

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T013 Stavba energetických strojů a zařízení

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Návrh kondenzační parní turbíny 120 MW pro solární cyklus

Autor: **Přemysl EPIKARIDIS**
Vedoucí práce: **Ing. Petr MILČÁK, Ph.D.**

Akademický rok 2011/2012

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě diplomovou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu, který je součástí této diplomové práce.

V Plzni dne:

.....

podpis autora

Upozornění

Využití a společenské uplatnění diplomové práce včetně uváděných vědeckých a výrobně technických poznatků nebo jakékoliv nakládání s nimi je možné pouze na základě autorské smlouvy, souhlasu Fakulty strojní Západočeské univerzity v Plzni a firmy ŠKODA POWER A Doosan company.

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

| | | | |
|----------------------|---|-------------------------|---------------------------------|
| AUTOR | Příjmení Epikaridis | Jméno Přemysl | |
| STUDIJNÍ OBOR | 2302T013 „Stavba energetických strojů a zařízení“ | | |
| VEDOUČÍ PRÁCE | Příjmení Ing. Milčák, Ph.D. | Jméno Petr | |
| PRACOVISŤE | ZČU – FST – KKE | | |
| DRUH PRÁCE | DIPLOMOVÁ | BAKALÁŘSKÁ | Nehodící se škrtněte |
| NÁZEV PRÁCE | Návrh kondenzační parní turbíny 120 MW pro solární cyklus | | |

| | | | | | |
|----------------|---------|----------------|-----|--------------------|------|
| FAKULTA | strojní | KATEDRA | KKE | ROK ODEVZD. | 2012 |
|----------------|---------|----------------|-----|--------------------|------|

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

| | | | | | |
|---------------|-----|---------------------|-----|----------------------|----|
| CELKEM | 166 | TEXTOVÁ ČÁST | 110 | GRAFICKÁ ČÁST | 49 |
|---------------|-----|---------------------|-----|----------------------|----|

| | |
|--|---|
| STRUČNÝ POPIS ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY | Diplomová práce se zabývá návrhem turbíny o výkonu 120 MW pro solární cyklus. Je uvedeno porovnání klasického parního s ORC cyklem, dále specifiká v porovnání s turbínou pro uhelný (jaderný) blok. V rámci návrhu je řešen tepelný výpočet, průtočná část, dimenzování a pevnostní kontrola vybraných komponent, kritické otáčky rotoru, bilance výkonu, tepelná účinnost cyklu a bilanční schéma při snížení 50% a 75% provozu. Práce obsahuje výkres podélného řezu turbínou. |
| KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE | ORC, teplotonosná látka, parogenerátor, turbína, VT a ST-NT díl, generátor, kondenzátor, čerpadlo, ohřívák, napájecí nádrž, lopatka, hřídel, ucpávka, těleso, bilanční schéma, CATIA V5. |

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

| | | | |
|--------------------------|---|------------------------|-----------------------------------|
| AUTHOR | Surname Epikaridis | Name Přemysl | |
| FIELD OF STUDY | 2302T013 "Design of power machines and equipment" | | |
| SUPERVISOR | Surname Ing. Milčák, Ph.D. | Name Petr | |
| INSTITUTION | ZČU – FST – KKE | | |
| TYPE OF WORK | DIPLOMA | BACHELOR | Delete when not applicable |
| TITLE OF THE WORK | Design of the condensing steam turbine 120 MW for solar cycle | | |

| | | | | | |
|----------------|------------------------|-------------------|-----|---------------------|------|
| FACULTY | Mechanical Engineering | DEPARTMENT | KKE | SUBMITTED IN | 2012 |
|----------------|------------------------|-------------------|-----|---------------------|------|

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

| | | | | | |
|----------------|-----|------------------|-----|-----------------------|----|
| TOTALLY | 166 | TEXT PART | 110 | GRAPHICAL PART | 49 |
|----------------|-----|------------------|-----|-----------------------|----|

| | |
|---|--|
| BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS | The thesis deals with a proposal turbine of output 120 MW for solar cycle. It is introduced comparison of classical steam with ORC cycle, further specifications as compared to turbine for coaly (nuclear) block. In the proposal is solved heat calculation, flow part, dimensioning and solidity control of the selected components, critical rotation speed of the shaft, heat efficiency of cycle and balance diagrams at decreased 50% and 75% operation. This work includes the drawing of an axial slice of the turbine. |
| KEY WORDS | ORC, heat transfer medium, steam generator, turbine, MP and LP part, generator, condenser, pump, heater, feeding tank, blade, shaft, padding, body, balance diagram, CATIA V5. |

Poděkování

Rád bych poděkoval všem pedagogickým pracovníkům Západočeské univerzity v Plzni, kteří mě během studia vedli, předávali mi své znalosti a zkušenosti, měli se mnou v určitých chvílích dostatek trpělivosti.

Dále děkuji vedoucímu mé diplomové práce Ing. Petru Milčákovi, Ph.D., konzultantům Ing. Miroslavu Kapicovi, Ph.D., Ing. Josefu Peleškovi, Ing. Jiřímu Krauzovi a celému oddělení Vývoje turbín (ŠKODA POWER A Doosan company), kteří mi v průběhu řešení práce vyšli vždy ochotně vstříc a neváhali mi věnovat svůj čas.

Obsah

| | |
|---|-----------|
| SEZNAM OBRÁZKŮ | 11 |
| SEZNAM TABULEK..... | 12 |
| SEZNAM PŘÍLOH..... | 13 |
| PŘEHLED POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ | 14 |
| PŘEHLED ZÁKLADNÍCH VELIČIN A JEJICH JEDNOTEK..... | 15 |
| ÚVOD | 17 |
| 1 PARNÍ TURBÍNY V APLIKACI NA SOLÁRNÍ ZDROJE..... | 18 |
| 1.1 Solární energetická zařízení..... | 18 |
| 1.1.1 Energetická zařízení s parabolickými žlaby..... | 18 |
| 1.1.1.1 Tepelná kapacita zařízení | 19 |
| 1.1.1.2 Účinnost zařízení..... | 19 |
| 1.1.1.3 Využití technologie v praxi | 20 |
| 1.2 Specifikace turbín pro solární aplikaci | 21 |
| 1.3 Srovnání parního a alternativního Rankinova organického cyklu..... | 22 |
| 1.3.1 Zhodnocení pracovní látky alternativního ORC | 22 |
| 1.3.2 Výsledek srovnání cyklů..... | 24 |
| 2 NÁVRH TEPELNÉHO SCHÉMA OBĚHU T120 MW | 25 |
| 2.1 Vstupní parametry pro výpočet..... | 27 |
| 2.1.1 Zadané parametry..... | 27 |
| 2.1.2 Zvolené parametry | 27 |
| 2.1.3 Volené tlakové ztráty..... | 28 |
| 2.2 Určení parametrů na vstupu a výstupu VT dílu | 28 |
| 2.2.1 Parametry páry na vstupu do VT dílu..... | 28 |
| 2.2.2 Parametry páry na výstupu z VT dílu..... | 29 |
| 2.3 Výpočet parametrů na vstupu a výstupu ST-NT dílu..... | 30 |
| 2.3.1 Parametry páry na vstupu do ST-NT dílu | 31 |
| 2.3.2 Parametry páry na výstupu z ST-NT dílu..... | 31 |
| 2.4 Výpočet parametrů kondenzátoru | 32 |
| 2.5 Výpočet základních parametrů odplyňováku..... | 33 |
| 2.6 Výpočet parametrů čerpadel..... | 33 |
| 2.6.1 Parametry napájecího čerpadla..... | 33 |
| 2.6.2 Parametry kondenzátního čerpadla | 35 |
| 2.7 Návrh a výpočet ohříváků | 35 |
| 2.7.1 Výpočet vysokotlakých ohříváků | 36 |
| 2.7.1.1 Parametry VTO2 | 37 |
| 2.7.1.2 Parametry VTO1 | 38 |
| 2.7.2 Výpočet nízkotlakých ohříváků..... | 39 |
| 2.7.2.1 Parametry odplyňováku | 41 |
| 2.7.2.2 Parametry NTO | 42 |
| 2.8 Výpočet průtokového množství páry..... | 46 |
| 2.8.1 Bilanční rovnice..... | 46 |
| 2.8.1.1 Množství páry pro VTO2 | 46 |
| 2.8.1.2 Množství páry pro VTO1 | 46 |
| 2.8.1.3 Množství páry pro odplyňovák..... | 47 |
| 2.8.1.4 Množství páry pro NTO3 | 48 |
| 2.8.1.5 Množství páry pro NTO2 | 48 |
| 2.8.1.6 Množství páry pro NTO1 | 49 |
| 2.8.2 Průtokové množství páry proudící oběhem..... | 50 |
| 2.9 Výkon turbíny | 52 |

| | |
|---|-----------|
| 3 PRŮTOČNÁ ČÁST TURBÍNY | 54 |
| 3.1 Výpočtové vztahy – Turbina-Delphi | 55 |
| 3.2 Návrh průtočné části VT dílu | 57 |
| 3.2.1 Porovnání návrhových variant VT dílu..... | 57 |
| 3.2.2 Lopatkový plán VT dílu – varianta 3..... | 58 |
| 3.3 Návrh průtočné části ST-NT dílu | 59 |
| 3.3.1 Porovnání návrhových variant ST-NT dílu | 59 |
| 3.3.2 Lopatkový plán ST-NT dílu – varianta 1..... | 60 |
| 3.4 Volba profilů lopatek | 60 |
| 3.4.1 Rychlostní trojúhelníky lopatek..... | 61 |
| 3.4.1.1 Výpočtové vztahy | 61 |
| 3.4.1.2 Výpočet rychlostních trojúhelníků VT dílu..... | 62 |
| 3.4.1.3 Výpočet rychlostních trojúhelníků ST-NT dílu..... | 63 |
| 3.4.1.4 Přepočet lopatek zborceného typu..... | 63 |
| 3.4.2 Machova čísla | 66 |
| 3.4.2.1 Výpočet Machových čísel lopatek VT dílu | 66 |
| 3.4.2.2 Výpočet Machových čísel lopatek ST-NT dílu | 67 |
| 3.4.3 Ztráty v rozváděcích a oběžných lopatkách | 67 |
| 3.4.3.1 Výpočtové vztahy – ztráty v RL a OL..... | 67 |
| 3.4.3.2 Výpočet ztrát ve VT dílu..... | 68 |
| 3.4.3.3 Výpočet ztrát v ST-NT dílu..... | 68 |
| 3.4.4 Délky lopatek | 69 |
| 3.4.4.1 Výpočet délek rozváděcích a oběžných lopatek VT dílu..... | 70 |
| 3.4.4.2 Výpočet délek rozváděcích a oběžných lopatek ST-NT dílu..... | 70 |
| 4 PEVNOSTNÍ VÝPOČET PRŮTOČNÉ ČÁSTI TURBÍNY | 74 |
| 4.1 Namáhání oběžných lopatek | 74 |
| 4.1.1 Ohybové namáhání OL | 75 |
| 4.1.1.1 Výpočtové vztahy | 75 |
| 4.1.2 Tahové namáhání OL..... | 75 |
| 4.1.2.1 Výpočtové vztahy | 76 |
| 4.1.3 Celkové namáhání OL..... | 77 |
| 4.1.4 Namáhání OL VT dílu..... | 77 |
| 4.1.5 Namáhání OL ST-NT dílu | 77 |
| 4.2 Namáhání závěsů oběžných lopatek | 77 |
| 4.2.1 Závěs typu T-nožka – výpočtové vzorce | 78 |
| 4.2.2 Závěs typu T-zazubená – výpočtové vzorce | 79 |
| 4.2.3 Závěs typu rozvidlený..... | 79 |
| 4.3 Namáhání rozváděcích lopatek a disků rozváděcích kol | 80 |
| 4.3.1 Namáhání RL VT dílu | 80 |
| 4.3.1.1 Výpočtové vzorce | 80 |
| 4.3.2 Namáhání RL ST-NT dílu..... | 81 |
| 4.3.3 Namáhání disků rozváděcích kol ST-NT dílu..... | 82 |
| 4.3.3.1 Výpočtové vzorce | 83 |
| 5 NÁVRH A VÝPOČET UCPÁVEK | 84 |
| 5.1 Vnější ucpávky | 84 |
| 5.1.1 Vnější ucpávky přední..... | 84 |
| 5.1.2 Vnitřní ucpávky mezitélesové | 85 |
| 5.1.3 Vnější ucpávky zadní..... | 85 |
| 5.1.4 Výpočtové vzorce | 86 |
| 5.1.5 Vypočtené hodnoty | 86 |

| | | |
|--|---|------------|
| 5.2 | Vnitřní ucpávky | 88 |
| 5.2.1 | <i>Vnitřní ucpávky VT dílu</i> | 89 |
| 5.2.2 | <i>Vnitřní ucpávky ST- NT dílu.....</i> | 90 |
| 5.2.2.1 | <i>Výpočtové vzorce</i> | 90 |
| 5.3 | Vysunovací těsnění..... | 91 |
| 5.3.1 | <i>Popis alternativního typu ucpávek.....</i> | 92 |
| 6 | KONTROLNÍ VÝPOČET ROTORU A SPOJKY | 93 |
| 6.1 | Kontrola rotoru na namáhání krutem | 93 |
| 6.1.1 | <i>Výpočtové vztahy.....</i> | 93 |
| 6.2 | Kontrola spojky a návrh spojovacích šroubů..... | 94 |
| 6.2.1 | <i>Výpočtové vztahy.....</i> | 94 |
| 6.3 | Určení kritických otáček rotoru | 95 |
| 6.3.1 | <i>Výpočtové vztahy.....</i> | 96 |
| 7 | VÝPOČET A NÁVRH LOŽISEK..... | 97 |
| 7.1 | Radiální ložiska | 97 |
| 7.1.1 | <i>Výpočet reakcí od vlastní hmotnosti</i> | 97 |
| 7.1.1.1 | <i>Výpočtové vztahy</i> | 98 |
| 7.1.2 | <i>Návrh rozměrů ložiska a vyčíslení ztrátového výkonu</i> | 98 |
| 7.1.2.1 | <i>Výpočtové vztahy</i> | 98 |
| 7.2 | Axiální ložisko | 99 |
| 7.2.1 | <i>Výpočet axiální síly od změny hybnosti v lopatkové mříži</i> | 100 |
| 7.2.2 | <i>Výpočet axiální síly působící na disky oběžných kol.....</i> | 100 |
| 7.2.3 | <i>Výpočet axiální síly působící na výstupky vnitřních ucpávek.....</i> | 100 |
| 7.2.4 | <i>Výpočet axiální síly působící na výstupky vnějších ucpávek.....</i> | 101 |
| 7.2.5 | <i>Výpočet axiálních sil působících na osazení rotoru.....</i> | 102 |
| 7.2.6 | <i>Výpočet celkové působící axiální síly na rotor.....</i> | 102 |
| 7.2.7 | <i>Návrh axiálního ložiska</i> | 102 |
| 7.2.7.1 | <i>Výpočtové vztahy</i> | 102 |
| 7.3 | Výpočet množství mazacího oleje a přívodního potrubí..... | 103 |
| 7.3.1 | <i>Výpočtové vzorce</i> | 104 |
| 8 | NÁVRH A KONTROLA TĚLESA TURBÍNY | 105 |
| 8.1 | Namáhání vnitřního a vnějšího tělesa | 105 |
| 8.1.1 | <i>Výpočtové vzorce</i> | 105 |
| 8.2 | Návrh a kontrola horizontální příruby | 107 |
| 8.2.1 | <i>Výpočtové vzorce</i> | 108 |
| 9 | DIMENZOVÁNÍ POTRUBNÍCH TRAS | 109 |
| 10 | PŘEPOČET TEPELNÉHO SCHÉMA A PRŮTOČNÉ ČÁSTI | 110 |
| 11 | VÝPOČET CELKOVÉ BILANCE VÝKONU | 111 |
| 11.1 | <i>Výpočtové vzorce</i> | 111 |
| 12 | BILANČNÍ SCHÉMA PŘI SNÍŽENÉM PROVOZU | 113 |
| 12.1 | <i>Přepoččet veličin charakterizující snížené provozu</i> | 114 |
| 13 | ZÁVĚR | 115 |
| SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ A LITERATURY..... | | 116 |
| SEZNAM VYUŽITÉHO PROGRAMOVÉHO VYBAVENÍ..... | | 117 |
| PŘÍLOHY | | 118 |

SEZNAM OBRÁZKŮ

| | | |
|----------------|---|------------|
| <i>Obr. 1</i> | <i>Tepelný cyklus solárního zařízení s parabolickými žlaby.....</i> | <i>19</i> |
| <i>Obr. 2</i> | <i>Využívané systémy koncentrace slunečních paprsků.....</i> | <i>20</i> |
| <i>Obr. 3</i> | <i>Návrh tepelného schématu oběhu T120MW.....</i> | <i>26</i> |
| <i>Obr. 4</i> | <i>Průběh expanze ve VT dílu.....</i> | <i>28</i> |
| <i>Obr. 5</i> | <i>Průběh expanze v ST-NT dílu.....</i> | <i>30</i> |
| <i>Obr. 6</i> | <i>Průběh kondenzace páry a ohřev CHV v kondenzátoru.....</i> | <i>32</i> |
| <i>Obr. 7</i> | <i>Vstupní a výstupní veličiny v kondenzátoru.....</i> | <i>32</i> |
| <i>Obr. 8</i> | <i>Průběh komprese v napájecím čerpadle.....</i> | <i>34</i> |
| <i>Obr. 9</i> | <i>Schéma VTO (vstupy a výstupy) a průběhy teplot.....</i> | <i>36</i> |
| <i>Obr. 10</i> | <i>Schéma NTO (vstupy a výstupy) a průběhy teplot.....</i> | <i>39</i> |
| <i>Obr. 11</i> | <i>Schéma odplyňováku (NN) - vstupy a výstupy.....</i> | <i>41</i> |
| <i>Obr. 12</i> | <i>Schéma VTO2 pro tepelnou bilanci.....</i> | <i>46</i> |
| <i>Obr. 13</i> | <i>Schéma VTO1 pro tepelnou bilanci.....</i> | <i>46</i> |
| <i>Obr. 14</i> | <i>Schéma odplyňováku (NN) pro tepelnou bilanci.....</i> | <i>47</i> |
| <i>Obr. 15</i> | <i>Schéma NTO3 pro tepelnou bilanci.....</i> | <i>48</i> |
| <i>Obr. 16</i> | <i>Schéma NTO2 pro tepelnou bilanci.....</i> | <i>48</i> |
| <i>Obr. 17</i> | <i>Schéma NTO1 pro tepelnou bilanci.....</i> | <i>49</i> |
| <i>Obr. 18</i> | <i>Graf závislosti účinnosti jednotlivých stupňů dle variant.....</i> | <i>58</i> |
| <i>Obr. 19</i> | <i>Graf celkové termodynamické účinnosti jednotlivých variant.....</i> | <i>58</i> |
| <i>Obr. 20</i> | <i>Graf závislosti účinnosti jednotlivých stupňů dle variant.....</i> | <i>59</i> |
| <i>Obr. 21</i> | <i>Graf celkové termodynamické účinnosti jednotlivých variant.....</i> | <i>60</i> |
| <i>Obr. 22</i> | <i>Rychlostní trojúhelníky turbínového stupně.....</i> | <i>61</i> |
| <i>Obr. 23</i> | <i>Rozdělení zborceného typu lopatky na jednotlivé průtočné kanály.....</i> | <i>63</i> |
| <i>Obr. 24</i> | <i>Expanze v turbínovém stupni.....</i> | <i>68</i> |
| <i>Obr. 25</i> | <i>Lopátkový plán oběžných lopatek VT dílu.....</i> | <i>71</i> |
| <i>Obr. 26</i> | <i>Lopátkový plán VT dílu.....</i> | <i>71</i> |
| <i>Obr. 27</i> | <i>Lopátkový plán oběžných lopatek ST-NT dílu.....</i> | <i>72</i> |
| <i>Obr. 28</i> | <i>Lopátkový plán ST-NT dílu.....</i> | <i>73</i> |
| <i>Obr. 29</i> | <i>Závěs typu T-nožka.....</i> | <i>78</i> |
| <i>Obr. 30</i> | <i>Závěs typu T-zazubený (šířka profilu OL = 40 mm).....</i> | <i>79</i> |
| <i>Obr. 31</i> | <i>Rozvidlený závěs.....</i> | <i>79</i> |
| <i>Obr. 32</i> | <i>Namáhání rozváděcích lopatek VT dílu.....</i> | <i>80</i> |
| <i>Obr. 33</i> | <i>Tahové namáhání rozváděcích lopatek 1. stupně.....</i> | <i>81</i> |
| <i>Obr. 34</i> | <i>Namáhání rozváděcích lopatek ST-NT dílu.....</i> | <i>82</i> |
| <i>Obr. 35</i> | <i>Popis rozměrů a namáhání rozváděcích kol.....</i> | <i>82</i> |
| <i>Obr. 36</i> | <i>Průběh procesu probíhající v labyrintové ucpávce.....</i> | <i>84</i> |
| <i>Obr. 37</i> | <i>Schéma sekcí vnější ucpávky zadní.....</i> | <i>85</i> |
| <i>Obr. 38</i> | <i>Schéma umístění ucpávkových sekcí s uvedením průtokových množství.....</i> | <i>88</i> |
| <i>Obr. 39</i> | <i>Schéma rozložení tlaků v rámci stupně.....</i> | <i>89</i> |
| <i>Obr. 40</i> | <i>Rozměry ucpávky.....</i> | <i>89</i> |
| <i>Obr. 41</i> | <i>Koncept ucpávky firmy TurboCare – popis.....</i> | <i>92</i> |
| <i>Obr. 42</i> | <i>Řez vysunovací hřídelovou ucpávkou od firmy TurboCare.....</i> | <i>92</i> |
| <i>Obr. 43</i> | <i>Schéma typové konstrukce vnitřní ucpávky rozváděcího kola.....</i> | <i>100</i> |
| <i>Obr. 44</i> | <i>Schéma typové konstrukce vnější ucpávky přední.....</i> | <i>101</i> |
| <i>Obr. 45</i> | <i>Řez horizontální přírubou s popisem.....</i> | <i>107</i> |

SEZNAM TABULEK

| | | |
|---------|--|-----|
| Tab. 1 | Specifické vlastnosti turbín pro solární aplikaci | 21 |
| Tab. 2 | Relativní stabilita vybraných látek vzhledem k toluenu při 750 °F | 23 |
| Tab. 3 | Tepelná účinnost stupňovitých cyklů s a bez rekuperace..... | 23 |
| Tab. 1 | Průběh teplot v úseku VTO2 - VTO1 - NČ – NN | 36 |
| Tab. 5 | Souhrn vypočtených parametrů VTO..... | 39 |
| Tab. 6 | Průběh teplot v úseku O - NTO3 - NTO2 - NTO1 - KKP - K..... | 40 |
| Tab. 7 | Souhrn vypočtených parametrů NTO..... | 45 |
| Tab. 8 | Vypočtené entalpické spády..... | 51 |
| Tab. 9 | Souhrn vypočtených jednotkových průtoků a jejich substituce | 51 |
| Tab. 10 | Vypočtená průtočná množství v jednotlivých úsecích oběhu | 52 |
| Tab. 11 | Parametry koncových stupňů modulu 4..... | 55 |
| Tab. 12 | Parametry rychlostních trojúhelníků VT dílu | 62 |
| Tab. 13 | Přepočet parametrů lopatkování – 6. stupeň ST-NT dílu | 64 |
| Tab. 14 | Přepočet parametrů lopatkování – 7. stupeň ST-NT dílu | 64 |
| Tab. 15 | Přepočet parametrů lopatkování – 8. stupeň ST-NT dílu | 64 |
| Tab. 16 | Přepočet parametrů lopatkování – 9. stupeň ST-NT dílu | 65 |
| Tab. 17 | Parametry rychlostních trojúhelníků ST-NT dílu..... | 65 |
| Tab. 18 | Rychlost proudění dle rozsahu Machova čísla | 66 |
| Tab. 19 | Machova čísla lopatek VT dílu | 66 |
| Tab. 20 | Délky RL a OL v rámci VT dílu | 70 |
| Tab. 21 | Délky RL a OL v rámci ST-NT dílu..... | 70 |
| Tab. 22 | Výpočet vnějších ucpávek předních a dílčích průtokových množství..... | 86 |
| Tab. 23 | Výpočet vnitřních ucpávek mezitělesových těsnící vnitřní prostory..... | 87 |
| Tab. 24 | Výpočet vnějších ucpávek zadních a dílčích průtokových množství..... | 87 |
| Tab. 25 | Výpočet kontroly rotoru na krut..... | 94 |
| Tab. 26 | Výpočet namáhání spojky mezi rotorem T a G, spojovacích šroubů | 95 |
| Tab. 27 | Výpočet kritických otáček rotoru | 96 |
| Tab. 28 | Návrh a výpočet ztrátového výkonu radiálních ložisek..... | 99 |
| Tab. 29 | Výpočet axiálních sil působících na výstupky vnějších ucpávek | 101 |
| Tab. 30 | Návrh axiálního ložiska a výpočet jeho ztrátového výkonu | 103 |
| Tab. 31 | Výpočet objemového průtoku mazacího oleje, návrh olejového potrubí..... | 104 |
| Tab. 32 | Výpočet celkové bilance výkonu a tepelné účinnosti | 112 |
| Tab. 33 | Výpočet přepočtených průtokových množství a tlaků páry pro 50% výkon | 114 |
| Tab. 34 | Výpočet přepočtených průtokových množství a tlaků páry pro 75% výkon | 114 |

SEZNAM PŘÍLOH

| | |
|---|------------|
| <i>Příloha A – Tepelné schéma oběhu při nominálním výkonu (návrh).....</i> | <i>118</i> |
| <i>Příloha B - Tepelné schéma oběhu při nominálním výkonu (přepoččet).....</i> | <i>119</i> |
| <i>Příloha C - Shrnutí parametrů navrhovaných variant VT dílu.....</i> | <i>120</i> |
| <i>Příloha D - Lopatkový plán VT dílu varianty 3.....</i> | <i>122</i> |
| <i>Příloha E - Shrnutí parametrů navrhovaných variant ST-NT dílu.....</i> | <i>123</i> |
| <i>Příloha F - Lopatkový plán ST-NT dílu varianty 4.....</i> | <i>125</i> |
| <i>Příloha G – Profily lopatek.....</i> | <i>127</i> |
| <i>Příloha H - Machova čísla lopatek ST-NT dílu.....</i> | <i>128</i> |
| <i>Příloha I - Vypočtené ztráty, parametry rozváděcích a oběžných lopatek VT dílu.....</i> | <i>129</i> |
| <i>Příloha J - Vypočtené ztráty, parametry rozváděcích a oběžných lopatek ST-NT dílu.....</i> | <i>130</i> |
| <i>Příloha K – Seznam materiálů a jejich charakteristik.....</i> | <i>131</i> |
| <i>Příloha L - Namáhání oběžných lopatek VT dílu.....</i> | <i>132</i> |
| <i>Příloha M - Namáhání oběžných lopatek ST-NT dílu.....</i> | <i>134</i> |
| <i>Příloha N - Namáhání závěsů oběžných lopatek VT dílu.....</i> | <i>136</i> |
| <i>Příloha O - Namáhání závěsů oběžných lopatek ST-NT dílu.....</i> | <i>137</i> |
| <i>Příloha P - Namáhání rozváděcích lopatek VT dílu.....</i> | <i>138</i> |
| <i>Příloha Q - Namáhání rozváděcích lopatek ST-NT dílu.....</i> | <i>139</i> |
| <i>Příloha R – Součinitel φ pro výpočet namáhání rozváděcích kol.....</i> | <i>140</i> |
| <i>Příloha S – Součinitel μ pro výpočet průhybu rozváděcích kol.....</i> | <i>141</i> |
| <i>Příloha T - Namáhání rozváděcích kol ST-NT dílu.....</i> | <i>142</i> |
| <i>Příloha U - Výpočet vnitřních ucpávek VT dílu.....</i> | <i>143</i> |
| <i>Příloha V – Průtokový součinitel v mezeře labyrintové ucpávky.....</i> | <i>144</i> |
| <i>Příloha W – Průtokový součinitel v odlehčovacích otvorech disku OK.....</i> | <i>145</i> |
| <i>Příloha X – Závislost průtokových součinitelů na součiniteli k a na reakci na D_p.....</i> | <i>146</i> |
| <i>Příloha Y - Výpočet vnitřních ucpávek ST-NT dílu.....</i> | <i>147</i> |
| <i>Příloha Z – Porovnání konvekční labyrintové hřídelové ucpávky a vylepšené vysouvací.....</i> | <i>149</i> |
| <i>Příloha AA - Model rotoru T120MW.....</i> | <i>150</i> |
| <i>Příloha BB - Schéma hřídele turbíny se síly a reakcemi k výpočtu ložisek.....</i> | <i>151</i> |
| <i>Příloha CC – Výpočet axiálních sil od změny hybnosti v LM, sil působících na OK.....</i> | <i>152</i> |
| <i>Příloha DD – Výpočet axiálních sil působících na výstupky vnitřních ucpávek RK.....</i> | <i>154</i> |
| <i>Příloha EE – Výpočet axiálních sil působících na osazení rotoru.....</i> | <i>155</i> |
| <i>Příloha FF - Výpočet namáhání vnitřního a vnějšího tělesa ve zvolených řezech.....</i> | <i>156</i> |
| <i>Příloha GG - Výpočet namáhání horizontální příruby vnitřního a vnějšího tělesa, šroubů.....</i> | <i>157</i> |
| <i>Příloha HH – Výpočet potrubních tras.....</i> | <i>158</i> |
| <i>Příloha II - Přepoččet tepelného schéma a průtočné části.....</i> | <i>160</i> |
| <i>Příloha KK - Tepelné schéma oběhu při 50% výkonu.....</i> | <i>165</i> |
| <i>Příloha LL - Tepelné schéma oběhu při 75% výkonu.....</i> | <i>166</i> |

PŘEHLED POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

| Zkratka / Symbol | Význam |
|-------------------------|---|
| VT díl | vysokotlaký díl |
| ST-NT díl | kombinovaný středotlaký a nízkotlaký díl |
| P | parogenerátor |
| RZV | rychlzávěrný ventil |
| RV | regulační ventil |
| ZV | závěrný ventil |
| K | kondenzátor |
| G | generátor |
| KČ | kondenzátní čerpadlo |
| KKP | kondenzátor komínkových par |
| NTO | nízkotlaký ohřívák |
| O | odplyňovák |
| NN | napájecí nádrž |
| NV | napájecí voda |
| NČ | napájecí čerpadlo |
| VTO | vysokotlaký ohřívák |
| DV | dodatková voda |
| CHV | chladicí voda |
| PP | přívodní potrubí |
| PK | podchlazovač kondenzátu |
| M-4 | modulový typ dvou koncových stupňů pod označením 4 |
| RL | rozváděcí lopatka |
| RK | rozváděcí kolo |
| OL | oběžná lopatka |
| OK | oběžné kolo |
| LM | lopatková mříž |
| CSP | Concentrated Solar Power (koncentrovaná sluneční energie) |
| ORC | Rankinův Organický Cyklus |
| HTF | Heat Transfer Fluid (teplonosná tekutina) |
| T120MW | turbína o instalovaném výkonu 120 MW |
| Δ (δ) | rozdíl (koncový) |
| NT-regenerace | nízkotlaká část regenerace |
| VT-regenerace | vysokotlaká část regenerace |
| T-stupeň | turbínový stupeň |
| OO | odlehčovací otvor |
| 1, 2, 3, i | index označující pořadí |

PŘEHLED ZÁKLADNÍCH VELIČIN A JEJICH JEDNOTEK

| Označení | Jednotka | Název |
|-----------------|----------------------|--|
| P | [kW] | výkon |
| p | [Pa], [bar] | tlak |
| t, (T) | [°C], [°F], ([K]) | teplota (absolutní) |
| v | [m ³ /kg] | měrný objem |
| ρ | [kg/m ³] | měrná hmotnost (hustota) |
| V | [m ³] | objem |
| m | [kg] | hmotnost |
| m _p | [kg/s] | průtokové množství |
| Q _v | [m ³ /s] | průtokový objem |
| i | [J/kg] | entalpie |
| h | [J/kg] | entalpický spád |
| s | [J/kg.K] | entropie |
| x | [-] | suchost |
| n | [1/s], [1/min] | otáčky |
| y | [-] | poměrné množství |
| ζ | [-] | ztrátový součinitel |
| η | [%] | účinnost |
| a | [kJ/kg] | měrná práce |
| A _t | [kW] | technická práce |
| F | [m ²] | plocha výstupního mezikruží koncového stupně |
| φ | [-] | ztrátový součinitel |
| ψ | [-] | ztrátový součinitel otočení proudu |
| Φ | [-] | průtokový součinitel |
| S _o | [-] | Sommerfeldovo číslo |
| z | [ks] | označení počtu |
| Z | [kJ/kg], [-] | ztráta |
| ε | [-] | parcielnost |
| H _{už} | [kJ/kg] | užitečný entalpický spád |
| R | [-] | reakce |
| α | [°] | úhel absolutní rychlosti |
| β | [°] | úhel relativní rychlosti |
| c | [m/s] | absolutní rychlost |
| w | [m/s] | relativní rychlost |
| u | [m/s] | obvodová rychlost |
| a | [m/s] | rychlost zvuku |
| g | [m/s ²] | gravitační zrychlení |
| a _d | [m/s ²] | dostředivé zrychlení |

| | | |
|----------------|--|-----------------------------------|
| Ma | [-] | Machovo číslo |
| κ | [-] | izoentropický exponent |
| ν | [-] | Poissonova konstanta |
| r | [J/kg.K] | individuální plynová konstanta |
| δ_r | [mm] | radiální mezera |
| L_p | [mm] | délka lopatky |
| D | [mm] | průměr |
| DN | [mm] | nominální průměr |
| S | [mm ²], [cm ²] | plocha |
| b | [mm] | tětiva lopatky |
| B | [mm] | šířka profilu lopatky |
| W | [mm ³], [cm ³] | průřezový modul pružnosti v ohybu |
| J | [mm ⁴] | kvadratický moment |
| k | [-] | koeficient odlehčení |
| t | [mm] | rozteč lopatek |
| F_u | [N] | obvodová síla |
| M_K | [N.m] | krouticí moment |
| M_O | [N.m] | ohybový moment |
| σ, τ | [MPa] | napětí |
| $R_{p0,2}$ | [MPa] | smluvní mez kluzu |
| E | [MPa] | modul pružnosti |
| β | [1/K] | součinitel délkové roztažnosti |
| f | [-] | součinitel tření |
| L | [mm] | ložisková vzdálenost |
| $L_{lož}$ | [mm] | délka ložiska |
| x_T | [mm] | vzdálenost těžiště |
| $q_{př}$ | [kJ/kg] | přivedené teplo |
| c_q | [kJ/kWh] | měrná spotřeba tepla |
| c_p | [kJ/kWh] | měrná spotřeba páry |

Úvod

Práce je věnována návrhu jednotělesové kondenzační parní turbíny rovnotlakého provedení o jmenovitém výkonu 120 MW s axiálním výstupem do kondenzátoru. Otáčky turbosoustrojí jsou zadány na hodnotu 3000 1/min. Typ regulace je dle zadání klouzavým tlakem. Využití turbíny je uvažováno v rámci solárního energetického zařízení.

