺžka lopatky – obežná lopatka:

$$l_2 = \frac{M \cdot v_2}{\pi \cdot D \cdot \varepsilon \cdot w_2 \cdot \sin \beta_2} = \frac{79,60 \cdot 0,055}{\pi \cdot 0,984 \cdot 0,43 \cdot 200,42 \cdot \sin 155,04^\circ} = 0,039 \text{ m} \quad (3.24)$$

#### Energetické straty v lopatkovaní

Pomocou vypočítaných energetických strát sa následne určuje vnútorná termodynamická účinnosť stupňa, vnútorný výkon stupňa a koncový bod expanzie.

Rozvádzacia mreža:

$$z_0 = \frac{c_{1iz}^2}{2} \cdot (1 - \varphi^2) = \frac{397,94^2}{2} \cdot (1 - 0,96^2) = 6,21 \text{ kJ/kg} \quad (3.25)$$

Obežná lopatková rada:

$$z_1 = \frac{w_{2iz}^2}{2} \cdot (1 - \psi^2) = \frac{208,77^2}{2} \cdot (1 - 0,96^2) = 1,71 \text{ kJ/kg} \quad (3.26)$$

Strata výstupnej rýchlosti:

$$z_c = \frac{c_2^2}{2} = \frac{84,64^2}{2} = 3,58 \text{ kJ/kg} \quad (3.27)$$

Pomerná strata trením disku:

$$\left. \begin{aligned} \xi_5 &= k_{tř} \cdot \frac{D^2}{S} \cdot \left( \frac{u}{\sqrt{2} \cdot h_{iz}} \right)^3 \\ \xi_5 &= 0,00045 \cdot \frac{0,984^2}{0,012} \cdot \left( \frac{185,48}{\sqrt{2} \cdot 79,18 \cdot 1000} \right)^3 = 0,003 [-] \end{aligned} \right\} \quad (3.28)$$

Pomerná strata parciálnym ostrekom sa vypočíta nasledovne:

$$\xi_6 = \xi_{61} + \xi_{62} [-] \quad (3.29)$$

Strata parciálnym ostrekom sa skladá z dvoch zložiek, ktorými sú strata ventiláciu neostrieknutých lopatiek ( $\xi_{61}$ ) a strata vzniknutá na okrajoch pásma ostreku ( $\xi_{62}$ ).

Strata spôsobená neostrieknutými lopatkami:

$$\left. \begin{aligned} \xi_{61} &= \frac{0,065 \cdot (1 - \varepsilon)}{\sin \alpha_1 \cdot \varepsilon} \cdot \left( \frac{u}{\sqrt{2} \cdot h_{iz}} \right)^3 \\ \xi_{61} &= \frac{0,065 \cdot (1 - 0,43)}{\sin 15^\circ \cdot 0,43} \cdot \left( \frac{185,48}{\sqrt{2} \cdot 79,18 \cdot 1000} \right)^3 = 0,031 [-] \end{aligned} \right\} \quad (3.30)$$

Strata vzniknutá na okrajoch pásmach ostreku:

$$\left. \begin{aligned} \xi_{62} &= 0,25 \cdot \frac{c \cdot l_2}{S} \cdot \left( \frac{u}{\sqrt{2} \cdot h_{iz}} \right) \cdot \eta_u \cdot z_{segm} \\ \xi_{62} &= 0,25 \cdot \frac{0,03 \cdot 0,036}{0,012} \cdot \left( \frac{185,48}{\sqrt{2} \cdot 79,18 \cdot 1000} \right) \cdot 0,855 \cdot 2 = 0,016 [-] \end{aligned} \right\} \quad (3.31)$$

kde obvodová účinnosť je dosadená z rovnice 3.38 a S je prietokový prierez pre paru, ktorý sa určuje pomocou nižšie uvedeného vzťahu.

Prietokový prierez pre paru:

$$S = \pi \cdot D \cdot l_1 \cdot \sin \alpha_1 = 3,14 \cdot 0,984 \cdot 0,36 \cdot \sin 15^\circ = 0,012 \text{ m}^2 \quad (3.32)$$

Po dosadení vypočítaných čiastkových výsledkov je určená hodnota straty vzniknutá parciálnym ostrekom:

$$\xi_6 = \xi_{61} + \xi_{62} = 0,031 + 0,016 = 0,047 [-] \quad (3.33)$$

Strata radiálnou medzerou:

$$\xi_7 = 1,5 \cdot \frac{\mu_1 \cdot S_{1R} \cdot \eta_u}{S} \cdot \sqrt{\frac{\rho_s}{1 - \rho}} \quad [-] \quad (3.34)$$

Pre zistenie číselnej hodnoty straty radiálnou medzerou potrebujeme vypočítať prierez radiálnou medzerou ( $S_{1R}$ ) a stupeň reakcie na špici lopatky ( $\rho_s$ ), určiť radiálnu medzeru ( $\delta$ ), obvodovú účinnosť ( $\eta_u$ ) a prietokového súčiniteľa ( $\mu_1$ ). Tieto hodnoty sú vypočítané nasledovne.

Prietokový prierez pre paru:

$$\left. \begin{aligned} S_{1R} &= \pi \cdot (D + l_1) \cdot \delta \\ S_{1R} &= 3,14 \cdot (0,984 + 0,036) \cdot 0,0012 = 0,00038 \text{ mm}^2 \end{aligned} \right\} \quad (3.35)$$

Stupeň reakcie na špici lopatky:

$$\left. \begin{aligned} \rho_s &= 1 - (1 - \rho) \cdot \frac{\frac{D}{l_1}}{1 + \frac{D}{l_1}} \\ \rho_s &= 1 - (1 - 0,05) \cdot \frac{\frac{0,984}{0,036}}{1 + \frac{0,984}{0,036}} = 0,083 \quad [-] \end{aligned} \right\} \quad (3.36)$$

Radiálna medzera:

$$\delta = \frac{D}{1000} + 0,2 = \frac{0,984}{1000} + 0,2 = 0,0012 \text{ m} \quad (3.37)$$

Obvodová účinnosť stupňa:

$$\left. \begin{aligned} \eta_u &= \frac{a_u}{E_0} = \frac{a_u}{h_{iz} + \frac{c_0^2}{2}} = \frac{\left(h_{iz} + \frac{c_0^2}{2}\right) - z_0 - z_1 - z_c}{h_{iz} + \frac{c_0^2}{2}} \\ \eta_u &= \frac{79,18 - 6,21 - 1,71 - 3,58}{79,18} = 0,855 \quad [-] \end{aligned} \right\} \quad (3.38)$$

Prietokový súčiniteľ:

$$\mu_1 = 0,5 \quad [-] \quad (3.39)$$

Po čiastkových výpočtoch je možné určiť číselnú hodnotu straty radiálnou medzerou:

$$\xi_7 = 1,5 \cdot \frac{0,5 \cdot 0,00038 \cdot 0,855}{0,012} \cdot \sqrt{\frac{0,083}{1 - 0,05}} = 0,059 \quad [-] \quad (3.40)$$

### 3.4 Vnútorná termodynamická účinnosť a vnútorný výkon regulačného stupňa

Vnútorná termodynamická účinnosť regulačného stupňa vypočítame podľa vzťahu:

$$\left. \begin{aligned} \eta_{tdi} &= \frac{h}{E_0} = \frac{a_u - z_5 - z_6 - z_7}{E_0} = \eta_u - \xi_5 - \xi_6 - \xi_7 \\ \eta_{tdi} &= 0,855 - 0,003 - 0,048 - 0,059 = 0,745 [-] \end{aligned} \right\} \quad (3.41)$$

Podľa nasledujúcej rovnice je určený vnútorný výkon regulačného stupňa:

$$P_i = M \cdot h_{iz} \cdot \eta_{tdi} = 79,75 \cdot 79,18 \cdot 0,0745 = 4706,85 \text{ kW} \quad (3.42)$$

Koncový bod expanzie:

$$i_2 = i_0 - \eta_{tdi} \cdot h_{iz} = 3224,69 - 0,745 \cdot 79,18 = 3165,67 \text{ kJ/kg} \quad (3.43)$$

## 4. Návrh prietočného kanála turbíny

Táto turbína bude navrhnutá A-kolovým prevedením, tak postup výpočtu jednotlivých stupňov bude totožný s postupom návrhu regulačného stupňa, ktorý je detailne znázornený v kap. 3. Celý výpočet prebiehal iteračne. Kvôli uľahčovaniu iterčného postupu bol použitý program Microsoft Excel 2016, a pre určovanie parametrov pary v jednotlivých miestach program XSteam Excel v2. Medzi kuželmi predpokladáme prúdenie bez strát, z čoho vyplýva, že výstupné parametre za stupňom budú vstupnými parametrami v nasledujúcom stupni.

Optimálny počet stupňov je určený pomocou grafoanalitickej metódy [4]. Pri grafoanalitickej metóde je využitý program AutoCAD 2016 a Microsoft Excel 2016. Pomocou tejto metódy je získaný nielen optimálny počet stupňov, ale aj hodnoty tepelných spádov na jednotlivé stupne a aj stredný priemer lopatkovania. Ostatné hodnoty boli vhodne zvolené podľa literatúry [4]. Optimálny počet stupňov vychádza na 14, čo z hľadiska ložiskovej vzdialenosti a výkonu turbíny splňuje normy firmy Doosan Škoda Power. Z toho posledné 2 sú modulové lopatky, ktoré sú zadané s firmou.

### 4.1 Zmeny počas výpočtu stupňovej časti

V tejto diplomovej práci postup výpočtu je znázornená na regulačnom stupni. Avšak u ostatných stupňov sú niektoré kroky odlišné ako u regulačnom stupni.

#### 4.1.1 Typ lopatky

U **prizmatických** (neskrútených) lopatkách výpočet bol prevedený za predpokladu, že prúdenie na všetkých valcových plochách je rovnaké. To znamená, že výpočet stačí previesť na stredný priemer. Tieto predpoklady platia s dostatočnou presnosťou pre relatívnu dĺžku lopatky:

$$\frac{l}{D} \leq \frac{1}{10} [-] \quad (4.1)$$

Táto hranica z ekonomických dôvodov sa môže posúvať až do:

$$\frac{l}{D} = \frac{1}{7} [-] \quad (4.2)$$

**Skrútené lopatky:** Pri väčších relatívnych dĺžkach lopatky dochádza k významnému rozvíjaniu, výrazne sa mení i obvodová rýchlosť po výške lopatky. K zmenám dôjde i u odstredivej sily a tlaku v medzere medzi statorovou a rotorovou radou. Z tohto dôvodu je využívané priestorové prúdenie [4]. V tejto diplomovej práci sú uvažované skrútené lopatky u posledných štyroch stupňoch.

#### 4.1.2 Kritické prúdenie

V dôsledku veľkých entalpických spádov u posledných stupňov turbíny môže dochádzať ku kritickému prúdeniu. Teoreticky rozšírená dýza by mala byť použitá, keď platí vzťah:

$$p_2 < p_{krit} \quad (4.3)$$

Avšak z ekonomických dôvodov nerozšírená dýza je využitá až do tlaku:

$$p_2 = 0,4 \cdot p_0 [MPa] \quad (4.4)$$

Pri návrhu tejto turbíny dochádzalo ku kritickému prúdeniu. Avšak tlak nikdy neprekročil tlak, ktorý je definovaný v rovnici 4.4. Práve preto nebola použitá rozšírená dýza.

Pri výpočtu prietokej časti nastala zmena i vo výpočte už vyššie spomínaného kritického tlaku.[4]

Kritický tlak pre prehriatú vodnú paru:

$$p_{krit} = 0,546 \cdot p_0 \text{ [MPa]} \quad (4.5)$$

Kritický tlak pre nasýtenú vodnú paru:

$$p_{krit} = 0,577 \cdot p_0 \text{ [MPa]} \quad (4.6)$$

### 4.1.3 Parciálny ostrek

U navrhovanej turbíny parciálny ostrek je využívaný len u regulačného stupňa. U nasledujúcich 13 stupňoch je uvažovaný totálny ostrek.

## 4.2 Grafoanalitická metoda

Pre stanovanie počtu stupňov turbíny bola zvolená grafoanalytická metóda. Celkový počet stupňov bol určený na 14. V prvom kroku bol vypočítaný počet stupňov do prvého odberu (u plno kondenzačnej prevádzky je to odber pre NN). Stredný priemer regulačného stupňa bol zvolený na konzultáciách. Kvôli tomu celkový počet stupňov do prvého odberu je súčet regulačného stupňa a nižšie vypočítanej hodnoty. Následne výpočet bol opakovane prevedený, aby bolo získaný celkový počet stupňov. Nižšie uvedený výpočet ukáže konkrétny postup na určenie počtu stupňu do prvého odberu. Na vypracovanie bol použitý program AutoCad16. Postup výpočtu a výpočtové vzťahy sú prevedené podľa literatúry [4].

Metóda je znázornená v nasledujúcom výpočtu:

1. Je zvolená dĺžka úsečky (a).
2. V krajných bodoch sú vynesené veľkosti stredných priemerov prvého a posledného stupňa. Tieto body sú spojené s pлавnou krivkou.
3. Je zvolený priebeh  $u/c_{iz}$ , pri ktorom je doporučené hodnoty pre kondenzačnú turbínu:
  - a, prvé stupne stupňové časti:  $u/c_{iz}=0,46$  až  $0,55$ ,
  - b, posledné stupne stupňové časti:  $u/c_{iz}=0,55$  až  $0,65$ .
4. Rozdelíme úsečku na 5 dielov.
5. Na strede dielikov vztýčime súradnicu a odčítame stredný priemer ( $d_i$ ) a  $u/c_{iz}$ . Podľa stanovených veličín je stanovené veľkosť spádu  $(h_{iz})_i$  podľa rovnice:

$$(h_{iz})_i = \frac{(c_{iz})_i^2}{2} = \frac{\pi^2}{2} \cdot \left( \frac{n \cdot (d)_i}{\left(\frac{u}{c_{iz}}\right)_i} \right)^2 \quad (4.7)$$

Tabuľka 4: Parametre dielov

Diely	[-]	1	2	3	4	5
D	[mm]	861	911	972	1046	1133
$u/c_{iz}$	[-]	0,51	0,51	0,51	0,52	0,52
$h_{iz}$	[kJ/kg]	50,63	56,68	64,53	71,88	84,33

6. Stredný stupňový spád je vypočítaný z rovnice:

$$h_{iz,s} = \frac{\sum_{i=1}^n (h_{iz})_i}{n} = \frac{341,75}{5} = 68,35 \text{ kJ/kg} \quad (4.8)$$

7. Stredný stupňový spád je vypočítaný z rovnice

$$z = \frac{H_{iz,l}^{s\check{c}} \cdot (1 + f)}{h_{iz,s}} = \frac{626,99 \cdot (1 + 0,039)}{68,35} = 9,23 \rightarrow 9 \text{ stupňov} \quad (4.6)$$

8. Úsečka je rozdelená na  $(z-1)$  dielov, a sú odčítané hodnoty  $(h_{iz})_i$ .



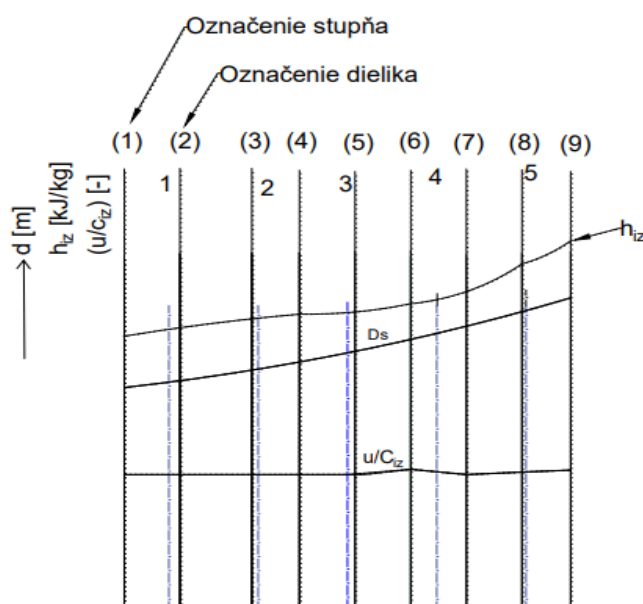
9. V nasledujúcom kroku je stanovený nadbytočný/chýbajúci entalpický spád:

$$\Delta = \sum_{j=1}^z h_{iz}^j - H_{iz}^{s5} \cdot (1 + f) \quad (4.6)$$

$$\Delta = 621,37 - 626,99 \cdot (1 + 0,039) = -30,07 \text{ kJ/kg}$$

10. Keď  $\Delta$  je malý, tak je rozdelené s počtom stupňu – a s tým hodnotou je zväčšený alebo zmenšený spád na každom stupni.

Na základe vyššie popísaného postupu [4] bol vytvorený nasledujúci pomocný graf, pomocou ktorého sú získané hodnoty do ďalšieho výpočtu.



Obrázok 9: Grafoanalitická metóda - pomocný graf

Tabuľka 5: Prehľad odčítaných parametrov stupňov

Stupeň	[-]	2	3	4	5	6	7
D	[mm]	841	854	887	913	950	994
u/c <sub>iz</sub>	[-]	0,51	0,51	0,51	0,51	0,51	0,53
h <sub>iz</sub>	[kJ/kg]	53,79	55,29	59,22	62,42	67,13	67,33

Tabuľka 6: Prehľad odčítaných parametrov stupňov - pokračovanie

Stupeň	[-]	8	9	10
D	[mm]	841	854	887
u/c <sub>iz</sub>	[-]	0,51	0,51	0,51
h <sub>iz</sub>	[kJ/kg]	53,79	55,29	59,22

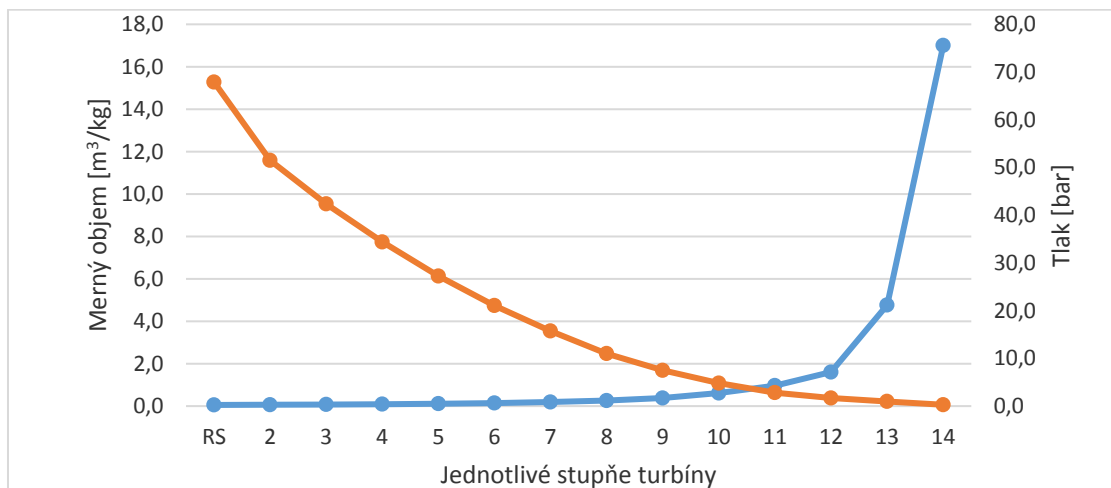
V tejto tabuľke už sú znázornené izoentropické entalpické spády po korekcii, ktorá je prevedená pomocou  $\Delta$ .

Tabuľka 7: Prietoková časť turbíny - hodnoty pre prvých 7 stupňov-

Stupeň	-	RS	2	3	4	5	6	7
m	[kg/s]	79,75	79,75	79,75	79,75	79,75	79,75	79,75
i <sub>0</sub>	[kJ/kg]	3224,69	3165,67	3118,98	3070,95	3019,42	2967,59	2911,53
p <sub>0</sub>	[bar]	67,900	51,481	42,363	34,396	27,250	21,063	15,733
t <sub>0</sub>	[°C]	423,6	388,7	362,4	335,5	306,7	277,5	246,1
v <sub>0</sub>	[m <sup>3</sup> /kg]	0,0434	0,0548	0,0641	0,0759	0,0915	0,1129	0,1431
s <sub>0</sub>	[kJ/kg]	6,559	6,589	6,601	6,612	6,626	6,645	6,667
x <sub>0</sub>	[-]	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
D <sub>p</sub>	[mm]	950	810	820	850	870	900	930
D <sub>s</sub>	[mm]	984	841	854	887	913	950	994
u	[m/s]	185,48	158,52	160,98	167,20	172,10	179,07	187,36
(u/c <sub>0</sub> )s	[-]	0,460	0,510	0,510	0,510	0,510	0,510	0,533
c <sub>1iz</sub>	[m/s]	387,86	310,83	315,64	327,83	337,44	351,12	351,69
h <sub>iz</sub>	[kJ/kg]	79,18	53,79	55,30	59,22	62,42	67,13	67,33
i <sub>2t</sub>	[kJ/kg]	3145,52	3111,88	3063,68	3011,72	2957,00	2900,46	2834,20
z <sub>0</sub>	[kJ/kg]	6,21	3,18	3,27	3,50	3,69	3,97	3,98
i <sub>1</sub>	[kJ/kg]	3151,73	3115,06	3066,95	3015,22	2960,69	2904,43	2838,18
v <sub>1</sub>	[m <sup>3</sup> /kg]	0,0542	0,0639	0,0756	0,0912	0,1121	0,1420	0,1893
α <sub>1</sub>	[°]	15,0	12,0	13,0	13,0	13,0	13,0	13,0
L <sub>0t</sub>	[mm]	14,6	30,7	34,0	36,5	42,3	49,5	63,0
ε	[-]	0,431	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
L <sub>0</sub>	[mm]	34	31	34	37	43	50	64
z <sub>1</sub>	[kJ/kg]	1,71	0,79	0,82	0,88	0,92	0,98	0,92
z <sub>c</sub>	[kJ/kg]	3,58	1,56	1,77	1,91	2,03	2,20	2,61
z <sub>0</sub>	[kJ/kg]	6,21	2,86	2,94	3,18	3,36	3,64	3,65
n <sub>tdi</sub>	[-]	0,745	0,868	0,869	0,870	0,872	0,874	0,872
h	[kJ/kg]	59,02	46,69	48,03	51,53	54,45	58,68	58,74
P <sub>st</sub>	[kW]	4706,85	3719,04	3830,73	4109,24	4342,16	4817,77	5039,33
i <sub>2</sub>	[kJ/kg]	3165,67	3118,98	3070,95	3019,42	2967,59	2911,53	2852,80
p <sub>2</sub>	[bar]	51,481	42,363	34,396	27,250	21,063	15,733	11,000
t <sub>2</sub>	[°C]	388,7	362,4	335,5	306,7	277,5	246,1	212,5
v <sub>2</sub>	[m <sup>3</sup> /kg]	0,0548	0,0641	0,0759	0,0915	0,1129	0,1431	0,1924
s <sub>2</sub>	[kJ/kg]	6,589	6,601	6,612	6,626	6,645	6,667	6,705
x <sub>2</sub>	[-]	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000

Tabuľka 8: Prietoková časť turbíny - hodnoty pre posledných 7 stupňov

Stupeň	-	8	9	10	11	12	13	14
<b>m</b>	[kg/s]	79,75	79,75	79,75	74,96	74,96	70,43	67,69
<b>i<sub>0</sub></b>	[kJ/kg]	2852,80	2785,83	2712,09	2630,10	2555,93	2482,74	2338,79
<b>p<sub>0</sub></b>	[bar]	11,000	7,552	4,840	2,822	1,699	0,965	0,288
<b>t<sub>0</sub></b>	[°C]	212,5	176,0	150,6	131,5	115,1	98,6	71,9
<b>v<sub>0</sub></b>	[m <sup>3</sup> /kg]	0,1924	0,2598	0,3801	0,6144	0,9655	1,6030	4,7722
<b>s<sub>0</sub></b>	[kJ/kg]	6,705	6,726	6,750	6,785	6,825	6,849	6,885
<b>x<sub>0</sub></b>	[-]	1,000	0,958	0,936	0,958	0,936	0,916	0,288
<b>D<sub>p</sub></b>	[mm]	950	990	1040	1040	1160	1250	1250
<b>D<sub>s</sub></b>	[mm]	1028	1092	1182	1255	1446	1620	1880
<b>u</b>	[m/s]	193,77	205,84	222,80	196,04	218,65	235,62	235,62
<b>(u/c<sub>0</sub>)s</b>	[-]	0,515	0,520	0,524	0,500	0,557	0,616	0,677
<b>c<sub>1iz</sub></b>	[m/s]	376,26	395,84	425,42	392,07	392,56	585,39	633,39
<b>h<sub>iz</sub></b>	[kJ/kg]	76,27	83,90	96,05	85,36	85,55	179,34	200,59
<b>i<sub>2t</sub></b>	[kJ/kg]	2776,53	2701,93	2616,04	2544,74	2470,38	2303,40	2138,21
<b>z<sub>0</sub></b>	[kJ/kg]	4,51	4,96	5,68	4,54	4,55	10,60	11,85
<b>i<sub>1</sub></b>	[kJ/kg]	2781,03	2706,89	2621,72	2549,79	2475,44	2313,99	2150,06
<b>v<sub>1</sub></b>	[m <sup>3</sup> /kg]	0,2584	0,3792	0,6119	0,9626	1,5975	4,7605	16,8944
<b>α<sub>1</sub></b>	[°]	13,0	13,0	13,0	13,0	14,0	16,3	17,2
<b>L<sub>0t</sub></b>	[mm]	77,7	102,1	141,6	213,9	286,1	-	-
<b>ε</b>	[-]	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
<b>L<sub>0</sub></b>	[mm]	78	102	142	214	286	440	630
<b>z<sub>1</sub></b>	[kJ/kg]	1,09	1,17	1,32	1,81	1,94	3,81	4,59
<b>z<sub>c</sub></b>	[kJ/kg]	2,62	3,03	3,65	2,90	4,08	12,54	18,83
<b>z<sub>0</sub></b>	[kJ/kg]	4,18	4,63	5,35	4,54	4,55	10,13	11,85
<b>n<sub>tdi</sub></b>	[-]	0,879	0,879	0,853	0,881	0,867	0,848	0,820
<b>h</b>	[kJ/kg]	66,97	73,74	81,99	75,17	74,19	151,94	164,51
<b>P<sub>st</sub></b>	[kW]	5448,26	5875,65	6438,84	5634,73	5561,48	10616,07	11087,58
<b>i<sub>2</sub></b>	[kJ/kg]	2785,83	2712,09	2630,10	2555,93	2482,74	2338,79	2182,29
<b>p<sub>2</sub></b>	[bar]	7,552	4,840	2,822	1,699	0,965	0,285	0,070
<b>t<sub>2</sub></b>	[°C]	176,0	150,6	131,5	115,1	98,6	67,9	39,0
<b>v<sub>2</sub></b>	[m <sup>3</sup> /kg]	0,2598	0,3801	0,6144	0,9655	1,6031	4,8186	17,1685
<b>s<sub>2</sub></b>	[kJ/kg]	6,726	6,750	6,785	6,813	6,849	6,885	7,026
<b>x<sub>2</sub></b>	[-]	1,000	0,984	0,958	0,936	0,916	0,879	0,838



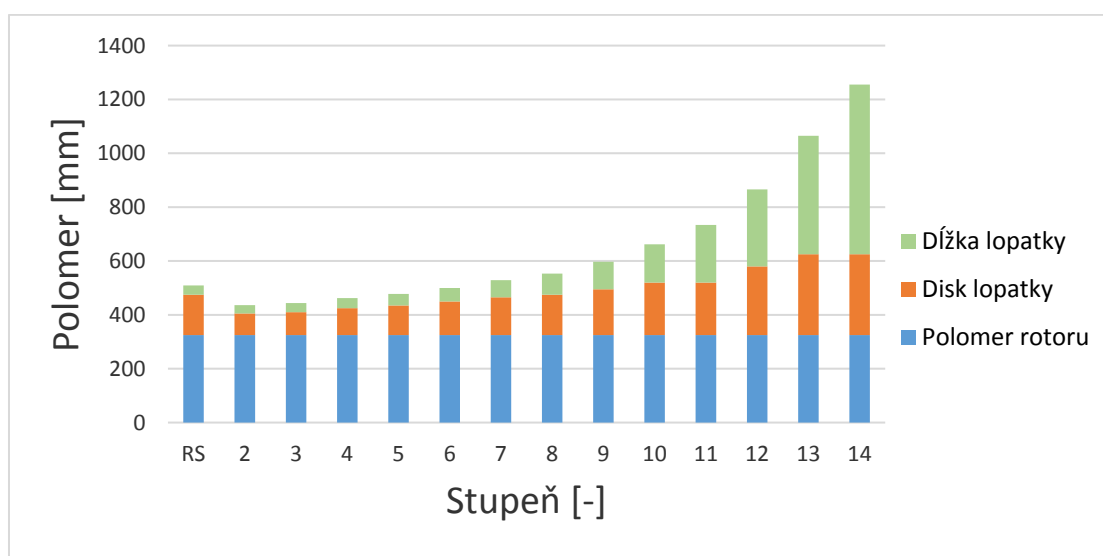
Obrázok 10: Priebeh merného objemu a tlaku v prietokovej časti turbíny

### Lopatkový plán

V predošlých kapitolách boli vypočítané päťné priemery obežných kôl a dĺžky lopatky. Úlohou bolo navrhnúť prietokový kanál, ktorý sa vyznačuje plynulým rozvíjaním bez väčších skokov priemeru u jednotlivých stupňov. Počet stupňov je určený na 14, z čoho je prvý regulačný stupeň (v grafe a u rýchlostných trojuholníkov značené ako RS), čo sa zvyčajne, a aj v tejto diplomovej práci, vyznačuje väčším päťným priemerom obežných kôl a parciálnym ostrekom. Posledné 2 lopatky sú modulové lopatky, ktoré sú na rovnakom päťnom priemere na obežnom kole, avšak dĺžky lopatiek v smere prúdenia rastú.