Pro ohřev pracovního média je využita sluneční energie, což má za důsledek nejen práci turbíny při nižších provozních parametrech, ale i určitá z toho plynoucí specifika ve srovnání s klasickým uhelným blokem. Zadání vodní páry jako pracovní látky je podloženo porovnáním s ORC cyklem, s bloky, které jsou v současnosti již provozovány.

Princip tepelného oběhu je takový, že admisní pára o tlaku 90 bar a teplotě 383°C vstupuje přes rychlozávěrné a regulační ventily do VT dílu, respektive na lopatky regulačního stupně s totálním ostřikem. Pára dále expanduje přes zbylých šest stupňů bubnového provedení, přičemž za 4. stupněm VT dílu je vyveden neregulovaný odběr do VTO2. Část výstupní páry je vedena do VTO1 a její většina proudí skrz přihřívák do parogenerátoru, dále přes závěrné ventily a vstupuje o teplotě 383°C do ST-NT dílu. Po expanzi a předání své energie proudí pára axiálním výstupem do kondenzátoru, kde chladicí voda o teplotě 30°C způsobí její kondenzaci. Kondenzát dále teče do NT-části regenerace, která se skládá z kondenzátoru komínkových par (KKP), NTO1, NTO2, NTO3 a odplyňovaku. Z napájecí nádrže je čerpán kondenzát pomocí napájecího čerpadla do VT-části regenerace. Napájecí voda vstupuje do parogenerátoru o teplotě 245°C. Schéma navrhovaného tepelného oběhu je uvedeno na obr. 3.

Při návrhu průtočné části je měněna velikost patního průměru a rozmístění odběrových míst a tlaků tak, aby bylo dosaženo vhodného počtu stupňů při zachování relativně vysoké termodynamické účinnosti, daných rozměrů koncových modulových stupňů turbíny (M-4).

VT i ST-NT díl jsou dvouplášťové. Rozváděcí lopatky jsou uchyceny pomocí T-závěsů (VT díl), nebo v rámci rozváděcích kol uloženy v nosičích (1. st. VT, stupně ST-NT dílu). Oběžné lopatky VT dílu jsou uchyceny pomocí rozvidleného závěsu do rozváděcího kola (1. st.), ostatní přímo do vyfrézovaných drážek v hřídeli (T-nožka, T-závěs). K uchycení oběžných lopatek v rámci ST-NT dílu je využito jak T-nožek, tak rozvidleného a stromečkového závěsu. Ucpávky jsou navrhovány s pravým labyrintem s výjimkou vnitřních ucpávek rozváděcích kol 7. ÷ 9. stupně ST-NT dílu a vnějších zadních ucpávek, které jsou řešeny jako nepravý labyrint.

Předmětem práce je i konstrukční návrh rotoru. Ten je řešen jako celokovaný, včetně příruby a pevné spojky. Je uložen v axiálním a radiálním ložisku (přední stojan), v radiálním ložisku (zadní stojan). Natačecí zařízení se nachází před pevnou spojkou.

1 Parní turbíny v aplikaci na solární zdroje

Solární energie jako zdroj tepla pro výrobu páry se využívá již od počátku 20. století (r. 1912 Frank Shuman, parabolické solární kolektory – Káhira).

Trendem ve výrobě elektrické energie je neustálé navyšování využití obnovitelných zdrojů (vize r. 2050 – až 60% celkové spotřeby). Mezi nejrychleji se rozvíjející oblasti patří větrná a sluneční energie, která v oblasti energetiky hraje stále větší roli.

Země s vyšší intenzitou slunečního záření s výhodou využívají těchto ekonomicky výhodnějších technologií pro výrobu elektrické energie. Tyto nové technologie využívající slunce jako zdroj jsou nazývány CSP (Concentrated Solar Power), koncentrovaná sluneční energie. Ve stručnosti se jedná o sluneční zařízení, které pomocí soustavy zrcadel koncentruje sluneční paprsky na skleněné potrubí s teplotnosnou látkou (jedna z koncepcí – viz. podkapitola 1.1.1). Ohřáté teplotnosné médium se využívá k výrobě páry, která pohání parní turbínu.

1.1 Solární energetická zařízení

Většina technik výroby elektrické energie z tepla potřebuje vysoké teploty k dosažení rozumné účinnosti. Výstupní teploty média nesoustředěných solárních kolektorů jsou limitovány hodnotou pod 200°C. Proto musejí být využívány systémy soustřeďující sluneční paprsky pro zajištění vyšší teploty média na výstupu.

Odrazové plochy, které koncentrují sluneční paprsky do ohniskové přímky nebo bodu, mají parabolický tvar, takový reflektor musí být vždy schopen nastavení dle polohy slunce. Všeobecně řečeno, rozdíl může být mezi jednoosým nebo dvouosým nastavením odrazových ploch. Jednoosý systém koncentruje sluneční paprsky na absorpční trubky umístěné v ohniskové přímce, na rozdíl od dvouosého systému, který soustřeďuje sluneční záření na relativně malý absorpční povrch blízko ohniska (viz obr. 2).

1.1.1 Energetická zařízení s parabolickými žlaby

Energetická zařízení s parabolickými žlaby jsou jediným typem solárně-tepelného zařízení s existujícími komerčně využívanými systémy a technologiemi (od roku 2008).

V tomto systému jsou sluneční paprsky koncentrovány na absorpční trubky umístěné v přímkovém ohnisku. Pracovní teplota dosahuje hodnot mezi 350°C a 550°C.

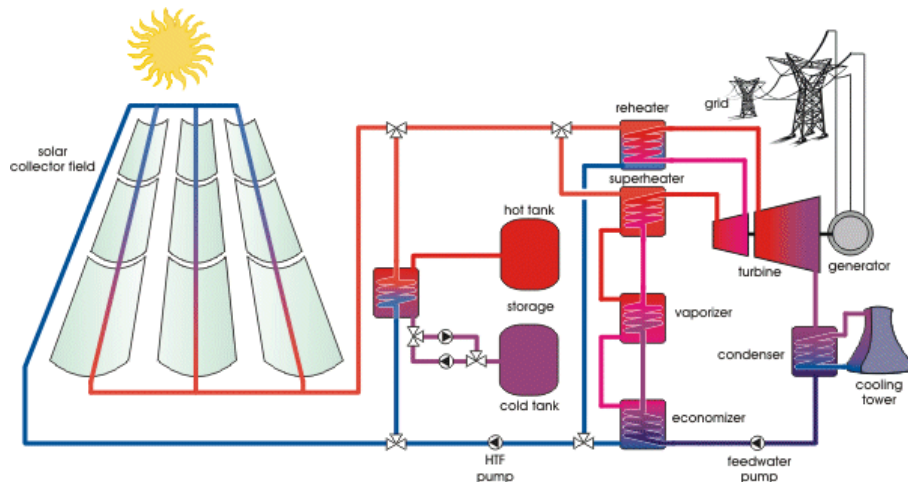
Žlaby jsou obvykle navrženy tak, že jsou nastaveny ke slunci podél jedné osy. Teplotnosná látka (olej, směs roztavených solí) prochází absorpčními trubkami a přenáší tepelnou energii ke konvekčnímu parnímu turbínovému cyklu.

Pracovní látka je ohřátá přibližně na teplotu 400°C (použití běžné technologie) a dále čerpána skrz sérii výměníků nebo parogenerátor, ve kterých předává teplo pracovní látce cyklu, a tím dochází k produkci přehřáté páry.

Solární pole je konstruované jako zrcadlové panely, které koncentrují sluneční energii.

Absorpční trubky přijímající tuto koncentrovanou energii ji přeměňují na teplo, které může být předáváno dále cyklu nebo uschováno v absorpčních nádržích pro následné využití v časových úsecích, v kterých slunce nesvítí nebo je intenzita svitu malá.

Energie páry je přeměna pomocí turbosoustrojí na elektřinu. Využívá se klasického parního cyklu nebo kombinovaného s využitím parní a plynové turbíny, případně ORC.



Obr. 1 Tepelný cyklus solárního zařízení s parabolickými žlaby; zdroj [8]

1.1.1.1 Tepelná kapacita zařízení

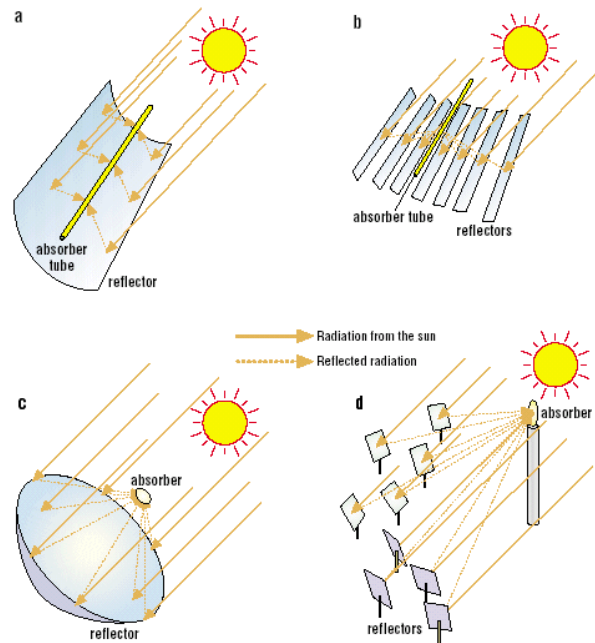
V porovnání s fotovoltaickými systémy solárně-tepelná zařízení mohou zaručit tepelnou kapacitu. V průběhu období špatného počasí nebo v noci, paralelní fosilní kotel může produkovat páru (jeden z konceptů řešení). Tento zdroj může spalovat ekologicky vhodnější palivo jako biomasu nebo vodík, produkovaných z obnovitelných zdrojů. Se zásobou tepla může solárně-tepelné zařízení vyrábět elektrickou energii i v případě, že není k dispozici sluneční záření (časově omezené využití).

Alternativní a praxí osvědčená forma systému úschovy pracuje s dvěma zásobními nádržemi. Zásobní médium pro vysokoteplotní úschovu tepla je tavená sůl. Přebytek tepla ze solárního kolektorového pole ohřívá tyto sole, které jsou čerpány ze „studené“ do „teplé“ zásobní nádrže.

Jestliže solární pole nemůže produkovat dostatek tepla k pohonu turbíny, tavené sole jsou přečerpávány zpět v opačném směru a zásobní teplo se využívá k dohřátí přenosového média (funkční schéma oběhu je vyobrazeno na obr. 1).

1.1.1.2 Účinnost zařízení

Účinnost tohoto typu solárně-tepelného zařízení je závislá na účinnosti kolektorů, odrazového „pole“ a tepelného oběhu. Účinnost kolektorů závisí na úhlu dopadu slunečních paprsků a teplotě absorpčních trubek, může dosahovat hodnot nad 75%. Ztráty solárního pole se pohybují obvykle kolem 10%. Dohromady tato žlabová solárně-tepelná zařízení mohou dosáhnout účinnosti v průběhu roku kolem 15%. Účinnost tepelného oběhu je s hodnotou kolem 35% nejvlivnějším faktorem.



Obr. 2 Využívané systémy koncentrace slunečních paprsků; zdroj [8]

(a) Koncentrace slunečních paprsků za využití parabolických kolektorů,

(b) lineárních Fresnelových kolektorů,

(c) centrálního přijímacího systému tvořeného talířovým kolektorem,

(d) centrálního přijímacího systému s rozmístěnými odrazovými plochami soustřeďující paprsky do hlavního absorberu.

Na základě již prověřeného komerčního využití a hodnot výstupních parametrů páry, které jsou v souladu se zadáním práce, tohoto konceptu solárně-tepeelného zařízení s parabolickými žlaby, je zvolen tento typ jako zdroj energie pro ohřev pracovního média.

1.1.1.3 Využití technologie v praxi

NEVADA SOLAR ONE

- technické informace a parametry zařízení:

- HTF = olej (ohřátý na teplotu 390°C),
- 760 parabolických žlabů \rightarrow 180 000 zrcadel (reflektorů),
- typ parní turbíny = Siemens SST-700,
- vstupní tlak páry = 90 bar / 1 305 psi,
- vstupní teplota páry = 371°C / 670°F ,
- výkon soustrojí = 64 MWe \rightarrow energie přibližně pro 40 000 domácností,
- doba od položení základního kamene po spuštění bloku \approx 17 let.

ANDASOL 1 + 2

- technické informace a parametry zařízení:

- *HTF = olej,*
- *dva energetické bloky o celkové rozloze 1,95 km²,*
- *plocha odrazového pole = 510 000 m²,*
- *Andasol 1 = první zařízení tohoto druhu pracující v Evropě,*
- *typ parní turbíny = 2x Siemens SST-700,*
- *vstupní tlak páry = 100 bar / 1 450 psi,*
- *vstupní teplota páry = 377°C / 711 °F,*
- *výkon každého soustrojí = 50 MWe.*

1.2 Specifikace turbín pro solární aplikaci

V současnosti se v oblasti parních turbín pro solární aplikaci využívají stroje firmy Siemens řady SST-700 a SST-900, které splňují náročné požadavky provozu solárních elektráren (viz projekty – Nevada Solar, Eldorado Valley, USA; Ivanpah Solar Komplex, jižní Kalifornie, USA; Andasol, Španělsko; Hassi R'Mel, Alžír). Základním požadavkem technologie CSP je vysoká účinnost cyklu, proto se základní řady turbín SST upravují dle požadavků konkrétního solárního zařízení. V porovnání s klasickými cykly využívajících parních turbín je v oblasti CSP celá řada specifik, které shrnuje tab. 1.

Tab. 1 Specifické vlastnosti turbín pro solární aplikaci

| Specifika | Popis vlastností |
|---------------------------|--|
| vyšší pořizovací náklady | - |
| omezené provozní hodiny | souvisí s intenzitou slunečního záření, použitým typem CSP technologie a množstvím zásobního tepla v akumulátorech |
| každodenní start | velice rychlý průběh, nízké časy najetí turbíny |
| lehký rotor | diskový typ |
| modifikovaná skříň | pro snížení termálních napětí |
| nižší minimální výkon | navýšení počtu hodin provozu bez čerpání tepla uschovaného v akumulátoru tepla (roztavené sole) |
| vysokootáčkový VT díl | např. model SST - n = 8 960 1/min |
| axiální výstupní tělesa | - |
| výkon do 250 MW | - |
| regulace klouzavým tlakem | umožňuje reagovat na změny vstupních parametrů páry; regulace T při zachování relativně vysoké účinnosti |

1.3 Srovnání parního a alternativního Rankinova organického cyklu

Pro srovnání parního a Rankinova organického cyklu (ORC) jsou zvoleny dvě teplotní hranice:

- $560\text{ }^{\circ}\text{F}$ ($\approx 293,33\text{ }^{\circ}\text{C}$) - *praktické maximum pro skladování tepla,*
- $735\text{ }^{\circ}\text{F}$ ($\approx 390,56\text{ }^{\circ}\text{C}$) - *praktické maximum bez požadavku skladování tepla.*

Je přijat předpoklad:

- *teplotní diference mezi teplou a studenou HTF = $85\text{ }^{\circ}\text{F}$ ($\approx 29,44\text{ }^{\circ}\text{C}$).*

Návrh vhodného typu technologie výraznou měrou ovlivňuje výkon. V podmínkách průměrných vysokých letních teplot poskytuje parní cyklus výstupní výkon o **15% ÷ 25%** větší oproti Rankinovu organickému cyklu.

Nicméně jsou zde výhody ORC, které z něj dělají významnou alternativu vůči parnímu cyklu. Tyto výhody se zejména projeví ve specifických aplikacích:

- *menší výkonové rozměry bloku,*
- *provoz na nižších vstupních parametrech,*
- *odolnost vůči zamrznutí v zimních měsících,*
- *možnost práce při nižších tlacích a s tím souvisejícími nižšími teplotami,*
- *přizpůsobivost k částečně bezobslužnému provozu nebo zcela bez obsluhy.*

Potencionální využití páry jako pracovního média pro vyšší stupeň kaskádového cyklu bylo také uvažováno. V tomto směru může **toluen** „soutěžit“. Ačkoli výroba a ohřev páry jako média zůstává měřítkem pro srovnání s většími solárními zařízeními. Inovační ORC současnosti můžou být hodnotnou alternativou při jednostranně specifických případech a může se přiblížit výkonu klasických parních cyklů.

Na základě argumentů zmíněných v této části je potvrzena volba klasického cyklu s vodní parou jako pracovním médiem pro turbínu o zadaných parametrech (viz 2.1.1).

1.3.1 Zhodnocení pracovní látky alternativního ORC

Rankinův cyklus využívá organických pracovních látek. Jsou jimi uhlovodíky i jiné ropné deriváty. Díky použití těchto látek můžeme dosahovat vyšších pracovních teplot, ale jejich teplotní stabilita je otázkou. Tímto pojmem je míněn jak fyzikální, tak chemický stav látky v pracovním prostředí, respektive za působení teplot a jejich vlivu na stabilitu látky, která může v průběhu času degradovat, měnit své vlastnosti a tím snižovat nebo zcela ztratit schopnost přenosu tepla. Proto by se při výběru správné média pro daný cyklus mělo dbát na teplotní rozsah, v kterém se bude daná látka pohybovat. Pracovní látky uvažované pro aplikaci ORC jsou **butan, heptan, cyklohexan, benzen, toluen, orthoxylen a ethylbenzen.**

Ačkoliv publikovaná data teplotní stability mají značný rozptyl, zvláště v rozsahu teplot a tlaků užívaných v ORC, je stále možné předpovídat relativní stabilitu různorodých sloučenin založených na aktuálních pracovních datech a teoretických úvahách. Shrnutí analýzy (publikována ve zdroji [4]), která porovnává relativní tepelnou stabilitu vybraných pracovních látek vzhledem k toluenu při uvažování teploty prostředí 750°F, je zobrazeno v tab. 2 (zdroj [4]).

Tab. 2 Relativní stabilita vybraných látek vzhledem k toluenu při 750 °F

| Pracovní látka | Teplota pracovní látky [°F], ([°C]) | | | | |
|----------------|-------------------------------------|--------------|--------------|--------------|--------------|
| | 290 (143,33) | 330 (165,56) | 550 (287,78) | 650 (343,33) | 700 (371,11) |
| Isobutan | 1.59E+05 | | | | |
| Butan | | 2.48E+04 | | | |
| Heptan | | | 1.90E-05 | 3.47E-07 | 6.08E-08 |
| Cyklohexan | | | 2.03E-02 | 1.59E-04 | 1.92E-05 |
| Benzen | | | 3.10E+12 | 5.05E+08 | 1.13E+07 |
| Toluen | | | 4.78E+05 | 3.84E+02 | 1.72E+01 |
| Orthoxylen | | | 1.19E+02 | 2.80E-01 | 2.02E-02 |
| Ethylbenzen | | | 4.19E-01 | 1.12E-03 | 8.51E-05 |

| | |
|--------------|--|
| přijatelné | |
| mezní | |
| nepřijatelné | |

Tab. 2 ukazuje, že **benzen** je nejvíce teplotně stabilní a tím i vhodným kandidátem na pracovní látku. Po něm následuje díky svým vlastnostem **toluen**.

Pro „dvoufázový“ cyklus, kde rozsah teploty média je předpokládán mezi teplotami 300°F ($\approx 148,89^\circ\text{C}$) a 350°F ($\approx 176,67^\circ\text{C}$), je úspěšně používán **isobutan**, zejména pro geotermální cyklus. Tato zkušenost s isobutanem je spojená se srovnatelnou tepelnou stabilitou n-butanu, který je volbou pro pracovní látku „dvoufázového“ cyklu.

Výběr vhodné pracovní látky ORC výraznou měrou ovlivňuje účinnost cyklu, která je spojena s teplotou média na vstupu do turbíny. Teplota HTF je limitována buď hranicí 560°F ($\approx 293,33^\circ\text{C}$), nebo 735°F ($\approx 390,56^\circ\text{C}$). Dalším faktorem ovlivňující výslednou účinnost je využití vícestupňového cyklu s nebo bez rekuperace energie (viz tab. 3; zdroj [4]).

Tab. 3 Tepelná účinnost stupňovitých cyklů s a bez rekuperace

| | | Tepelná účinnost [%] | | | |
|-----------|--------------------------------|----------------------|-------|-------------------------|-------|
| | | stupňovitý | | stupňovitý s rekuperací | |
| | | brutto | netto | brutto | netto |
| 560°F HTF | vodní pára / butan | 27,1 | 22,4 | 29,2 | 24,1 |
| | benzen / butan | 27,3 | 21,6 | 30,1 | 23,9 |
| | toluen / butan | 26,4 | 21,3 | 29,2 | 23,6 |
| | cyklohexan / butan | 26,6 | 20,2 | 29,4 | 22,3 |
| | cyklohexan / Maloney-Robertson | 24,3 | 19,9 | 24,9 | 20,3 |

| | | | | | |
|-----------|---------------------------------|------|------|------|------|
| 735°F HTF | o-xylen / butan | 29,0 | 24,3 | 36,0 | 30,5 |
| | toluen / butan | 29,3 | 24,4 | 36,5 | 30,4 |
| | benzen / butan | 29,9 | 24,4 | 36,8 | 30,0 |
| | vodní pára / butan | 31,5 | 27,1 | 33,1 | 28,4 |
| | toluen / cyklohexan / butan | 32,7 | 25,9 | 36,2 | 27,5 |
| | vodní pára / cyklohexan / butan | 28,7 | 22,8 | 31,2 | 24,6 |

1.3.2 Výsledek srovnání cyklů

Jako alternativní pracovní látku pro první stupeň ORC v rámci solární elektrárny je doporučeno využít aromatických uhlovodíků s adekvátní teplotní stabilitou (benzen). Lehké uhlovodíky (butan) lze s výhodou použít pro druhý stupeň.

Nejvíce účinný solární ORC je regenerační s pracovními látkami **orthoxylen / butan** ve stupňovitém uspořádání s čistou účinností 30,5% a hrubou 36,0%. Nicméně při zvážení teplotní stability, vhodnosti a praktických zkušeností je doporučena volba kombinace **toluen / butan** jako pracovních látek. Tento cyklus nabízí vysokou tepelnou účinnost přes celý rozsah teplot HTF.

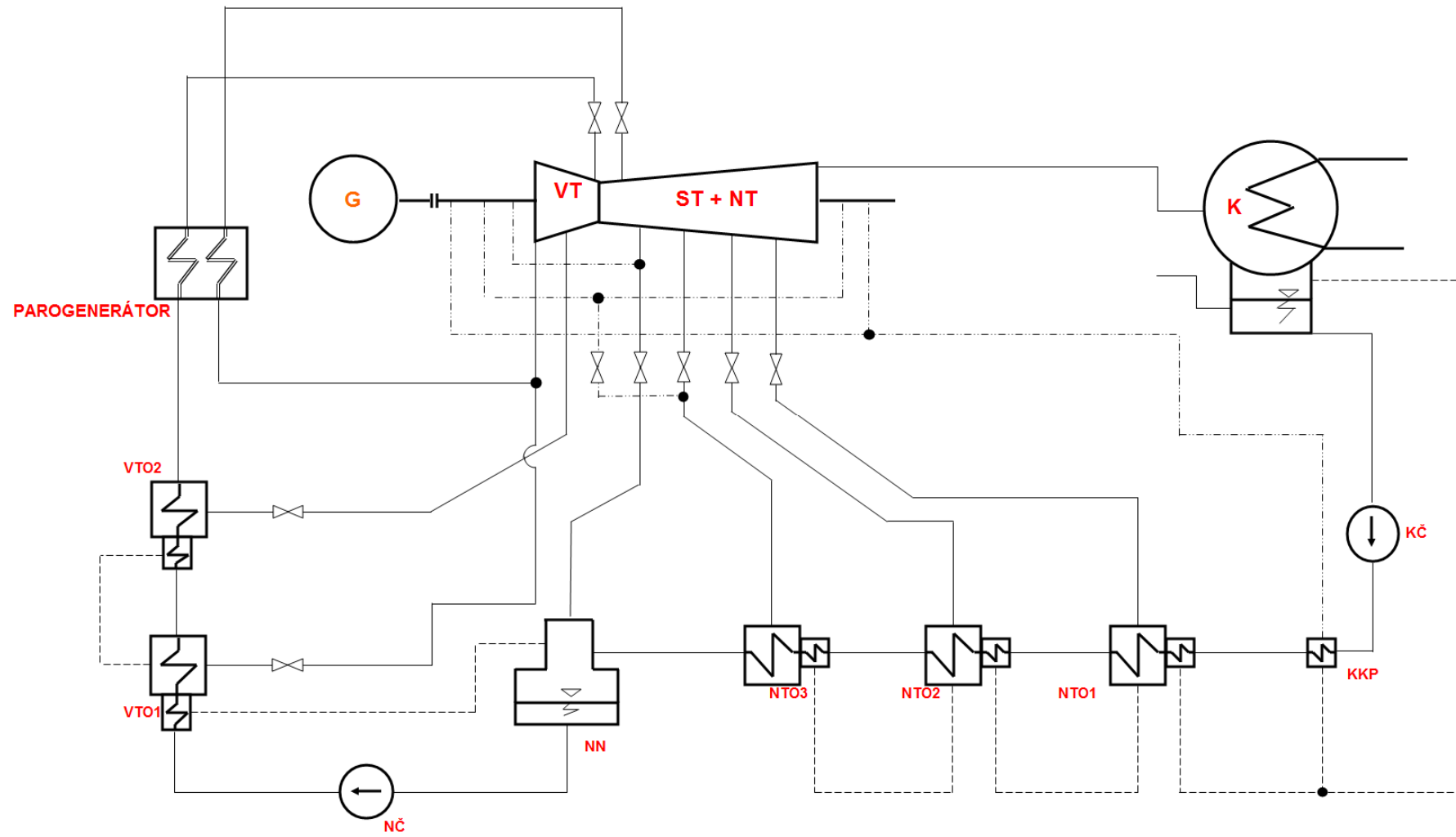
Nicméně nejlepší ORC, dokonce s využitím regenerace, má nižší účinnost než původní klasický parní cyklus. Ale s výhodou se využívá pro aplikace s nižším instalovaným výkonem (rozsah 1 ÷ 10 MW).

2 Návrh tepelného schéma oběhu T120 MW

Návrh tepelného schéma oběhu slouží k určení průtokového množství páry, které proudí jednotlivými částmi turbíny. Pro samotný postup výpočtu bylo třeba zvolit a dopočítat celou řadu veličin. Volené parametry byly vyčísleny na základě zaběhnutých a praxí stanovených pravidel (ŠKODA POWER A Doosan company), všeobecných termodynamických zákonitostí, vstupních parametrů a hodnot udávaných výrobcí příslušných zařízení (viz 2.1.2, 2.1.3). Potřebnými výpočty byly stanoveny veličiny, které v průběhu figurují v použitých vzorcích (viz 2.2, 2.3, 2.5, 2.6, 2.7).

Pro navýšení celkové účinnosti soustrojí je volen oběh s regenerací, která také přispívá ke snížení potřebného počtu stupňů a k relativnímu zmenšení průtočného kanálu. Regenerační ohřev je složen ze tří nízkotlakých ohříváků (NTO), jednoho odplyňováku (O), který je součástí napájecí nádrže (NN), a dvou vysokotlakých ohříváků (VTO). V návrhu regeneračních ohříváků je počítáno se zahrnutím podchlazovače výstupního kondenzátu. Srážec přehřátí v důsledku nižších parametrů odběrové páry nebylo nutné uvažovat. Energie vzniklého kondenzátu z odběrové (topné) páry je dále využita jeho kaskádováním. Tento způsob je relativně levný v porovnání s přečerpáváním, ale dochází zde k vyšším ztrátám (v případě velké tlakové difference). Toto uspořádání bylo voleno z hlediska daného instalovaného výkonu, navýšení účinnosti, ale svoji roli zde hrálo i ekonomické hledisko. Součástí regeneračního ohřevu jsou také dvě čerpadla, napájecí (NČ) a kondenzátní (KČ), u obou těchto zařízení se uvažuje jejich přispění k ohřátí protékající vody vlivem jejich práce (viz 2.6).

Všechny energetické rovnice a bilance energií jsou uvedeny v poměrných množstvích, které jsou poté zpětně přepočteny. Využito bylo Zákona zachování energie. K určení parametrů vody a vodní páry byl využit doplněk IF97 (Elektronické tabulky vody a vodní páry – X-Steam) k programu Microsoft Excel.