Technologický odber z turbíny je za siedmym stupňom. Ďalší odber sa nachádza za desiatym stupňom, a je určený pre napájaciu nádrž a odplyňovač. Odbery pre vykurovanie nízkotlakových ohrievačov sa nachádzajú za dvanástym stupňom ( $\text{NTO}_2$ ) a za trinástym stupňom ( $\text{NTO}_1$ ).

Kvôli jednoduchšiemu predstaveniu prietokového kanálu z uvedených dát bol vytvorený meridiálny rez prietokového kanála.



Obrázok 11: Znáznornenie lopatkového plánu

V kap. 3.2 sú uvedené výpočtové vzťahy a vypočítané hodnoty rýchlostného trojuholníka pre regulačný stupeň. Postup výpočtu u nasledujúcich 13 stupňov bol zhodný s výpočtom regulačného stupňa. Jednotlivé výsledky sú zhrnuté v nasledujúcich tabuľkách, a následne sú graficky spracované.

Tabuľka 9: Vypočítané parametre rýchlostných trojuholníkov pre prvých 7 stupňov

Stupeň	-	RS	2	3	4	5	6	7
$h_{iz}$	[kJ/kg]	79,18	53,79	55,30	59,22	62,42	67,13	67,33
$\alpha_1$	[°]	15,0	12,0	13,0	13,0	13,0	13,0	13,0
$h_{iz}^s$	[kJ/kg]	75,22	51,10	52,53	56,26	59,30	63,77	63,96
$h_{iz}^f$	[kJ/kg]	3,96	2,69	2,76	2,96	3,12	3,36	3,37
$c_{1iz}$	[m/s]	387,86	310,83	315,64	327,83	337,44	351,12	351,69
$\beta_2$	[°]	155,0	159,8	158,8	158,7	158,6	158,5	157,3
$u$	[m/s]	185,48	158,52	160,98	167,20	172,10	179,07	187,36
$c_1$	[m/s]	372,34	306,91	311,18	322,03	330,61	342,85	343,36
$w_1$	[m/s]	199,06	155,39	158,52	163,50	167,46	173,12	166,23
$c_{1u}$	[m/s]	359,66	300,21	303,20	313,78	322,13	334,06	334,56
$w_{1u}$	[m/s]	174,18	141,68	142,23	146,58	150,04	154,99	147,20
$c_{1a}$	[m/s]	96,37	63,81	70,00	72,44	74,37	77,12	77,24
$w_{1a}$	[m/s]	96,37	63,81	70,00	72,44	74,37	77,12	77,24
$\beta_1$	[°]	29,0	24,2	26,2	26,3	26,4	26,5	27,7
$w_{2iz}$	[m/s]	208,77	163,82	167,01	172,32	176,53	182,55	176,07
$w_2$	[m/s]	200,42	158,90	162,00	167,15	171,23	177,08	170,78
$c_2$	[m/s]	84,64	55,79	59,43	61,79	63,65	66,32	72,30
$w_{2u}$	[m/s]	-181,71	-149,08	-151,03	-155,73	-159,46	-164,81	-157,57
$c_{2u}$	[m/s]	3,77	9,44	9,94	11,46	12,63	14,26	29,80
$c_{2a}$	[m/s]	84,56	54,99	58,60	60,71	62,39	64,77	65,87
$w_{2a}$	[m/s]	84,56	54,99	58,60	60,71	62,39	64,77	65,87
$\alpha_2$	[°]	87,4	80,3	80,4	79,3	78,6	77,6	65,7

Tabuľka 10: Vypočítané parametre rýchlostných trojuholníkov pre posledných 7 stupňov

Stupeň	-	8	9	10	11	12	13	14
$h_{iz}$	[kJ/kg]	77,67	83,83	94,69	85,36	85,55	177,69	200,59
$\alpha_1$	[°]	13	13	13	13	14	16,3	17,2
$h_{iz}^s$	[kJ/kg]	73,78	79,64	89,95	81,09	81,27	168,81	190,56
$h_{iz}^f$	[kJ/kg]	3,88	4,19	4,73	4,27	4,28	8,88	10,03
$c_{1iz}$	[m/s]	379,95	395,84	422,37	402,72	403,17	581,05	598,83
$\beta_2$	[°]	158,4	157,8	157,2	156,4	156,4	156,6	156,2
$u$	[m/s]	193,77	205,84	222,80	196,04	218,65	235,62	235,62
$c_1$	[m/s]	368,78	383,13	407,18	390,64	391,08	563,62	598,83
$w_1$	[m/s]	185,17	188,35	196,59	204,44	212,43	343,89	380,18
$c_{1u}$	[m/s]	359,33	373,31	396,75	380,63	379,46	540,96	572,05
$w_{1u}$	[m/s]	165,55	167,48	173,94	184,59	160,80	305,34	336,43
$c_{1a}$	[m/s]	82,96	86,19	91,60	87,87	94,61	158,19	177,08
$w_{1a}$	[m/s]	82,96	86,19	91,60	87,87	94,61	158,19	177,08
$\beta_1$	[°]	26,6	27,2	27,8	27,6	28,6	27,4	27,8
$w_{2iz}$	[m/s]	195,38	199,17	208,28	214,62	222,27	356,57	393,15
$w_2$	[m/s]	189,52	193,19	202,03	215,37	222,43	354,06	389,48
$c_2$	[m/s]	71,99	77,92	86,30	86,12	90,33	166,54	198,06
$w_{2u}$	[m/s]	-176,19	-178,83	-186,29	-197,41	-203,80	-324,98	-356,47
$c_{2u}$	[m/s]	17,58	27,01	36,51	-1,37	14,86	-89,36	-120,85
$c_{2a}$	[m/s]	69,81	73,09	78,19	86,11	89,10	140,54	156,92
$w_{2a}$	[m/s]	69,81	73,09	78,19	86,11	89,10	140,54	156,92
$\alpha_2$	[°]	75,9	69,7	65,0	90,9	80,5	115,8	117,6

Uvedené vypočítané hodnoty sú graficky spracované. Rýchlostné trojuholníky jednotlivých stupňov sú uvedené v prílohe 3.

## 5. Svorkový výkon, termodynamická účinnost, reheat factor

Požadovaný elektrický výkon turbíny je 80 MW<sub>e</sub>. Výkon turbíny po navrhovanom stave je daný súčtom vnútorných výkonov stupní.

$$P_i = P_{i,RS} + \sum_{i=1}^{13} P_{i,i} = 81227,75 \text{ kW} \quad (5.1)$$

Avšak tento výkon musí byť vynásobený mechanickou a generátorovou účinnosťou, aby sme dostali presný elektrický výkon na svorkách generátoru.

$$\left. \begin{aligned} P_{i,e} &= \eta_g \cdot \eta_m \cdot \left( P_{i,RS} + \sum_{i=1}^{13} P_{i,i} \right) \\ P_{i,e} &= 0,99 \cdot 0,995 \cdot 81227,75 = 80013,39 \text{ kW}_e \end{aligned} \right\} \quad (5.2)$$

K určení termodynamickej účinnosti je nutné určiť teoretický výkon prietokovej časti turbíny, ktorý je daný prietokmi a izoentropickými spádmi jednotlivých stupňov.

$$P_{i,iz} = h_{RS,iz} \cdot M_{RS} + \sum_{i=1}^{13} h_{i,iz} \cdot M_i = 94544,92 \text{ kW} \quad (5.3)$$

Pomer celkového vnútorného výkonu prietokovej časti turbíny a teoretického výkonu izoentropickej expanzie turbíny udáva termodynamickú účinnosť turbíny:

$$\eta_{tdi} = \frac{P_i}{P_{i,iz}} = \frac{81227,75}{94544,92} = 0,859 [-] \quad (5.4)$$

Súčet izoentropických spádov všetkých stupňov turbíny:

$$\sum_{j=1}^z h_{iz,j} = h_{is,RS} + \sum_{i=2}^{13} h_{i,iz} = 1240,75 \text{ kJ/kg} \quad (5.5)$$

Celkový izoentropický spád viacstupňovej turbíny:

$$H_{iz}^{sč} = i_1 - i_{2,iz} = 3224,69 - 2026,54 = 1198,15 \text{ kJ/kg} \quad (5.6)$$

kde  $i_{2,iz}$  je koncový bod izoentropického spádu a vypočítava sa podľa vzťahu  $i_{2,iz} = f(s_1, p_2)$ .

Súčiniteľ spätného využitia strát:

$$\left. \begin{aligned} (1 + f) &= \frac{\sum_{j=1}^z h_{iz,j} - H_{iz}^{sč}}{H_{iz}^{sč}} \\ (1 + f) &= \frac{1240,75 - 1198,15}{1198,15} = 1,036 [-] \end{aligned} \right\} \quad (5.7)$$

## 6. Profily lopatiek

Vhodná volba profilu lopatky zaisťuje minimalizáciu strát, keď je profil obtekaný pracovnou látkou (plynulé zmeny tlaku na povrchu, vylúčenie odtrhovania prúdu, malá strata úplavom). Vybraný profil pre konkrétny stupeň musí splniť pevnostné a dynamické podmienky [2].

Po konzultáciách s firmou Doosan Škoda Power pre výber profilov lopatiek bol použitý katalóg uvedený v prílohe 1. K výberu profilu potrebujeme určiť Machovo číslo. Machové čísla v oblasti prehriatej pary boli určené pomocou programu xSteam x2, v oblasti mokrej pary pomocou nižšie uvedeného vzťahu. Výber lopatky prebieha na základe Machového čísla a na uhlu  $\beta_2$  u obežných lopatiek, a u rozvádzacích lopatkách na základe Machového čísla a uhlu  $\alpha_1$ .

Ako prvé sú uvedené výpočtové vzťahy podľa literatúry [2], a sú v tabuľkách znázornené vypočítané a zvolené hodnoty pre jednotlivé stupne.

### Výpočtové vzťahy

Rýchlosť zvuku v prehriatej pare (pomocou programu xSteam x2):

$$a_0 = f(p_0; t_0) \text{ [m/s]} \quad (6.1)$$

$$a_1 = f(p_1; t_1) \text{ [m/s]} \quad (6.2)$$

$$a_2 = f(p_2; t_2) \text{ [m/s]} \quad (6.3)$$

Rýchlosť zvuku v mokrej pare:

$$a = a_1 + x \cdot (a_2 - a_1) \text{ [m/s]} \quad (6.4)$$

U tejto rovnice je nutné previesť v prvom rade nasledujúce predbežné výpočty.

$$a_1 = f(p; x = 0) \text{ [m/s]} \quad (6.5)$$

$$a_2 = f(p; x = 1) \text{ [m/s]} \quad (6.6)$$

Potom je možné vypočítať Machové čísla:

- Machovo číslo pre rozvádzacie lopatky

$$M_{a1} = \frac{c_1}{a_1} [-] \quad (6.7)$$

- Machovo číslo pre obežné lopatky

$$M_{a2} = \frac{w_2}{a_2} [-] \quad (6.8)$$

Nasledujúcim krokom je výber profilu z prílohy č. 1 pomocou Machového čísla a vhodného uhla (obežné lopatky volíme podľa  $\beta_2$  a rozvádzacie podľa  $\alpha_1$ ). Po určení profilu lopatiek odčítame charakteristické parametre pre daný typ profilu:

- $t_{opt}$  – optimálny pomerný rozteč,
- $M_{a1}^{opt}$  – optimálne Machovo číslo,
- $b_0$  – dĺžka tetivy,
- $S_0$  – plocha profilu na patnom priemere,
- $W_0$  – ohybový prierezový modul.



Odčítané hodnoty platia pre profil s šírkou  $B=25$  mm. Pre jednoduchšiu orientáciu budú používané indexy (o pre obežné lopatky, r pro rozvádzacie lopatky) u jednotlivých charakteristických parametrov.