Obr. 3 Návrh tepelného schématu oběhu T120MW

2.1 Vstupní parametry pro výpočet

2.1.1 Zadané parametry

Parametry admisní páry, sloužící jako vstupní hodnoty veličin do výpočtu tepelného schéma, jsou chápány jako hodnoty dané v místě příruby na vstupu do ventilů turbíny. Mezi přírubou a 1. stupněm VT dílu dochází ke ztrátám na hlavní uzavírací armatuře (RZV) a RV.

| | |
|----------------------------|---------------------------------|
| nominální elektrický výkon | $P_e = 120 \text{ MW}$ |
| tlak admisní páry | $p_A = 90 \text{ bar}$ |
| teplota admisní páry | $t_A = 383 \text{ °C}$ |
| teplota přihřáté páry | $t_r = 383 \text{ °C}$ |
| teplota odplynění | $t_o \approx 180 \text{ °C}$ |
| teplota napájecí vody | $t_{nv} \approx 245 \text{ °C}$ |
| teplota chladicí vody | $t_{v1} = 30 \text{ °C}$ |
| otáčky turbíny | $n = 3000 \text{ 1/min}$ |

2.1.2 Zvolené parametry

| | |
|--|------------------------------------|
| tlak za VT dílem | $p_2 = 21,86 \text{ bar}$ |
| ohřátí chladicí vody v kondenzátoru (K) | $\Delta t_K = 10 \text{ °C}$ |
| koncový teplotní rozdíl v K | $\delta t_K = 3 \text{ °C}$ |
| absolutní rychlost páry v hrdle K | $c_{HK} = 50 \text{ m/s}$ |
| ztrátový součinitel v hrdle K | $\zeta = 0,05$ |
| měrná tepelná kapacita vody | $c_p = 4,187 \text{ kJ/kg.K}$ |
| koncový rozdíl teplot v NTO2 a NTO3 | $\delta t_{NTO2,3} = 3 \text{ °C}$ |
| koncový rozdíl teplot v NTO1 | $\delta t_{NTO1} = 5 \text{ °C}$ |
| koncový rozdíl teplot ve VTO | $\delta t_{VTO} = 2 \text{ °C}$ |
| ohřátí napájecí vody v KKP | $\Delta t_{KKP} = 0,5 \text{ °C}$ |
| koncový rozdíl teplot v podchlazovači kondenzátu | $\delta t_p = 10 \text{ °C}$ |
| množství dodatečné vody (DV) | $y_D = 0,03$ |
| teplota DV | $t_D = 30 \text{ °C}$ |

Volené termodynamické účinnosti

| | |
|---------------------------------|-------------------------|
| účinnost VT dílu | $\eta_{VT} = 85 \%$ |
| účinnost ST-NT dílu | $\eta_{ST-NT} = 88 \%$ |
| účinnost napájecího čerpadla | $\eta_{NČ} = 75 \%$ |
| účinnost kondenzátního čerpadla | $\eta_{KČ} = 75 \%$ |
| účinnost generátoru | $\eta_G = 98,5 \%$ |
| mechanická účinnost | $\eta_{mech} = 99,5 \%$ |
| účinnost VTO | $\eta_{VTO} = 98 \%$ |
| účinnost NTO | $\eta_{NTO} = 99 \%$ |
| účinnost odplyňováku (NN) | $\eta_o = 98 \%$ |

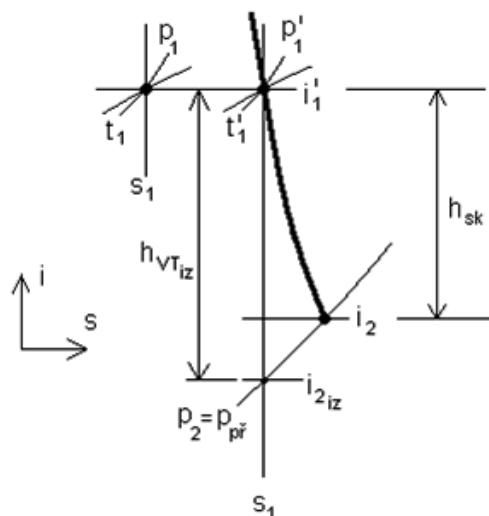
Volba velikostí jednotlivých termodynamických účinností byla provedena jednak dle hodnot udávaných výrobcem daného zařízení, ale také dle provozních zkušeností s použitím v praxi.

2.1.3 Volené tlakové ztráty

| | |
|--|------------------------|
| tlaková ztráta RZV a RV | $\zeta_{RV} = 3 \%$ |
| tlaková ztráta ZV | $\zeta_{ZV} = 1,5 \%$ |
| tlaková ztráta přehřívání | $\zeta_{př} = 10 \%$ |
| tlaková ztráta parogenerátoru | $\zeta_p = 22 \%$ |
| tlaková ztráta ohříváků | $\zeta_{oh} = 2 \%$ |
| tlaková ztráta přiváděcího potrubí do ohříváků | $\zeta_{pp} = 4,5 \%$ |
| tlaková ztráta přiváděcího potrubí do odplynováku (NN) | $\zeta_{pNN} = 10 \%$ |
| tlaková ztráta v hrdle kondenzátoru | $\zeta_{HK} = 0,05 \%$ |

Volba provedena na stejném principu jako v případě termodynamických účinností, jen tlaková ztráta parogenerátoru ζ_p byla dopočtena orientačním výpočtem, do kterého vstupují hodnoty, které byly převzaty z funkčních zařízení daného typu (viz 1.1).

2.2 Určení parametrů na vstupu a výstupu VT dílu



Obr. 4 Průběh expanze ve VT dílu; zdroj [17]

2.2.1 Parametry páry na vstupu do VT dílu

Při vstupu admisní páry do turbíny vzniká tlaková ztráta způsobená průchodem páry skrz rychlozávěrné (RZV) a regulační (RV) ventily, které se nacházejí mezi hlavní připojovací přírubou a tělesem VT dílu. Jev, který nastává v těchto ventilech, je označován jako škrcení, při kterém entalpie média $i = \text{konst.}$

$$\begin{aligned}p_1 &= p_A = 90 \text{ bar} \\t_1 &= 383 \text{ }^\circ\text{C} \\i_1(p_1, t_1) &= 3067,42 \text{ kJ / kg} \\s_1(p_1, t_1) &= 6,21024 \text{ kJ / kg.K}\end{aligned}$$

Kde

p_1 ... tlak admisní páry na výstupu z parogenerátoru (P) [bar],
 t_1 ... teplota admisní páry na výstupu z P [°C],
 i_1 ... entalpie admisní páry na výstupu z P [kJ/kg],
 s_1 ... entropie admisní páry na výstupu z P [kJ/kg.K].

Parametry na vstupu do VT dílu po škrcení v RZV a RV před vstupem do VT dílu jsou:

$$\begin{aligned}p_1' &= p_1 \cdot 0,97 \\p_1' &= 90 \cdot 0,97 = 87,30 \text{ bar} \\t_1'(p_1', i_1) &= 380,92 \text{ }^\circ\text{C} \\s_1(p_1', i_1) &= 6,22223 \text{ kJ / kg.K}\end{aligned}$$

Kde

p_1' ... tlak admisní páry na vstupu do VT dílu [bar],
 t_1' ... teplota admisní páry na vstupu do VT dílu [°C],
 s_1' ... entropie admisní páry na vstupu do VT dílu [kJ/kg.K].

2.2.2 Parametry páry na výstupu z VT dílu

Po izoentropické expanzi platí:

$$\begin{aligned}p_2 &= 21,8589 \text{ bar} \\i_{2iz}(p_2, s_1' = s_{2iz}) &= 2758,87 \text{ kJ / kg} \\t_{2iz}(p_2, i_{2iz}) &= 216,92 \text{ kJ / kg} \\h_{VT_{iz}} &= i_1 - i_{2iz} \\h_{VT_{iz}} &= 3067,42 - 2758,87 = 308,55 \text{ kJ / kg}\end{aligned}$$

Kde

p_2 ... tlak páry na výstupu z VT dílu při izoentropické expanzi [bar],
 i_{2iz} ... entalpie páry na výstupu z VT dílu při izoentropické expanzi [kJ/kg],
 t_{2iz} ... teplota páry na výstupu z VT dílu při izoentropické expanzi [°C],
 $h_{VT_{iz}}$... entalpický spád ve VT dílu při izoentropické expanzi [kJ/kg.K].

Tlak na výstupu z VT dílu p_2 byl přizpůsoben požadavku na ohřátí ve VTO1, které bylo stanoveno výpočtem (viz 2.7.1.2) na základě znalosti teploty napájecí vody (viz 2.1.1).

Pro skutečnou expanzi platí:

$$\begin{aligned}h_{VT_{sk}} &= h_{VT_{iz}} \cdot \eta_{VT} \\h_{VT_{sk}} &= 308,55 \cdot 0,85 = 262,27 \text{ kJ / kg}\end{aligned}$$

$$i_2 = i_1 - h_{VT_sk}$$

$$i_2 = 3067,42 - 262,27 = 2805,15 \text{ kJ / kg}$$

$$t_2(p_2, i_2) = 218,49 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$s_2(p_2, i_2) = 6,31665 \text{ kJ / kg} \cdot \text{K}$$

Kde

h_{VT_sk} ... entalpický spád ve VT dílu při skutečné expanzi [kJ/kg],
 i_2 ... entalpie páry na výstupu z VT dílu při skutečné expanzi [kJ/kg],
 t_2 ... teplota páry na výstupu z VT dílu při skutečné expanzi [°C],
 s_2 ... entropie páry na výstupu z VT dílu při skutečné expanzi [kJ/kg.K].

Z důvodu rozhodnutí, zda je potřeba či ne, zařadit do oběhu separátor páry, který odvádí vzniklou vlhkost, se analyzuje suchost páry x na výstupu z VT dílu.

$$x = \frac{s_2' - s_2''}{s_2' - s_2''}, \quad (2.1)$$

Kde

s_2' ... entropie syté kapaliny při parametrech na výstupu z VT dílu [kJ/kg.K],
 s_2'' ... entropie syté páry při parametrech na výstupu z VT dílu [kJ/kg.K].

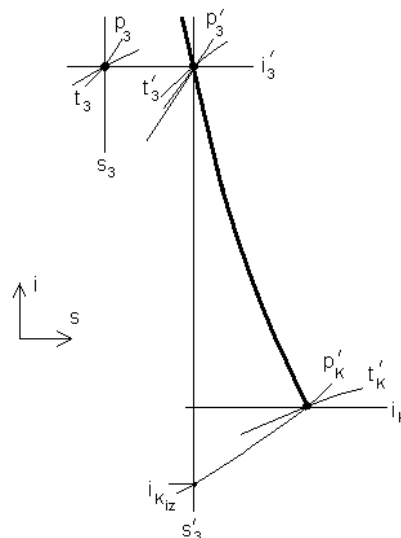
$$s_2'(p_2) = 2,48927 \text{ kJ / kg} \cdot \text{K}$$

$$s_2''(p_2) = 6,30634 \text{ kJ / kg} \cdot \text{K}$$

$$x = \frac{6,31665 - 2,48927}{6,30634 - 2,48927} = 1,003$$

Výpočtem bylo stanoveno, že se nacházíme stále v oblasti přehřáté páry, proto není třeba začlenit do návrhu tepelného oběhu separátor páry, který by případnou vlhkost odseparoval.

2.3 Výpočet parametrů na vstupu a výstupu ST-NT dílu



Obr. 5 Průběh expanze v ST-NT dílu; zdroj [17]

2.3.1 Parametry páry na vstupu do ST-NT dílu

Pára po přehřátí v parogenerátoru na teplotu 383°C vstupuje do ST-NT dílu. V úvahu je brána tlaková ztráta v přehříváku $\zeta_{př}$. Parametry jsou vypočteny na základě těchto vztahů:

$$\begin{aligned}p_3 &= p_2 \cdot (1 - \zeta_{př}) \\p_3 &= 21,8589 \cdot (1 - 0,1) = 19,6730 \text{ bar} \\t_3 &= 383 \text{ °C} \\i_3(p_3, t_3) &= 3211,36 \text{ kJ / kg} \\s_3(p_3, t_3) &= 7,08089 \text{ kJ / kg} \cdot \text{K}\end{aligned}$$

Kde

p_3 ... tlak přehřáté páry na vstupu do ST-NT dílu před závěrným ventilem (ZV) [Pa],
 t_3 ... teplota přehřáté páry na vstupu do ST-NT dílu před ZV [°C],
 i_3 ... entalpie přehřáté páry na vstupu do ST-NT dílu před ZV [kJ/kg],
 s_3 ... entropie přehřáté páry na vstupu do ST-NT dílu před ZV [kJ/kg.K].

Parametry na vstupu do ST-NT dílu po škrzení v závěrných ventilech jsou:

$$\begin{aligned}p_3' &= p_3 \cdot (1 - \zeta_{ZV}) \\p_3' &= 19,6730 \cdot (1 - 0,015) = 19,37791 \text{ bar} \\t_3'(p_3', i_3) &= 382,76 \text{ °C} \\s_3'(p_3', i_3) &= 7,08767 \text{ kJ / kg} \cdot \text{K}\end{aligned}$$

Kde

p_3' ... tlak přehřáté páry na vstupu do ST-NT dílu za ZV [Pa],
 t_3' ... teplota přehřáté páry na vstupu do ST-NT dílu za ZV [°C],
 s_3' ... entropie přehřáté páry na vstupu do ST-NT dílu za ZV [kJ/kg.K].

2.3.2 Parametry páry na výstupu z ST-NT dílu

$$\Delta p = p_K \cdot \zeta_{HK} \cdot \left(\frac{c_{HK}}{100} \right)^2, \quad (2.2)$$

Kde

Δp ... tlakový spád mezi výstupem z ST-NT dílu a tlakem v kondenzátoru [bar].

$$\Delta p = 0,0865 \cdot 10^5 \cdot 0,05 \cdot \left(\frac{50}{100} \right)^2 = 108,125 \text{ Pa} = 0,00108 \text{ bar}$$

Pro izoentropickou expanzi platí:

$$\begin{aligned}p_4 &= p_K' = p_K + \Delta p_K \\p_4 &= 0,08650 + 0,00108 = 0,0876 \text{ bar} \\i_{4iz}(p_4, s_3') &= 2228,81 \text{ kJ / kg} \\h_{ST-NT_{iz}} &= i_3 - i_{4iz} \\h_{ST-NT_{iz}} &= 3211,36 - 2228,81 = 982,55 \text{ kJ / kg}\end{aligned}$$

Kde

$p_4 = p_K'$... tlak páry na výstupu z ST-NT dílu [Pa],

i_{4iz} ... entalpie páry na výstupu z ST-NT dílu při izoentropické expanzi [kJ/kg],

$h_{ST-NT_{iz}}$... entalpický spád na výstupu z ST-NT dílu při izoentrop. expanzi [kJ/kg].

Pro skutečnou expanzi platí:

$$h_{ST-NT_{sk}} = h_{ST-NT_{iz}} \cdot \eta_{ST-NT}$$

$$h_{ST-NT_{sk}} = 982,55 \cdot 0,88 = 864,64 \text{ kJ / kg}$$

$$i_4 = i_K' = i_3 - h_{ST-NT_{sk}}$$

$$i_4 = 3211,36 - 864,64 = 2346,72 \text{ kJ / kg}$$

$$t_4(p_4, i_4) = t_K' = 43,24 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$s_4(p_4, i_4) = 7,46033 \text{ kJ / kg} \cdot \text{K}$$

Kde

$h_{ST-NT_{sk}}$... entalpický spád na výstupu z ST-NT dílu při skutečné expanzi [kJ/kg],

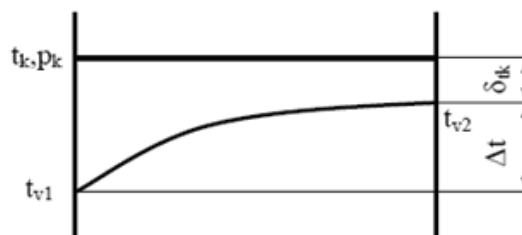
$i_4 = i_K'$... entalpie páry na výstupu z ST-NT dílu při skutečné expanzi [kJ/kg],

$t_4 = t_K'$... teplota páry na výstupu z ST-NT dílu při skutečné expanzi [°C],

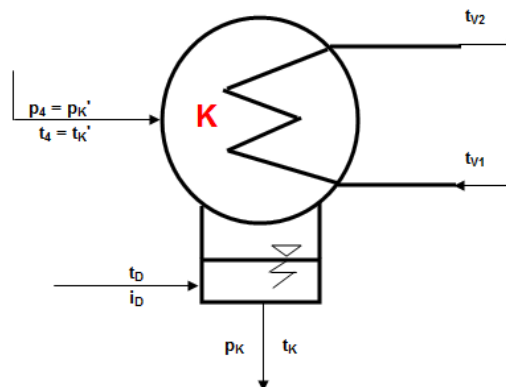
s_4 ... entropie páry na výstupu z ST-NT dílu při skutečné expanzi [kJ/kg.K].

2.4 Výpočet parametrů kondenzátoru

Pára vystupující z ST-NT dílu proudí do axiálně umístěného kondenzátoru, kde předá její zbytkové teplo chladicí vodě, která proudí v přímých trubkách tohoto zařízení. Kondenzace výstupní páry probíhá při konstantním tlaku p_K a teplotě t_K (viz obr. 6). Výpočet vychází z parametrů t_{v1} , Δt_K a δt_K .



Obr. 6 Průběh kondenzace páry a ohřev CHV v kondenzátoru; zdroj [15]



Obr. 7 Vstupní a výstupní veličiny v kondenzátoru

$$\begin{aligned}t_K &= t_{vl} + \Delta t_K + \delta t_K \\t_K &= 30 + 10 + 3 = 43 \text{ }^\circ\text{C} \\p_K(t_K) &= 0,0865 \text{ bar} \\i_K(t_K, p_K) &= 180,08 \text{ kJ/kg} \\s_K(t_K, p_K) &= 0,61227 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}\end{aligned}$$

Z důvodu netěsností, jak na parní, ale i vodní straně kondenzátoru, je zajištěn přívod dodatkové vody o poměrném množství $y_D = 3 \%$ z celkového množství napájecí vody o teplotě $t_D = 30 \text{ }^\circ\text{C}$.

$$\begin{aligned}i_D &= c_p \cdot t_D \\i_D &= 4,187 \cdot 30 = 125,61 \text{ kJ/kg}\end{aligned}$$

Kde

t_K ... teplota zkondenzované páry (kondenzátu) na výstupu z kondenzátoru (K) [$^\circ\text{C}$],
 p_K ... tlak zkondenzované páry (kondenzátu) na výstupu z K [bar],
 i_K ... entalpie zkondenzované páry (kondenzátu) na výstupu z K [kJ/kg],
 s_K ... entropie zkondenzované páry (kondenzátu) na výstupu z K [kJ/kg.K],
 i_D ... entalpie dodatkové vody – dopuštěna na vodní straně K [kJ/kg].

2.5 Výpočet základních parametrů odplyňováku

Odplyňovák je součástí napájecí nádrže. Jeho funkcí je odstranit vzduch obsažený v kondenzátu, jehož přítomnost je nežádoucí především z důvodu koroze jednotlivých komponent zařízení oběhu a navýšení práce napájecího čerpadla.

$$\begin{aligned}t_o &= 180 \text{ }^\circ\text{C} \\p_o(t_o) &= 10,0263 \text{ bar} \\i_o'(p_o, t_o) &= 763,19 \text{ kJ/kg} \\s_o'(p_o, t_o) &= 2,13954 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}\end{aligned}$$

Kde

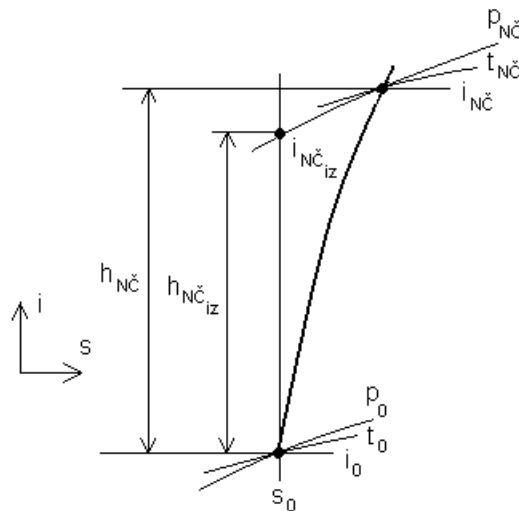
p_o ... tlak napájecí vody (NV) na výstupu z napájecí nádrže (NN) [bar],
 i_o' ... entalpie NV na mezi sytosti na výstupu z NN [kJ/kg],
 s_o' ... entropie NV na mezi sytosti na výstupu z NN [kJ/kg.K].

2.6 Výpočet parametrů čerpadel

2.6.1 Parametry napájecího čerpadla

Úkolem NČ je dopravit napájecí vodu přes vysokotlakou část regenerace až k parogenerátoru, navýšit tlak NV (doposud dán kondenzátním čerpadlem) až na hodnotu, která zajišťuje požadovaný tlak admisní páry na výstupu z parogenerátoru. Výstupní tlak musí být navýšen o ztráty, ke kterým dochází průchodem skrz teplosměnnou plochu parogenerátoru.

Tlaková ztráta všech ohříváků (NTO, VTO) je volena na hodnotu 2% a ztráta parogenerátoru na 22%.



Obr. 8 Průběh komprese v napájecím čerpadle; zdroj [17]

$$p_{NČ} = p_A \cdot (1 + \zeta_{kotle} + 2 \zeta_{oh})$$

$$p_{NČ} = 90 \cdot (1 + 0,22 + 2 \cdot 0,02) = 113,40 \text{ bar}$$

$$i_{NČ_iz}(p_{NČ}, s_0) = 774,81 \text{ kJ / kg}$$

$$h_{NČ_iz} = i_{NČ_iz} - i_o'$$

$$h_{NČ_iz} = 774,81 - 763,19 = 11,62 \text{ kJ / kg}$$

$$h_{NČ_sk} = \frac{h_{NČ_iz}}{\eta_{NČ}}$$

$$h_{NČ_sk} = \frac{11,62}{0,75} = 15,49 \text{ kJ / kg}$$

$$i_{NČ} = i_o' + h_{NČ_sk}$$

$$i_{NČ} = 763,19 + 15,49 = 778,68 \text{ kJ / kg}$$

$$t_{NČ}(p_{NČ}, i_{NČ}) = 182,33 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{NČ} = t_{NČ} - t_o$$

$$\Delta t_{NČ} = 182,33 - 180 = 2,33 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Kde

$p_{NČ}$... tlak napájecí vody (NV) vyvozen prací napájecího čerpadla (NČ) [bar],

$i_{NČ_iz}$... entalpie NV za NČ při izentropické kompresi [kJ/kg],

$h_{NČ_iz}$... entalpický spád NV v NČ při izentropické kompresi [kJ/kg],

$h_{NČ_sk}$... entalpický spád NV v NČ při polytropické kompresi [kJ/kg],

$i_{NČ}$... skutečná entalpie NV za NČ [kJ/kg],

$t_{NČ}$... skutečná teplota NV za NČ [°C],

$\Delta t_{NČ}$... ohřátí NV při kompresi v NČ [°C].

2.6.2 Parametry kondenzátního čerpadla

Úkolem KČ je dopravit kondenzát napájecí vody od kondenzátoru přes KKP, NT-část regenerace až k odplyňováku, napájecí nádrži, navýšit tlak kondenzátu oproti tlaku v kondenzátoru (hluboké vakuum) na hodnotu přibližně 10 bar. Důvodem zvýšení je možné přisávání vzduchu netěsnostmi a snížení namáhání potrubních tras kondenzátu. Pro určení výstupního tlaku na výtlaku čerpadla je nutná znalost tlakových ztrát potrubí, které musí být pokryty. Kondenzátní čerpadlo také přispívá k nepatrnému ohřevu kondenzátu, tento ohřev je reprezentován veličinou $\Delta t_{KČ}$. Odplyňovák je uvažován jako rovnocenný ohřívák, proto mu přísluší i volená hodnota tlakové ztráty ζ_{OH} .

$$p_{KČ} = p_o \cdot (1 + 4 \zeta_{oh})$$

$$p_{KČ} = 10,0263 \cdot (1 + 4 \cdot 0,02) = 10,8285 \text{ bar}$$

$$i_{KČ_iz}(p_{KČ}, s_K) = 181,16 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{KČ_iz} = i_{KČ_iz} - i_K$$

$$h_{KČ_iz} = 181,16 - 180,08 = 1,08 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{KČ_sk} = \frac{h_{KČ_iz}}{\eta_{NČ}}$$

$$h_{KČ_sk} = \frac{1,08}{0,75} = 1,44 \text{ kJ/kg}$$

$$i_{KČ} = i_K + h_{KČ_sk}$$

$$i_{KČ} = 180,08 + 1,44 = 181,52 \text{ kJ/kg}$$

$$t_{KČ}(p_{KČ}, i_{KČ}) = 43,12 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{KČ} = t_{KČ} - t_K$$

$$\Delta t_{KČ} = 43,12 - 43 = 0,12 \text{ }^\circ\text{C}$$

Kde

- $p_{KČ}$... tlak kondenzátu vyvozen prací kondenzátního čerpadla (KČ) [bar],
- $i_{KČ_iz}$... entalpie kondenzátu za KČ při izoentropické kompresi [kJ/kg],
- $h_{KČ_iz}$... entalpický spád kondenzátu v KČ při izoentropické kompresi [kJ/kg],
- $h_{KČ_sk}$... entalpický spád kondenzátu v KČ při polytropické kompresi [kJ/kg],
- $i_{KČ}$... skutečná entalpie kondenzátu za KČ [kJ/kg],
- $t_{KČ}$... skutečná teplota kondenzátu za KČ [°C],
- $\Delta t_{KČ}$... ohřátí kondenzátu při kompresi v KČ [°C].

2.7 Návrh a výpočet ohříváků

Funkcí ohříváku NT-regenerace je ohřátí kondenzátu proudícího z K na teplotu t_o , v části VT-regenerace na teplotu t_{NV} . Tímto regeneračním ohřevem je navýšena tepelná účinnost cyklu a tím i termodynamická účinnost T. Soustava ohříváků je rozdělena na dva úseky:

1. vysokotlaký úsek ... VTO2 – VTO1 – O
2. nízkotlaký úsek ... O – NTO3 – NTO2 – NTO1 – KKP – K

Velikost ohřátí v jednotlivých ohřívácích je určen pomocí vztahu pro poměrné absolutní teploty před a za daným typem tohoto výměníku.

$$m = \sqrt[2]{\frac{T_{NV}}{T_{NČ}}}, \quad (2.3)$$

Kde

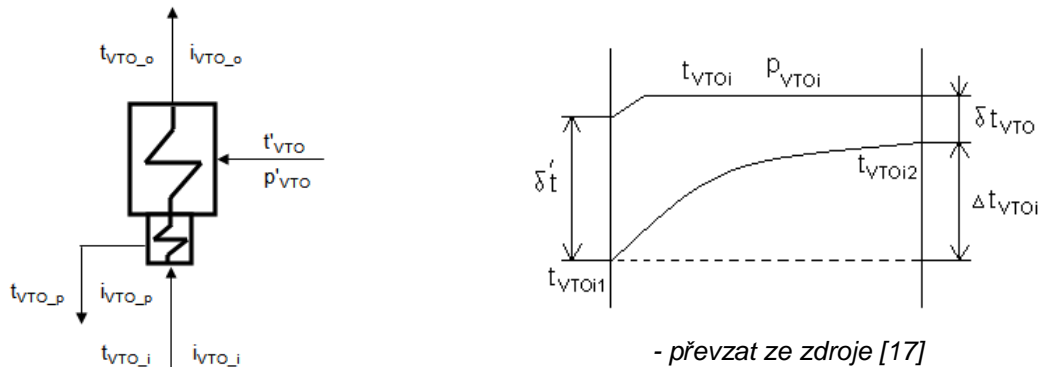
T_{NV} ... absolutní teplota napájecí vody (NV) – dána zadáním [K],

$T_{NČ}$... absolutní teplota NV za napájecím čerpadlem [K],

z ... počet ohříváků daného typu [-].

2.7.1 Výpočet vysokotlakých ohříváků

Obecnou funkcí VTO je předání kondenzačního tepla odběrové (topné) páry napájecí vodě (viz obr. 9). Zkondenzovaná pára proudí do podchlazovače kondenzátu, který je přítomný z důvodu navýšení účinnosti.



Obr. 9 Schéma VTO (vstupy a výstupy) a průběhy teplot

$$m_{VTO} = \sqrt[2]{\frac{T_{NV}}{T_{NČ}}}$$

$$m_{VTO} = \sqrt[2]{\frac{245 + 273,15}{182,33 + 273,15}} = 1,06660$$

$$t_{VTO1_výst} = m_{VTO} \cdot T_{NČ} - 273,15, \quad (2.4)$$

Kde

$t_{VTO1_výst}$... teplota napájecí vody na výstupu z VTO1 [°C].

$$t_{VTO1_výst} = 1,06660 \cdot (182,33 + 273,15) - 273,15 = 212,66 \text{ °C}$$

Tab. 4 Průběh teplot v úseku VTO2 - VTO1 - NČ – NN

| úsek | ← | VTO2 | ← | VTO1 | ← | NČ | NN |
|----------------------|----------|-------------------|------------------|-------------------|----------|-----------------|-------|
| označení teploty | t_{NV} | Δt_{VTO2} | $t_{VTO1_výst}$ | Δt_{VTO1} | $t_{NČ}$ | $\Delta t_{NČ}$ | t_o |
| číselná hodnota [°C] | 245 | 32,34 | 212,66 | 30,34 | 182,33 | 2,33 | 180 |

$$P_{VTO1_výst} = P_{NČ} - P_A \cdot \zeta_{oh} , \quad (2.5)$$

$$P_{VTO2_výst} = P_{NČ} - P_A \cdot 2 \cdot \zeta_{oh} , \quad (2.6)$$

Kde

$P_{VTO1_výst}$... tlak napájecí vody (NV) na výstupu z VTO1 [bar],

$P_{VTO2_výst}$... tlak NV na výstupu z VTO2 [bar],

$P_{NČ}$... tlak NV na výstupu z napájecího čerpadla [bar].

$$P_{VTO1_výst} = 113,40 - 90 \cdot 0,02 = 111,60 \text{ bar}$$

$$P_{VTO2_výst} = 113,40 - 90 \cdot 2 \cdot 0,02 = 109,80 \text{ bar}$$

2.7.1.1 Parametry VTO2

Odběr pro VTO2 je vyveden jako neregulovaný za 4. stupněm VT dílu. Srážec přehřátí není potřeba uvažovat z důvodu malého přehřátí páry v odběru, které nepřevyšuje hodnotu 120°C, která je limitní.

$$t_{VTO2s} = t_{VTO2_výst} + \delta t_{VTO}$$

$$t_{VTO2s} = 245 + 2 = 247 \text{ °C}$$

$$P_{VTO2s}(t_{VTO2s}) = 37,7838 \text{ bar}$$

$$P_{VTO2_od} = P_{VTO2s} \cdot (1 + \zeta_{pp})$$

$$P_{VTO2_od} = 37,7838 \cdot (1 + 0,045) = 39,4841 \text{ bar}$$

$$i_{VTO2_iz}(P_{VTO2_od}, s_1') = 2879,61 \text{ kJ / kg}$$

$$h_{VTO2_iz} = i_1 - i_{VTO2_iz}$$

$$h_{VTO2_iz} = 3067,42 - 2879,61 = 187,81 \text{ kJ / kg}$$

$$h_{VTO2_sk} = h_{VTO2_iz} \cdot \eta_{VT}$$

$$h_{VTO2_sk} = 187,81 \cdot 0,85 = 159,64 \text{ kJ / kg}$$

$$i_{VTO2_od} = i_1 - h_{VTO2_sk}$$

$$i_{VTO2_od} = 3067,42 - 159,64 = 2907,78 \text{ kJ / kg}$$

$$t_{VTO2_od}(P_{VTO2_od}, i_{VTO2_od}) = 280,90 \text{ °C}$$

$$t_{VTO2_vst}(P_{VTO2s}, i_{VTO2_od}) = 278,59 \text{ °C}$$

$$t_{VTO2_p} = t_{VTO1_výst} + \delta t_p$$

$$t_{VTO2_p} = 212,66 + 10 = 222,66 \text{ °C}$$

$$i_{VTO2_p} = c_p \cdot t_{VTO2_p}$$

$$i_{VTO2_p} = 4,187 \cdot 222,66 = 932,30 \text{ kJ / kg}$$

$$\begin{aligned}i_{VTO2_vst} &= c_p \cdot t_{VTO1_výst} \\i_{VTO2_vst} &= 4,187 \cdot 212,66 = 890,43 \text{ kJ / kg} \\i_{VTO2_výst} &= c_p \cdot t_{NV} \\i_{VTO2_výst} &= 4,187 \cdot 245 = 1025,82 \text{ kJ / kg}\end{aligned}$$

Kde

t_{VTO2s} ... teplota odběrové páry na mezi sytosti ve VTO2 [°C],
 p_{VTO2s} ... tlak odběrové páry na mezi sytosti na vstupu do VTO2 [bar],
 p_{VTO2_od} ... tlak odběrové páry pro VTO2 na výstupu z odběru [bar],
 i_{VTO2_iz} ... entalpie odběrové páry pro VTO2 při izoentropické expanzi [kJ/kg],
 h_{VTO2_iz} ... entalpický spád v odběru pro VTO2 při izoentropické expanzi [kJ/kg],
 h_{VTO2_sk} ... skutečný entalpický spád v odběru pro VTO2 [kJ/kg],
 i_{VTO2_od} ... entalpie odběrové páry pro VTO2 na výstupu z odběru [kJ/kg],
 t_{VTO2_od} ... teplota odběrové páry pro VTO2 na výstupu z odběru [°C],
 t_{VTO2_vst} ... teplota odběrové páry na vstupu do VTO2 [°C],
 t_{VTO2_p} ... teplota kondenzátu odběrové páry za podchlazovačem VTO2 [°C],
 i_{VTO2_p} ... entalpie kondenzátu odběrové páry za podchlazovačem VTO2 [kJ/kg],
 i_{VTO2_vst} ... entalpie napájecí vody (NV) na vstupu do VTO2 [kJ/kg],
 $i_{VTO2_výst}$... entalpie NV na výstupu z VTO2 [kJ/kg].

2.7.1.2 Parametry VTO1

Odběr pro VTO1 je napojen na výstupní potrubí z VT dílu , proto parametry páry v místě odběru jsou shodné s parametry páry na vstupu do přihříváku umístěného v parogenerátoru. Srážecí přehřátí není uvažován tak jako u VTO2.

$$\begin{aligned}t_{VTO1s} &= t_{VTO1_výst} + \delta t_{VTO} \\t_{VTO1s} &= 212,66 + 2 = 214,66 \text{ °C} \\p_{VTO1s}(t_{VTO1s}) &= 20,9176 \text{ bar} \\p_{VTO1_od} &= p_{VTO1s} \cdot (1 + \zeta_{pp}) \\p_{VTO1_od} &= 20,9176 \cdot (1 + 0,045) = 21,8589 \text{ bar} \\i_{VTO1_od} &= i_2 \\i_{VTO1_od} &= 2805,15 \text{ kJ / kg} \\t_{VTO1_od} &= t_2 = 218,49 \text{ °C} \\t_{VTO1_vst}(p_{VTO1s}, i_{VTO1_od}) &= 216,50 \text{ °C} \\t_{VTO1p} &= t_{NČ} + \delta t_p \\t_{VTO1p} &= 182,33 + 10 = 192,33 \text{ °C} \\i_{VTO1p} &= c_p \cdot t_{VTO1p} \\i_{VTO1p} &= 4,187 \cdot 192,33 = 805,28 \text{ kJ / kg}\end{aligned}$$

$$i_{VTO1_vst} = c_p \cdot t_{NČ}$$

$$i_{VTO1_vst} = 4,187 \cdot 182,33 = 763,41 \text{ kJ / kg}$$

$$i_{VTO1_výst} = c_p \cdot t_{VTO1_výst}$$

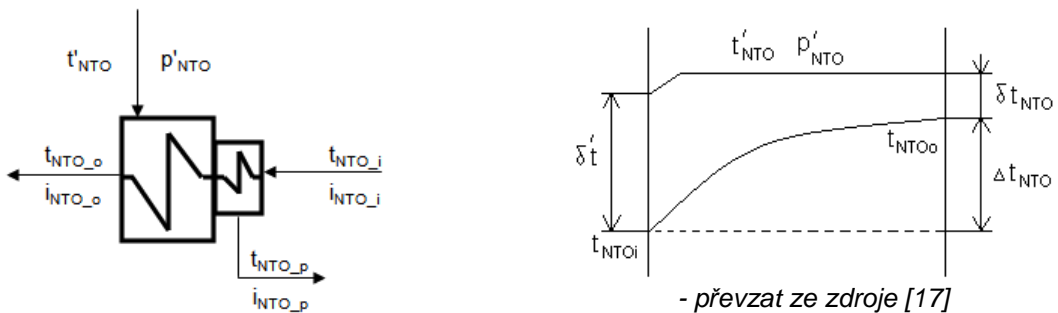
$$i_{VTO1_výst} = 4,187 \cdot 212,66 = 890,43 \text{ kJ / kg}$$

Popis jednotlivých veličiny je analogický k výpočtu parametrů VTO2.

Tab. 5 Souhrn vypočtených parametrů VTO

| | veličiny | VTO2 | VTO1 |
|------------------------|-----------|---------|---------|
| napájecí voda - vstup | t [°C] | 212,66 | 182,33 |
| | p [bar] | 111,60 | 113,40 |
| | i [kJ/kg] | 890,43 | 763,41 |
| napájecí voda - výstup | t [°C] | 245,00 | 212,66 |
| | p [bar] | 109,80 | 111,60 |
| | i [kJ/kg] | 1025,82 | 890,43 |
| pára - vstup | t [°C] | 278,59 | 216,50 |
| | p [bar] | 37,78 | 20,92 |
| | i [kJ/kg] | 2907,78 | 2805,15 |
| pára - odběr | t [°C] | 280,90 | 218,49 |
| | p [bar] | 39,48 | 21,86 |
| | i [kJ/kg] | 2907,78 | 2805,15 |
| kondenzát - výstup | t [°C] | 222,66 | 192,33 |
| | i [kJ/kg] | 932,30 | 805,28 |

2.7.2 Výpočet nízkotlakých ohříváků



Obr. 10 Schéma NTO (vstupy a výstupy) a průběhy teplot

$$t_{KKP} = t_{KČ} + \Delta t_{KKP} , \quad (2.7)$$

Kde

t_{KKP} ... teplota kondenzátu na výstupu z kondezátoru komínkových par (KKP) [K],

$t_{KČ}$... teplota na výstupu z kondenzátního čerpadla [K],

Δt_{KKP} ... ohřátí kondenzátu v KKP - dáno zadáním [K].

$$t_{KKP} = 43,12 + 0,5 = 43,62 \text{ °C}$$

Ohřátí v jednotlivých ohřívácích NT-regenerace není voleno rovnoměrné, tak jako u VT (viz 2.7.1), jeho velikosti se odvíjí od počátečního „nástřelu“ vyložení ST-NT dílu, z kterého vyplývá, že při rovnoměrně zvoleném ohřevu vycházejí tlaky v odběrech neslučitelné s následným výpočtem průtočné částí turbíny (viz kapitola 3). Toto stanovisko je potvrzeno i postupem výpočtu v praxi.

Při vyčíslení hodnot ohřátí se vychází z počáteční volby:

$$\Delta t_{\text{NTO1}} = 42,5^{\circ}\text{C} ,$$

na základě této hodnoty a zadané $t_o = 180^{\circ}\text{C}$ byl zvolen trend ohřátí v poměru:

$$\Delta t_{\text{NTO2}} : \Delta t_{\text{NTO3}} : \Delta t_{\text{odpl}} \approx \frac{1}{4} \cdot (t_o - t_{\text{NTO1_výst}}) : \frac{4}{25} \cdot (t_o - t_{\text{NTO1_výst}}) : \frac{17}{50} \cdot (t_o - t_{\text{NTO1_výst}})$$

Jednotlivé velikosti teplot v úseku O – NTO3 – NTO2 – NTO1 – KKP – K jsou pro názornost uvedeny na myšlené ose (viz tab. 6), na které je patrný průběh ohřevu kondenzátu na trase NT-regenerace.

Tab. 6 Průběh teplot v úseku O - NTO3 - NTO2 - NTO1 - KKP - K

| O | ← | NTO3 | ← | NTO2 | ← | NTO1 | ← | KPP | ← | KČ | K |
|--------------------------|-------------------------|--------------------------|-------------------------|--------------------------|-------------------------|--------------------------|------------------|-------------------------|-----------------|------------------------|----------------|
| Δt_{odpl} | $t_{\text{NTO3_výst}}$ | Δt_{NTO3} | $t_{\text{NTO2_výst}}$ | Δt_{NTO2} | $t_{\text{NTO1_výst}}$ | Δt_{NTO1} | t_{KPP} | Δt_{KKP} | $t_{\text{KČ}}$ | $\Delta t_{\text{KČ}}$ | t_{K} |
| 32,14 | 147,86 | 38,52 | 109,33 | 23,21 | 86,12 | 42,50 | 43,62 | 0,50 | 43,12 | 0,12 | 43 |

V důsledku vyššího ohřátí navrhovaného pro NTO1 byl navýšen koncový teplotní rozdíl $\delta t_{\text{NTO1}} = 5^{\circ}\text{C}$ (viz 2.1.2), který do výpočtu vstupuje (viz 2.7.2.2).

$$P_{\text{KČ}} = P_{\text{KKP_výst}} , \quad (2.8)$$

Kde

$p_{\text{KČ}}$... tlak kondenzátu za kondenzátním čerpadlem [bar],

$p_{\text{KKP_výst}}$... tlak kondenzátu na výstupu z KKP [bar].

Z uvedené rovnosti vyplývá, že tlaková ztráta způsobená průtokem kondenzátu skrz kondenzátor komínkových par není uvažována z důvodu její zanedbatelné velikosti a malého významu v rámci celkového výpočtu tepelného oběhu.

Tlaky kondenzátu v příslušných úsecích NT-regenerace jsou závislé na volené hodnotě tlakové ztráty v ohřívácích ζ_{oh} . K vyčíslení velikostí těchto tlaků jsou použity vztahy 2.9, 2.10 a 2.11.

$$P_{\text{NTO1_výst}} = P_{\text{KČ}} \cdot (1 - \zeta_{\text{oh}}) , \quad (2.9)$$

$$P_{\text{NTO2_výst}} = P_{\text{KČ}} \cdot (1 - 2 \cdot \zeta_{\text{oh}}) , \quad (2.10)$$

$$P_{\text{NTO3_výst}} = P_{\text{KČ}} \cdot (1 - 3 \cdot \zeta_{\text{oh}}) , \quad (2.11)$$

Kde

$p_{NTO1_výst}$... tlak kondenzátu na výstupu z NTO1 [bar],

$p_{NTO2_výst}$... tlak kondenzátu na výstupu z NTO2 [bar],

$p_{NTO3_výst}$... tlak kondenzátu na výstupu z NTO3 [bar],

$p_{KČ}$... tlak kondenzátu na výstupu z kondenzátního čerpadla [bar].

$$p_{NTO1_výst} = 10,8285 \cdot (1 - 0,02) = 10,6119 \text{ bar}$$

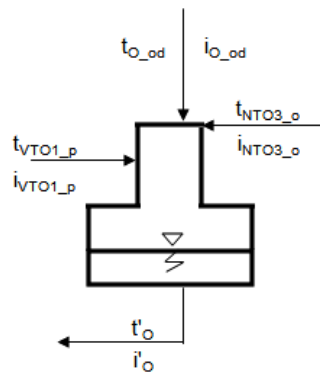
$$p_{NTO2_výst} = 10,8285 \cdot (1 - 0,04) = 10,3953 \text{ bar}$$

$$p_{NTO3_výst} = 10,8285 \cdot (1 - 0,06) = 10,1787 \text{ bar}$$

2.7.2.1 Parametry odplyňováku

Odplyňovák (O) je rovnocenným regeneračním ohřívákem, který pracuje na směšovací principu, tzn. že koncový rozdíl teplot $\delta t_o = 0$.

Veličiny, které do odplyňováku (NN) vstupují a vystupují jsou znázorněny na obr. 11.



Obr. 11 Schéma odplyňováku (NN) - vstupy a výstupy

$$i_{O_vst} = c_p \cdot t_{NTO3_výst}$$

$$i_{O_vst} = 4,187 \cdot 147,86 = 619,07 \text{ kJ / kg}$$

$$p_{O_od} = p_o \cdot (1 + \zeta_{pNN})$$

$$p_{O_od} = 10,026 \cdot (1 + 0,1) = 11,0289 \text{ bar}$$

$$i_{O_iz}(p_{ood}, s_3') = 3055,72 \text{ kJ / kg}$$

$$h_{O_iz} = i_3 - i_{O_iz}$$

$$h_{O_iz} = 3211,36 - 3055,72 = 155,64 \text{ kJ / kg}$$

$$h_{O_sk} = h_{O_iz} \cdot \eta_{ST-NT}$$

$$h_{O_sk} = 155,64 \cdot 0,88 = 136,96 \text{ kJ / kg}$$

$$i_{O_od} = i_3 - h_{O_sk}$$

$$i_{O_od} = 3211,36 - 136,96 = 3074,40 \text{ kJ / kg}$$

$$t_{O_od}(p_{O_od}, i_{O_od}) = 311,81 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_{O_vst}(p_o, i_{O_od}) = 310,65 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Kde

- i_{o_vst} ... entalpie kondenzátu na vstupu do odplynováku (O) [kJ/kg],
- p_{o_od} ... tlak odběrové páry pro O na výstupu z odběru [bar],
- i_{o_iz} ... entalpie odběrové páry pro O při izoentropické expanzi [kJ/kg],
- h_{o_iz} ... entalpický spád v odběru do O při izoentropické expanzi [kJ/kg],
- h_{o_sk} ... skutečný entalpický spád v odběru do O [kJ/kg],
- i_{o_od} ... entalpie odběrové páry pro O na výstupu z odběru [kJ/kg],
- t_{o_od} ... teplota odběrové páry pro O na výstupu z odběru [°C],
- t_{o_vst} ... teplota odběrové páry na vstupu do O [°C].

2.7.2.2 Parametry NTO

NTO jsou voleny s kaskádováním zkondenzované páry do níže položeného NT-ohříváku. Je využito podchlazovačů výstupního kondenzátu, srážecí přehřátí není zařazen u žádného z NTO, z důvodu nízkých parametrů páry v odběrech, nízkého přehřátí páry.

Na základě konzultace byl zvolen koncový rozdíl teploty v NTO δt_{NTO1} , $\delta t_{NTO2,3}$ a v podchlazovači δt_p , účinnost teplosměnné plochy nízkotlakých ohříváků η_{NTO} . Hodnoty těchto volených parametrů jsou uvedeny v podkapitole 2.1.2. Schéma NTO se vstupními, výstupními parametry a průběhy teplot je zobrazeno na obr. 10.

NTO3:

$$\begin{aligned}t_{NTO3s} &= t_{NTO3_vyst} + \delta t_{NTO2,3} \\t_{NTO3s} &= 147,86 + 3 = 150,86 \text{ } ^\circ\text{C} \\p_{NTO3s}(t_{NTO3s}) &= 4,8713 \text{ bar} \\i_{NTO3_vst} &= c_p \cdot t_{NTO2_vyst} \\i_{NTO3_vst} &= 4,187 \cdot 109,34 = 457,78 \text{ kJ / kg} \\i_{NTO3_vyst} &= c_p \cdot t_{NTO3_vyst} \\i_{NTO3_vyst} &= 4,187 \cdot 147,86 = 619,07 \text{ kJ / kg} \\p_{NTO3_od} &= p_{NTO3s} \cdot (1 + \zeta_{pp}) \\p_{NTO3_od} &= 4,8713 \cdot (1 + 0,045) = 5,0905 \text{ bar} \\i_{NTO3_iz}(p_{NTO3_od}, s_3') &= 2746,94 \text{ kJ / kg} \\h_{NTO3_iz} &= i_3 - i_{NTO3_iz} \\h_{NTO3_iz} &= 3211,36 - 2746,94 = 338,93 \text{ kJ / kg} \\h_{NTO3_sk} &= h_{NTO3_iz} \cdot \eta_{ST-NT} \\h_{NTO3_sk} &= 338,93 \cdot 0,88 = 298,26 \text{ kJ / kg} \\i_{NTO3_od} &= i_3 - h_{NTO3_sk} \\i_{NTO3_od} &= 3211,36 - 298,26 = 2913,10 \text{ kJ / kg}\end{aligned}$$

$$t_{NTO3_od} (p_{NTO3_od}, i_{NTO3_od}) = 227,17 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_{NTO3_vst} (p_{NTO3s}, i_{NTO3_od}) = 226,74 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_{NTO3p} = t_{NTO2_výst} + \delta t_p$$

$$t_{NTO3p} = 109,34 + 10 = 119,34 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$i_{NTO3p} = c_p \cdot t_{NTO3p}$$

$$i_{NTO3p} = 4,187 \cdot 119,34 = 499,65 \text{ kJ / kg}$$

Kde

t_{NTO3s} ... teplota odběrové páry na mezi sytosti na vstupu do NTO3 [$^\circ\text{C}$],

p_{NTO3s} ... tlak odběrové páry na mezi sytosti na vstupu do NTO3 [bar],

i_{NTO1_vst} ... entalpie kondenzátu na vstupu do NTO3 [kJ/kg],

$i_{NTO1_výst}$... entalpie kondenzátu na výstupu z NTO3 [kJ/kg],

p_{NTO3_od} ... tlak odběrové páry pro NTO3 na výstupu z odběru [bar],

i_{NTO3_iz} ... entalpie odběrové páry pro NTO3 při izoentropické expanzi [kJ/kg],

h_{NTO3_iz} ... entalpický spád v odběru NTO3 při izoentropické expanzi [kJ/kg],

h_{NTO3_sk} ... skutečný entalpický spád v odběru NTO3 [kJ/kg],

i_{NTO3_od} ... entalpie odběrové páry pro NTO3 na výstupu z odběru [kJ/kg],

t_{NTO3_od} ... teplota odběrové páry pro NTO3 na výstupu z odběru [$^\circ\text{C}$],

t_{NTO3_vst} ... teplota odběrové páry na vstupu do NTO3 [$^\circ\text{C}$],

t_{NTO3_p} ... teplota kondenzátu odběrové páry za podchlazovačem NTO3 [$^\circ\text{C}$],

i_{NTO3_p} ... entalpie kondenzátu odběrové páry za podchlazovačem NTO3 [kJ/kg].

Popis jednotlivých veličin vystupujících ve výpočtu parametrů NTO2 a NTO1 je analogický k výpočtu parametrů NTO3.

NTO2:

$$t_{NTO2s} = t_{NTO2_výst} + \delta t_{NTO2,3}$$

$$t_{NTO2s} = 109,34 + 3 = 112,34 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$p_{NTO2s} (t_{NTO2s}) = 1,5499 \text{ bar}$$

$$i_{NTO2_vst} = c_p \cdot t_{NTO1_výst}$$

$$i_{NTO2_vst} = 4,187 \cdot 86,12 = 360,58 \text{ kJ / kg}$$

$$i_{NTO2_výst} = c_p \cdot t_{NTO2_výst}$$

$$i_{NTO2_výst} = 4,187 \cdot 109,34 = 457,78 \text{ kJ / kg}$$

$$p_{NTO2_od} = p_{NTO2s} \cdot (1 + \zeta_{pp})$$

$$p_{NTO2_od} = 1,5499 \cdot (1 + 0,045) = 1,6196 \text{ bar}$$

$$\begin{aligned}i_{NTO2_{iz}}(p_{NTO2_{od}}, s_3') &= 2694,60 \text{ kJ / kg} \\h_{NTO2_{iz}} &= i_3 - i_{NTO2_{iz}} \\h_{NTO2_{iz}} &= 3211,36 - 2694,60 = 557,17 \text{ kJ / kg} \\h_{NTO2_{sk}} &= h_{NTO2_{iz}} \cdot \eta_{ST-NT} \\h_{NTO2_{sk}} &= 557,17 \cdot 0,88 = 490,31 \text{ kJ / kg} \\i_{NTO2_{od}} &= i_3 - h_{NTO2_{sk}} \\i_{NTO2_{od}} &= 3211,36 - 490,31 = 2721,05 \text{ kJ / kg} \\t_{NTO2_{od}}(p_{NTO2_{od}}, i_{NTO2_{od}}) &= 125,25 \text{ }^\circ\text{C} \\t_{NTO2_{vst}}(p_{NTO2s}, i_{NTO2_{od}}) &= 124,91 \text{ }^\circ\text{C} \\t_{NTO2p} &= t_{NTO1_{vyst}} + \delta t_p \\t_{NTO2p} &= 86,12 + 10 = 96,12 \text{ }^\circ\text{C} \\i_{NTO2p} &= c_p \cdot t_{NTO2p} \\i_{NTO2p} &= 4,187 \cdot 96,12 = 402,45 \text{ kJ / kg}\end{aligned}$$

NTO1:

$$\begin{aligned}t_{NTO1s} &= t_{NTO1_{vyst}} + \delta t_{NTO1} \\t_{NTO1s} &= 86,12 + 5 = 91,12 \text{ }^\circ\text{C} \\p_{NTO1s}(t_{NTO1s}) &= 0,7322 \text{ bar} \\i_{NTO1_{vst}} &= c_p \cdot t_{KPP} \\i_{NTO1_{vst}} &= 4,187 \cdot 43,62 = 182,64 \text{ kJ / kg} \\i_{NTO1_{vyst}} &= c_p \cdot t_{NTO1_{vyst}} \\i_{NTO1_{vyst}} &= 4,187 \cdot 86,12 = 360,58 \text{ kJ / kg} \\p_{NTO1_{od}} &= p_{NTO1s} \cdot (1 + \zeta_{pp}) \\p_{NTO1_{od}} &= 0,7322 \cdot (1 + 0,045) = 0,7652 \text{ bar} \\i_{NTO1_{iz}}(p_{NTO1_{od}}, s_3') &= 2661,35 \text{ kJ / kg} \\h_{NTO1_{iz}} &= i_3 - i_{NTO1_{iz}} \\h_{NTO1_{iz}} &= 3211,36 - 2661,35 = 680,13 \text{ kJ / kg} \\h_{NTO1_{sk}} &= h_{NTO1_{iz}} \cdot \eta_{ST-NT} \\h_{NTO1_{sk}} &= 680,13 \cdot 0,88 = 598,51 \text{ kJ / kg} \\i_{NTO1_{od}} &= i_3 - h_{NTO1_{sk}} \\i_{NTO1_{od}} &= 3211,36 - 598,51 = 2612,85 \text{ kJ / kg} \\t_{NTO1_{od}}(p_{NTO1_{od}}, i_{NTO1_{od}}) &= 92,29 \text{ }^\circ\text{C} \\t_{NTO1_{vst}}(p_{NTO1s}, i_{NTO1_{od}}) &= 91,12 \text{ }^\circ\text{C}\end{aligned}$$

$$t_{NTO1p} = t_{KPP} + \delta t_p$$

$$t_{NTO1p} = 43,62 + 10 = 53,62 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$i_{NTO1p} = c_p \cdot t_{NTO1p}$$

$$i_{NTO1p} = 4,187 \cdot 53,62 = 224,51 \text{ kJ / kg}$$

Souhrn vypočtených parametrů jednotlivých NTO na trase NT-regenerace, které byly výše uvedeným výpočtem stanoveny, jsou uvedeny v tab. 7.

Tab. 7 Souhrn vypočtených parametrů NTO

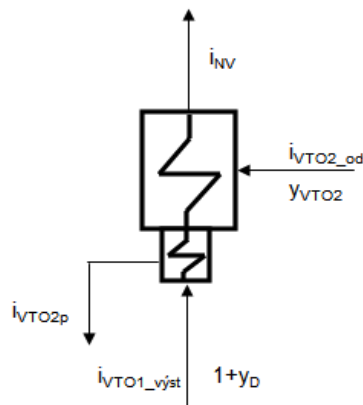
| | veličiny | NTO3 | NTO2 | NTO1 |
|----------------------|-----------|---------|---------|---------|
| napájecí voda vstup | t [°C] | 109,33 | 86,12 | 43,62 |
| | p [bar] | 10,40 | 10,61 | 10,83 |
| | i [kJ/kg] | 457,78 | 360,58 | 182,64 |
| napájecí voda výstup | t [°C] | 147,86 | 109,33 | 86,12 |
| | p [bar] | 10,18 | 10,40 | 10,61 |
| | i [kJ/kg] | 619,07 | 457,78 | 360,58 |
| pára vstup | t [°C] | 226,74 | 124,91 | 91,12 |
| | p [bar] | 4,87 | 1,55 | 0,73 |
| | i [kJ/kg] | 2913,10 | 2721,05 | 2612,85 |
| pára odběr | t [°C] | 227,17 | 125,25 | 92,29 |
| | p [bar] | 5,09 | 1,62 | 0,77 |
| | i [kJ/kg] | 2913,10 | 2721,05 | 2612,85 |
| kondenzát výstup | t [°C] | 119,33 | 96,12 | 53,62 |
| | i [kJ/kg] | 499,65 | 402,45 | 224,51 |

2.8 Výpočet průtokového množství páry

Výpočtu celkového průtokového množství páry potřebného pro dosažení zadaného výkonu předchází určení jednotlivých odběrových množství pro regeneraci. Při tomto výpočtu se vychází z rovnic tepelné rovnováhy pro jednotlivé ohříváky, z bilančních rovnic. Při sestavování tepelných bilancí je uvažováno s jednotkovým množstvím na vstupu do T.

2.8.1 Bilanční rovnice

2.8.1.1 Množství páry pro VTO2



Obr. 12 Schéma VTO2 pro tepelnou bilanci

$$y_{VTO2} \cdot (i_{VTO2_od} - i_{VTO2p}) \cdot \eta_{VTO} = (1 + y_D) \cdot (i_{NV} - i_{VTO1_výst}), \quad (2.12)$$

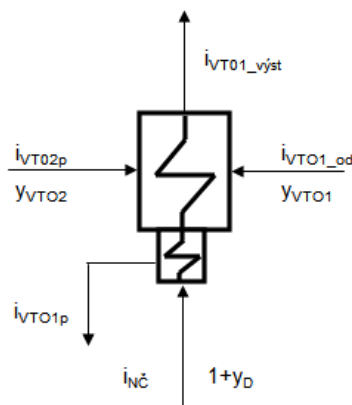
Kde

y_{VTO2} ... průtokové množství páry pro odběr do VTO2 [-].

$$y_{VTO2} = \frac{(1 + y_D) \cdot (i_{NV} - i_{VTO1_výst})}{(i_{VTO2_od} - i_{VTO2p}) \cdot \eta_{VTO}}$$

$$y_{VTO2} = \frac{(1 + 0,03) \cdot (1025,82 - 890,43)}{(2907,78 - 932,30) \cdot 0,98} = 0,07203$$

2.8.1.2 Množství páry pro VTO1



Obr. 13 Schéma VTO1 pro tepelnou bilanci

$$\eta_{VTO} \cdot \left[y_{VTO1} \cdot (i_{VTO1_{od}} - i_{VTO1p}) + y_{VTO2} \cdot (i_{VTO2p} - i_{VTO1p}) \right] = \quad (2.13)$$

$$= (I + y_D) \cdot (i_{VTO1_{výst}} - i_{NČ}),$$

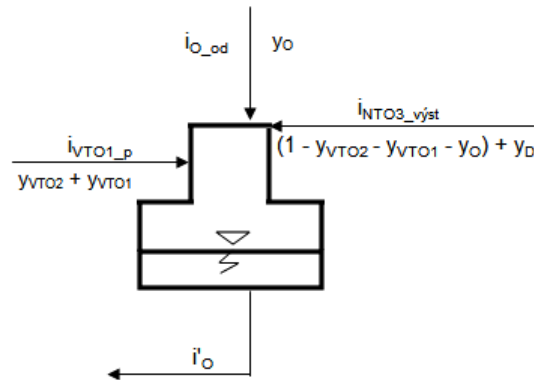
Kde

y_{VTO1} ... průtokové množství páry pro odběr do VTO1 [-].

$$y_{VTO1} = \frac{\frac{I}{\eta_{VTO}} \cdot (I + y_D) \cdot (i_{VTO1_{výst}} - i_{NČ}) - y_{VTO2} \cdot (i_{VTO2p} - i_{VTO1p})}{(i_{VTO1_{od}} - i_{VTO1p})}$$

$$y_{VTO1} = \frac{\frac{I}{0,98} \cdot (I + 0,03) \cdot (890,43 - 778,68) - 0,07203 \cdot (932,30 - 805,58)}{(2805,15 - 805,58)} = 0,06218$$

2.8.1.3 Množství páry pro odplyňovák



Obr. 14 Schéma odplyňováku (NN) pro tepelnou bilanci

$$\eta_o \cdot \left[y_o \cdot (i_{O_{od}} - i_o') + (y_{VTO2} + y_{VTO1}) \cdot (i_{VTO1p} - i_o') \right] = \quad (2.14)$$

$$= \left[(I - y_{VTO2} - y_{VTO1} - y_o) + y_D \right] \cdot (i_o' - i_{NTO3_{výst}}),$$

Substituce:

$$A = (I - y_{VTO2} - y_{VTO1} - y_o) + y_D$$

$$A = 0,84103$$

Kde

y_o ... průtokové množství páry pro odběr do odplyňováku [-],

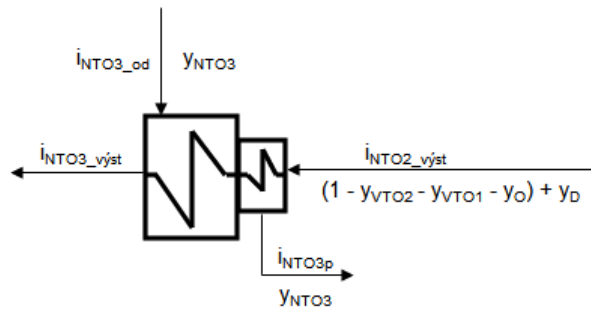
A ... člen vyjadřující množství kondenzátu proudící na trase K – O (NN) [-].

$$y_o = \frac{A \cdot (i_o' - i_{NTO3_výst}) - \eta_o \cdot (y_{VTO2} + y_{VTO1}) \cdot (i_{VTO1p} - i_o')}{\eta_o \cdot (i_{O_od} - i_o')}$$

$$y_o = \frac{0,84103 \cdot (763,19 - 605,98) - 0,98 \cdot 0,12700 \cdot (805,28 - 763,19)}{0,98 \cdot (3074,40 - 763,19)}$$

$$y_o = 0,05061$$

2.8.1.4 Množství páry pro NTO3



Obr. 15 Schéma NTO3 pro tepelnou bilanci

$$\eta_{NTO} \cdot y_{NTO3} \cdot (i_{NTO3_od} - i_{NTO3p}) = A \cdot (i_{NTO3_výst} - i_{NTO2_výst}), \quad (2.15)$$

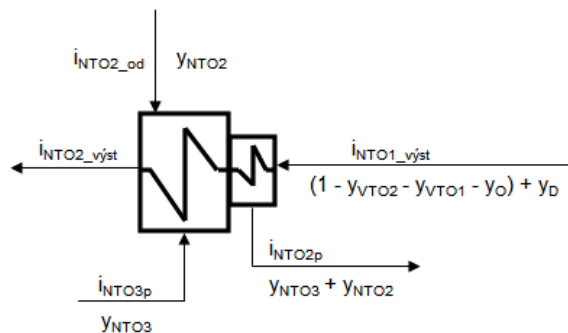
Kde

y_{NTO3} ... průtokové množství páry pro odběr do NTO3 [-].

$$y_{NTO3} = \frac{A \cdot (i_{NTO3_výst} - i_{NTO2_výst})}{\eta_{NTO} \cdot (i_{NTO3_od} - i_{NTO3p})}$$

$$y_{NTO3} = \frac{0,84103 \cdot (592,28 - 443,32)}{0,98 \cdot (2913,10 - 485,19)} = 0,05629$$

2.8.1.5 Množství páry pro NTO2



Obr. 16 Schéma NTO2 pro tepelnou bilanci

$$\eta_{NTO} \cdot \left[y_{NTO2} \cdot (i_{NTO2_{od}} - i_{NTO2p}) + y_{NTO3} \cdot (i_{NTO3p} - i_{NTO2p}) \right] = \quad (2.16)$$

$$= A \cdot (i_{NTO2_{výst}} - i_{NTO1_{výst}}),$$

Kde

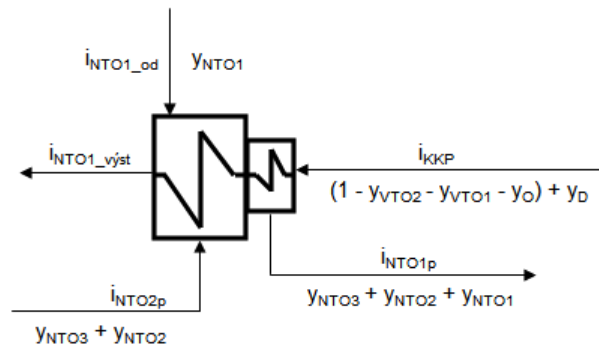
y_{NTO2} ... průtokové množství páry pro odběr do NTO2 [-].

$$y_{NTO2} = \frac{\frac{A \cdot (i_{NTO2_{výst}} - i_{NTO1_{výst}})}{\eta_{NTO}} - y_{NTO3} \cdot (i_{NTO3p} - i_{NTO2p})}{i_{NTO2_{od}} - i_{NTO2p}}$$

$$y_{NTO2} = \frac{0,84103 \cdot (443,32 - 307,13)}{0,98} - 0,05562 \cdot (485,19 - 349,00)}{2721,05 - 349,00}$$

$$y_{NTO2} = 0,03333$$

2.8.1.6 Množství páry pro NTO1



Obr. 17 Schéma NTO1 pro tepelnou bilanci

$$\eta_{NTO} \cdot \left[y_{NTO1} \cdot (i_{NTO1_{od}} - i_{NTO1p}) + (y_{NTO3} + y_{NTO2}) \cdot (i_{NTO2p} - i_{NTO1p}) \right] = \quad (2.17)$$

$$= A \cdot (i_{NTO1_{výst}} - i_{KKP}),$$

Kde

y_{NTO1} ... průtokové množství páry pro odběr do NTO1 [-].

$$y_{NTO1} = \frac{\frac{A \cdot (i_{NTO1_{výst}} - i_{KKP})}{\eta_{NTO}} - (y_{NTO3} + y_{NTO2}) \cdot (i_{NTO2p} - i_{NTO1p})}{i_{NTO1_{od}} - i_{NTO1p}}$$

$$y_{NTO1} = \frac{0,84103 \cdot (307,13 - 182,64)}{0,98} - 0,10182 \cdot (349,00 - 224,51)}{2612,85 - 224,51}$$

$$y_{NTO1} = 0,05608$$

2.8.2 Průtokové množství páry proudící oběhem

Množství páry na vstupu do turbíny je dáno vztahem:

$$m_p = \frac{P_{el}}{a_{celk} \cdot \eta_{mech} \cdot \eta_G}, \quad (2.18)$$

$$a_{celk} = a_{VT} + a_{ST-NT}, \quad (2.19)$$

Kde

m_p ... celkové průtokové množství páry proudící oběhem [kg/s],

a_{celk} ... celková měrná práce [kJ/kg],

$a_{VT(ST-NT)}$... měrná práce vykonaná VT (ST-NT) dílem [kJ/kg].