Uhol nastavenia profilu – s pomocou literatúry [2]:

- obežné lopatky:

$$\gamma_o = \arccos \frac{B_o}{b_o} [^\circ] \quad (6.9)$$

- rozvádzacie lopatky:

$$\gamma_r = \arccos \frac{B_r}{b_r} [^\circ] \quad (6.10)$$

Pre vybraný profil sa zvolí optimálny pomerný rozteč. Pre každý typ profilu sa tento interval pohybuje, avšak medzi najčastejšími sa vyskytujúcimi rozsahmi sú [2]:

- pre rozvádzacie lopatky:

$$t_{opt} = 0,6 \div 0,8 [-] \quad (6.11)$$

- pre obežné lopatky:

$$t_{opt} = 0,58 \div 0,7 [-] \quad (6.12)$$

Ďalším krokom je vypočítanie počtu lopatiek. K tomu v prvom rade je potrebné poznať predbežný rozteč lopatiek v mreži. Určuje sa pomocou zvoleného optimálneho rozteča a dĺžky tetivy:

- pre rozvádzacie lopatky:

$$t' = t_{opt} \cdot b_r [mm] \quad (6.13)$$

- pre obežné lopatky:

$$t' = t_{opt} \cdot b_o [mm] \quad (6.14)$$

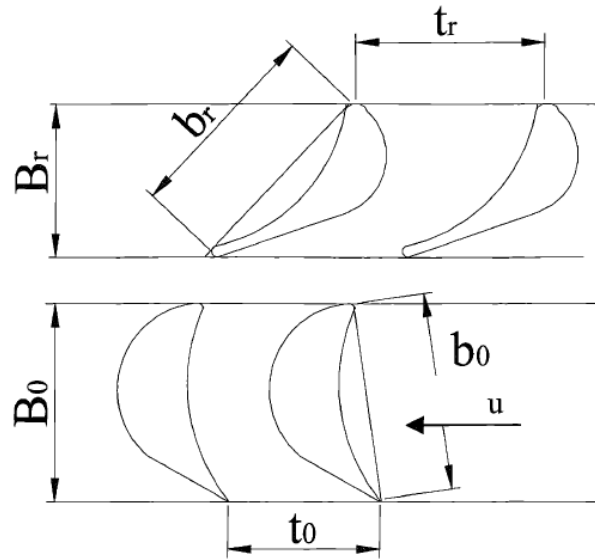
Počet lopatiek sa vypočíta podľa nasledujúceho vzťahu, a je následne zaokrúhlený na celé číslo (z):

$$z' = \frac{\pi \cdot D_s}{t'} [-] \quad (6.15)$$

Avšak tak získaný počet lopatiek je platný pre šírku profilu ( $B_o=25$  mm,  $B_r=25$  mm), ktorá môže byť pozmenená kvôli pevnostným kritériám (optimálna šírka profilu môže byť pozmenená). Z pevnostných dôvodov prepočítané skutočné množstvá lopatiek sú uvedené v tabuľkách v kap. 6.

Skutočný rozteč:

$$t = \frac{\pi \cdot D_s}{z} [mm] \quad (6.16)$$



Obrázok 12: Geometria rozvádzacích a obežných lopatkách

Rozvádzacie lopatky:

Tabuľka 11: Zvolené profily pre rozvádzacie lopatky pre prvých 7 stupňov

Stupeň	-	RS	2	3	4	5	6	7
$a_1$	[m/s]	598,58	590,33	578,99	566,43	552,73	538,09	502,14
Ma	[-]	0,622	0,520	0,537	0,569	0,598	0,637	0,684
Profil	[-]	S-55-15A	S-90-12A	S-90-12A	S-90-12A	S-90-12A	S-90-12A	S-90-12A
$\alpha_{1a}$	[°]	12 -18	12 -14	12 -14	12 -14	12 -14	12 -14	12 -14
$\alpha_0$	[°]	45-75	70-120	70-120	70-120	70-120	70-120	70-120
$t_{opt}$	[-]	0,72-0,87	0,72-0,87	0,72-0,87	0,72-0,87	0,72-0,87	0,72-0,87	0,72-0,87
$t_{opt,z}$	[-]	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
$t'_r$	[cm]	3,60	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00
z	[-]	92	53	54	56	58	60	63
$t_r$	[cm]	3,36	4,99	4,97	4,98	4,95	4,97	4,96

Tabuľka 12: Zvolené profily pre rozvádzacie lopatky pre posledných 7 stupňov

Stupeň	-	8	9	10	11	12	13	14
$a_1$	[m/s]	498,43	493,60	486,95	551,35	545,16	602,57	774,77
Ma	[-]	0,740	0,776	0,836	0,709	0,717	0,935	0,773
Profil	[-]	S-90-12A	S-90-12A	S-90-12A	S-90-12A	S-90-12A	S-90-22A	S-90-27A
$\alpha_{1a}$	[°]	12 -14	12 -14	12 -14	12,14	12,14	20 - 24	24-30
$\alpha_0$	[°]	70-120	70-121	70-122	70-120	70-120	70 - 120	70-120
$t_{opt}$	[-]	0,72-0,87	0,72-0,88	0,72-0,89	0,72-0,87	0,72-0,87	0,70-0,80	0,65-0,75
$t_{opt,z}$	[-]	0,8	0,8	0,8	0,75	0,75	0,75	0,75
$t'_r$	[cm]	5,00	5,00	5,00	4,69	4,69	3,38	3,38
z	[-]	65	69	75	85	97	151	175
$t_r$	[cm]	4,97	4,97	4,95	4,64	4,68	3,37	3,37

Obežné lopatky:

Tabuľka 13: Zvolené profily pre obežné lopatky pre prvých 7 stupňov

Stupeň	-	RS	2	3	4	5	6	7
a <sub>1</sub>	[m/s]	592,36	592,36	580,99	568,30	554,41	539,83	501,66
Ma	[-]	0,333	0,268	0,279	0,294	0,309	0,328	0,340
Profil	[-]	R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A
α <sub>1a</sub>	[°]	155,0	159,8	158,8	158,7	158,6	158,5	157,3
α <sub>0</sub>	[°]	29,0	24,2	26,2	26,3	26,4	26,5	27,7
t <sub>opt</sub>	[-]	0,58-0,68	0,58-0,68	0,58-0,68	0,58-0,68	0,58-0,68	0,58-0,68	0,58-0,68
t <sub>opt,z</sub>	[-]	0,63	0,63	0,63	0,63	0,63	0,63	0,63
t <sub>r</sub>	[mm]	16,13	16,13	16,13	16,13	16,13	16,13	16,13
z	[-]	192	164	167	173	178	186	194
t <sub>r</sub>	[mm]	16,10	16,11	16,06	16,07	16,11	16,05	16,09

Tabuľka 14: Zvolené profily pre obežné lopatky pre posledných 7 stupňov

Stupeň	-	8	9	10	11	12	13	14
a <sub>1</sub>	[m/s]	498,30	493,41	486,58	550,65	566,89	609,52	775,04
Ma	[-]	0,374	0,392	0,421	0,391	0,392	0,581	0,503
Profil	[-]	R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A	R-60-33A	S-90-27A
α <sub>1</sub>	[°]	158,1	157,8	157,4	156,4	156,4	156,6	156,2
α <sub>0</sub>	[°]	26,9	27,2	27,6	27,6	28,6	27,4	27,8
t <sub>opt</sub>	[-]	0,58-0,68	0,58-0,68	0,58-0,68	0,58-0,68	0,58-0,68	0,43-0,55	0,43-0,55
t <sub>opt,z</sub>	[-]	0,63	0,63	0,63	0,63	0,63	0,50	0,50
t <sub>r</sub>	[cm]	16,13	16,13	16,13	16,13	16,13	1,28	1,28
z	[-]	201	213	231	245	282	398	462
t <sub>r</sub>	[cm]	16,07	16,11	16,08	16,09	16,11	1,28	1,28

## 7. Základná pevnostná kontrola

V tejto kapitole je vyhotovená základná pevnostná kontrola na plno kondenzačnú prevádzku turbíny. Uvedené výpočtové vzťahy sú v súlade s literatúrou [2].

U obežných lopatkách bude prevedená kontrola na namáhanie ohybu od preneseného výkonu a na namáhanie na ťah od odstredivých síl. Rozvádzacie lopatky budú kontrolované na ohyb v pätnom priemere.

Posledné 2 lopatky sú udané ako modulové lopatky u ktorých nie je potreba previesť pevnostnú kontrolu, keďže už sú pevnostne kontrolované.

### 7.1 Prepočet charakteristických rozmerov obežných lopatiek

K výpočtu ohybového namáhania obežných lopatiek je nutné poznať charakteristické rozmery profilu danej lopatky. Tie rozmery sú známe z predošlých kapitol, vzťahujú sa k danej šírke profilu ( $B_0=25$  mm). Práve preto jednotlivé parametre musia byť prepočítané na skutočnú šírku profilu. Prepočet charakteristických rozmerov bude prezentovaný v tejto práci na druhom stupni. Dôvodom je, že šírka regulačného stupňa bola zvolená na 25 mm, a tým pádom rozmery zostávajú nezmenené.

Vzťahy na prepočet jednotlivých charakteristických rozmerov (uvedené charakteristické rozmery sa vzťahujú k druhému stupni):

- dĺžka tetivy:

$$b_0 = \frac{B_0}{\cos\gamma_0} = \frac{20}{\cos 12,4^\circ} = 20,5 \text{ mm} \quad (7.1)$$

- plocha profilu:

$$S'_0 = S_0 \cdot \left(\frac{B_0}{2,5}\right)^2 = 1,85 \cdot \left(\frac{20}{2,5 \cdot 10}\right)^2 = 1,15 \text{ cm}^2 \quad (7.2)$$

- ohybový prierezový modul:

$$W'_0 = 0,234 \cdot \left(\frac{20}{2,5 \cdot 10}\right)^3 = 0,149 \text{ cm}^3 \quad (7.3)$$

Pomocou znova stanovených charakteristických rozmerov je určený teoretický počet lopatiek, ktorý je zaokrúhľený, a následne je určený ich skutočný rozteč. Pri zmenách charakteristických rozmerov profilu dochádza k zmene rozteča a počtu lopatiek. V takých prípadoch musí byť prevedený nový pevnostný kontrolný výpočet.

## 7.2 Namáhanie ohybom obežných lopatiek

V tejto kapitole je prevedená kontrola na namáhanie ohybu od preneseného výkonu.

Postup výpočtu a vzťahu pre výpočet:

- Krútiaci moment pôsobiaci na jednu lopatku:

$$M_k = \frac{P_{st}}{\omega \cdot z} [N \cdot m] \quad (7.4)$$

kde:  $P_{st}$  [kW] - vnútorný výkon stupňa,  
 $\omega$  - uhlová rýchlosť  
 $z$  [-] - zaokrúhlený počet lopatiek

Vnútorný výkon a zaokrúhlený počet lopatiek je známy z predchádzajúceho výpočtu. Uhlová rýchlosť je určená podľa nasledujúceho vzťahu – výpočet je prevedený na menovité otáčky ( $n=3600 \text{ min}^{-1}$ ):

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} [rad \cdot s^{-1}] \quad (7.5)$$

- Obvodová sila na lopatku

$$F_u = \frac{2 \cdot M_k}{D_s} [N] \quad (7.6)$$

- Ohybový moment na lopatku

$$M_o = F_u \cdot \frac{l_{OL}}{2} [N \cdot m] \quad (7.7)$$

- Napätie v ohybu pre lopatku

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} [MPa] \quad (7.8)$$

Získané napätia sú kontrolované podľa dovolených hodnôt, ktoré boli udané firmou Škoda Doosan Power.

Dovolená hodnota pre regulačný stupeň, stupne pred odbermi a pre posledný stupeň je 16 MPa, pre ostatné stupne je napätie v ohybe kontrolované na 20 MPa.

Tabuľka 15: Namáhanie ohybom obežných lopatiek- prvých 6 stupňov

Stupeň	-	RS	2	3	4	5	6
Profil	[-]	R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A
B <sub>0</sub>	[mm]	25	20	20	20	25	25
b <sub>0</sub>	[mm]	25,6	20,5	20,5	20,5	25,6	25,6
S <sub>0</sub> '	[cm <sup>2</sup> ]	1,85	1,184	1,184	1,184	1,85	1,85
W <sub>0</sub> '	[cm <sup>3</sup> ]	0,234	0,149	0,149	0,149	0,234	0,234
t <sub>0</sub> '	[mm]	16,13	12,90	12,90	12,90	16,13	16,13
z	[-]	192	205	208	216	178	186
t <sub>0</sub>	[mm]	16,10	12,89	12,90	12,90	16,11	16,05
P <sub>st</sub>	[kW]	4706,85	3719,04	3830,73	4109,24	4342,16	4817,77
M <sub>k</sub>	[Nm]	65,03	48,12	48,85	50,46	64,71	66,73
F <sub>u</sub>	[N]	132,17	114,44	113,86	114,31	141,75	140,49
M <sub>o</sub>	[Nm]	2,25	1,77	1,94	2,11	3,05	3,51
δ <sub>o</sub>	[MPa]	9,60	11,84	12,92	14,12	13,02	15,01
δ <sub>o,DOV</sub>	[MPa]	16	20	20	20	20	20
Kontrola	[-]	Vyhovuje	Vyhovuje	Vyhovuje	Vyhovuje	Vyhovuje	Vyhovuje

Tabuľka 16: Namáhanie ohybom obežných lopatiek- posledných 6 stupňov

Stupeň	-	7	8	9	10	11	12
Profil	[-]	R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A
B <sub>0</sub>	[mm]	30	35	40	45	45	70
b <sub>0</sub>	[mm]	30,7	35,8	41,0	46,1	46,1	71,7
S <sub>0</sub> '	[cm <sup>2</sup> ]	2,66	3,63	4,74	5,99	5,99	14,50
W <sub>0</sub> '	[cm <sup>3</sup> ]	0,337	0,459	0,599	0,998	1,365	1,835
t <sub>0</sub> '	[mm]	22,58	25,80	29,03	29,03	32,57	61,43
z	[-]	162	144	133	128	136	111
t <sub>0</sub>	[mm]	22,43	25,79	29,01	28,99	32,30	61,32
P <sub>st</sub>	[kW]	5039,33	5448,26	5875,65	6438,84	5634,73	5561,48
M <sub>k</sub>	[Nm]	76,70	100,26	117,19	133,43	109,90	132,90
F <sub>u</sub>	[N]	154,32	191,41	214,81	229,27	175,14	183,82
M <sub>o</sub>	[Nm]	4,94	7,46	10,96	14,80	18,74	18,29
δ <sub>o</sub>	[MPa]	14,66	16,28	18,29	14,83	13,73	9,97
δ <sub>o,DOV</sub>	[MPa]	16	20	20	16	20	16
Kontrola	[-]	Vyhovuje	Vyhovuje	Vyhovuje	Vyhovuje	Vyhovuje	Vyhovuje

### 7.3 Namáhanie ťahom obežných lopatiek

Odstredivé sily sú spôsobené od odstredivých síl všetkých hmôt, ktoré sa nachádzajú nad týmto prierezom – napr. list lopatky, horná bandáž, atď. Z toho vyplýva že najväčšie napätie od ťahu je na pätnom priemere, kde je najväčšia odstredivá sila. Postup výpočtu a výpočtové vzťahy sú v súlade s literatúrou [2]. Pre určovanie odstredivých síl podľa literatúry je využívaných 110 % menovitých otáčok.