Pro výpočet měrných prací VT a ST-NT dílu je třeba vyčíslit jednotlivé entalpické spády mezi odběrovými místy na turbíně, jejich souhrn je uveden v tab. 8.

$$h_1 = i_1 - i_{VTO2_od}$$

$$h_1 = 3067,42 - 2907,78 = 159,64 \text{ kJ / kg}$$

$$h_2 = i_{VTO2_od} - i_{VTO1_od}$$

$$h_2 = 2907,78 - 2805,15 = 102,63 \text{ kJ / kg}$$

$$h_3 = i_3 - i_{O_od}$$

$$h_3 = 3211,36 - 3074,40 = 136,96 \text{ kJ / kg}$$

$$h_4 = i_o - i_{NTO3_od}$$

$$h_4 = 3074,40 - 2913,10 = 161,30 \text{ kJ / kg}$$

$$h_5 = i_{NTO3_od} - i_{NTO2_od}$$

$$h_5 = 2913,10 - 2721,05 = 192,05 \text{ kJ / kg}$$

$$h_6 = i_{NTO2_od} - i_{NTO1_od}$$

$$h_6 = 2721,05 - 2612,85 = 108,20 \text{ kJ / kg}$$

$$h_7 = i_{NTO1_od} - i_4$$

$$h_7 = 2612,85 - 2346,72 = 266,13 \text{ kJ / kg}$$

Kde

h_1 ... entalpický spád mezi vstupem do VT dílu a odběrem pro VTO2 [kJ/kg],

h_2 ... entalpický spád mezi odběrem pro VTO2 a odběrem pro VTO1 [kJ/kg],

h_3 ... entalpický spád mezi vstupem do ST-NT dílu a odběrem pro odpýňovák [kJ/kg],

h_4 ... entalpický spád mezi odběrem pro odpýňovák a odběrem pro NTO3 [kJ/kg],

h_5 ... entalpický spád mezi odběrem pro NTO3 a odběrem pro NTO2 [kJ/kg],

h_6 ... entalpický spád mezi odběrem pro NTO2 a odběrem pro NTO1 [kJ/kg],

h_7 ... entalpický spád mezi odběrem pro NTO1 a výstupem z ST-NT dílu [kJ/kg].

Tab. 8 Vypočtené entalpické spády

| | |
|-------------------|--------|
| h1 [kJ/kg] | 159,64 |
| h2 [kJ/kg] | 102,63 |
| h3 [kJ/kg] | 136,96 |
| h4 [kJ/kg] | 161,30 |
| h5 [kJ/kg] | 192,05 |
| h6 [kJ/kg] | 108,20 |
| h7 [kJ/kg] | 266,13 |

Dále je potřeba určit množství proudící páry při průchodu jednotlivými díly turbíny, vliv odběrů pro regeneraci. Souhrn těchto hodnot s uvedením substituce je uveden v tab. 9.

Tab. 9 Souhrn vypočtených jednotkových průtoků a jejich substituce

| | y [-] | substituce |
|--|--------------|----------------------|
| $1 - y_{VTO2} =$ | 0,92797 | Y_A |
| $1 - y_{VTO2} - y_{VTO1} =$ | 0,86579 | Y_B |
| $1 - y_{VTO2} - y_{VTO1} - y_O =$ | 0,81518 | Y_C |
| $1 - y_{VTO2} - y_{VTO1} - y_O - y_{NTO3} =$ | 0,75889 | Y_D |
| $1 - y_{VTO2} - y_{VTO1} - y_O - y_{NTO3} - y_{NTO2} =$ | 0,72557 | Y_E |
| $1 - y_{VTO2} - y_{VTO1} - y_O - y_{NTO3} - y_{NTO2} - y_{NTO1} =$ | 0,66949 | Y_F |

Měrná práce turbíny je dána součtem dílčích měrných prací vztažených k jednotlivým odběrům. Obecně platí vztah:

$$a = y \cdot h , \quad (2.20)$$

Kde

- a ... měrná práce [kJ/kg],
- y ... jednotkové průtočné množství [-],
- h ... entalpický spád [kJ/kg].

$$a_{VT} = y_{celk} \cdot h_1 + y_A \cdot h_2$$

$$a_{VT} = 1 \cdot 159,64 + 0,92797 \cdot 102,63 = 254,87 \text{ kJ / kg}$$

$$a_{ST-NT} = y_B \cdot h_3 + y_C \cdot h_4 + y_D \cdot h_5 + y_E \cdot h_6 + y_F \cdot h_7$$

$$a_{ST-NT} = 0,86579 \cdot 136,96 + 0,81518 \cdot 161,30 + \\ + 0,75889 \cdot 192,05 + 0,72557 \cdot 108,20 + 0,66949 \cdot 266,13$$

$$a_{ST-NT} = 652,37 \text{ kJ / kg}$$

$$a_{celk} = 254,87 + 652,49 = 907,37 \text{ kJ / kg}$$

$$m_p = \frac{120000}{907,37 \cdot 0,995 \cdot 0,985} = 134,940 \text{ kg / s} = 485,782 \text{ t / h}$$

Na základě znalosti celkového průtočného množství páry turbínou jsou dopočítány jednotlivá množství proudící jak díly, tak i regeneračním okruhem. Výsledné hodnoty jsou uvedeny v tab. 10.

Tab. 10 Vypočtená průtočná množství v jednotlivých úsecích oběhu

| Parní (vodní) úsek trasy | m_p [kg/s] |
|-----------------------------|------------|
| Množství do VT dílu | 134,940 |
| I. Odběr do VTO2 | 9,720 |
| II. Odběr do VTO1 | 8,390 |
| Množství do ST-NT dílu | 116,829 |
| III. Odběr do odplyňováku | 6,829 |
| IV. Odběr do NTO3 | 7,595 |
| V. Odběr do NTO2 | 4,497 |
| VI. Odběr do NTO1 | 7,567 |
| Množství do kondenzátoru | 90,341 |
| Množství do KČ | 114,048 |
| Množství dodatkové vody | 4,048 |
| Množství kondenzátu za VTO1 | 18,110 |
| Množství kondenzátu za NTO1 | 19,660 |

2.9 Výkon turbíny

Výpočtem výkonu turbíny na základě znalosti celkového průtočného množství páry ověříme správnost algoritmu, který byl aplikován pro výpočet tepelného schéma díky zadanému výstupnímu výkonu na svorkách generátoru.

Pro výpočet je třeba určit technické práce VT a ST-NT dílu:

$$A_{t_VT} = m_p \cdot (y_{celk} \cdot h_1 + y_A \cdot h_2), \quad (2.21)$$

Kde

A_{t_VT} ... technická práce VT dílu [kW].

$$A_{t_VT} = 134,940 \cdot (1 \cdot 159,64 + 0,92797 \cdot 102,63) = 34\,392,5 \text{ kW} \approx 34,393 \text{ MW}$$

$$A_{t_ST-NT} = m_p \cdot (y_B \cdot h_3 + y_C \cdot h_4 + y_D \cdot h_5 + y_E \cdot h_6 + y_F \cdot h_7), \quad (2.22)$$

Kde

A_{t_ST-NT} ... technická práce ST-NT dílu [kW].

$$A_{t_{ST-NT}} = 134,940 \cdot \left(\begin{array}{l} 0,86579 \cdot 136,96 + 0,81518 \cdot 161,30 \\ + 0,75889 \cdot 192,05 + 0,72557 \cdot 108,20 + 0,66949 \cdot 266,13 \end{array} \right)$$

$$A_{t_{ST-NT}} = 88\,047,2 \text{ kW} \approx 88,047 \text{ MW}$$

$$A_t = A_{t_{VT}} + A_{t_{ST-NT}}, \quad (2.23)$$

Kde

A_t ... celkový výkon turbíny [MW].

$$A_t = 34,393 + 88,047 = 122,440 \text{ MW}$$

Z výsledné hodnoty vypočteného celkového výkonu turbosoustrojí je ověřena správnost algoritmu výpočtu tepelného schéma oběhu, jelikož odchylka od zadané hodnoty výkonu TG120MW je zanedbatelná, způsobená především zaokrouhlováním výsledných hodnot, volbou konstant na základě praxí ověřených stavů a neznalostí množství páry uniklé ucpávkami (bude v další fázi výpočtu vyčísleno). Výsledná odchylka, navýšení výkonu je ale požadováno z důvodu ložiskových ztrát i dalšího snížení o ztrátový výkon spojený s únikem páry ucpávkami jednotlivých komponent turbíny. V průběhu dalšího výpočtu budou v rámci kapitol tyto ztráty vyčísleny, a tím dojde ke zpřesnění počátečního návrhu.

Tepelné schéma oběhu turbíny v navrhovaném stavu, s vyobrazením příslušných vypočtených hodnot pro dílčí úseky oběhu, je uvedeno v Příloze A.

3 Průtočná část turbíny

Hodnoty potřebné pro návrh průtočné části turbíny byly vypočteny v rámci kapitoly 2. K návrhu bylo využito výpočtových prostředků, programů Turbina-Delphi a ZLOP2. Základním programem pro výpočet průtočné části je Turbina-Delphi, který využívá celé řady výpočtových vztahů (viz 3.1) a předpokladu ideální rovnotlaké přeměny ve stupni.

Vstupní hodnoty zadávané do toho programu jsou:

- n ... otáčky turbíny [1/min],
- p_1 ... vstupní tlak média [MPa],
- t_1 ... vstupní teplota média [°C],
- návrhové hodnoty stupně – $(u/c_0)_s$ [-], $H_{i_z_i}$ [kJ/kg], p_2 [MPa],
- volba ostříku – parciální nebo totální,
- volba typu stupně – klasický nebo Curtisův,
- m_p ... hmotnostní průtokové množství [kg/s],
- D_s ... střední průměr stupně [m],
- $(\alpha_1)_p$... úhel absolutní výstupní rychlosti z příslušné rozváděcí mříže [°],
- D_p ... patní průměr stupně [m].

Stupně byly navrhovány především podle voleného poměru $\left(\frac{u}{c_0}\right)_s$, jelikož má být ale

při návrhu dodržován konstantní poměr $\left(\frac{u}{c_0}\right)_p$, musí být volený parametr přepočten:

$$\left(\frac{u}{c_0}\right)_p = \left(\frac{u}{c_0}\right)_s \cdot \frac{D_p}{D_s}, \quad (3.1)$$

Optimální poměr byl volen dle daného rozmezí:

$$\left(\frac{u}{c_0}\right)_{p_opt} = 0,45 \div 0,5,$$

přičemž praxí ověřená hodnota je **0,475** (starší typ lopatkování), při které nabývá vnitřní termodynamická účinnost stupně svých maximálních hodnot.

Druhým důležitým návrhovým parametrem je výstupní tlak média ze stupně p_2 , který vychází z příslušných výpočtů tlaků v odběrech pro regeneraci (viz 2.7) a z vypočteného koncového protitlaku.

Výstupem z programu je celá řada parametrů stupně (termodynamické veličiny, průměr stupně, délky rozváděcích lopatek, vnitřní termodynamická účinnost dílčích stupňů i celková, výkony jednotlivých stupňů, atd.).

Turbína byla volena jako rovnotlaká, s totálním ostřikem všech stupňů a s volbou optimálních délek lopatek z hlediska nejvyšší účinnosti. Omezujícími parametry byly nejmenší délka lopatky $L_p = 15 \text{ mm}$, rozumný počet stupňů z hlediska dodržení optimálních ložiskových vzdáleností daných konstrukcí turbíny a v neposlední řadě volba modulového typu posledních dvou stupňů ST-NT dílu. Dostupná modulová řada koncových lopatek poskytnuta firmou ŠKODA POWER A Doosan company nabývá hodnot od 1 do 8. Volba daného modulu je závislá na parametrech jak průtočné části, tak proudícího média. Základním vztahem pro orientaci v modulové řadě je:

$$c_{2ax} = \frac{Q_{v_nom}}{F}, \quad (3.2)$$

Kde

c_{2ax} ... axiální složka absolutní výstupní rychlosti ze stupně [m/s],

Q_{v_nom} ... nominální průtokový objem páry stupněm [m³/s],

F ... plocha výstupního mezikruží koncového stupně [m²].

Na základě konzultace byl zvolen modul **M-4**, který má pevně stanovené některé z návrhových veličin (viz tab. 11). Je cílem se těmito hodnotám v návrhu průtočné části co nejvíce přiblížit, a tak využít aplikace dvou posledních stupňů dle daného modulu.

Tab. 11 Parametry koncových stupňů modulu 4 (ŠKODA POWER)

| Stupeň | D_p [mm] | L_{p_OL} [mm] | $(u/c_0)_p$ [-] | H_{iz} [kJ/kg] | Q_{v_nom} [m ³ /s] | F [m ²] |
|------------|------------|------------------|-----------------|------------------|----------------------------------|-----------------------|
| NT_{n-1} | 1600 | 460 | $\approx 0,44$ | 163 | - | - |
| NT_n | 1600 | 840/852 | $\approx 0,437$ | 165 | 1290 | 6,6 |

3.1 Výpočtové vztahy – Turbina-Delphi

$$u = \frac{\pi \cdot D_s \cdot n}{60}, \quad (3.3)$$

$$c_0 = \sqrt{2000 \cdot H_{iz_i}}, \quad (3.4)$$

$$c_1 = \varphi \cdot c_0, \quad (3.5)$$

$$i_{2iz} = i_1 - H_{iz_i}, \quad (3.6)$$

$$Z_{RL} = (1 - \varphi^2) \cdot H_{iz_i}, \quad (3.7)$$

$$i_{RL_i_Z_{RL}} = i_{2iz} - Z_{RL}, \quad (3.8)$$

$$L_t = \frac{m \cdot v_{RL}}{\pi \cdot D_s \cdot c_1 \cdot \sin \alpha_1 \cdot \varepsilon_r}, \quad (3.9)$$

$$L_{opt} = \sqrt{\frac{\left(1 - \frac{u}{c_0}\right) \cdot D_s \cdot L_t}{1,26 \cdot n + 14,97 \cdot D_s \cdot \left(\frac{u}{c_0}\right)^2}}, \quad (3.10)$$

$$\varepsilon = \frac{L_t}{L_{opt}} \cdot 100, \quad (3.11)$$

$$L_{red} = \frac{\left(1 - \frac{u}{c_0}\right) \cdot \frac{u}{c_0}}{\left(1 - \frac{u}{c_0}\right) \cdot \frac{u}{c_0} \cdot \frac{L}{L_{opt}} + \frac{1,26 \cdot n}{D_s \cdot \varepsilon} \cdot \frac{u}{c_0} + 14,97 \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1\right) \cdot \left(\frac{u}{c_0}\right)^3}, \quad (3.12)$$

$$D_p = D_s - L_p, \quad (3.13)$$

$$D_s = D_s + L_p, \quad (3.14)$$

$$\eta_\infty = 3,74 \cdot \left(1 - \frac{u}{c_0}\right) \cdot \frac{u}{c_0}, \quad (3.15)$$

$$Z_d = 0,05 \cdot (1 - D_s) \cdot \frac{u}{c_0}, \quad (3.16)$$

$$Z_L = \frac{0,0029}{L_p} \cdot \eta_\infty, \quad (3.17)$$

$$Z_p = 0,0085 + \frac{0,0137}{D_s \cdot \varepsilon} \cdot \frac{u}{c_0} \cdot n, \quad (3.18)$$

$$Z_v = \frac{0,0543}{\sin \alpha_1} \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1\right) \cdot \left(\frac{u}{c_0}\right)^3, \quad (3.19)$$

$$Z_t = 2,595 \cdot \frac{D_s}{L_t} \cdot \left(\frac{u}{c_0}\right)^3 \cdot \frac{1}{10^3 \cdot \mu_s \cdot \pi \cdot \sin \alpha_1}, \quad (3.20)$$

$$Z_{RZ} = 0,665 \cdot \left(\frac{1}{D_s}\right)^2, \quad (3.21)$$

$$Z_x = (1 - x), \quad (3.22)$$

$$Z_{vr} = 0,5 \cdot \frac{c_2^2}{2}, \quad (3.23)$$

$$\eta_{TD-i} = \eta_\infty - \Sigma Z_i, \quad (3.24)$$

$$H_{U\check{z}_i} = H_{iz_i} \cdot \eta_{TD-i}, \quad (3.25)$$

$$i_2 = i_1 - H_{U\check{z}_i}, \quad (3.26)$$

$$\eta_{TD} = \frac{H_{U\check{z}}}{H_{iz}}, \quad H_{U\check{z}} = \Sigma H_{U\check{z}_i}, \quad (3.27)$$

$$A_t = \Sigma (m_{p-i} \cdot H_{U\check{z}_i}), \quad (3.28)$$

Kde

u ... obvodová rychlost na středním průměru rozváděcího kola (RK) [m/s],

c_0 ... absolutní rychlost na vstupu do RK [m/s],

c_1 ... absolutní rychlost na výstupu z RK [m/s],

φ ... ztrátový součinitel [-],

Z_{RL} ... ztráta v rozváděcích lopatkách (RL) [kJ/kg],

L_t ... totální délka RL [mm],

ε_r ... kontrakční součinitel zohledňující tloušťku výstupní hrany RL [-],

- dané rozmezí pro volbu: $\varepsilon_r = 0,85 \div 0,88$ (pro $s = 0,5$ mm) ,

L_{opt} ... optimální délka RL [mm],

ε ... parcielnost RL [%],

L_{red} ... redukovaná délka RL [mm],

η_∞ ... účinnost nekonečně dlouhé lopatky [-],

Z_d ... ztráta odlišným průměrem kola [-],

- uvažuje se jen v případě, když platí $D_s < 1$ m ,

Z_L ... ztráta konečnou délkou lopatky [-],

Z_P ... ztráta parciálním ostřikem [-],

Z_V ... ztráta ventilací neostříknutých RL [-],

Z_t ... ztráta třením disku (bubnu) [-],

Z_{RZ} ... ztráta rozvějřením [-],

- uvažuje se jen v případě, když platí $L / D \geq 0,1$,

Z_x ... ztráta vlhkostí páry [-],

Z_{vr} ... ztráta výstupní rychlostí [-],

η_{TD_i} ... vnitřní termodynamická účinnost stupně [-],

$H_{už_i}$... užitečný entalpický spád na stupeň [kJ/kg],

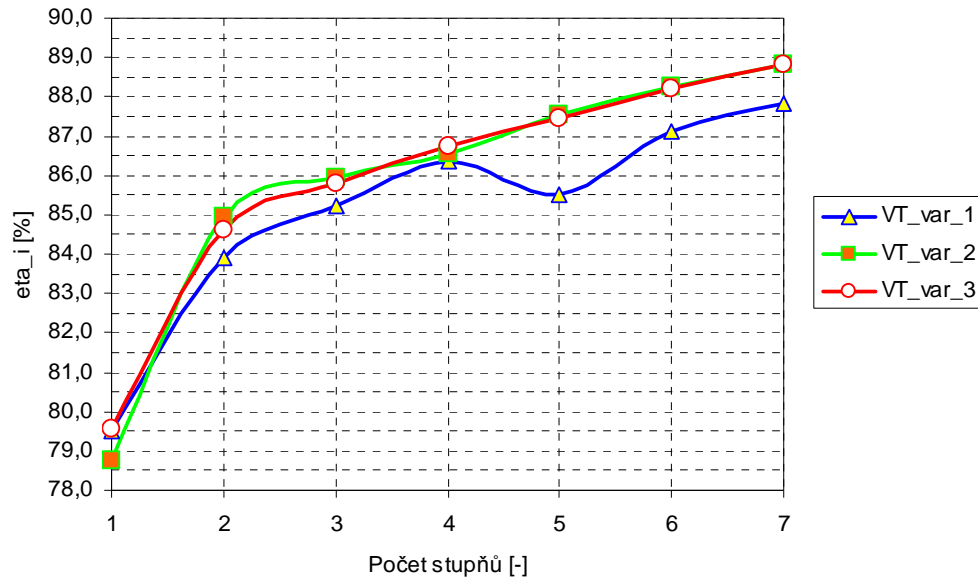
A_t ... celková technická práce [kW].

3.2 Návrh průtočné části VT dílu

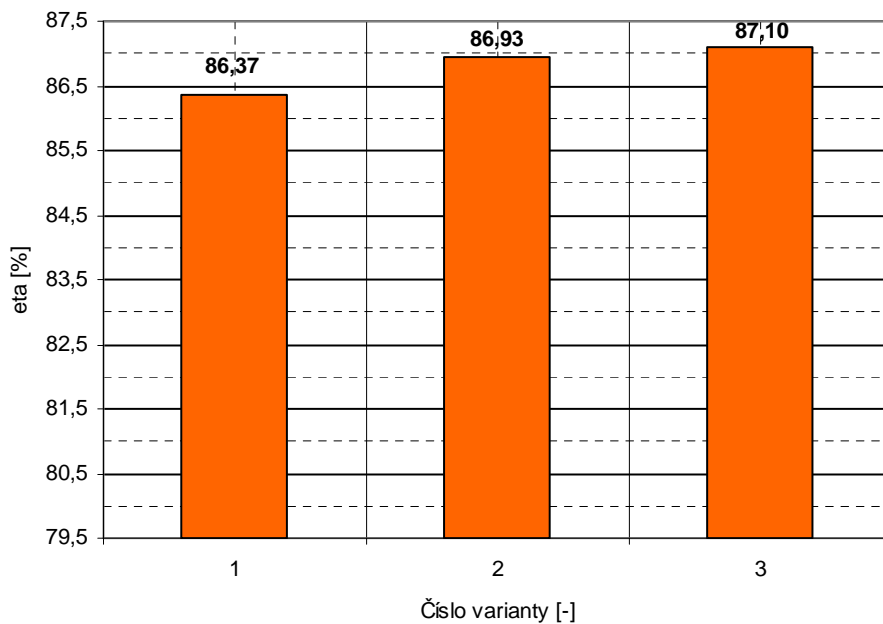
Při návrhu byly navrženy tři možné varianty řešení, které se odlišují ve voleném poměru $(u/c_0)_p$ a patních průměrech jednotlivých stupňů D_{p_i} . V závislosti na těchto parametrech byl měněn i výstupní úhel absolutní rychlosti z RL α_1 , který nabývá hodnot z rozmezí $12^\circ \div 14^\circ$, ale lze volit i jinou hodnotu s vazbou na aktuální stupeň (dle konzultace).

3.2.1 Porovnání návrhových variant VT dílu

Vypočtené veličiny náležící k navrhovaným variantám jsou uvedeny v Příloze C.



Obr. 18 Graf závislosti účinnosti jednotlivých stupňů dle variant



Obr. 19 Graf celkové termodynamické účinnosti jednotlivých variant

Na základě konzultace a výsledků z jednotlivých vypočtených variant byla zvolena varianta číslo 3, které dosahuje nejvyšší vnitřní termodynamické účinnosti $\eta_{TD_VT} = 87,10\%$.

3.2.2 Lopatkový plán VT dílu – varianta 3

Varianta je tvořena 7 stupni s totálním ostřikem všech rozváděcích lopatek. Patní průměr prvního stupně byl zvolen na hodnotu $D_{p_1} = 1040 \text{ mm}$ a poměr $(u/c_0)_p = 0,470$. První stupeň je jako jediný diskového typu, zbývající stupně jsou typu bubnového s $D_{p_2-7} = 880 \text{ mm}$, poměrem $(u/c_0)_p$ v rozmezí $0,465 \div 0,481$.

Konstantní poměr u těchto stupňů nelze zachovat z důvodu dodržení tlaku v odběru pro VTO2 a výstupního tlaku z VT dílu (viz 2.2.2, 2.7.1.1). V první fázi návrhu lopatkového plánu se došlo k délce lopatky prvního stupně $L_{p_1} = 20,7 \text{ mm}$ a posledního stupně $L_{p_7} = 64,3 \text{ mm}$, všechny z použitých lopatek jsou válcového typu (výpočetní list uveden v Příloze D).

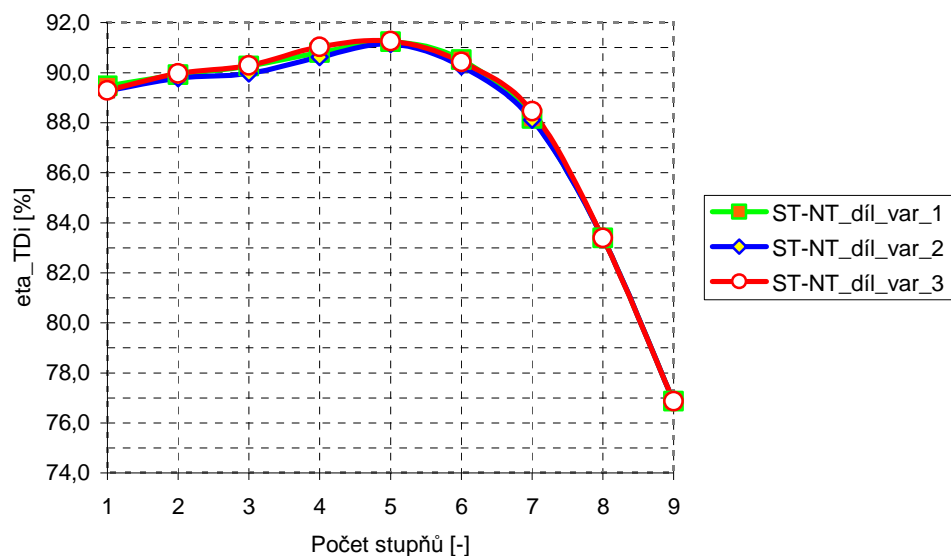
3.3 Návrh průtočné části ST-NT dílu

Při návrhu se vycházelo ze vstupních parametrů vypočtených (viz 2.3, 2.7.2), dále také z faktu, že vyvedení odběrů páry pro regeneraci lze provést nejméně po dvou stupních, výjimkou je odběr páry pro NTO1, který je proveden po jednom stupni (7. stupeň). Důvodem návrhu tohoto konstrukčního řešení jsou poslední dva stupně dílu, které jsou řešeny jako modulové a nelze mezi nimi odběr z konstrukčního hlediska vyvést.

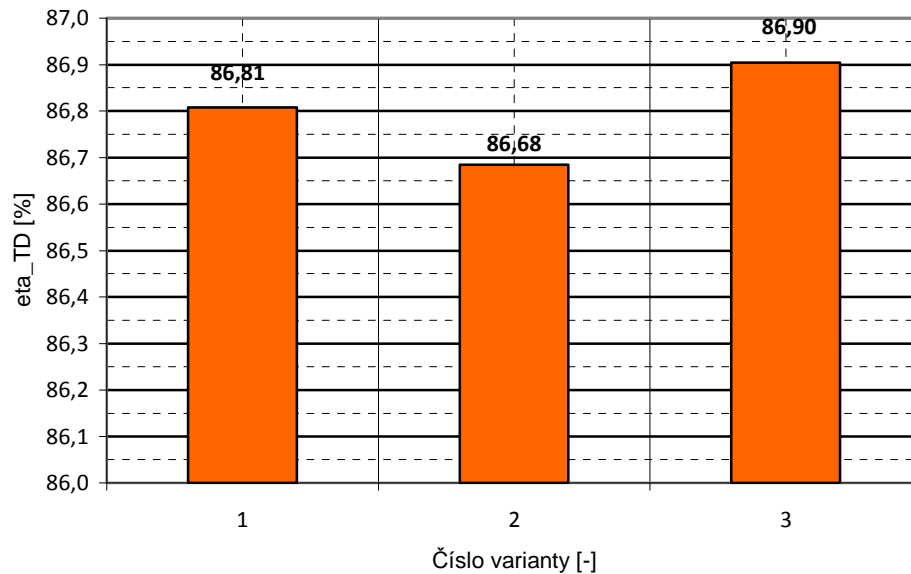
Při návrhu byly postupně navrženy tři možné varianty řešení, které se odlišují ve voleném poměru $(u/c_0)_p$ a patních průměrech jednotlivých stupňů D_{p_i} , které zachovávají postupný kuželový tvar průtočné plochy. V závislosti na těchto volených parametrech byl měněn i výstupní úhel absolutní rychlosti z RL α_1 , který nabývá obvyklých hodnot z rozmezí $12^\circ \div 14^\circ$, ale lze volit i jinou hodnotu s vazbou na aktuální stupeň (dle konzultace).

3.3.1 Porovnání návrhových variant ST-NT dílu

Vypočtené veličiny náležící k navrhovaným variantám jsou uvedeny v Příloze E.



Obr. 20 Graf závislosti účinnosti jednotlivých stupňů dle variant



Obr. 21 Graf celkové termodynamické účinnosti jednotlivých variant

Na základě konzultace a dosažených výsledků byla zvolena varianta číslo 1, která dosahuje druhé nejvyšší vnitřní termodynamické účinnosti $\eta_{TD_ST-NT} = 86,81\%$, ale ve srovnání s návrhovou variantou číslo 3 vychází vhodnější vyložení průtočné části.