#### 7.3.1 Odstredivá sila od lopatky

Hmotnosť lopatky je vypočítaná podľa vzťahu:

$$m_{lop} = \rho_{oc} \cdot S'_o \cdot l \quad [kg] \quad (7.9)$$

kde sa počíta s hustotou ocele ( $\rho_{oc}=7850 \text{ kg/m}^3$ ) a prepočítanou plochou profilu, ktorá je určená v kap. 7.1.

Uhlová rýchlosť pre určovanie odstredivej sily – 110 % menovitých otáčok:

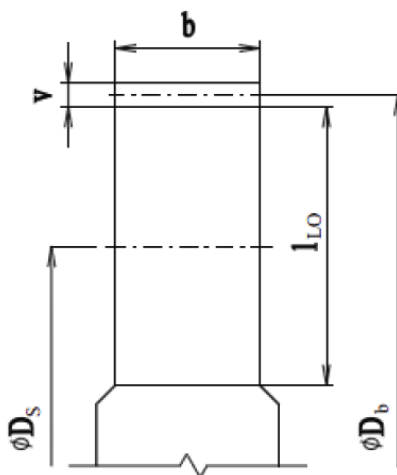
$$\omega_{110} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 1,1 \cdot n}{60} \quad [rad \cdot s^{-1}] \quad (7.10)$$

Odstredivá sila lopatky:

$$O_l = m_{lop} \cdot \frac{D_s}{2} \cdot \omega_{110}^2 \quad [N] \quad (7.11)$$

#### Odstredivá sila od bandáže

Pre lepšie predstavenie bol vytvorený obrázok so zakótovanými priermi v programe AutoCAD2016. Bandáže nie sú používané u posledných 4 stupňov.



Obrázok 13: Schéma obežnej lopatky s bandážou

Priemer bandáže sa vypočítava nasledovne:

$$D_b = D_s + l_{OL} + b \quad [m] \quad (7.12)$$

kde výška bandáže (b) v tejto diplomovej práci je zvolená.

Hmotnost bandáže lopatky:

$$m_b = \frac{\rho_{oc} \cdot \pi \cdot b \cdot B \cdot D_b}{z} \text{ [kg]} \quad (7.13)$$

kde šířka bandáže (B) v tejto diplomovej práci je zvolená rovnako, ako šířka lopatky.

Odstredivá sila bandáže:

$$O_b = m_b \cdot \frac{D_b}{2} \cdot \omega_{110}^2 \text{ [N]} \quad (7.14)$$

### 7.3.2 Celková odstredivá sila

Okrem posledných štyroch stupňov turbíny celková odstredivá sila je určená nasledovne:

$$O_c = O_{lop} + O_b \text{ [N]} \quad (7.15)$$

U posledných štyroch stupňov hodnota odstredivej sily lopatky je totožná s celkovou odstredivou silou.

Namáhanie ťahom na pätnom priereze:

$$\sigma_t = \frac{O_c}{S_o} \text{ [MPa]} \quad (7.16)$$

#### Skrútené lopatky

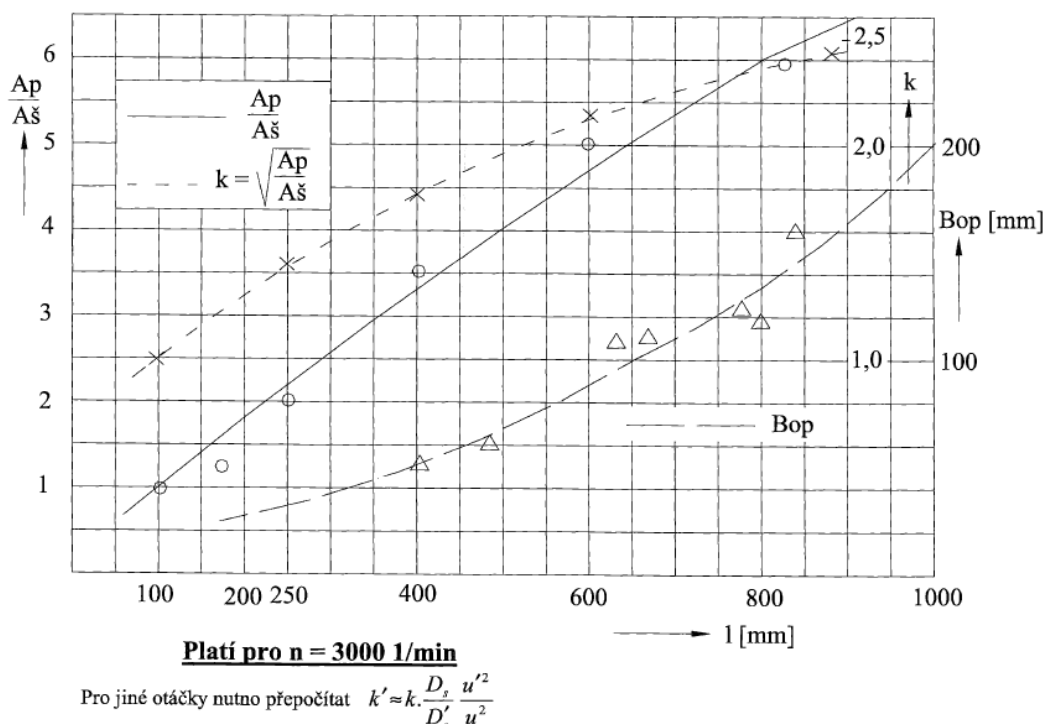
Skrútené lopatky majú profil pozdĺž dĺžky odľahčený. U skrútených lopatiek parametre majú byť sledované na pätnom priemere – tu je predpokladaná rovnotlaková premena energie s optimálnym roztočom [4].

Namáhanie ťahom na pätnom priereze:

$$\sigma_{t,z} = \frac{O_c}{k \cdot S_o} \text{ [MPa]} \quad (7.17)$$

kde súčiniteľ odľahčovania u dlhých lopatiek je určená pomocou grafu, ktorý je uvedený na obr.14.





Obrázok 14: Pomer plôch pätného a špičkového profilu a súčiniteľ odľahčovania u dlhých lopatiek [2]

Pri kontrole dovoleného napätia na ťah platí vzťah:

$$\sigma_{t,dov} > \sigma_t \quad (7.18)$$

#### 7.4 Celkové namáhanie a kontrola namáhania na obežné lopatky

V predchádzajúcich kapitolách bola prevedená kontrola na namáhanie ťahom aj na ohyb. Avšak pre úplnosť obežné lopatky musia byť kontrolované aj na celkové namáhanie.

Celkové namáhanie:

$$\sigma_c = 2 \cdot \sigma_o + \sigma_t \text{ [MPa]} \quad (7.19)$$

Dovolené celkové napätie je určované pomocou tabuľky, ktorá sa nachádza v prílohe č. 2. Pri určovaní dovoleného napätia a druhu materiálu, teplota materiálu je považovaná za nižšiu o 50 °C ako teplota pary. Pri hľadaní čo najpresnejšej hodnoty sa využíva lineárna interpolácia.

Pre celkové napätie platí nasledujúci vzťah:

$$\sigma_{c,DOV} > \sigma_c \quad (7.20)$$

kde hodnoty  $\sigma_c$  a  $\sigma_{c,DOV}$  sú udávané v MPa.

Tabuľka 17: Namáhanie ťahom obežných lopatiek- prvých 6 stupňov

Stupeň	-	RS	2	3	4	5	6
$m_{lop}$	[kg]	0,051	0,030	0,032	0,035	0,063	0,074
$O_i$	[N]	4355,91	2150,35	2313,13	2678,47	4975,90	6035,59
B	[mm]	25	20	20	20	25	25
b	[mm]	5	5	5	5	5	5
$D_b$	[mm]	1025	879	895	931	963	1007
$m_b$	[kg]	0,016	0,011	0,011	0,016	0,017	0,017
$O_b$	[N]	1441,18	794,12	811,42	1268,23	1372,16	1435,88
$O_c$	[N]	5797,09	2944,47	3124,55	3946,70	6348,06	7471,47
$\delta_t$	[MPa]	31,34	15,92	16,89	21,33	34,31	40,39
$\delta_c$	[MPa]	50,54	39,6;0	42,86	49,45	60,36	70,41
Materiál	[-]	PAK 1.6	PAK 1.6	PAK 1.6	PAK 1.6	PAK 1.6	PAK 1.6
$t_p$	[°C]	373,6	338,7	312,4	285,5	256,7	227,5
$\delta_{c,dov}$	[MPa]	123,8	164,8	159,7	155,0	164,0	167,4
Kontrola	[-]	Vyhovuje	Vyhovuje	Vyhovuje	Vyhovuje	Vyhovuje	Vyhovuje

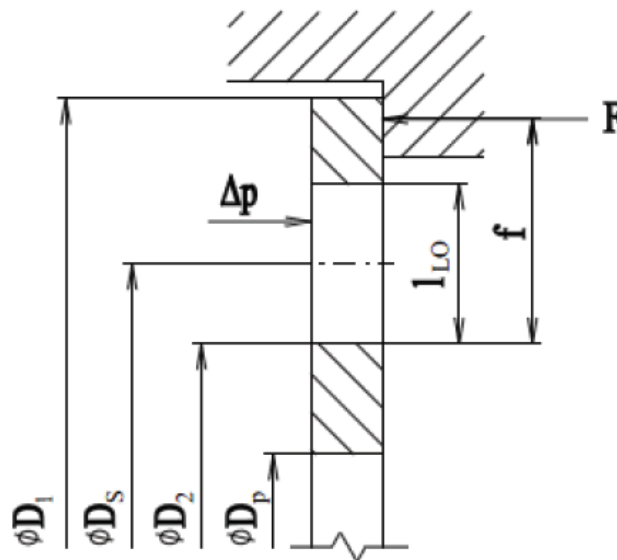
Tabuľka 18: Namáhanie ťahom obežných lopatiek- posledných 6 stupňov

Stupeň	-	7	8	9	10	11	12
$m_{lop}$	[kg]	0,134	0,225	0,385	0,675	0,983	3,175
$O_i$	[N]	11473,05	19902,92	36153,33	68639,30	106079,53	394712,38
B	[mm]	30	35	40	45	0	0
b	[mm]	5	5	5	5	0	0
$D_b$	[mm]	1065	1113	1201	1331	0	0
$m_b$	[kg]	0,024	0,033	0,044	0,064	0,000	0,000
$O_b$	[N]	2212,78	3171,96	4570,11	7290,35	0,00	0,00
$O_c$	[N]	13685,83	23074,88	40723,44	75929,65	106079,53	394712,38
$\delta_t$	[MPa]	51,37	63,64	74,77	93,83	117,98	155,51
$\delta_c$	[MPa]	80,68	96,19	111,35	123,50	145,45	175,44
Materiál	[-]	PAK 1.6	PAK 1.6	PAK 1.6	PAK 1.6	PAK 1.6	PAK 1.6
$t_p$	[°C]	196,1	162,5	126,0	100,6	81,5	65,1
$\delta_{c,dov}$	[MPa]	172,0	176,9	182,0	185,8	188,3	190,3
Kontrola	[-]	Vyhovuje	Vyhovuje	Vyhovuje	Vyhovuje	Vyhovuje	Vyhovuje

### 7.5 Namáhanie rozvádzacích lopatiek

Rozvádzacie lopatky majú byť kontrolované na ohyb v pätnom priemere. Ohyb je vyvolaný silou, ktorá je spôsobená rozdielom tlaku pred a za lopatkou. Je nevyhnutné podľa určeného maximálneho namáhania nadimenzovať šírky rozvádzacích lopatiek.

V nasledujúcej schéme u rozvádzacích lopatiek sú znázornené jednotlivé priemery, sila od pretlaku a vzdialenosť jej pôsobiska od pätného priemeru.



Obrázok 15: Schéma rozvádzacej lopatky [2]

Prvým krokom výpočtu je prepočet jednotlivých charakteristických rozmerov:

- dĺžka tetivy:

$$b_r = \frac{B_r}{\cos \gamma_0} \text{ [mm]} \quad (7.21)$$

- plocha profilu:

$$S_r = S_r \cdot \left(\frac{B_r}{2,5}\right)^2 \text{ [mm}^2\text{]} \quad (7.22)$$

- ohybový prierezový modul:

$$W_r' = W_r \cdot \left(\frac{B_r}{2,5}\right)^3 \text{ [mm}^3\text{]} \quad (7.23)$$

Rovnako ako u obežných lopatiek pri zmenách parametrov profilu musí byť prevedený nový kontrolný výpočet s pozmeneným roztečom a počtom lopatiek.

Počet lopatiek a skutočný rozteč je určený pomocou vzťahov, ktoré sú znázornené v kap. 6. Vypočítané hodnoty sú uvedené vo vyhodnocovacej tabuľke.