3.3.2 Lopatkový plán ST-NT dílu – varianta 1

Varianta je tvořena 9 stupni s totálním ostřikem všech rozváděcích lopatek. Patní průměr 1. stupně volen $D_{p_1} = 1160 \text{ mm}$, který se v následujících stupních navyšuje o hodnotu $\Delta D_p = 60 \text{ mm}$, přičemž koncové stupně mají patní průměr přizpůsobený tak, aby vyhovovaly parametrům odběrových míst pro regeneraci a rozměrům modulové řady. Poměr $(u/c_0)_p$ byl udržován v rozmezí $0,476 \div 0,478$, u koncových dvou stupňů, kde z důvodu dodržení výstupního tlaku (viz 2.3.2) je tento parametr roven 0,462 u 8. stupně a 0,419 u posledního 9. stupně. V první fázi návrhu lopatkového plánu se došlo k délce lopatky prvního stupně $L_{p_1} = 73,6 \text{ mm}$ a posledního stupně $L_{p_10} = 780 \text{ mm}$. Lopatky stupňů 1 ÷ 5 jsou válcového typu a zbylé zborceného typu (výpočetní list uveden v Příloze F), ty musely být následně přepočteny příslušným nastavbovým programem, ZLOP2, pro tento typ lopatkové mříže.

3.4 Volba profilů lopatek

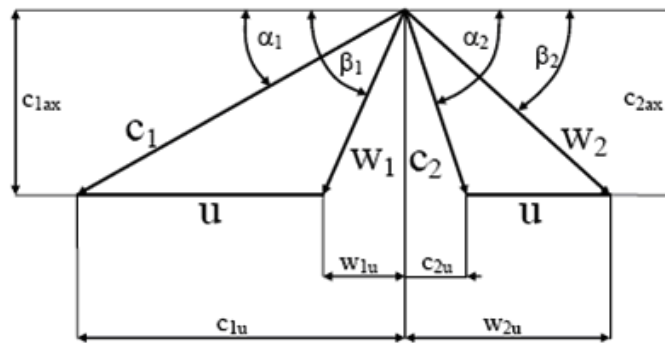
Pro návrh správného profilu rozváděcích (RL) a oběžných (OL) lopatek je nutná znalost rychlostních trojúhelníků a Machových čísel. Po zjištění těchto parametrů lze zvolit vhodný profil z katalogů (viz Příloha G), tento profil nám zajistí správný směr absolutní výstupní rychlosti z OL, tento úhel by měl mít hodnotu $\alpha_2 \approx 90^\circ$. Volba profilů je nezbytná z důvodu navazujícího výpočtu namáhání RL a OL (viz 4.1).

3.4.1 Rychlostní trojúhelníky lopatek

Výpočtem rychlostních trojúhelníků získáváme velikost relativních a absolutních rychlostí, jejich složek a příslušných úhlů. Je zachována zásada, že při výpočtů parametrů typu válcových lopatek jsou brány hodnoty na středním průměru, zatímco u typu zborceného na patním průměru. Volené veličiny, které jsou k výpočtu potřebné jsou:

- R_p ... reakce na patě lopatky [-] $\rightarrow R_p = 0,03$,
- φ ... průtokový ztrátový součinitel [-] $\rightarrow \varphi = 0,960 \div 0,980$.

Parametrem pro volbu profilů lopatek je vypočtený úhel β_1 (viz vzorec 3.36). Každý z profilů má zadané rozmezí pro volbu úhlu β_2 , ten volíme tak, aby úhel α_2 absolutní rychlosti na výstupu z OL se blížil hodnotě 90° (dovolené rozmezí rozsahu úhlů je $70^\circ \div 110^\circ$).



Obr. 22 Rychlostní trojúhelníky turbínového stupně; zdroj [18]

3.4.1.1 Výpočtové vztahy

$$R_s = 1 - (1 - R_p) \cdot \left(\frac{D_p}{D_s} \right)^{2 \cdot \varphi^2 \cdot \cos^2 \alpha_1}, \quad (3.29)$$

$$u = \frac{\pi \cdot D_s \cdot n}{60}, \quad (3.30)$$

$$c_1 = \varphi \cdot \sqrt{2000 \cdot (1 - R_s) \cdot h_0}, \quad (3.31)$$

$$c_{1ax} = w_{1ax} = c_1 \cdot \sin \alpha_1, \quad (3.32)$$

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos \alpha_1, \quad (3.33)$$

$$w_1 = \sqrt{w_{1u}^2 - w_{1ax}^2}, \quad (3.34)$$

$$w_{1u} = c_{1u} - u, \quad (3.35)$$

$$\beta_1 = \arcsin \frac{w_{1ax}}{w_1}, \quad (3.36)$$

$$\psi = -1,0714 \cdot 10^{-5} \cdot (\beta_1 + \beta_2)^2 + 0,002964 \cdot (\beta_1 + \beta_2) + 0,7507 \quad (3.37)$$

$$w_2 = \psi \cdot \sqrt{w_1^2 + R_s \cdot 2000 \cdot h_0}, \quad (3.38)$$

$$w_{2ax} = w_2 \cdot \sin \beta_2, \quad (3.39)$$

$$w_{2u} = w_2 \cdot \cos \beta_2, \quad (3.40)$$

$$c_{2ax} = w_{2ax}, \quad (3.41)$$

$$c_{2u} = w_{2u} - u, \quad (3.42)$$

$$c_2 = \sqrt{c_{2ax}^2 + c_{2u}^2}, \quad (3.43)$$

Kde

R_s ... reakce na středním průměru [-],

φ ... ztrátový součinitel [-],

α_2 ... úhel absolutní výstupní rychlosti ze stupně [°],

c_1 ... absolutní rychlost na výstupu z rozváděcích lopatek (RL) [m/s],

c_{1ax} ... axiální složka absolutní rychlosti na výstupu z RL [m/s],

c_{1u} ... obvodová složka absolutní rychlosti na výstupu z RL [m/s],

w_1 ... relativní rychlost na výstupu z RL [m/s],

w_{1ax} ... axiální složka relativní rychlosti na výstupu z RL [m/s],

w_{1u} ... obvodová složka relativní rychlosti na výstupu z RL [m/s],

β_1 ... úhel relativní rychlosti na výstupu z RL [°],

β_2 ... úhel relativní rychlosti na výstupu z oběžných lopatek (OL) [°],

ψ ... ztrátový součinitel otočení proudu v OL [-] (dle Samoljoviče – viz [1]),

w_2 ... relativní rychlost na výstupu z OL [m/s],

w_{2ax} ... axiální složka relativní rychlosti na výstupu z OL [m/s],

w_{2u} ... obvodová složka relativní rychlosti na výstupu z OL [m/s],

c_2 ... absolutní rychlost na výstupu z OL [m/s],

c_{2ax} ... axiální složka absolutní rychlosti na výstupu z OL [m/s],

c_{2u} ... obvodová složka absolutní rychlosti na výstupu z OL [m/s].

3.4.1.2 Výpočet rychlostních trojúhelníků VT dílu

Potřebné hodnoty veličin pro výpočet rychlostních trojúhelníků VT dílu a samotné parametry charakterizující tyto trojúhelníky jsou uvedeny v tab. 12.

Tab. 12 Parametry rychlostních trojúhelníků VT dílu

| Veličina | Stupeň | | | | | | |
|-----------------|--------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
| α_1 [°] | 13,3 | 13,4 | 13,4 | 13,4 | 13,3 | 13,4 | 13,4 |
| φ [-] | 0,975 | 0,96 | 0,97 | 0,975 | 0,97 | 0,975 | 0,985 |
| R_p [-] | 0,030 | 0,030 | 0,030 | 0,030 | 0,030 | 0,030 | 0,030 |
| R_s [-] | 0,064 | 0,090 | 0,100 | 0,111 | 0,119 | 0,132 | 0,148 |
| $(1 - R_s)$ [-] | 0,936 | 0,910 | 0,900 | 0,889 | 0,881 | 0,868 | 0,852 |

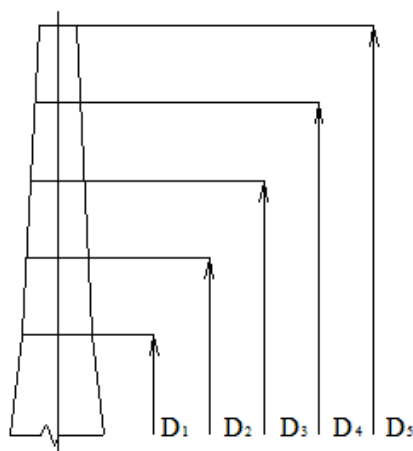
| | | | | | | | |
|---------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| c_1 [m/s] | 327,74 | 269,19 | 270,48 | 273,48 | 262,32 | 261,74 | 261,16 |
| $c_{1ax} = w_{1ax}$ [m/s] | 75,40 | 62,38 | 62,68 | 63,38 | 60,35 | 60,66 | 60,52 |
| c_{1u} [m/s] | 318,95 | 261,86 | 263,11 | 266,03 | 255,29 | 254,61 | 254,05 |
| u [m/s] | 166,61 | 143,38 | 144,18 | 145,08 | 145,88 | 147,06 | 148,31 |
| w_{1u} [m/s] | 152,34 | 118,48 | 118,93 | 120,95 | 109,41 | 107,55 | 105,74 |
| w_1 [m/s] | 169,97 | 133,90 | 134,44 | 136,55 | 124,95 | 123,48 | 121,83 |
| β_1 [°] | 26,3 | 27,8 | 27,8 | 27,7 | 28,9 | 29,4 | 29,8 |
| β_2 [°] | 22,5 | 22,5 | 22,5 | 22,5 | 22,5 | 22,5 | 22,5 |
| $(\beta_1 + \beta_2)$ [°] | 48,8 | 50,3 | 50,3 | 50,2 | 51,4 | 51,9 | 52,3 |
| ψ [-] | 0,870 | 0,873 | 0,873 | 0,872 | 0,875 | 0,876 | 0,876 |
| w_2 [m/s] | 166,41 | 139,90 | 142,67 | 147,16 | 139,60 | 141,82 | 144,06 |
| $w_{2ax} = c_{2ax}$ [m/s] | 63,68 | 53,54 | 54,60 | 56,31 | 53,42 | 54,27 | 55,13 |
| c_2 [m/s] | 64,97 | 55,37 | 55,98 | 57,05 | 56,03 | 56,59 | 57,19 |
| w_{2u} [m/s] | 153,74 | 129,25 | 131,81 | 135,95 | 128,97 | 131,03 | 133,10 |
| c_{2u} [m/s] | 12,88 | 14,13 | 12,37 | 9,12 | 16,91 | 16,03 | 15,22 |
| α_2 [°] | 101,4 | 104,8 | 102,8 | 99,2 | 107,6 | 106,5 | 105,4 |

3.4.1.3 Výpočet rychlostních trojúhelníků ST-NT dílu

Na základě výpočtu lopatkového plánu pomocí programu Turbina-Delphi (výsledky viz Příloha F) se došlo k závěru, že poslední čtyři stupně ST-NT dílu budou navrženy se zborceným typem lopatky. Pro tento typ je nezbytné přepočítat některé z parametrů, jedná se o $L_{P,RL}$, D_s , F_{ax} , α_p , D , R_p , α_1 , α_2 , β_1 a β_2 , pomocí programu ZLOP2.

3.4.1.4 Přepočet lopatek zborceného typu

Princip přepočtu je takový, že algoritmus programu zachovává konstantní průtok páry stupněm a vstupní úhel, rozděljuje danou lopatku na pět průtočných kanálů (viz obr. 23), v těchto průřezech jsou vypočteny parametry příslušných rychlostních trojúhelníků. Typ korekce byl zvolen na $\alpha_1 = \text{konst.}$ při zachování vypočtené délky výstupní hrany RL.



Obr. 23 Rozdělení zborceného typu lopatky na jednotlivé průtočné kanály; zdroj [16]

Vstupní hodnoty zadávané do programu ZLOP2 jsou:

- m_{p_st} ... hmotnostní průtok páry procházející daným stupněm [kg/s],
- p_1 ... vstupní tlak páry [MPa],
- p_2 ... výstupní tlak páry [MPa],
- i_1 ... entalpie páry na vstupu [kJ/kg],
- R_p ... reakce na patě [-],
- D_p ... patní průměr stupně [mm],
- L_p ... délka výstupní hrany RL [mm].

Přepočtené parametry náležící 6. ÷ 9. stupni jsou uvedeny v tab. 13 ÷ tab. 16.

Tab. 13 Přepočet parametrů lopatkování – 6. stupeň ST-NT dílu

| Délka výstupní hrany RL = 190 mm | | | | | |
|----------------------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|
| D _s = 1650 mm | | | | | |
| F _{ax} = 3,3E-02 MN | | | | | |
| α _p = 14,05° | | | | | |
| D [mm] | R _p [-] | α ₁ [°] | β ₁ [°] | β ₂ [°] | α ₂ [°] |
| 1460,0 | 0,100 | 14,1 | 28,1 | 23,6 | 80,6 |
| 1555,0 | 0,195 | 14,1 | 31,9 | 23,0 | 84,6 |
| 1650,0 | 0,275 | 14,1 | 37,0 | 22,4 | 88,0 |
| 1745,0 | 0,344 | 14,1 | 44,2 | 21,6 | 90,7 |
| 1840,0 | 0,402 | 14,1 | 54,4 | 20,9 | 93,0 |

Tab. 14 Přepočet parametrů lopatkování – 7. stupeň ST-NT dílu

| Délka výstupní hrany RL = 302 mm | | | | | |
|----------------------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|
| D _s = 1822 mm | | | | | |
| F _{ax} = 4E-02 MN | | | | | |
| α _p = 14,0° | | | | | |
| D [mm] | R _p [-] | α ₁ [°] | β ₁ [°] | β ₂ [°] | α ₂ [°] |
| 1520,0 | 0,100 | 14,0 | 28,2 | 23,7 | 82,7 |
| 1671,0 | 0,239 | 14,0 | 34,7 | 22,7 | 88,5 |
| 1822,0 | 0,347 | 14,0 | 45,4 | 21,6 | 92,8 |
| 1973,0 | 0,433 | 14,0 | 63,6 | 20,4 | 95,9 |
| 2124,0 | 0,502 | 14,0 | 91,6 | 19,3 | 98,2 |

Tab. 15 Přepočet parametrů lopatkování – 8. stupeň ST-NT dílu

| Délka výstupní hrany RL = 430 mm | | | | | |
|----------------------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|
| D _s = 2030 mm | | | | | |
| F _{ax} = 3,9E-02 MN | | | | | |
| α _p = 16,86° | | | | | |
| D [mm] | R _p [-] | α ₁ [°] | β ₁ [°] | β ₂ [°] | α ₂ [°] |
| 1600,0 | 0,100 | 16,9 | 32,5 | 27,6 | 79,5 |
| 1815,0 | 0,276 | 16,9 | 41,9 | 26,3 | 86,4 |
| 2030,0 | 0,403 | 16,9 | 58,7 | 24,7 | 91,2 |
| 2245,0 | 0,498 | 16,9 | 87,0 | 23,1 | 94,5 |
| 2460,0 | 0,571 | 16,9 | 118,8 | 21,5 | 96,8 |

Tab. 16 Přepoččet parametrů lopatkování – 9. stupeň ST-NT dílu

| Délka výstupní hrany RL = 780 mm | | | | | |
|----------------------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|
| D _s = 2380 mm | | | | | |
| F _{ax} = 5E-02 MN | | | | | |
| α _p = 20,18° | | | | | |
| D [mm] | R _p [-] | α ₁ [°] | β ₁ [°] | β ₂ [°] | α ₂ [°] |
| 1600,0 | 0,100 | 20,2 | 35,5 | 30,8 | 70,5 |
| 1990,0 | 0,373 | 20,2 | 53,0 | 29,1 | 81,1 |
| 2380,0 | 0,534 | 20,2 | 90,5 | 26,5 | 87,6 |
| 2770,0 | 0,637 | 20,2 | 131,4 | 23,9 | 91,7 |
| 3160,0 | 0,708 | 20,2 | 151,8 | 21,5 | 94,2 |

Výsledné hodnoty zkoumaných veličiny jsou uvedeny v tab. 17, přičemž platí pravidlo, že vstupní i výstupní parametry válcových lopatek jsou uváděny na středním průměru stupně, zatímco u zborceného typu na patním průměru (viz hodnoty tab. 13 ÷ tab. 16).

Tab. 17 Parametry rychlostních trojúhelníků ST-NT dílu

| Veličina | Stupeň | | | | | | | | |
|---|---------------------|--------|--------|--------|--------|----------------------|--------|--------|--------|
| | Válcový typ lopatek | | | | | Zborcený typ lopatek | | | |
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
| α ₁ [°] | 13,15 | 13,05 | 13,00 | 13,05 | 13,05 | 14,05 | 14,00 | 16,86 | 20,18 |
| φ [-] | 0,97 | 0,97 | 0,97 | 0,97 | 0,97 | 0,97 | 0,97 | 0,97 | 0,97 |
| R _p [-] | 0,030 | 0,030 | 0,030 | 0,030 | 0,030 | 0,100 | 0,100 | 0,100 | 0,100 |
| R _s [-] | 0,131 | 0,139 | 0,148 | 0,168 | 0,191 | 0,275 | 0,347 | 0,403 | 0,534 |
| (1 - R _s) [-] | 0,869 | 0,861 | 0,852 | 0,832 | 0,809 | 0,725 | 0,653 | 0,597 | 0,466 |
| c ₁ [m/s] | 346,31 | 366,60 | 379,55 | 390,60 | 406,10 | 399,93 | 391,15 | 390,84 | 380,88 |
| c _{1ax} = w _{1ax} [m/s] | 78,79 | 82,78 | 85,38 | 88,20 | 91,70 | 97,09 | 94,63 | 113,37 | 131,41 |
| c _{1u} [m/s] | 337,23 | 357,13 | 369,82 | 380,51 | 395,61 | 387,97 | 379,53 | 374,03 | 357,49 |
| u [m/s] | 193,77 | 204,88 | 216,17 | 229,41 | 243,47 | 259,18 | 238,76 | 251,33 | 251,33 |
| w _{1u} [m/s] | 143,46 | 152,25 | 153,65 | 151,10 | 152,14 | 110,03 | 107,42 | 134,39 | 161,50 |
| w ₁ [m/s] | 163,67 | 173,30 | 175,78 | 174,95 | 177,64 | 146,74 | 143,15 | 175,82 | 226,06 |
| β ₁ [°] | 28,8 | 28,5 | 29,1 | 30,3 | 31,1 | 28,1 | 28,2 | 32,5 | 35,5 |
| β ₂ [°] | 22,5 | 22,5 | 22,5 | 22,5 | 22,5 | 23,6 | 23,7 | 27,6 | 30,8 |
| (β ₁ + β ₂) [°] | 51,3 | 51,0 | 51,6 | 52,8 | 53,6 | 51,7 | 52,0 | 60,1 | 66,4 |
| ψ [-] | 0,875 | 0,874 | 0,875 | 0,877 | 0,879 | 0,875 | 0,876 | 0,890 | 0,900 |
| w ₂ [m/s] | 187,51 | 201,43 | 209,74 | 220,92 | 237,42 | 256,70 | 286,34 | 333,64 | 429,66 |
| w _{2ax} = c _{2ax} [m/s] | 71,76 | 77,09 | 80,26 | 84,54 | 90,86 | 102,90 | 115,16 | 154,52 | 220,31 |
| c ₂ [m/s] | 74,64 | 79,34 | 83,33 | 88,25 | 94,01 | 104,30 | 116,09 | 157,15 | 220,76 |
| w _{2u} [m/s] | 173,24 | 186,10 | 193,77 | 204,10 | 219,35 | 235,18 | 262,16 | 295,70 | 368,88 |
| c _{2u} [m/s] | -20,53 | -18,78 | -22,40 | -25,32 | -24,13 | 17,02 | 14,66 | 28,64 | 73,61 |
| α ₂ [°] | 106,0 | 103,7 | 105,6 | 106,7 | 104,9 | 80,6 | 82,7 | 79,5 | 70,5 |

3.4.2 Machova čísla

Hodnota Machova čísla je jednou z charakteristik použitého profilu lopatky, každý z nich má svoje rozmezí Machových čísel (viz Příloha G), podle kterého lze určit rychlost proudění média v lopatkové mříži (viz tab. 18).

Tab. 18 Rychlost proudění dle rozsahu Machova čísla

| Machovo číslo [-] | Rychlost proudění | Typ lopatky |
|-------------------|-------------------|-------------|
| $Ma < 0,7 - 0,9$ | podzvuková | A |
| $0,9 < Ma < 1,15$ | transsonická | B |
| $1,1 < Ma < 1,3$ | nadzvuková | C |
| $Ma > 1,3 - 1,5$ | vysoce nadzvuková | D |

$$a = \sqrt{\kappa \cdot p \cdot v} \quad (3.44)$$

$$Ma = \frac{c}{a} \quad (3.45)$$

Kde

a ... rychlost zvuku [m/s],

κ ... izoentropický exponent [-],

p ... tlak média na vstupu do lopatkové mříže (LM) [Pa],

v ... měrný objem média na vstupu do LM [m³/kg],

Ma ... Machovo číslo [-],

c ... absolutní rychlost média na vstupu do LM [m/s].

Hodnoty těchto potřebných veličin pro výpočet Machova čísla příslušné lopatkové mříže (RL, OL) jsou zadávány z výpočtu lopatkového plánu VT a ST-NT dílu (viz Přílohy D, F).

3.4.2.1 Výpočet Machových čísel lopatek VT dílu

Vypočtené hodnoty příslušných Machových čísel VT dílu a potřebných veličin vztažených jak k rozváděcím, tak i oběžným lopatkám jsou uvedeny v tab. 19.

Tab. 19 Machova čísla lopatek VT dílu

| Veličiny | Stupeň | | | | | | |
|----------------------------------|-----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
| kappa [-] | 1,28101 | 1,28129 | 1,28180 | 1,28251 | 1,28325 | 1,28347 | 1,28127 |
| v_1 [m³/kg] | 0,02957 | 0,03607 | 0,04169 | 0,04836 | 0,05658 | 0,06586 | 0,07708 |
| v_2 [m³/kg] | 0,03604 | 0,04166 | 0,04835 | 0,05658 | 0,06579 | 0,07662 | 0,09125 |
| a_1 [m/s] | 575,01 | 563,48 | 554,51 | 545,24 | 535,43 | 525,83 | 515,49 |
| | RL | | | | | | |
| c_1_RL [m/s] | 327,74 | 269,19 | 270,48 | 273,48 | 262,32 | 261,74 | 261,16 |
| Ma_RL [-] | 0,570 | 0,478 | 0,488 | 0,502 | 0,490 | 0,498 | 0,507 |
| α_0 [°] | 100,0 | 100,0 | 100,0 | 100,0 | 100,0 | 100,0 | 100,0 |
| α_1 [°] | 13,3 | 13,4 | 13,4 | 13,4 | 13,3 | 13,4 | 13,4 |
| Typ profilu | S-90-15A | S-90-15A | S-90-15A | S-90-15A | S-90-15A | S-90-15A | S-90-15A |

| | OL | | | | | | |
|---------------------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
| w_1_OL [m/s] | 169,97 | 133,90 | 134,44 | 136,55 | 124,95 | 123,48 | 121,83 |
| Ma_OL [-] | 0,296 | 0,238 | 0,242 | 0,250 | 0,233 | 0,235 | 0,236 |
| β_1 [°] | 26,3 | 27,8 | 27,8 | 27,7 | 28,9 | 29,4 | 29,8 |
| β2 [°] | 22,5 | 22,5 | 22,5 | 22,5 | 22,5 | 22,5 | 22,5 |
| Typ profilu | R-30-21A | R-30-21A | R-30-21A | R-30-21A | R-30-21A | R-30-21A | R-30-21A |

3.4.2.2 Výpočet Machových čísel lopatek ST-NT dílu

Vypočtené hodnoty příslušných Machových čísel ST-NT dílu a potřebných veličin vztažených jak k rozváděcím, tak i oběžným lopatkám jsou uvedeny v Příloze H.

3.4.3 Ztráty v rozváděcích a oběžných lopatkách

Nejen znalost celkových ztrát stupně (viz Přílohy D, F), je důležitá, ale nezbytnou součástí při návrhu průtočné části turbíny je výpočet rozložení ztrát v rámci stupně jak v RL, tak i v OL. Pro výpočet využijeme vypočtených parametrů v rámci podkapitoly 3.4.1.

3.4.3.1 Výpočtové vztahy – ztráty v RL a OL

$$h_{iz_{RL_i}} = (1 - R_{s_i}) \cdot h_{iz_i}, \quad (3.46)$$

$$i_{2iz_{RL_i}} = i_{1_i} - h_{iz_{RL_i}}, \quad (3.47)$$

$$z_{RL_i} = (1 - \varphi^2) \cdot h_{iz_{RL_i}}, \quad (3.48)$$

$$i_{2_{RL_i}} = i_{2iz_{RL_i}} + z_{RL_i}, \quad (3.49)$$

$$p_{2_{RL_i}}(i_{2_i}, s_{1_i}), \quad (3.50)$$

$$t_{2_{RL_i}}(i_{2_i}, p_{2_i}), \quad (3.51)$$

$$v_{2_{RL_i}}(i_{2_i}, p_{2_i}), \quad (3.52)$$

$$s_{2_{RL_i}}(i_{2_i}, p_{2_i}), \quad (3.53)$$

$$h_{iz_{OL_i}} = R_{s_i} \cdot h_{iz_i}, \quad (3.54)$$

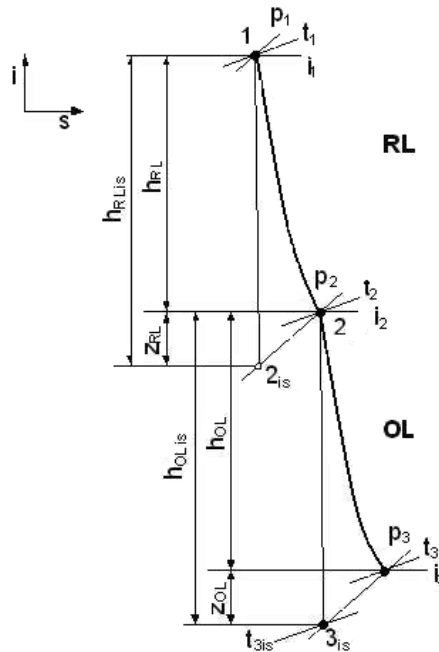
$$i_{3iz_{OL_i}} = i_{2_{RL_i}} - h_{iz_{OL_i}}, \quad (3.55)$$

$$z_{OL_i} = \frac{(1 - \psi^2) \cdot w_{1_i}^2}{2000}, \quad (3.56)$$

Kde

- $h_{iz_RL_i}$... izoentropický entalpický spád na RL i-tého stupně [kJ/kg],
- $i_{2iz_RL_i}$... izoentropická entalpie na výstupu z RL i-tého stupně [kJ/kg],
- z_{RL_i} ... ztráta v RL i-tého stupně [kJ/kg],
- $i_{2_RL_i}$... skutečná entalpie na výstupu z RL i-tého stupně [kJ/kg],
- $p_{2_RL_i}$... tlak média na výstupu z RL i-tého stupně [bar],
- $t_{2_RL_i}$... teplota média na výstupu z RL i-tého stupně [°C],
- $v_{2_RL_i}$... měrný objem média na výstupu z RL i-tého stupně [m³/kg],
- $s_{2_RL_i}$... skutečná entropie na výstupu z RL i-tého stupně [kJ/kg.K],
- $h_{iz_OL_i}$... izoentropický entalpický spád na OL i-tého stupně [kJ/kg],
- $i_{3iz_OL_i}$... izoentropická entalpie na výstupu z OL i-tého stupně [kJ/kg],
- z_{OL_i} ... ztráta v OL i-tého stupně [kJ/kg].

Vyčíslení zbylých parametrů v oběžných lopatkách jednotlivých stupňů je analogické s výpočtem v lopatkách rozváděcích.



Obr. 24 Expanze v turbínovém stupni; zdroj [17]

3.4.3.2 Výpočet ztrát ve VT dílu

Hodnoty veličin potřebné pro výpočet ztrát v rozváděcích a oběžných lopatkách ve VT dílu i jejich samotné velikosti jsou uvedeny v Příloze I.

3.4.3.3 Výpočet ztrát v ST-NT dílu

Hodnoty veličin potřebné pro výpočet ztrát v rozváděcích a oběžných lopatkách v ST-NT dílu i jejich samotné velikosti jsou uvedeny v Příloze J.

3.4.4 Délky lopatek

Na základě výpočtu pomocí programu Turbina-Delphi byla vyčíslena jen teoretická délka výstupní hrany rozváděcí lopatky (RL). Je třeba nejprve určit délku vstupní hrany oběžné lopatky (OL), která je vypočtena na základě vztahu 3.58. Při návrhu RL je dodržováno pravidlo, že délka vstupní hrany OL má být o 2,5 mm větší než délka výstupní hrany RL, výjimkou jsou poslední stupně ST-NT dílu, kde tento rozdíl nabývá vyšších hodnot. Tento délkový přírůstek se rozděluje v poměru 1/3 na patu OL : 2/3 na špičku OL. Vstupní délku rozváděcí lopatky dostaneme díky zvolenému přírůstku (zajištění pozvolného rozšiřování průtočného kužele). Rozdělení zvoleného přírůstku je volen v poměru 1/3 : 2/3 (přírůstek na vstupní hranu : přírůstek na výstupní hranu RL). Tento postup je aplikován u válcového typu lopatky, v případě zborceného typu se při určení výstupní hrany RL (pomocí programu ZLOP2) vychází z vyčíslené velikosti výstupní hrany rozváděcí lopatky (viz 3.4.1.4) a volby rozdílu délek L_{RL_vstup} a $L_{RL_výstup}$ dle praxe.

$$S_{\alpha 3_i} = \frac{m_{p_i} \cdot v_{3_OL_i}}{w_3}, \quad (3.57)$$

$$L_{p_OL} = \frac{\sqrt{D_p^2 + 4 \cdot \frac{S_{\alpha 3}}{\pi \cdot \sin \beta_3}} - D_p}{2} \cdot 1000, \quad (3.58)$$

Kde

- $S_{\alpha 3_i}$... plocha průtočného kanálu oběžné lopatky (OL) i-tého stupně [m^2],
- m_{p_i} ... hmotnostní množství protékající i-tým stupněm [kg/s],
- v_3 ... měrný objem média na výstupu z OL [m^3/kg],
- L_{p_OL} ... délka OL [mm],

Délka vstupní a výstupní hrany oběžné lopatky je shodná (1. ÷ 7. stupeň), jen u modulových lopatek (8. ÷ 9. stupeň) je přírůstek několik milimetrů.

V koncových stupních ST-NT dílu, v 8. a 9. stupni, platí vztah:

$$\frac{2}{5} \cdot (L_{RL_výstup} - L_{RL_vstup}) = L_{OL_vstup} - L_{RL_výstup} \quad (3.59)$$

Kde

- L_{RL_vstup} ... délka vstupní hrany rozváděcí lopatky (RL) [mm],
- $L_{RL_výstup}$... délka výstupní hrany RL [mm],
- L_{OL_vstup} ... délka vstupní hrany oběžné lopatky [mm].

Délky lopatek RL a OL, navržené pro VT a ST-NT díl, jsou uvedeny i s příslušnými přírůstky v tab. 20 a tab. 21.

3.4.4.1 Výpočet délek rozváděcích a oběžných lopatek VT dílu

Tab. 20 Délky RL a OL v rámci VT dílu

| Veličiny | Stupeň | | | | | | |
|------------------|--------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
| RL | | | | | | | |
| ΔL [mm] | 2,0 | 3,0 | 4,0 | 5,0 | 6,0 | 7,0 | 8,0 |
| L_p_RL [mm] | 20,73 | 32,83 | 37,91 | 43,59 | 48,75 | 56,20 | 64,25 |
| L_RL_vstup [mm] | 17,5 | 29,3 | 32,8 | 36,8 | 41,7 | 47,8 | 55,5 |
| L_RL_výstup [mm] | 18,8 | 31,6 | 36,1 | 41,1 | 47,0 | 54,1 | 62,8 |
| OL | | | | | | | |
| ΔL [mm] | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| L_p_OL [mm] | 21,25 | 34,11 | 38,65 | 43,64 | 49,47 | 56,64 | 65,27 |
| L_OL_vstup [mm] | 21,3 | 34,1 | 38,6 | 43,6 | 49,5 | 56,6 | 65,3 |
| L_OL_výstup [mm] | 21,3 | 34,1 | 38,6 | 43,6 | 49,5 | 56,6 | 65,3 |

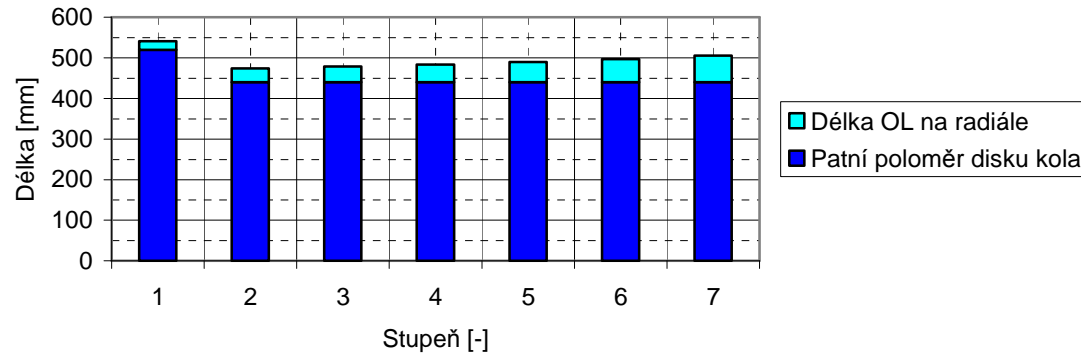
Výsledkem výpočtu je koncový návrh průtočné části VT dílu, který je vyobrazen na obr. 25 a obr. 26.

3.4.4.2 Výpočet délek rozváděcích a oběžných lopatek ST-NT dílu

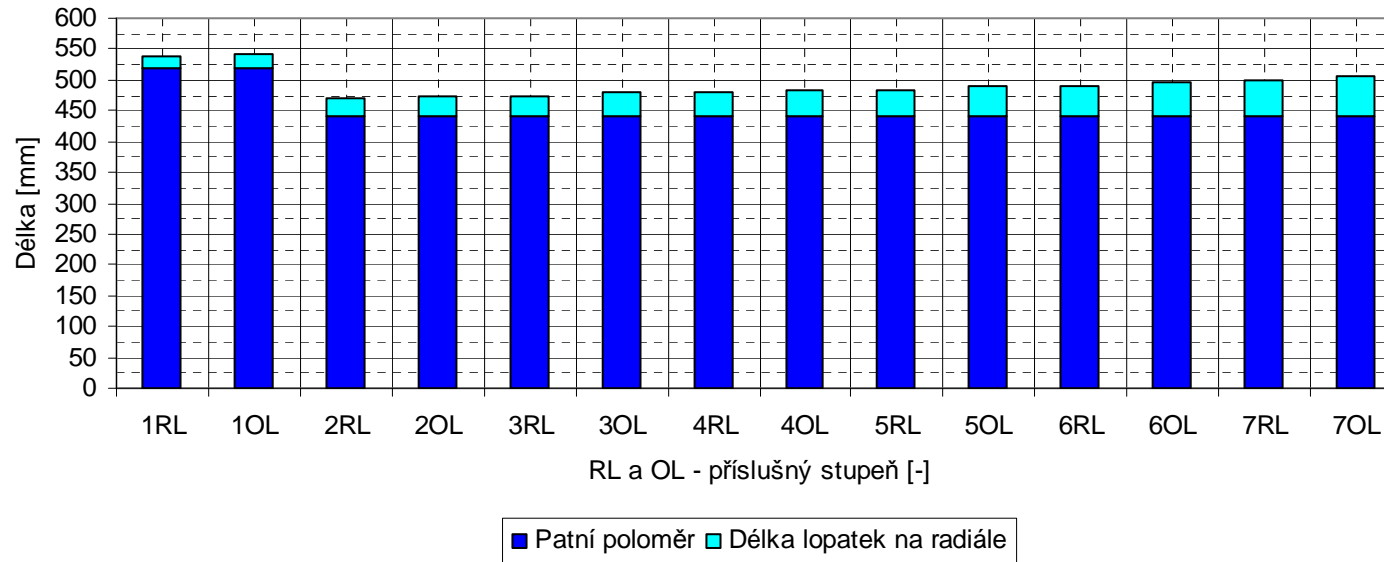
Tab. 21 Délky RL a OL v rámci ST-NT dílu

| Veličiny | Stupeň | | | | | | | | |
|------------------|--------|-------|-------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
| RL | | | | | | | | | |
| ΔL [mm] | 9,0 | 10,0 | 11,0 | 12,0 | 13,0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| L_p_RL [mm] | 73,62 | 84,26 | 96,17 | 120,55 | 150,00 | 190,00 | 302,00 | 430,00 | 780,00 |
| L_RL_vstup [mm] | 64,4 | 72,8 | 83,5 | 105,7 | 131,0 | 177,5 | 279,5 | 384,9 | 642,5 |
| L_RL_výstup [mm] | 70,4 | 79,5 | 90,8 | 113,7 | 139,7 | 190,0 | 302,0 | 430,0 | 780,0 |
| OL | | | | | | | | | |
| ΔL [mm] | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 13 | 6 |
| L_p_OL [mm] | 72,92 | 82,02 | 93,25 | 116,16 | 142,23 | 192,50 | 304,50 | 460,00 | 840,00 |
| L_OL_vstup [mm] | 72,9 | 82,0 | 93,3 | 116,2 | 142,2 | 192,5 | 304,5 | 447,0 | 834,0 |
| L_OL_výstup [mm] | 72,9 | 82,0 | 93,3 | 116,2 | 142,2 | 192,5 | 304,5 | 460,0 | 840,0 |

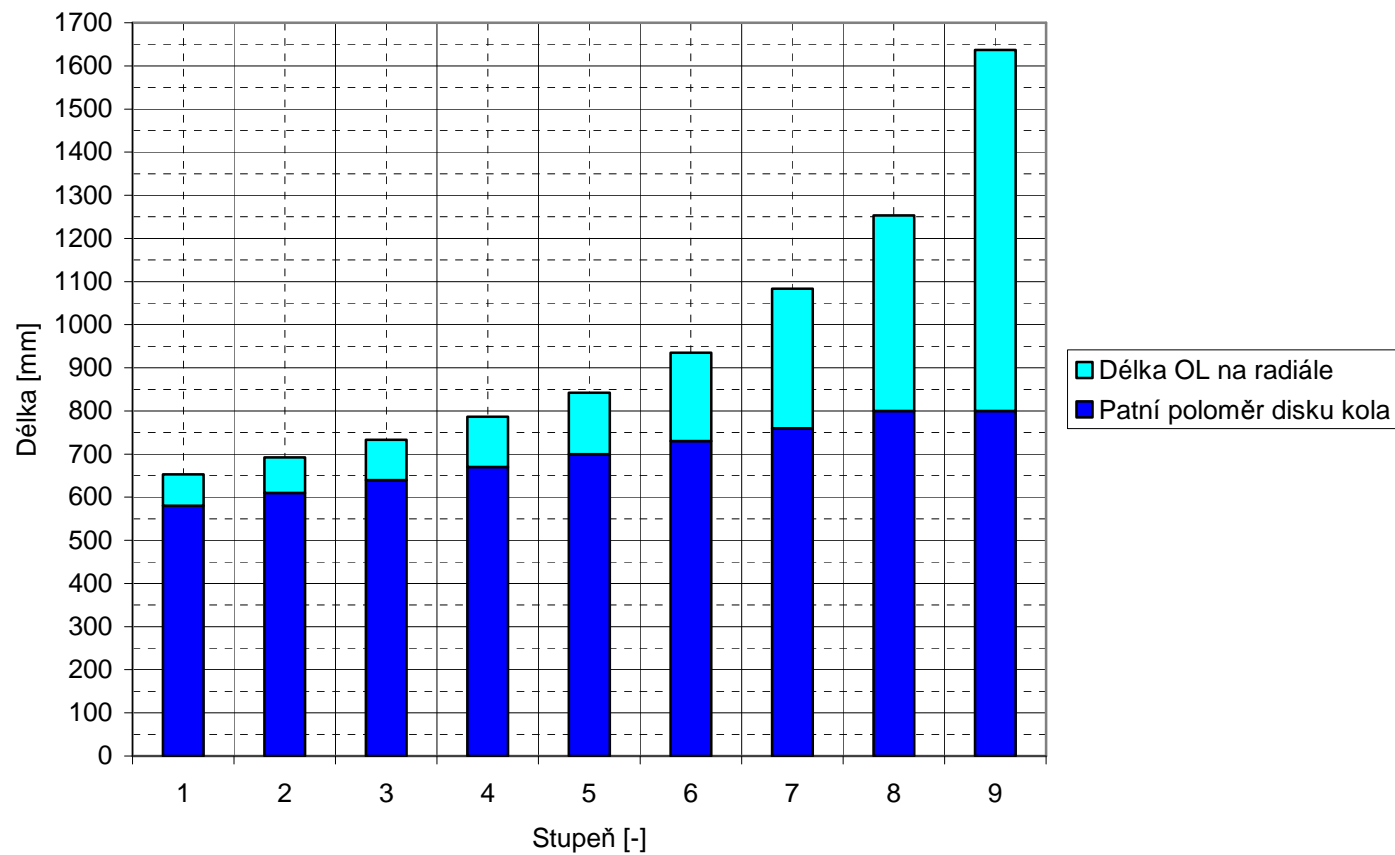
Výsledkem výpočtu je koncový návrh průtočné části ST-NT dílu, který je uveden na obr. 27 a obr. 28.



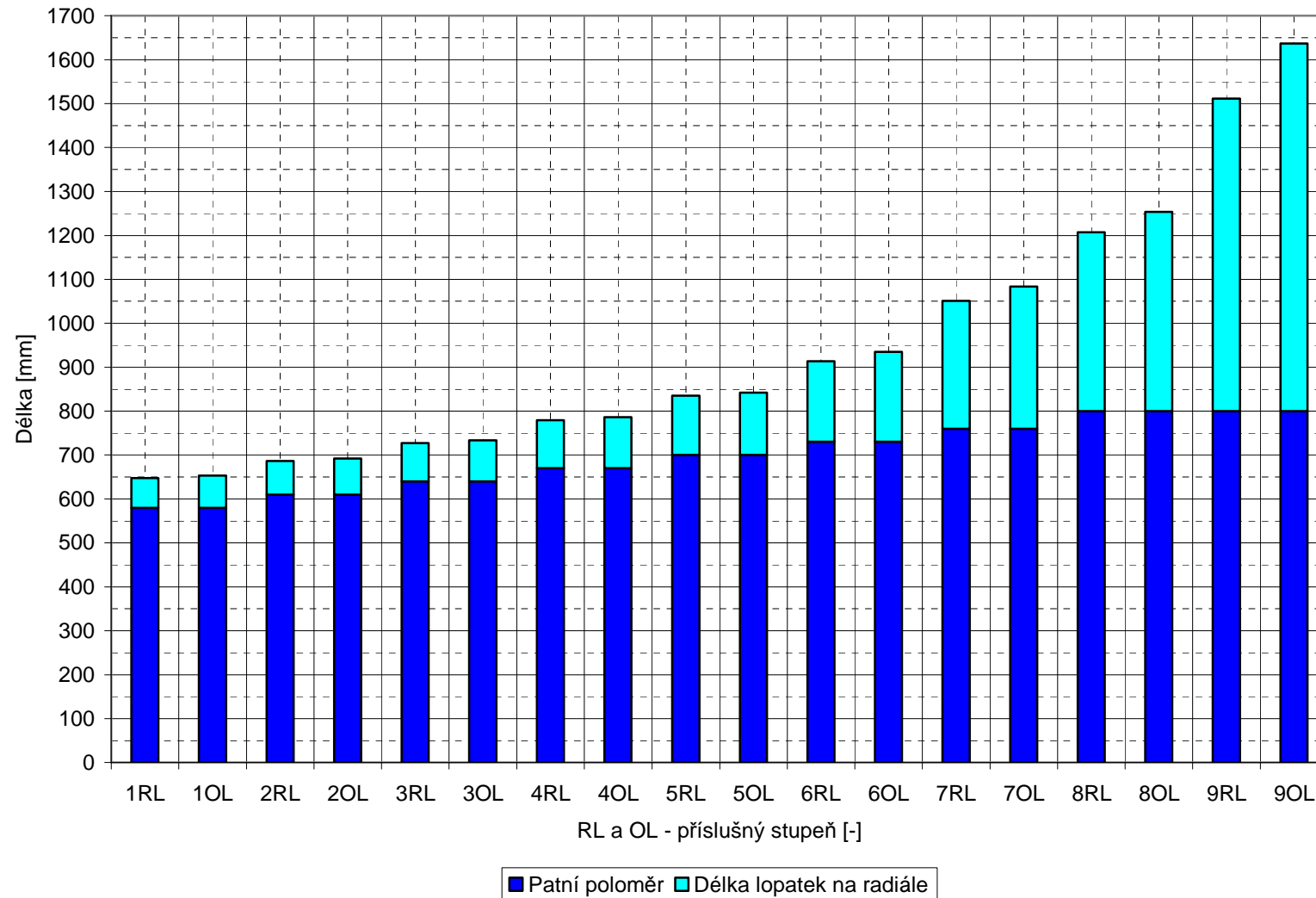
Obr. 25 Lopatkový plán oběžných lopatek VT dílu



Obr. 26 Lopatkový plán VT dílu



Obr. 27 Lopatkový plán oběžných lopatek ST-NT dílu



Obr. 28 Lopatkový plán ST-NT dílu

4 Pevnostní výpočet průtočné části turbíny

V rámci pevnostního výpočtu je provedena kontrola oběžných lopatek a jejich závěsů, rozváděcích lopatek a jejich disků. Materiály jednotlivých komponent a jejich příslušná dovolená namáhání jsou volena s ohledem na teplotu prostředí, v němž pracují (viz Příloha K) a v neposlední řadě také na fakt, že turbína je navrhována pro solární cyklus, který má svá specifika (viz 1.2).

4.1 Namáhání oběžných lopatek

Při výpočtu OL je uvažováno s namáháním:

- *ohybem od obvodové síly odpovídající výkonu daného stupně – namáhány všechny lopatky bez ohledu na jejich délku,*
- *tahem v patním průřezu profilu lopatky od odstředivé síly všech hmot nad tímto průřezem.*

Při návrhu oběžných lopatek jsou k dispozici jen normalizované profily lopatek z katalogu, které byly poskytnuty katedrou KKE (viz Příloha G). V tabulkách jsou uvedeny normalizované rozměry lopatek pouze pro šířku profilu $B_0 = 25$ mm. Při pevnostní kontrole jsou na základě výpočtu namáhání navrženy skutečné šířky profilů lopatek B' pro jednotlivé stupně. Se změnou šířky lopatek se mění i další charakteristické rozměry profilu. Přepočet probíhá na základě uvedených vztahů:

$$b' = b_0 \cdot \frac{B'}{B_0}, \quad (4.1)$$

$$S' = S_0 \cdot \left(\frac{B'}{B_0} \right)^2, \quad (4.2)$$

$$W' = W_0 \cdot \left(\frac{B'}{B_0} \right)^3, \quad (4.3)$$

Kde

b' ... přepočtená tětiva lopatky [cm],

b_0 ... tětiva profilu lopatky pro šířku profilu $B_0 = 25$ mm [cm],

B' ... přepočtená šířka profilu lopatky [cm],

S' ... přepočtená plocha profilu lopatky [cm²],

S_0 ... plocha profilu lopatky pro šířku profilu $B_0 = 25$ mm [cm²],

W' ... přepočtený průřezový modul pružnosti v ohybu [cm³],

W_0 ... průřezový modul pružnosti v ohybu pro šířku profilu $B_0 = 25$ mm [cm³].

4.1.1 Ohybové namáhání OL

V rámci pevnostní kontroly byla dodržována zásada, že maximální dovolené ohybové namáhání pro lopatky v totálním ostřiku $\sigma_{o_D} = 20$ MPa. Tato hodnota je ale snížena na 16 MPa pro stupně, za kterými se nachází odběr páry pro regeneraci a také na koncovém stupni příslušného dílu. Důvodem této změny je možný tlakový pokles v odběru nebo v potrubí za koncovým stupněm, v důsledku něhož by mohlo dojít k navýšení tlakového spádu na stupeň, a tím i ke zvýšení ohybového namáhání na nepřípustnou hodnotu.

Poslední dva stupně ST-NT dílu jsou složeny z tzv. modulových lopatek, jejichž geometrické a materiálové charakteristiky jsou pevně stanoveny (firma ŠKODA POWER A Doosan company). Profily těchto lopatek jsou navrženy tak, aby odolaly jak ohybovému i tahovému namáhání, tak i z hlediska kmitání, jenž je způsobeno délkou lopatek, díky kterému by mohlo dojít k jejich rezonanci, což je nežádoucí. Vyšetřování chvění lopatek ale není z důvodu časové a odborné náročnosti v rámci práce řešeno.

Pro vyčíslení velikost ohybového namáhání je potřeba znalosti výkonu na jednotlivé stupně, vycházíme z hodnot uvedených v Přílohách D, F.

4.1.1.1 Výpočtové vztahy

$$t_{opt} = \frac{t}{b}, \quad (4.4)$$

$$t' = t_{opt} \cdot b', \quad (4.5)$$

$$z_i = \frac{\pi \cdot D_{s_i}}{t'}, \quad (4.6)$$

$$t_{sk} = \frac{\pi \cdot D_{s_i}}{z_i}, \quad (4.7)$$

$$M_{K_lop} = \frac{P_i}{2 \cdot \pi \cdot n \cdot z_i}, \quad (4.8)$$

$$F_{u_lop} = \frac{2 \cdot M_{K_lop}}{D_{s_i}}, \quad (4.9)$$

$$M_{o_lop} = F_{u_lop} \cdot \frac{L_{p_OL}}{2}, \quad (4.10)$$

$$\sigma_o = \frac{M_{o_lop}}{W'}, \quad (4.11)$$

Kde

t_{opt} ... optimální poměrná rozteč lopatek [-] – volba z rozmezí viz Příloha G.

4.1.2 Tahové namáhání OL

Oběžné lopatky jsou namáhány odstředivou silou od všech hmot, které jsou nad místem výpočtu. Při výpočtu se stanoví jak hmotnost OL, části závěsu, tak i hmotnost bandáže připadající na jednu lopatku.

Vychází se z pravidla, že na 1. stupni VT dílu se bandáž OL zesiluje, pro ostatní OL se volí bandáž dle dovoleného namáhání. V případě splnění pevnostní podmínky se může bandáž aplikovat i na zborčené lopatky, je s výhodou využita pro snížení okrajových ztrát únikem páry kolem špiček lopatek.

Výpočet je proveden při zvýšených otáček $n' = 1,1 \cdot n \approx 3\,300\,1/\text{min}$. Toto navýšení je aplikováno z důvodu náhlého odlehčení turbíny při odfázování generátoru od elektrické sítě. Při této situaci dochází k rychlému navýšení otáček v časovém rozmezí několika sekund. Právě hranice 3 300 1/min je maximální dovolená hodnota, která se i přes rychlou reakci regulace může dosáhnout, poté by měli otáčky opět klesnout a ustálit se na hodnotě n_{jm} , popřípadě daným trendem klesat k nižším hodnotám (v případě úplného odstavení turbíny).

U OL zborčeného typu se musí zohlednit tzv. zeštíhlení lopatky směrem ke špičce, které mění i její průřez. Do výpočtu se tato skutečnost zanáší pomocí koeficientu odlehčení.

4.1.2.1 Výpočtové vztahy

$$V_{OL} = S' \cdot L_{p_OL} , \quad (4.12)$$

$$m_{OL} = \rho \cdot V_{OL} , \quad (4.13)$$

$$D_b = D_{s_i} + L_{p_OL} + b_b , \quad (4.14)$$

$$V_b = \pi \cdot (D_{s_i} + b + L_{p_OL}) \cdot s_b \cdot b_b , \quad (4.15)$$

$$m'_b = \frac{V_b \cdot \rho}{z_i} , \quad (4.16)$$

$$m'_c = m_{OL} \cdot m'_b , \quad (4.17)$$

$$m_{OL_i} = m'_c \cdot z_i , \quad (4.18)$$

$$m_{OL_celk} = \sum_{i=1}^n m_{OL_i} , \quad (4.19)$$

$$a_d = \frac{D_{s_i} \cdot b_b}{2} \cdot (2 \cdot \pi \cdot n')^2 , \quad (4.20)$$

$$F_{od} = m'_c \cdot a_d , \quad (4.21)$$

$$\frac{S_{\xi}}{S_p} = e^{\frac{\rho \cdot \omega^2}{2 \cdot \sigma} \cdot (D_{s_i} \cdot L_{p_OL})} , \quad (4.22)$$

$$k = \sqrt{\frac{S_p}{S_{\xi}}} , \quad (4.23)$$

$$\sigma_{tah} = \frac{F_{od}}{S'} , \quad (4.24)$$

Kde

ρ ... měrná hmotnost ocele [kg/m^3] $\rightarrow \rho = 7\,850\, \text{kg}/\text{m}^3$,

S_{ξ}/S_p ... exponenciální odlehčení oběžné lopatky [-],

k ... koeficient odlehčení zborčené lopatky [-].

4.1.3 Celkové namáhání OL

Pro kontrolu zda celkové namáhání nepřesáhne povolenou mez, tedy dovolené namáhání daného materiálu, které dostaneme interpolací z dat poskytnutých k daným materiálům (viz Příloha K). Pro vybrání správného teplotního rozmezí a následné vyčíslení dovolených namáhání je třeba znalost teploty před oběžnými lopatkami daného stupně, tato hodnota byla již vypočtena (viz 3.4.3).

Pro výpočet celkového namáhání OL daného stupně je použit vztah:

$$\sigma_{celk_OL} = 2 \cdot \sigma_o + \frac{\sigma_{tah}}{k}, \quad (4.25)$$

přičemž musí být splněna podmínka, že:

$$\sigma_{celk_OL} < \sigma_D$$

V případě, že oběžné lopatky daného stupně tuto podmínku splňují, je potvrzeno, že zvolená šířka profilu a materiál OL jsou pro dané podmínky a zatížení vyhovující.

4.1.4 Namáhání OL VT dílu

Jednotlivé veličiny, které byly voleny nebo počítány na základě vzorců (viz 4.1.1.1, 4.1.2.1), potřebné ke stanovení celkového namáhání oběžných lopatek VT dílu a následné pevnostní kontrole, jsou uvedeny v Příloze L.

4.1.5 Namáhání OL ST-NT dílu

Jednotlivé veličiny, které byly voleny nebo počítány na základě vzorců (viz 4.1.1.1, 4.1.2.1), potřebné ke stanovení celkového namáhání oběžných lopatek ST-NT dílu a následné pevnostní kontrole, jsou uvedeny v Příloze M.

4.2 Namáhání závěsů oběžných lopatek

Při návrhu závěsů oběžných lopatek se vychází z výpočtu lopatkového plánu (viz Přílohy D, F). Pro 1. stupeň VT dílu je navržen rozvidlený typ závěsu z důvodu vyššího namáhání, pro 2. ÷ 7. stupeň VT dílu závěs typu T-nožka (T-zazubená). Oběžné lopatky budou zasazeny do vyfrézovaných drážek v hřídeli (bubnu). Naopak ST-NT díl má diskové upořádání jednotlivých stupňů, proto je na 2. ÷ 7. stupni navržen závěs T-zazubený (výjimkou je 1. stupeň. – rozvidlený závěs). Pro poslední modulové stupně 8. ÷ 9. jsou použity stromečkové závěsy oblého typu. Z důvodu složitosti kontroly takového typu závěsu není v rámci práce pevnostně kontrolován. Jelikož jsou ale tyto modulové lopatky stejných rozměru využívány v praxi, je přijat předpoklad, že z pevnostního hlediska vyhovují.

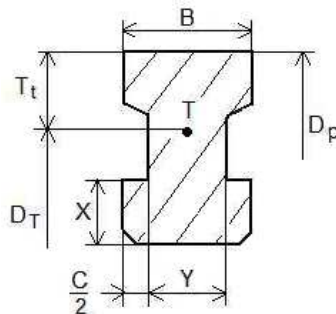
Závěsy OL jsou kontrolovány na:

- *tah od odstředivé síly v nejužším průřezu závěsu,*
- *střih v místě osazení do disku oběžného kola,*
- *otlačení v místě závěsu,*
- *otlačení v místě plochy kola (pouze u rozvidleného závěsu).*

Všechny potřebné rozměry použitých závěsů byly vzaty z poskytnutého katalogu (ŠKODA POWER A Doosan company). Pro potřeby výpočtu musely být údaje k jednotlivým typům doplněny o souřadnice středů hmotnosti a plochy závěsů. Tyto hodnoty byly vyčísleny za pomoci programu CATIA V5.

Pro určení dovoleného namáhání závěsu se vycházelo z teploty za rozváděcími lopatkami, tedy na vstupu do lopatek oběžných (viz 3.4.3), a dat náležících ke zvolenému typu materiálu (viz Příloha K). Materiál závěsu byl volen stejný jako u příslušné OL daného stupně, materiál kolíku tak, aby vyhověl pevnostním požadavkům. Volené parametry a počítané veličiny k jednotlivým závěsům jsou uvedeny v Přílohách N, O.

4.2.1 Závěs typu T-nožka – výpočtové vzorce



Obr. 29 Závěs typu T-nožka; zdroj [17]

$$D_T = D_p - 2 \cdot T_t, \quad (4.26)$$

$$t_T = \frac{\pi \cdot D_T}{z_{OL}}, \quad (4.27)$$

$$m_z = S_z \cdot t_T \cdot \rho, \quad (4.28)$$

$$F_{od_z} = m_z \cdot \frac{D_T}{2} \cdot \omega^2 = m_z \cdot \frac{D_T}{2} \cdot (2 \cdot \pi \cdot n')^2, \quad (4.29)$$

$$S_{tah} = Y \cdot t_T, \quad (4.30)$$

$$S_{smyk} = 2 \cdot X \cdot t_T, \quad (4.31)$$

$$S_{otlak} = C \cdot t_T, \quad (4.32)$$

$$\sigma_{tah} = \frac{F_{od_z} + F_{od_L}}{S_{tah}}, \quad (4.33)$$

$$\sigma_{otlak} = \frac{F_{od_z} + F_{od_L}}{S_{otlak}}, \quad (4.34)$$

$$\sigma_{smyk} = \frac{F_{od_z} + F_{od_L}}{2 \cdot S_{smyk}}, \quad (4.35)$$

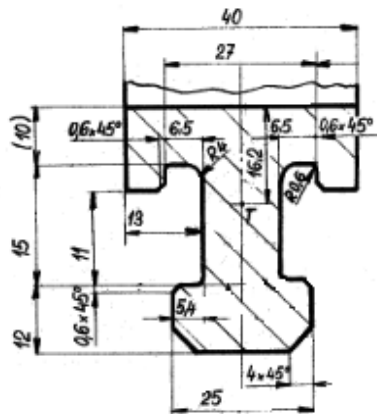
Kde

S_z ... plocha závěsu příslušné oběžné lopatky [mm^2],

musí být splněny tyto pevnostní podmínky:

$$\sigma_{tah} < \sigma_D, \quad \sigma_{smyk} < 0,7 \cdot \sigma_D, \quad \sigma_{otlak} < 220 \text{ MPa}.$$

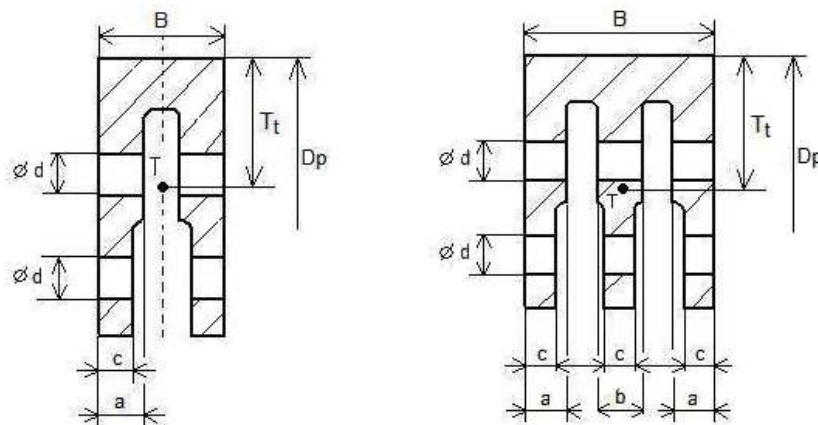
4.2.2 Závěs typu T-zazubená – výpočtové vzorce



Obr. 30 Závěs typu T-zazubený (šířka profilu OL = 40 mm); zdroj [19]

Potřebné výpočtové vzorce jsou totožné s výpočtem závěsu typu T-nožka.

4.2.3 Závěs typu rozvidlený



Obr. 31 Rozvidlený závěs; zdroj [17]

Pro spojení rozvidleného závěsu s oběžnou lopatkou je potřeba kolíku, jeho materiál je volen na základě výpočtu příslušného namáhání (viz Přílohy N, O) a dle dostupných materiálů. Postup výpočtu je analogický k závěsu typu T-nožka (T-zazubený) s rozdílem vyjádření namáhaných průřezů a dovoleného namáhání na otlak.

$$S_{tah} = (t_T - d) \cdot (n_a \cdot a + n_b \cdot b + n_c \cdot c), \quad (4.36)$$

$$S_{smyk} = 2 \cdot n_c \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}, \quad (4.37)$$

$$S_{otlak} = 2 \cdot d \cdot (n_a \cdot a + n_b \cdot b + n_c \cdot c), \quad (4.38)$$

$$S_{K_{otlak}} = d \cdot (2 \cdot B - n_a \cdot a + n_b \cdot b + n_c \cdot c), \quad (4.39)$$

přičemž musí být splněna doplňující pevnostní podmínka:

$$\sigma_{otlak} < 0,6 \cdot \sigma_{D_kolík}$$

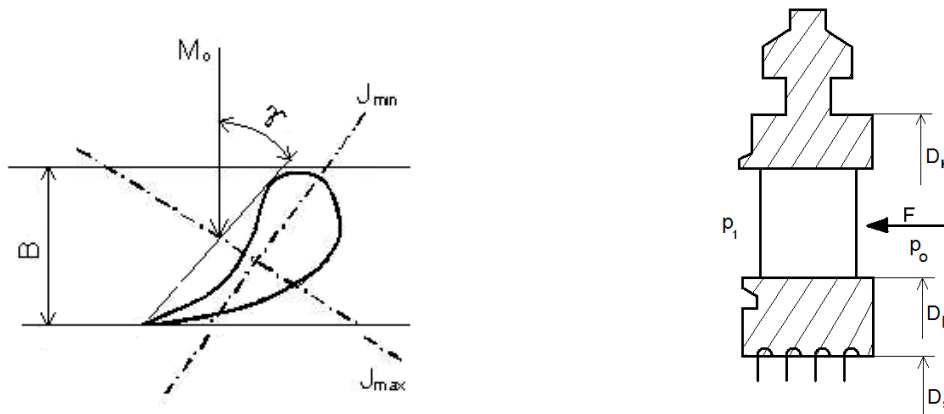
Výpočet namáhání jednotlivých závěsů i pevnostní kontrola jsou uvedeny v Příloze N, O.