Síla od pretlaku sa vypočítava podľa vzťahu:

$$F = S \cdot \Delta p = \frac{\pi}{4} \cdot (D_1^2 - D_2^2) \cdot \Delta p \text{ [N]} \quad (7.24)$$

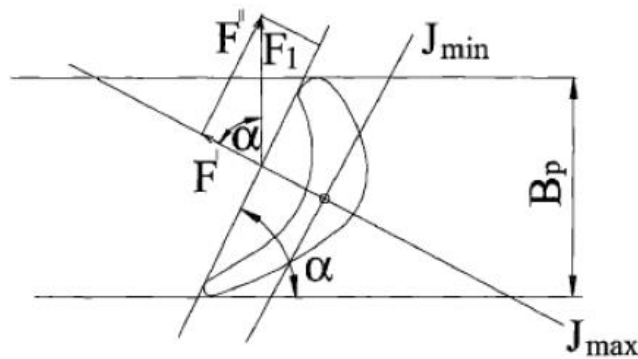
kde:  $S$  [m<sup>2</sup>]- plocha na ktorú spôsobí pretlak,  
 $\Delta p$  [Pa] – pretlak v rozvázacom kole,  
 $D_1$  [m]- spodok rozvázacieho kola,  
 $D_2$  [m]- horná časť rozvázacieho kola.

Síla na jednu lopatku:

$$F_1 = \frac{F}{z} \text{ [N]} \quad (7.25)$$

Ohybový moment v pätnom priemere (na obr. 15 značený ako 1-1):

$$M'_1 = F'_1 = F_1 \cdot f \cdot \cos \alpha \text{ [Nm]} \quad (7.26)$$



Obrázok 16: Rozvázacia lopatka – valcový prierez [1]

Ohybové namáhanie na päte lopatky:

$$\sigma_o = \frac{M'_1}{W_{min}} \leq \sigma_{krit} \text{ [MPa]} \quad (7.27)$$

Tabuľka 19: Namáhanie ohybom rozvázacích lopatiek- prvých 6 stupňov

Stupeň	-	RS	2	3	4	5	6
Profil	[-]	S-55-15A	S-90-12A	S-90-12A	S-90-12A	S-90-12A	S-90-12A
$B_r$	[mm]	35	45	45	45	45	45
$\gamma_r$	[°]	56,3	66,4	66,4	66,4	66,4	66,4
$B'_r$	[mm]	63,0	112,5	112,5	112,5	112,5	112,5
$S'_r$	[cm <sup>2</sup> ]	8,64	13,25	13,25	13,25	13,25	13,25
$W'_r$	[cm <sup>3</sup> ]	2,503	3,353	3,353	3,353	3,353	3,353
$t'_r$	[mm]	50,4	90,0	90,0	90,0	90,0	90,0
$z$	[-]	62	30	30	31	32	34
$t_r$	[mm]	49,9	88,1	89,4	89,9	89,6	87,8

D <sub>1</sub>	[mm]	1196	1168	1188	1216	1260	1296
D <sub>2</sub>	[mm]	836	836	836	836	836	836
S	[m <sup>2</sup> ]	0,55	0,52	0,56	0,61	0,70	0,77
F	[N]	857632,3	454320,0	425180,4	417620,6	412244,4	392158,5
α	[°]	33,7	23,6	23,6	23,6	23,6	23,6
F <sub>1</sub>	[N]	13832,8	15144,0	14172,7	13471,6	12882,6	11534,1
M <sub>1</sub> '	[Nm]	483,3	874,3	857,2	851,8	885,4	866,7
σ <sub>o</sub>	[MPa]	193,1	250,7	255,6	254,0	264,0	258,5
t <sub>p</sub>	[°C]	373,6	338,7	312,4	285,5	256,7	227,5
Materiál	[-]	15 335.3	15 335.3	15 335.3	15 335.3	15 335.3	15 335.3
σ <sub>o,dov</sub>	[MPa]	251,0	254,7	263,0	269,2	273,5	277,9
Kontrola	[-]	VYHOVUJE	VYHOVUJE	VYHOVUJE	VYHOVUJE	VYHOVUJE	VYHOVUJE

Tabuľka 20: Namáhanie ohybom rozvádzacích lopatiek- posledných 6 stupňov

Stupeň	-	7	8	9	10	11	12
Profil	[-]	S-90-12A	S-90-12A	S-90-12A	S-90-12A	S-90-12A	S-90-12A
B <sub>r</sub>	[mm]	45	45	45	50	50	50
γ <sub>r</sub>	[°]	66,4	66,4	66,4	66,4	66,4	66,4
B <sub>r</sub> '	[mm]	112,5	112,5	112,5	125,0	125,0	125,0
S <sub>r</sub> '	[cm <sup>2</sup> ]	13,25	13,25	13,25	16,36	16,36	16,36
W <sub>r</sub> '	[cm <sup>3</sup> ]	3,353	3,353	3,353	4,600	4,600	4,600
t <sub>r</sub> '	[mm]	90,0	90,0	90,0	100,0	93,7	93,7
z	[-]	35	36	39	38	43	49
t <sub>r</sub>	[mm]	89,2	89,7	88,0	97,7	91,7	92,7
D <sub>1</sub>	[mm]	1328	1394	1472	1550	1850	2042
D <sub>2</sub>	[mm]	836	836	836	836	836	836
S	[m <sup>2</sup> ]	0,84	0,98	1,15	1,34	2,14	2,73
F	[N]	334987,4	327511,2	297579,4	254783,7	230687,5	192543,0
α	[°]	23-6	23,6	23,6	23,6	23,6	23,6
F <sub>1</sub>	[N]	9571,1	9097,5	7630,2	6704,8	5364,8	3929,4
M <sub>1</sub> '	[Nm]	842,0	917,0	936,9	1069,1	1199,5	1137,9
σ <sub>o</sub>	[MPa]	251,1	273,5	279,4	232,4	260,8	247,4
t <sub>p</sub>	[°C]	196,1	162,5	125,3	100,3	81,5	65,1
Materiál	[-]	15 335.3	15 335.3	15 335.3	15 335.3	15 335.3	15 335.3
σ <sub>o,dov</sub>	[MPa]	279,3	285,8	289,5	292,0	297,1	301,6
Kontrola	[-]	VYHOVUJE	VYHOVUJE	VYHOVUJE	VYHOVUJE	VYHOVUJE	VYHOVUJE

## 8. Stanovovanie kritických otáčok

Pri návrhu turbíny musí byť dosiahnutý tzv. kludný chod turbíny, čo vyžaduje aby prevádzkové otáčky boli dostatočne vzdialené od kritických otáčok. Kritické otáčky turbíny sú stanovené v súlade s literatúrou [2].

Podľa kritických otáčok je možné rozdeliť rotory do 2 skupín:

- tuhé rotory – kritické otáčky sú vyššie ako prevádzkové otáčky,
- elastické rotory – prevádzkové otáčky sú vyššie ako kritické otáčky.

U rovnotlakových turbín (okrem turbín napr. pre pohon turbokompresorov) a takmer výhradne u rotorov elektrických generátorov vychádzajú vždy elastické rotory. Tuhé rotory sa vyskytujú prevažne u pretlakových turbín.

Kritické otáčky môžeme určiť podľa nasledujúceho vzťahu:

$$\eta_{krit} = 7,5 \cdot \frac{\left(\frac{d_0}{L}\right)^2}{\sqrt{G}} = 7,5 \cdot \frac{\left(\frac{650}{4,0}\right)^2}{\sqrt{\frac{22950}{4,0}}} = 2626 \text{ min}^{-1} \quad (8.1)$$

kde  $d_0$  [mm] je maximálny priemer hriadeľa,  $L$  [m] je ložisková vzdialenosť a  $G$  [m] je celková hmotnosť rotoru.

Táto turbína je prevedená s rovnotlakovým lopatkovaním, tak je využívaný elastický rotor. Elastické rotory musia byť kontrolované voči kritickým otáčkam. Táto kontrola je prevedená pomocou menovitých otáčok podľa vzťahu:

$$\eta_{krit} \approx 0,7 \cdot \eta_{men} \quad (8.2)$$

Overenie kritických otáčok:

$$\frac{\eta_{krit}}{\eta_{men}} = \frac{2626}{3600} = 0,726 [-] \quad (8.3)$$

Z vyššie vypočítanej hodnoty je možné odhadnúť, že pri menovitej prevádzke by nemalo dochádzať k nežiadajúcim vibráciám.

## 9. Dimenzovanie priemerov potrubí

V tejto kapitole bude prevedené dimenzovanie základných parametrov prírodných a odvodných potrubí v ktorých prúdi para. Tieto parametre sú nevyhnutné k vytvoreniu výkresu pozdĺžneho rezu turbíny. Podľa konzultácií bola zvolená vo všetkých potrubíach rovnaká rýchlosť 50 m/s.

Prierez potrubia:

$$S = \frac{m \cdot v}{w} [m^2] \quad (9.1)$$

kde  $m$  je hmotnostný prietok pary a  $v$  je merný objem pary. Tieto hodnoty boli vypočítané v predchádzajúcich kapitolách, a rýchlosť prúdenia pary bola zvolená predbežne na 50 m/s.

Z určeného prierezu turbíny je jednoducho vyjadrený priemer potrubia:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} \quad (9.2)$$

Podľa tohto priemeru potrubia je zvolený normalizovaný priemer potrubia (DN). Pomocou zvoleného priemeru potrubia je spätne dopočítaná skutočná rýchlosť prúdenia pary v potrubí ( $w_s$ ).

Vypočítané hodnoty sú znázornené v tab. 21 a vo výkrese pozdĺžneho rezu turbíny na rámu.

Tabuľka 21: Vypočítané hodnoty priemerov prírodných a odvodných potrubí

Stupeň	-	Vstup	O <sub>p</sub>	O <sub>1</sub>	O <sub>2</sub>	O <sub>3</sub>
m	[kg/s]	79,65	22,08	4,79	4,52	3,03
v	[m <sup>3</sup> /kg]	0,0434	0,1924	0,6143	1,6030	4,7750
w	[m/s]	50,00	50,00	50,00	50,00	50,00;
S	[m <sup>2</sup> ]	0,0692	0,0850	0,0588	0,1450	0,2890
D	[mm]	296,80	328,94	273,59	429,69	606,60
DN	[mm]	300	350	300	450	700
w <sub>s</sub>	[m/s]	48,94	44,16	41,63	45,65	37,59

## 10. Plne odborová prevádzka turbíny

Podľa zadania diplomovej práce turbína má jeden procesný odber, ktorý je vyvedený za siedmym stupňom.

Tlak pre procesný odber bol určený na hodnotu:

$$p_{op,t} = 10,00 \text{ bar} \quad (10.1)$$

Avšak pri iteračnom výpočte bol docielený tlak v pracovnom odbere (výstupný tlak zo siedmeho stupňa) o 10 % vyšší. Tých 10 % predstavuje úmyselne zvolenú tlakovú stratu.

$$\Delta p_{z,p0} = 0,1 [-] \quad (10.2)$$

Reálny tlak za siedmym stupni:

$$p_{op} = p_{op,t} \cdot (1 + 0,1) = 10 \cdot (1 + 0,1) = 11,00 \text{ bar} \quad (10.3)$$

Zadaný požadovaný tepelný výkon procesného odberu:

$$Q_t = 175,0 \text{ MW}_t \quad (10.4)$$

Množstvo odberovej pary je určené podľa podielu toho tepelného výkonu a výstupnej entalpie zo siedmeho stupňa turbíny, ktorému sa dopracovalo pomocou už vyššie spomínaného iteračného výpočtu.

$$m_{p0} = 22,08 \text{ kg/s} \quad (10.5)$$

V prípade zmeny hmotnostného prietoku pary dochádza k zmene rozdeleniu tlaku u jednotlivých stupňov, ktoré sa nachádzajú za ním.

U kondenzačných turbín pri zmene hmotnostného prietoku pre prepočet tlakov platí zjednodušený obecný vzťah [2]:

$$\frac{m}{m_0} = \frac{p_1}{p_{10}} \quad (10.6)$$

kde veličiny s indexom 0 predstavujú parametre určené u plno kondenzačnej prevádzky.

Pomocou získaného tlaku za stupňom je možné spätne dopočítať jednotlivé veličiny za predpokladu čisto rovnotlakového stupňa.

Izoentropická entalpia za stupňom:

$$i_{2,iz} = f(p_2; s_0) \quad (10.7)$$

Spracovávaný izoentropický spád sa určuje nasledovne:

$$h_{iz} = i_0 - i_{2,iz} \quad (10.8)$$



Zo známeho izentropického spádu sa vypočítava izentropická absolútna rýchlosť z výstupu dýzy:

$$\left. \begin{aligned} h_{iz} &= \frac{c_{1iz}^2}{2} \rightarrow c_{1iz} \\ c_{1iz} &= i_0 - i_{2,iz} \end{aligned} \right\} \quad (10.9)$$

Pomocou už známej obvodovej rýchlosti na strednom prieme (rov. 2.3) a vyššie určenej izentropickej absolútnej rýchlosti je vypočítaný rýchlostný pomer  $\frac{u}{c_{iz}}$ :

Podľa tohto spätného výpočtu boli určené k ďalšiemu výpočtu prietokového kanálu pre plnú odberovú prevádzku turbínu nepostrádateľné parametre. Od tohto miesta, postup výpočtu sa zhoduje s postupom, ktorý bol podrobne uvedený pri výpočte plno kondenzačnej prevádzky turbíny.

### 10.1 Pevnostná kontrola pre plno odberovú prevádzku

Pevnostná kontrola na kondenzačnú prevádzku turbíny, ktorá je uvedená v kap. 7, musí byť kontrolovaná aj pri ostatných prevádzkach, aby bolo preverené, že prietoková časť turbíny je správne nadimenzovaná, a platia všetky pevnostné kritéria.

Navrhnutá kondenzačná turbína má byť pevnostne kontrolovaná až od ôsmeho stupňa, kde dôjde k zmene hmotnostného prietoku, čo spôsobuje zmenu tlakových pomerov. Pokles tlaku za pracovným odberom má za následok zväčšenie tepelného spádu. Predovšetkým je zaťažený ôsmy stupeň turbíny.

**Obežné lopatky:** Šírky obežných lopatiek zostali nezmenené, všetky pevnostné kritéria boli splnené. Najväčšia zmena v namáhaní nastala u ôsmeho stupňa, kde namáhanie v ohybe obežnej lopatky sa z pôvodnej hodnoty 16,58 MPa sa zvýšilo na 18,87 MPa pri dovolenom namáhaní 20 MPa.

**Rozvádzacie lopatky:** Pri kontrole rozvádzacích lopatiek sa zistilo, že u ôsmeho stupňa dochádza k výraznému prekročeniu dovoleného napätia. U kondenzačného režimu bola nadimenzovaná šírka rozvádzacích lopatiek na 45 mm, avšak pri kontrole sa preukázalo že namáhanie z pôvodnej hodnoty 273,46 MPa sa zvýšilo na 440,09 MPa pri dovolenom namáhaní 285,80 MPa. Následne šírka rozvádzacích lopatiek u ôsmeho stupňa musela byť zvýšená na 60 mm, pri ktorej namáhanie dosahuje hodnotu 247,55 MPa.

### 10.2 Svorkový výkon a účinnosť plne odberovej prevádzky

Výkon turbíny pre plno odberovú prevádzku:

$$P_i = P_{i,RS} + \sum_{i=1}^{13} P_{i,i} = 62534,49 \text{ kW} \quad (10.10)$$

Elektrický výkon na svorkách generátoru:

$$\left. \begin{aligned} P_{i,e} &= \eta_g \cdot \eta_m \cdot \left( P_{i,RS} + \sum_{i=1}^{13} P_{i,i} \right) \\ P_{i,e} &= 0,99 \cdot 0,995 \cdot 62534,49 = 61599,60 \text{ kW}_e \end{aligned} \right\} \quad (10.11)$$

Teoretický výkon prietokovej časti turbíny:

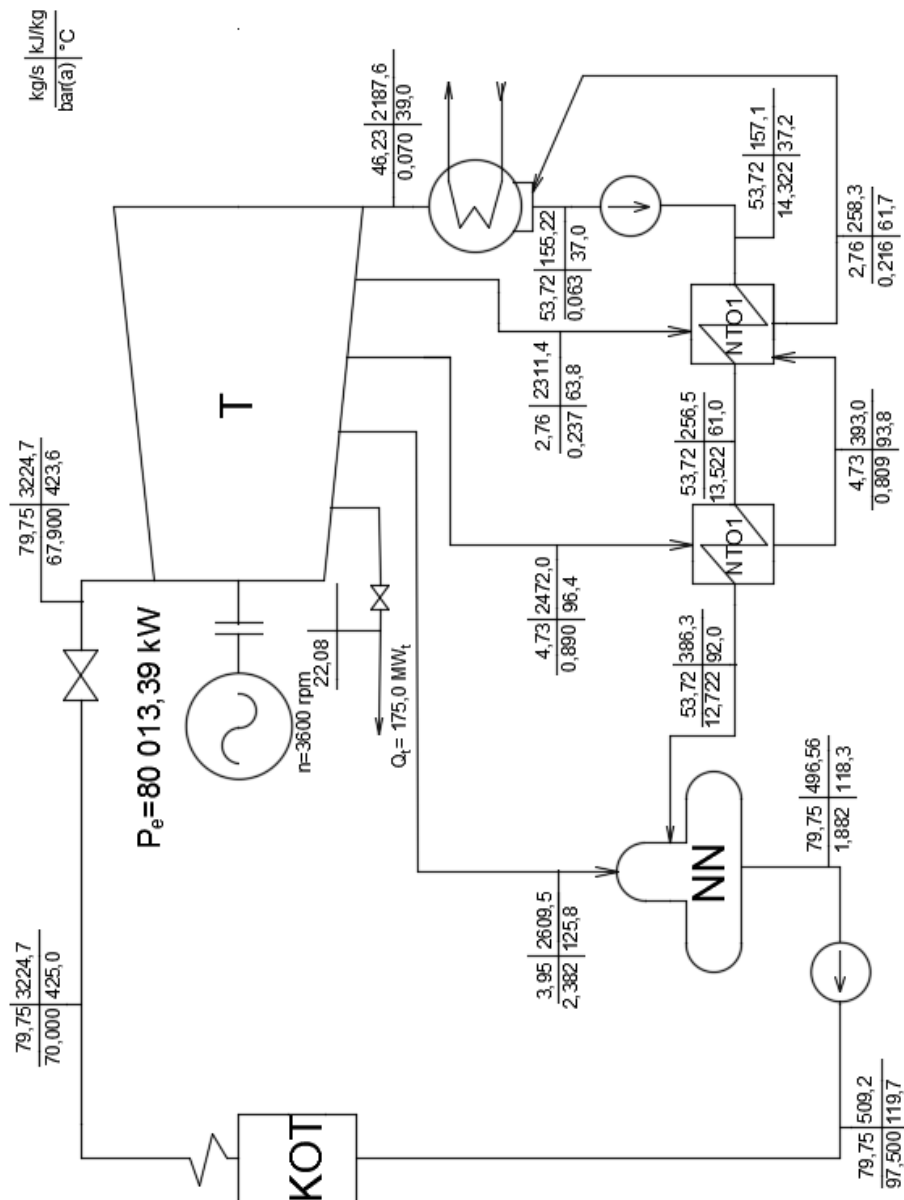
$$P_{i,iz} = h_{RS,iz} \cdot M_{RS} + \sum_{i=1}^{13} h_{i,iz} \cdot M_i = 74752,66 \text{ kW} \quad (10.12)$$

Termodynamická účinnosť turbíny:

$$\eta_{tdi} = \frac{P_i}{P_{i,iz}} = \frac{62534,49}{74352,66} = 0,841 [-] \quad (10.13)$$

### 10.3 Bilančná schéma plno odberovej prevádzky

Podobným spôsobom ako pri plno kondenzačnej prevádzke v kap. 1.7 bola vytvorená bilančná schéma, v ktorej sú zahrnuté všetky vypočítané hodnoty v uzlových bodoch.



Obrázok 17: Tepelná schéma pre plno odberovú prevádzku

## Záver

Hlavným cieľom tejto diplomovej práce je navrhovanie parnej kondenzačnej turbíny s jedným procesným odberom bez prihrievania pary a s nízkotlakovou regeneráciou do spaľovne odpadov. Podľa stanovených cieľov práca je rozdelená do štyroch veľkých častí. Diplomový projekt sa začína rekapituláciou zadania, popisom a výpočtom tepelnej schémy. Kvôli prehľadnosti, získané hodnoty v jednotlivých uzlových bodoch sú zhrnuté graficky, vytvorením bilančných schém. V druhej časti práce je uvedený termodynamický výpočet prietokového kanála turbíny. V nasledujúcom oddieli je spracovávaný pevnostný výpočet pre obežné a rozvádzacie lopatky. Práca je zakončená výkresom pozdĺžneho rezu turbíny na rámu.

Navrhovaná turbína obsahuje jeden regulovaný odber pre procesný odber a tri neregulované odbery pre dve NTO a NN. Neregulované odbery slúžia k zvyšovaniu účinnosti celého procesu. Podľa týchto odberov je turbína rozdelená na 5 kužeľov. U plno kondenzačnej prevádzky turbíny nedochádza k odberu cez regulovaný odber, tým pádom hmotnostný prietok zostáva nezmenený až do prvého neregulovaného odberu. Východiskovým bodom pri výpočte bilančnej schémy sú zadané parametre diplomovej práce a potrebné zvolené parametre a súčinitelia. Zvolené parametre (napr. voľba tlakovej straty, ohratie u nízkotlakových regeneračných ohrievačov, atď.) sú nepostrádateľné k určeniu jednotlivých parametrov, a sú v súlade s odbornou literatúrou. Pri výpočte kľúčovým momentom bolo zvolenie účinnosti jednotlivých kužeľov, pomocou ktorých boli určené entalpie a tlaky v odberoch. Pri výpočte prietokového kanála turbíny boli docielené tieto tlaky, ktoré bolo nutné dodržiavať. Po detailnom výpočte prietokového kanála turbíny – pri ktorom tlaky v odberoch boli presne dodržiavané – dochádza k upresneniu jednotlivých veličín (entalpia, teplota, atď.). Tieto upresnené hodnoty boli spätne iterované do výpočtov tepelných schém, a znázornené na bilančných schémach pre plno kondenzačnú a plno odberovú prevádzku.

V nasledujúcich kapitolách je prevedený predbežný a detailný výpočet regulačného stupňa. Kvôli A-kolovým prevedením turbíny, postup výpočtu nasledujúcich 13 stupňov turbíny je totožný s uvedeným výpočtom u regulačného stupňa na pár výnimiek, ktoré sú popísané v kap. 4.1.

Podľa vyššie uvedených kapitol bol určený elektrický výkon na svorkách generátora 80,013,39 kW<sub>e</sub> pri termodynamickej účinnosti turbíny 86,8%. Uvedené hodnoty sa vzťahujú k plno kondenzačnej prevádzke turbíny.

V tretej hlavnej časti tejto diplomovej práce je prevedená pevnostná kontrola u plne kondenzačnej prevádzky turbíny na ohyb a ťah u obežných lopatiek, a na ohyb u rozvádzacích lopatiek. V prvom kroku sú určené profily lopatiek z katalógu, ktorý je uvedený v prílohe 1. Z tohto katalógu sú určené charakteristické rozmery jednotlivých profilov. Avšak z dôvodu pevnostnej kontroly tieto charakteristické rozmery sú prepočítané na zvolenú šírku profilu, u ktorej platia pevnostné kontroly.

Úlohou diplomovej práce bolo navrhnuť aj plno odberovú prevádzku turbíny. Rozdiely v postupe tejto prevádzky sú uvedené v kap. 10, kde je znázornená aj tepelná schéma plno

odberovej prevádzky. Okrem uvedených rozdielov, postup výpočtu prietokovej časti turbíny sa zhoduje s postupom plno kondenzačnej prevádzky.

Pri plno odberovej prevádzke turbíny bol vypočítaný celkový elektrický výkon na svorkách generátora 61599,50 kW<sub>e</sub>, pri termodynamickej účinnosti 84,1%.

Pri návrhu kondenzačnej turbíny je nevyhnutným krokom pevnostná kontrola aj pri ostatných prevádzkach. Postup pevnostnej kontroly aj u tejto prevádzky je rovnaký ako postup uvedený v kap 7. Avšak po procesnom odbere dochádza k zmene hmotnostného prietoku, čo spôsobuje zmenu tlakových pomerov a má vplyv na výsledné namáhanie.

Pri kontrole bolo zistené, že u ôsmeho stupňa plno odberovej prevádzky rozvádzacích lopatiek neplatí pevnostná kontrola. U tohto stupňa pre plno kondenzačný režim bola nadimenzovaná šírka rozvádzacej lopatky na 45 mm. Pri pevnostnej kontrole u plno odberovej prevádzky so šírkou rozvádzacej lopatky 45 mm namáhanie z pôvodnej hodnoty 273,46 MPa sa zvýšilo na 440,09 MPa. Pričom dovolená hodnota je 285,80 MPa. Aby pevnostná kontrola platila, šírka rozvádzacej lopatky bola znova nadimenzovaná, nová šírka rozvádzacích lopatiek je 60 mm. Pri tejto šírke namáhanie dosahuje hodnotu 247,55 MPa.

Pri vypracovaní diplomovej práce poslednou úlohou bolo vytvorenie výkresu pozdĺžneho rezu turbíny na rámu. V tomto výkrese sú prezentované vypočítané hodnoty.

## Zoznam použitej literatúry

- [1] 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.
- [2] ŠKOPEK, Jan. *Parní turbína: tepelný a pevnostní výpočet*. Plzeň: Západočeská univerzita, 2007. ISBN 978-80-7043-256-3.
- [3] KRBEK, Jaroslav a Bohumil POLESNÝ. *Závěrečný projekt: výpočet tepelných turbín a jejich příslušenství*. Brno: Vysoké učení technické, 1987.
- [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 80-7204-346-3.

## Zoznam tabuliek

Tabuľka 1 Určené tlaky v jednotlivých odberov.....	23
Tabuľka 2 Predbežné a výsledné entalpie v jednotlivých odberov.....	24
Tabuľka 3 Prepočet hmotnostných prietokov pomocou výslednej entalpie.....	24
Tabuľka 4 Parametre dielov.....	40
Tabuľka 5 Prehľad odčítaných parametrov stupňov.....	41
Tabuľka 6 Prehľad odčítaných parametrov stupňov.....	41
Tabuľka 7 Prietoková časť turbíny – hodnoty pre prvých 7 stupňov.....	42
Tabuľka 8 Prietoková časť turbíny – hodnoty pre posledných 7 stupňov.....	43
Tabuľka 9 Vypočítané parametre rýchlostných trojuholníkov pre prvých 7 stupňov.....	45
Tabuľka 10 Vypočítané parametre rýchlostných trojuholníkov pre posledných 7 stupňov.....	46
Tabuľka 11 Zvolené profily pre rozvádzacie lopatky pre prvých 7 stupňov.....	50
Tabuľka 12 Zvolené profily pre rozvádzacie lopatky pre posledných 7 stupňov.....	50
Tabuľka 13 Zvolené profily pre obežné lopatky pre prvých 7 stupňov.....	51
Tabuľka 14 Zvolené profily pre obežné lopatky pre posledných 7 stupňov.....	51
Tabuľka 15 Namáhanie ohybom obežných lopatiek – prvých 6 stupňov.....	54
Tabuľka 16 Namáhanie ohybom obežných lopatiek – posledných 6 stupňov.....	54
Tabuľka 17 Namáhanie ťahom obežných lopatiek – prvých 6 stupňov.....	58
Tabuľka 18 Namáhanie ťahom obežných lopatiek – posledných 6 stupňov.....	58
Tabuľka 19 Namáhanie ohybom rozvádzacích lopatiek – prvých 6 stupňov.....	60
Tabuľka 20 Namáhanie ohybom rozvádzacích lopatiek – posledných 6 stupňov.....	61
Tabuľka 21: Vypočítané hodnoty priemerov prírodných a odvodných potrubí.....	63

## Zoznam obrázkov

Obrázok 1 Tepelná schéma s označenými uzlovými bodmi.....	13
Obrázok 2 Vnútna termodynamická účinnosť turbíny.....	15
Obrázok 3 Schéma nízkotlakového regeneračného ohrievača NTO <sub>2</sub> .....	18
Obrázok 4 Tepelná schéma – plno kondenzačná prevádzka.....	25
Obrázok 5 Obvodová účinnosť regulačného stupňa.....	29
Obrázok 6 Strata trením a ventiláciou regulačného stupňa.....	30
Obrázok 7 Znárodnenie používaných značeníach rýchlostných trojuholníkov.....	32
Obrázok 8 Rýchlostný trojuholník regulačného stupňa.....	34
Obrázok 9 Grafoanalitická metóda - pomocný graf.....	41
Obrázok 10 Priebeh merného objemu a tlaku v prietokovej časti turbíny.....	44
Obrázok 11 Znárodnenie lopatkového plánu.....	44
Obrázok 12 Geometria rozvážacích a obežných lopatkách.....	50
Obrázok 13 Schéma obežnej lopatky s bandážou.....	55
Obrázok 14 Pomer plôch pätného a špičkového profilu.....	57
Obrázok 15 Schéma rozvážacej lopatky.....	59
Obrázok 16 Rozvážacia lopatka – valcový prierez.....	60
Obrázok 17 Tepelná schéma pre plno odberovú prevádzku.....	66

## Zoznam použitých veličín a symbolov

Veličina	symbol	Jednotka
Tlak	p	[bar]
Teplota	t	[°C]
Výkon	Q	[W]
Otáčky	n	[min <sup>-1</sup> ]
Entalpia	i	[kJ/kg]
Entropia	s	[kJ/(kg· K)]
Merný objem	v	[m <sup>3</sup> /kg]
Výstupná rýchlosť	c	[m/s]
Účinnosť	η	[-,%]
Hmotnostný prietok	m	[kg/s]
Priemer	D	[m]
Obvodová rýchlosť	u	[m/s]
Rýchlostný pomer	u/c <sub>iz</sub>	[-]
Tlakové číslo	Ψ	[-]
Absolútna strata	z	[-,kJ/kg]
Dĺžka lopatky	l	[m]

Parciálny ostrek	$\varepsilon$	[-]
Stupeň reakcie	$\rho$	[-]
Relatívna rýchlosť	w	[m/s]
Pomerná strata	$\xi$	[-]
Prierez	S	[m <sup>2</sup> ]
Počet lopatiek	z	[g]
Rýchlosť zvuku	a	[m/s]
Machovo číslo	Ma	[-]
Ohol nastavenia profilu	$\gamma$	[°]
Rozteč	t	[mm]
Dĺžka tetiva	b	[mm]
Ohybový prierezový modul	W	[cm <sup>3</sup> ]
Krútiaci moment	M <sub>k</sub>	[N·m]
Obvodová sila na lopatku	F <sub>u</sub>	[N]
Ohybový moment	M <sub>o</sub>	[N·m]
Napätie	$\sigma$	[MPa]
Odstredivá sila lopatky	O <sub>i</sub>	[N]

Názov	Index
Izoentropický	iz
Nízkotlakový regeneračný ohrievač	NTO
Napájacia nádrž	NN
Regulačný stupeň	NN
Parametre pred turbínou	0
Parametre za turbínou	2
Kondenzačné čerpadlo	KČ
Napájacie čerpadlo	NČ
Saturácia	sat
Mechanická	m
Generátorová	g

Elektrická	e
Kritický	krit
Stator	s
Rotor	r



## Zoznam príloh

### Príloha č. 1: Katalóg profilov [1]

#### NĚKTERÉ CHARAKTERISTIKY PROFILŮ - rozváděcí

Označení Profilu	$\alpha_1$ (°)	$\alpha_0$ (°)	$t_{opt}$	$M_{1s}^{opt}, M_{1s}^{opt}$	$b_0$ (cm)	$S_0$ (cm <sup>2</sup> )	$J_0^{min}$ (cm <sup>4</sup> )	$W_0^{min}$ (cm <sup>3</sup> )
S - 90 - 09A	8 až 11	70 až 120	0,72 až 0,85	do 0,90	6,06	3,45	0,416	0,471
S - 90 - 12A	10 až 14	70 až 120	0,72 až 0,87	do 0,85	6,25	4,09	0,591	0,575
S - 90 - 15A	13 až 14	70 až 120	0,70 až 0,85	do 0,85	5,15	3,3	0,36	0,45
S - 90 - 18A	16 až 20	70 až 120	0,70 až 0,80	do 0,90	4,71	2,72	0,243	0,333
S - 90 - 22A	20 až 24	70 až 120	0,70 až 0,80	do 0,90	4,5	2,35	0,167	0,265
S - 90 - 27A	24 až 30	70 až 120	0,65 až 0,75	do 0,90	4,5	2,03	0,116	0,195
S - 90 - 33A	30 až 36	70 až 120	0,62 až 0,75	do 0,90	4,5	1,84	0,09	0,163
S - 90 - 38A	35 až 42	70 až 120	0,60 až 0,73	do 0,90	4,5	1,75	0,081	0,141
S - 55 - 15A	12 až 18	45 až 75	0,72 až 0,87	do 0,90	4,5	4,41	1,195	0,912
S - 55 - 20A	17 až 23	45 až 75	0,70 až 0,85	do 0,90	4,15	2,15	0,273	0,275
S - 45 - 25A	21 až 28	35 až 65	0,60 až 0,75	do 0,90	4,58	3,3	0,703	0,536
S - 60 - 30A	27 až 34	45 až 85	0,52 až 0,70	do 0,90	3,46	1,49	0,118	0,154
S - 65 - 20A	17 až 23	45 až 85	0,60 až 0,75	do 0,90	4,5	2,26	0,338	0,348
S - 70 - 25A	22 až 28	55 až 90	0,50 až 0,67	do 0,90	4,5	1,86	0,242	0,235
S - 90 - 12B	10 až 14	70 až 120	0,72 až 0,87	0,85 až 1,15	5,66	3,31	0,388	0,42
S - 90 - 15B	13 až 17	70 až 120	0,70 až 0,85	0,85 až 1,15	5,2	3,21	0,326	0,413
S - 90 - 12D	10 až 14	70 až 120	0,58 až 0,68	1,40 až 1,80	4,09	2,3	0,237	0,324
S - 90 - 15D	13 až 17	70 až 120	0,55 až 0,65	1,40 až 1,70	4,2	2	0,153	0,238

$\alpha_0$  ..... vstupní úhel

#### NĚKTERÉ CHARAKTERISTIKY PROFILŮ - oběžné

Označení Profilu	$\beta_2$ (°)	$\beta_1$ (°)	$t_{opt}$	$M_{1s}^{opt}, M_{1s}^{opt}$	$b_0$ (cm)	$S_0$ (cm <sup>2</sup> )	$J_0^{min}$ (cm <sup>4</sup> )	$W_0^{min}$ (cm <sup>3</sup> )
R - 23 - 14A	12 až 16	20 až 30	0,60 až 0,75	do 0,95	2,59	2,44	0,43	0,39
R - 26 - 17A	15 až 19	23 až 35	0,60 až 0,70	do 0,95	2,57	2,07	0,215	0,225
R - 30 - 21A	19 až 24	25 až 40	0,58 až 0,68	do 0,90	2,56	1,85	0,205	0,234
R - 35 - 25A	22 až 28	30 až 50	0,55 až 0,65	do 0,85	2,54	1,62	0,131	0,168
R - 46 - 29A	25 až 32	44 až 60	0,45 až 0,58	do 0,85	2,56	1,22	0,71	0,112
R - 60 - 33A	30 až 36	47 až 65	0,43 až 0,55	do 0,85	2,56	1,02	0,044	0,079
R - 60 - 38A	35 až 42	55 až 75	0,41 až 0,51	do 0,85	2,61	0,76	0,018	0,035
R - 23 - 14A <sub>k</sub>	12 až 16	20 až 30	0,60 až 0,75	do 0,95	2,59	2,35	0,387	0,331
R - 26 - 17A <sub>k</sub>	15 až 19	23 až 45	0,60 až 0,70	do 0,95	2,57	1,81	0,152	0,165
R - 27 - 17B	15 až 19	23 až 45	0,57 až 0,65	0,80 až 1,15	2,54	2,06	0,296	0,296
R - 27 - 17B <sub>k</sub>	15 až 19	23 až 45	0,57 až 0,68	0,85 až 1,15	2,54	1,79	0,216	0,216
R - 30 - 21B	19 až 24	25 až 40	0,55 až 0,65	0,85 až 1,10	2,01	1,11	0,073	0,101
R - 35 - 25B	22 až 28	30 až 50	0,55 až 0,65	0,85 až 1,10	2,52	1,51	0,126	0,159
R - 21 - 18D	16 až 20	19 až 24	0,60 až 0,70	1,30 až 1,60	2	1,16	0,118	0,142
R - 25 - 22D	20 až 24	23 až 27	0,54 až 0,67	1,35 až 1,60	2	0,99	0,084	0,1

**Priloha 2: Materiálové charakteristiky [1]**

*ident.	název mater.	Sqkm	Tmax	S20	100	200	300	350	400	420	440	460	480	500	510	520	530	540	550	→T	E20	100	200	300	400	500	600	* poznámky až do konce		
00101	15 128.5	363.	550.	181.	172.	159.	147.	139.	135.	132.	128.	125.	121.	109.	84.	75.	66.	56.	50.	44.	214.	211.	208.	197.	188.	178.	166.	* plechy, výkovky i nad 400° C		
00102	11 523.1	304.	400.	152.	132.	118.	103.	93.	87.	62.											210.	210.	208.	197.	188.			* plechy, výkovky i do 400° C		
00103	422747.6	410.	550.	216.	196.	181.	172.	167.	164.	162.	160.	152.	125.	100.	80.	71.	65.	57.	50.	44.	213.	211.	204.	193.	186.	177.	167.	* odlitky i nad 400° C		
00104	422744.6	284.	550.	142.	137.	132.	127.	123.	118.	113.	109.	105.	101.	98.	83.	72.	61.	51.	43.	36.	213.	210.	204.	197.	188.	179.	168.	* odlitky i nad 400° C		
00105	422742.6	314.	500.	157.	142.	127.	115.	108.	103.	98.	96.	94.	86.	78.	59.						212.	209.	203.	196.	187.	176.	164.	* odlitky i nad 400, do 500° C i do 8 tun		
00106	422713.5	245.	400.	123.	113.	98.	83.	69.	59.	49.											212.	208.	202.	193.	184.			* odlitky i do 400° C		
00107	422904.5	294.	350.	147.	132.	118.	108.	103.													216.	211.	204.	196.	187.			* korezvázd. (pro jaderné 220)		
00108	SN 422903.6	360.	400.	180.	145.	140.	135.	132.	131.	130.											214.	209.	202.	193.	182.			* korezvázd. (pro jaderné 1000)		
00109	422425	245.	250.	59.	59.	59.	59.														126.	124.	121.	119.				* slitina i do 250° C		
00201	15 128.5	274.	550.	220.	214.	207.	196.	172.	172.	172.	172.	153.	133.	133.	86.	86.	59.	59.	59.										* tyče, vt profily i nad 400° C	
00202	15 335.3	392	550.	314.	229.	282.	267.	251.	251.	251.	212.	212.	172.	172.	172.	172.	133.	133.	94.	94.									* tyče, vt profily i nad 400° C	
00203	17 021.2	274.	400.	220.	204.	188.	180.	172.	172.	172.																			* tyče, st profily i do 400° C	
00204	422745	319.	550.	245.	245.	240.	235.	220.	220.	220.	208.	208.	134.	134.	88.	88.	59.	59.	59.										* přesné odlitky u starých strojů	
00205	SN 422903	360.	400.	284.	231.	223.	216.	208.	208.																				* svařovaná rozváděcí kola i do 400° C	
00206	422904	294.	400.	235.	220.	206.	191.	186.	186.	186.																			* svařovaná rozváděcí kola i do 400° C	
00207	422905	245.	400.	196.	180.	169.	161.	153.	153.	153.																			* rozr. lop. zalihé v šedé litině (NT)	
00208	Alstom,CS1R-J	441.	550.	353.	328.	309.	279.	258.	258.	231.	231.	147.	147.	147.	115.	115.	88.	88.	88.										* Alsthom, nahraďte 15 335	
00301	15 335.9	490.	550.	196.	186.	176.	157.	147.	142.	137.	133.	129.	123.	113.	103.	98.	93.	88.	82.	76.									*	
00302	15 320.9	490.	550.	196.	186.	176.	157.	147.	142.	137.	133.	129.	123.	108.	83.	70.	59.	50.	42.	35.									* VT,ST rotory méně namáhané a studenější	
00303	16 236.6	539.	550.	216.	201.	186.	167.	157.	155.	152.	142.	132.	123.	108.	93.	86.	78.	72.	65.	57.									* VT,ST rotory více namáhané a teplejší	
00304	16 431.6	588.	500.	235.	216.	196.	176.	167.	162.	157.	152.	137.	118.	98.	73.														*	
00305	16 431.9	637.	500.	255.	235.	216.	196.	186.	181.	176.	172.	137.	118.	98.	73.														*	
00306	16 444.6(9)	735.	420.	294.	279.	255.	230.	216.	196.	176.	147.																		* disky skládaných rotorů	
00307	16 536.6	686.	420.	276.	260.	235.	216.	206.	191.	176.	147.																		* disky svat. NT rotorů, běžně používaná	
00308	16 536.6 a	314.	420.	314.	299.	276.	245.	230.	206.	176.	147.																		* disky do šířky 500 mm	
00401	PAK 1.6	490.	460.	196.	186.	172.	157.	137.	123.	88.	69.	53.	37.																	
00402	PAK 1.6 vyčk.	539.	420.	216.	206.	186.	172.	152.	132.	98.	78.																			
00403	PAK 2MV.7	570.	550.	230.	221.	211.	201.	191.	186.	181.	176.	172.	167.	162.	142.	123.	103.	88.	74.	59.										
00404	P-AK 1 TD	686.	200.	275.	260.	245.																								
00501	15 320.9	588.	550.	157.	150.	144.	125.	115.	110.	105.	102.	99.	96.	82.	63.	52.	44.	37.	31.	26.										

Sqkm.....mez kluzu [Mpa]

**Príloha 3: Rýchlostné trojuholníky**