4.3 Namáhání rozváděcích lopatek a disků rozváděcích kol

4.3.1 Namáhání RL VT dílu

Rozváděcí lopatky VT dílu nejsou zasazeny do disku, na rozdíl od ST-NT dílu, ale do vyfrézovaných drážek ve vnitřním tělese pomocí T-závěsů. Tato varianta vyplývá z uchycení oběžných lopatek, proto odpadá využití jak disků oběžných, tak rozváděcích kol. Výjimkou v rámci VT dílu je uchycení RL 1. stupně do disku. Disk je na jeho horní straně zasazen do vyfrézované drážky ve vnitřním tělese a na dolní straně je k tělesu přišroubován. RL 1. stupně jsou řešeny jako dýzový segment, ten je kontrolován jen na tah (viz obr. 33).

Při pevnostním výpočtu RL je uvažováno pouze s ohybovým namáháním od přetlaku působícího na plochu lopatky. Nejvíce namáhaným místem je pata lopatky. Schématický popis působících sil a momentů je znázorněn na obr. 32. Dovolené namáhání RL je vyčísleno pomocí interpolace na základě pracovní teploty (viz 3.4.3) a zvoleného materiálu.



Obr. 32 Namáhání rozváděcích lopatek VT dílu; zdroj [17]

4.3.1.1 Výpočtové vzorce

Volené profily rozváděcích lopatek jsou přepočteny stejným způsobem tak jako lopatky oběžné (viz 4.1). Další potřebné vztahy jsou:

$$S_{přetl} = \frac{\pi \cdot (D_H^2 - D_S^2)}{4}, \quad (4.40)$$

$$\Delta p = p_1 - p_{2_RL}, \quad (4.41)$$

$$F_{o_Ls} = \Delta p \cdot S_{přetl}, \quad (4.42)$$

$$F_{1_L} = \frac{F_{o_Ls}}{z_{RL}}, \quad (4.43)$$

$$f_o = \frac{D_H - D_p}{2}, \quad (4.44)$$

$$M'_{o_1} = F_{1_L} \cdot \cos \gamma \cdot f_o, \quad (4.45)$$

$$\sigma_o = \frac{M'_{o_1}}{W'}, \quad (4.46)$$

$$S_{tah} = H \cdot t_{sk} , \quad (4.47)$$

$$F_{tah} = \Delta p \cdot S_{tah} , \quad (4.48)$$

$$\sigma_{tah} = \frac{F_{tah}}{S'} , \quad (4.49)$$

Kde

z_{RL} ... počet rozváděcích lopatek (RL) i-tého stupně [-],

S_{tah} ... plocha, na kterou působí přetlak [mm^2],

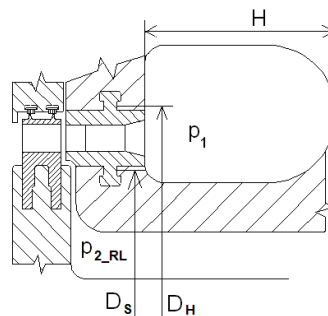
H ... šířka vstupní komory dýzového segmentu [mm^2],

t_{sk} ... skutečná rozteč RL [mm],

F_{tah} ... tahová síla na jednu RL [N].

Celkové namáhání rozváděcích lopatek je rovno buď ohybovému namáhání RL (2. ÷ 7. stupeň), nebo tahovému namáhání dýzového segmentu RL (1. stupeň).

Jednotlivé veličiny, které byly voleny nebo počítány na základě vzorců (viz výše uvedené), potřebné ke stanovení celkového namáhání rozváděcích lopatek VT dílu a následné pevnostní kontrole, jsou uvedeny v Příloze P .



Obr. 33 Tahové namáhání rozváděcích lopatek 1. stupně

4.3.2 Namáhání RL ST-NT dílu

Pro rozváděcí lopatky 1. stupně ST-NT dílu je použit závěs stejného typu jako u 1. st. VT dílu, ale u dalších stupňů jsou RL zasazeny do disků, které jsou pomocí nosičů rozváděcích kol upevněny ve vnitřním tělese dílu.

V rámci pevnostního výpočtu je uvažováno pouze tahové namáhání RL 1. stupně od rozevírání vstupní komory dýzového segmentu vlivem přetlaku a rozváděcích lopatek 2. ÷ 9. stupně ohybovým namáháním. Jednotlivé veličiny, které byly voleny nebo počítány na základě vzorců (viz 4.3.1.1), potřebné ke stanovení celkového namáhání rozváděcích lopatek a následné pevnostní kontrole, jsou uvedeny v Příloze Q.

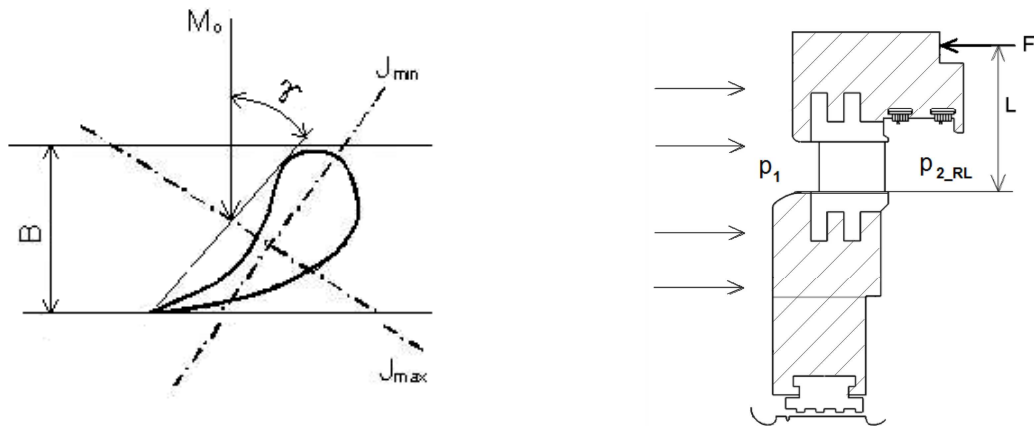
Schéma rozložení ohybového momentu a sil působících na RL jsou zobrazeny na obr. 34.

Pro výpočet plochy namáhané přetlakem je využit vztah:

$$S_{přetl} = \frac{\pi \cdot \left[(D_p^2 - D_l^2) - (D_2^2 - D_s^2) \right]}{4} , \quad (4.50)$$

Kde

D_s ... špičkový průměr i-tého stupně [m].

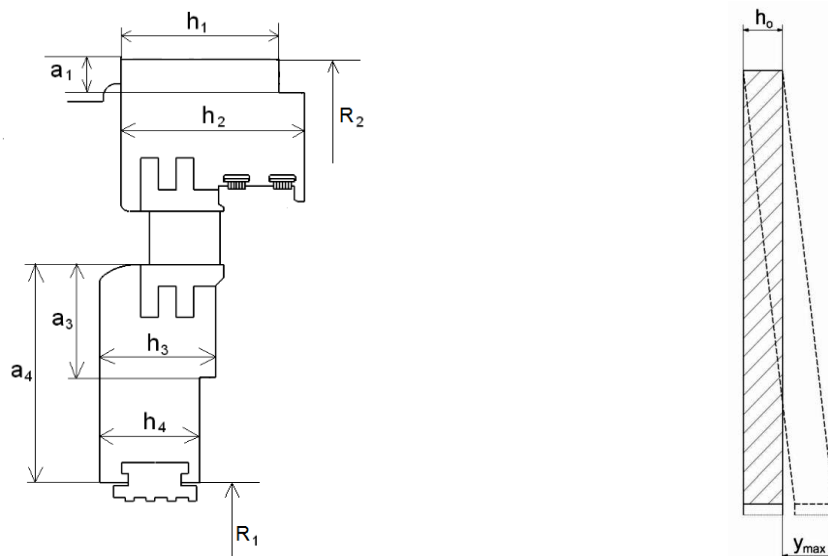


Obr. 34 Namáhání rozváděcích lopatek ST-NT dílu; zdroj [17]

4.3.3 Namáhání disků rozváděcích kol ST-NT dílu

Disky rozváděcích kol (RK) jsou namáhány silou, která vzniká díky rozdílu tlaků před a za rozváděcí mříží. Pro výpočet průhybu a namáhání RK se předpokládá, že rozváděcí kolo je plné mezikruží dělené na dvě poloviny (vycházeno z experimentu dle Taylora pro půlenou desku). Po délce disku se mění jeho šířka, proto musí být určena tzv. ekvivalentní šířka pomocí kvadratických momentů jednotlivých částí RK tak, aby byl průhyb desky i kola stejný. Na základě vypočteného průhybu kola se volí vůle mezi břitzy labyrintového těsnění rozváděcích kol a hřídelí turbíny.

Jednotlivé části rozváděcích kol s příslušným popisem potřebných rozměrů pro výpočet a znázornění maximálního průhybu jsou zobrazeny na obr. 35.



Obr. 35 Popis rozměrů a namáhání rozváděcích kol; zdroje [17] a [18]

4.3.3.1 Výpočtové vzorce

Volené profily rozváděcích lopatek (viz Příloha G) jsou přepočteny stejným způsobem tak jako lopatky oběžné (viz 4.1). Další potřebné vztahy jsou:

$$J_i = \frac{a_i \cdot h_i^3}{12}, \quad (4.51)$$

$$J_{celk} = \sum_{i=1}^4 J_i, \quad (4.52)$$

$$h_o = \sqrt[3]{\frac{12 \cdot J_{celk}}{R_2 - R_1}}, \quad (4.53)$$

$$\sigma_{max} = \varphi \cdot \Delta p \cdot \frac{R_2^2}{h_o^2} = \varphi \cdot (p_1 - p_{2-RL}) \cdot \frac{R_2^2}{h_o^2}, \quad (4.54)$$

$$y_{max} = \mu \cdot \Delta p \cdot \frac{R_2^4}{E \cdot h_o^4}, \quad (4.55)$$

$$y_D = 0,002 \cdot R_2, \quad (4.56)$$

Kde

J_i ... kvadratický moment i-té části rozváděcího kola (RK) [mm⁴],

a_i ... výška i-té části RK [mm],

h_i ... šířka i-té části RK [mm],

J_{celk} ... celkový kvadratický moment RK i-tého stupně [mm⁴],

φ, μ ... součinitelé [-] – velikosti odečteny ze závislostí (viz Přílohy R, S)
na základě dopočtených poměrů:

$$\left(\frac{R_1}{R_2} \right), \left(\frac{h_o}{R_2 - R_1} \right)$$

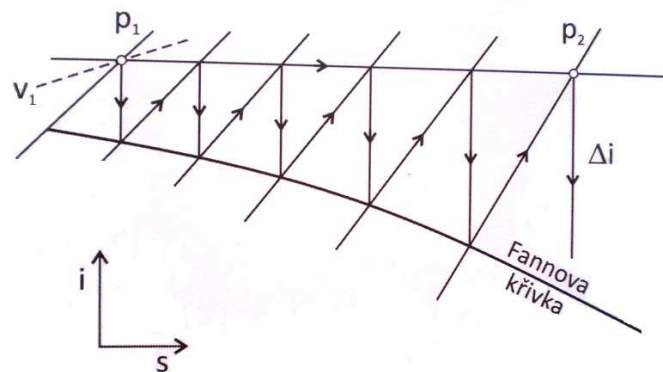
Pro vyčíslení dovoleného namáhání a průhybu se vychází z teploty média před RL (viz 3.4.3.3) a z materiálových charakteristik použitého materiálu.

Jednotlivé veličiny, které byly voleny nebo počítány na základě vzorců (viz výše uvedené), potřebné ke stanovení celkového namáhání rozváděcích kol ST-NT dílu turbíny a následné pevnostní kontrole, jsou uvedeny v Příloze T.

5 Návrh a výpočet ucpávek

Ucpávky slouží k omezení úniku páry jak z turbíny do vnějšího prostředí, strojovny (vnější ucpávky), tak mezi rotujícími a statickými částmi (vnitřní ucpávky). Ztráty způsobené únikem páry z vnitřku turbíny hřídelovou ucpávkou (vlivem tlakového spádu) jsou označovány jako ztráty netěsností.

V rámci návrhu jsou využity labyrintové ucpávky. Unikající pára protéká radiální vůlí δ_r mezi břity ucpávky a pevnou částí, postupně expanduje z tlaku p_1 na tlak p_2 . Průchodem skrz břity pára zvyšuje svoji rychlost vlivem rostoucího objemu při zachování stálého průtočného průřezu. Navyšování rychlosti je úměrné entalpickým spádům, expanzi páry při průchodu labyrintovou ucpávkou (viz obr. 36). Konce expanzí v jednotlivých „komůrkách“ leží v i - s diagramu na tzv. **Fannově křivce**.



Obr. 36 Průběh procesu probíhající v labyrintové ucpávce; zdroje [1]

Výpočet úniků je důležitý nejen z hlediska vyčíslení ztrátového výkonu, ale také kvůli dimenzování ložisek, na které pára procházející ucpávkou vyvozuje silový účinek.

Na základě konzultace byl uvažován posuv 5 mm ve směru proudění v ST-NT dílu pro všechny navrhované ucpávky způsobený tepelnou roztažností materiálu.

5.1 Vnější ucpávky

Vnější ucpávky slouží k zamezení úniků páry z vnitřního prostoru turbíny do strojovny a k případnému přisávání atmosférického vzduchu z vnějšího prostředí (především u zadních ucpávek). Společně s vnějšími ucpávkami jsou počítány i vnitřní ucpávky těsnící prostor mezi vnitřními tělesy (VT, ST-NT díly) a hřídelí turbíny.

5.1.1 Vnější ucpávky přední

Přední ucpávky turbíny jsou rozděleny do čtyřech sekcí. První sekce předních ucpávek, o třech ucpávkových segmentech, těsní vnitřní přetlak v turbíně (rovný výstupnímu tlaku z VT dílu) na tlak odpovídající 108% tlaku odběrové páry do odplyňovače.

Mezi druhou (dva segmenty) a třetí sekci (jeden segment) návrhový tlak odpovídá hodnotě 108% tlaku odběrové páry z třetího odběru v ST-NT dílu do NTO2, kam je množství uniklé páry přiváděno, přičemž část průtočného množství je odváděno k zahlcení ST-NT dílu (prostor mezi pátou a šestou sekci zadních ucpávek). Mezi třetí a čtvrtou poslední sekci (jeden segment) je vyvozován podtlak 0,98 bar. Z tohoto prostoru je množství parovzdušné směsi prošlé skrz ucpávkové segmenty odváděno do KKP.

Pro všechny čtyři sekce byly zvoleny pravé labyrinty. Výsledné vypočtené hodnoty charakterizující tyto typy ucpávek v rámci turbíny jsou uvedeny v tab. 22.

5.1.2 Vnitřní ucpávky mezitělesové

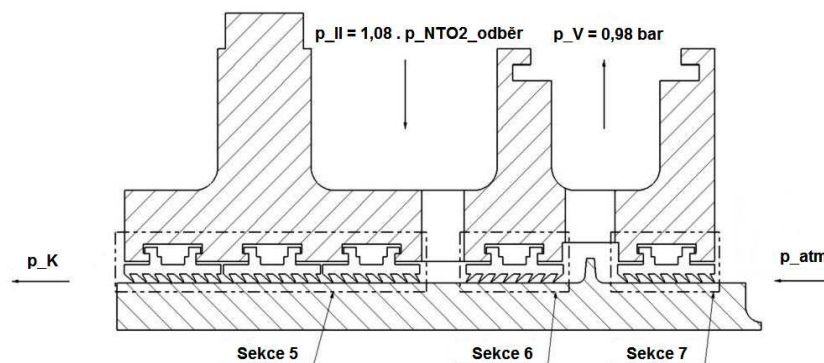
Takto označované vnitřní ucpávky těsní prostor mezi vnitřními tělesy a hřídelí turbíny. Ucpávky těsnící vnitřní těleso VT dílu jsou tvořeny čtyřmi segmenty, které jsou zasazeny do tělesa. Pro utěsnění vnitřního tělesa ST-NT dílu jsou použity tři segmenty, které jsou umístěné v nosiči těchto segmentů zasazeného do tělesa. Ucpávky ve VT části těsní rozdíl tlaků páry mezi prvními rozváděcími lopatkami VT dílu a odběrem do VTO2, v ST-NT části tlakový rozdíl mezi výstupem z VT dílu a tlakem páry za prvními RL ST-NT dílu.

Pro obě sekce bylo zvoleno pravé labyrintové těsnění. Výsledné vypočtené hodnoty charakterizující tyto typy ucpávek v rámci turbíny jsou uvedeny v tab. 23.

5.1.3 Vnější ucpávky zadní

Zadní ucpávky jsou slouženy ze třech sekcí. Pátá sekce, o třech ucpávkových segmentech, zamezuje přisávání atmosférického vzduchu do vnitřního prostoru turbíny, jelikož tlak za posledním stupněm ST-NT dílu je nižší než tlak atmosférický. K udržení dostatečného podtlaku v turbíně je přiváděno množství ucpávkové páry m_{IV} z prostoru mezi druhou a třetí sekci předních ucpávek k zahlcení dílu. Mezi šestou a sedmou sekci, které jsou o jednom segmentu, je vyvozován opět podtlak 0,98 bar a množství parovzdušné směsi vznikající mezi sekcemi je odváděno do KKP.

Na rozdíl od předchozích ucpávek je z důvodu nižších tlaků volen nepravý labyrint. Schéma uspořádání ucpávek je zobrazeno na obr. 37. Výsledné vypočtené hodnoty charakterizující tyto typy ucpávek v rámci turbíny jsou uvedeny v tab. 24.



Obr. 37 Schéma sekcí vnější ucpávky zadní

5.1.4 Výpočtové vzorce

$$S_u = \pi \cdot D_{s_u} \cdot \delta_r, \quad (5.1)$$

$$m_u = \Phi_u \cdot S_u \cdot \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{z_u \cdot p_1 \cdot v_1}}, \quad (5.2)$$

$$m_I = m_{u_1} - m_{u_2}, \quad (5.3)$$

$$m_{II} = m_{u_2} - m_{u_3}, \quad (5.4)$$

$$m_{III} = m_{u_3} + m_{u_4}, \quad (5.5)$$

$$m_{IV} = m_{u_5}, \quad (5.6)$$

$$m_V = m_{u_6} + m_{u_7}, \quad (5.7)$$

$$m_{NTO2_in} = m_{II} - m_{IV}, \quad (5.8)$$

$$m_{KKP_in} = m_{III} + m_V, \quad (5.9)$$

$$v_{vz} = \frac{r \cdot T_{vz}}{p_b}, \quad (5.10)$$

Kde

v_{vz} ... měrný objem vzduchu na vnějším vstupu do 7. sekce [m^3/kg],

r ... individuální plynová konstanta pro vzduch [$J/kg.K$] $\rightarrow r = 287,139 J/kg.K$,

T_{vz} ... teplota vzduchu ve strojovně [K] $\rightarrow T_{vz} = 40 + 273,15 = 313,15 K$,

p_b ... atmosférický (barometrický) tlak vnějšího prostředí [Pa],

$\rightarrow p_b = 101\,325 Pa$.

5.1.5 Vypočtené hodnoty

Tab. 22 Výpočet vnějších ucpávek předních a dílčích průtokových množství

| Přední ucpávky | Sekce | 1 | 2 | 3 | 4 |
|----------------------------------|------------------|----------|----------|----------|----------|
| Počet ucpávkových segmentů | počet_s [ks] | 3 | 2 | 1 | 1 |
| Tlak před ucpávkou | p_1 [bar] | 21,8589 | 11,9113 | 1,7492 | 1,0133 |
| Tlak za ucpávkou | p_2 [bar] | 11,9113 | 1,7492 | 0,9800 | 0,9800 |
| Entalpie na vstupu | i_1 [kJ/kg] | 2805,15 | 2805,15 | 2805,15 | - |
| Měrný objem na vstupu | v_1 [m^3/kg] | 0,09178 | 0,16850 | 1,14639 | 0,88742 |
| Počet břitů ucpávky | z_u [ks] | 24 | 16 | 8 | 8 |
| Střední průměr ucpávky | D_su [mm] | 626,6 | 626,6 | 626,6 | 626,6 |
| Radiální mezera | δ_r [mm] | 0,6 | 0,6 | 0,6 | 0,6 |
| Průtočná plocha ucpávky | S_u [m^2] | 0,001181 | 0,001181 | 0,001181 | 0,001181 |
| Šířka břitu ucpávky | b [mm] | 0,3 | 0,3 | 0,3 | 0,3 |
| Poměr rad.mezera/šířce | δ_r/b [-] | 2 | 2 | 2 | 2 |
| Průtokový součinitel ucpávkou | Φ_u [-] | 0,7660 | 0,7660 | 0,7660 | 0,7660 |
| Průtočné množství ucpávkou | m_u_i [kg/s] | 0,756 | 0,595 | 0,104 | 0,027 |
| Průtočné množství mezi sekcí 1-2 | m_I [kg/s] | 0,161 | | | |
| Průtočné množství mezi sekcí 2-3 | m_II [kg/s] | 0,491 | | | |
| Průtočné množství mezi sekcí 3-4 | m_III [kg/s] | 0,131 | | | |

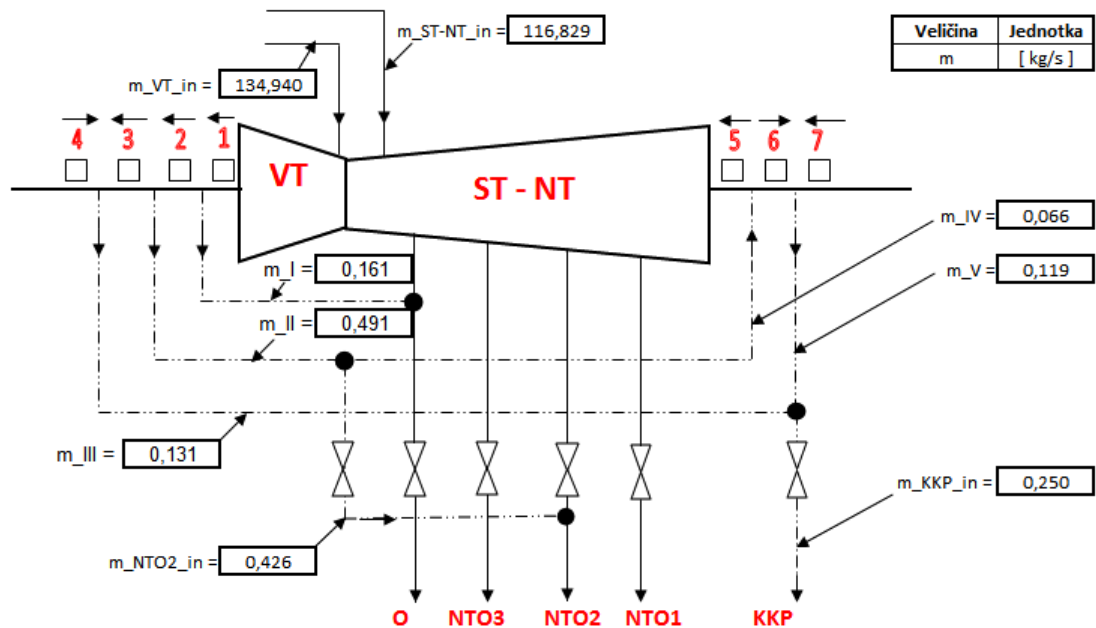
Tab. 23 Výpočet vnitřních ucpávek mezitělesových těsnící vnitřní prostory

| Popis veličiny | Označení veličiny | Těsněný prostor | |
|-------------------------------|--------------------------|------------------------|---------------------------|
| | | Těleso VT dílu - rotor | Těleso ST-NT dílu - rotor |
| Tlak před ucpávkou | p_1 [bar] | 7,0555 | 2,1859 |
| Tlak za ucpávkou | p_2 [bar] | 3,9484 | 1,5738 |
| Entalpie na vstupu | i_1 [kJ/kg] | 3014,67 | 2805,15 |
| Měrný objem na vstupu | v_1 [m ³ /kg] | 0,03491 | 0,09178 |
| Počet břitů ucpávky | z_u [ks] | 48 | 36 |
| Střední průměr ucpávky | D_su [mm] | 801,6 | 801,6 |
| Radiální mezera | δ_r [mm] | 0,6 | 0,6 |
| Průtočná plocha ucpávky | S_u [m ²] | 0,001511 | 0,001511 |
| Šířka břítu ucpávky | b [mm] | 0,3 | 0,3 |
| Poměr rad.mezera/šířce | δ_r/b [-] | 2 | 2 |
| Průtokový součinitel ucpávkou | Φ_u [-] | 0,7009 | 0,7009 |
| Průtočné množství ucpávkou | m_u_i [kg/s] | 1,801 | 0,598 |

Tab. 24 Výpočet vnějších ucpávek zadních a dílčích průtokových množství

| Zadní ucpávky | Sekce | 5 | 6 | 7 |
|-------------------------------|--------------------------|----------|----------|----------|
| Počet segmentů | počet_s [ks] | 3 | 1 | 1 |
| Tlak před ucpávkou | p_1 [bar] | 1,7492 | 1,7492 | 1,0133 |
| Tlak za ucpávkou | p_2 [bar] | 0,0876 | 0,9800 | 0,9800 |
| Entalpie na vstupu | i_1 [kJ/kg] | 2805,15 | 2805,15 | - |
| Měrný objem na vstupu | v_1 [m ³ /kg] | 1,14639 | 1,14639 | 0,88742 |
| Počet břitů ucpávky | z_u [ks] | 24 | 8 | 8 |
| Střední průměr ucpávky | D_su [mm] | 624,5 | 624,5 | 624,5 |
| Radiální mezera | δ_r [mm] | 0,6 | 0,6 | 0,6 |
| Průtočná plocha ucpávky | S_u [m ²] | 0,001177 | 0,001177 | 0,001177 |
| Šířka břítu ucpávky | b [mm] | 0,3 | 0,3 | 0,3 |
| Poměr rad.mezera/šířce | δ_r/b [-] | 2 | 2 | 2 |
| Průtokový součinitel ucpávkou | Φ_u [-] | 0,7009 | 0,7009 | 0,7009 |
| Průtočné množství ucpávkou | m_u_i [kg/s] | 0,066 | 0,094 | 0,025 |

| | | |
|--------------------------------------|------------------|-------|
| Průtočné množství k zahlcení sekce 5 | m_IV [kg/s] | 0,066 |
| Průtočné množství mezi sekcí 6-7 | m_V [kg/s] | 0,119 |
| Průtočné množství přiváděné do NTO2 | m_NTO2_in [kg/s] | 0,426 |
| Průtočné množství přiváděné do KKP | m_KPP_in [kg/s] | 0,250 |



Obr. 38 Schéma umístění ucpávkových sekcí s uvedením průtokových množství

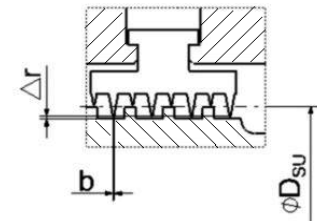
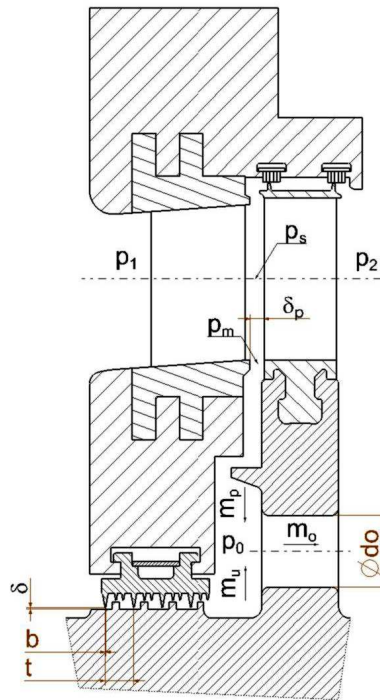
5.2 Vnitřní ucpávky

Funkce vnitřních ucpávek mezi rozváděcím kolem a hřídelí turbíny je zamezit, respektive minimalizovat průtok páry skrz tuto oblast tak, aby ztrátový výkon, který tyto úniky způsobují, byl co nejnižší. Pro většinu rozváděcích kol (RK) jak VT, tak ST-NT dílu jsou voleny ucpávky s pravým labyrintem, výjimku tvoří RK 7. ÷ 9. stupně, kde z důvodu nižších tlaků páry postačují ucpávky s nepravým labyrintem.

V rámci výpočtu vnitřních ucpávek jsou navrženy i odlehčovací otvory (OO), které musí splňovat požadavky na výrobitelnost a také skutečnost, jestli jsou stupně bubnového nebo kolového uspořádání. Odlehčovací otvory přísluší jen oběžným kolům 1. ÷ 6. stupně ST-NT dílu, u koncových stupňů nejsou otvory navrženy z důvodu pevnostního dimenzování. Při výpočtu musí být určen tlak p_m v mezeře mezi rozváděcím a oběžným kolem (viz obr. 39), ten ovlivňuje množství nasávané páry z hlavního proudu do prostoru mezery, tímto „obtokem“ poté pára proudí k OO a dále do dalšího stupně, uniklé množství představuje ztrátu výkonu, protože pára v tomto prostoru nevykoná žádnou práci.

Vychází se z předpokladu, že:

- *průtočné množství odlehčovacím otvorem je rovno součtu množství tekoucí mezerou a vnitřní ucpávkou mezi rozváděcím kolem a hřídelí turbíny*
→ návrh počtu odlehčovacích otvorů a jejich rozměrů,
- *měrný objem páry v mezeře mezi koly je roven měrnému objemu za stupněm (vzhledem k malému tlakovému spádu – vyplývá z rovnotlaké koncepce stupňů)*



Obr. 39 Schéma rozložení tlaků v rámci stupně; zdroj [18]

Obr. 40 Rozměry ucpávky

5.2.1 Vnitřní ucpávky VT dílu

Konstrukce vnitřních ucpávek VT dílu je odlišná vzhledem k vnitřním ucpávkám ST-NT dílu. Ucpávka je řešena jako břity zasazené jak do těla rozváděcí lopatky, tak do hřídele (bubnu) turbíny. Břity jsou umístěny proti sobě s přesazením, tak aby mezi nimi vznikly „komůrky“ charakteristické pro ucpávky s pravým labyrintem. Díky této koncepci lze pro jejich výpočet aplikovat stejný postup jako pro výpočet vnějších ucpávek, jen pro vyčíslení ztrátového výkonu jsou výpočtové vzorce (viz 5.1.4) rozšířeny o vztahy:

$$P_{\zeta} = m_{u_i} \cdot H_{už_i} , \quad (5.11)$$

$$P_{\zeta_VT} = \sum_{i=1}^7 P_{\zeta} , \quad (5.12)$$

Kde

m_{u_i} ... průtočné množství páry uniklé ucpávkou i-té rozváděcí lopatky [kg/s],

$H_{už_i}$... užitečný spád i-tého stupně (viz Přílohy D, F) [kJ/kg],

P_{ζ_VT} ... celkový ztrátový výkon VT dílu [kW].

Tento algoritmus výpočtu je aplikován pro 2. ÷ 7. stupeň. Výjimku v rámci VT dílu tvoří 1. stupeň, který se skládá s rozváděcích lopatek jako dýzového segmentu, který není uložen letmo, tedy ztráta únikem páry ucpávkou se nevyskytuje, i přesto ztrátový výkon není nulový z důvodu přisávání páry do mezery mezi rozváděcím a oběžným kolem, a jejím následným prouděním k vnitřní ucpávce těsnící prostor vnitřního tělesa VT dílu a hřídele turbíny. Odlehčovací otvor nelze z konstrukčního hlediska v tomto případě aplikovat. Vypočtené hodnoty vypovídající o ztrátovém výkonu vlivem úniků uvedeny v Příloze U.

5.2.2 Vnitřní ucpávky ST- NT dílu

Vnitřní ucpávky rozváděcích kol u 2. ÷ 6. stupně jsou voleny s pravým labyrintem, pro 7. ÷ 9. stupeň s nepravým labyrintem. Důvody pro tuto změnu jsou takovéto:

- *těsnění menšího tlakového rozdílu,*
- *měrné objemy páry se ve směru expanze zvětšují.*

V případě 1. stupně je situace i řešení stejné jako u VT dílu (viz 5.2.1).

5.2.2.1 Výpočtové vzorce

$$m_u = \Phi_u \cdot S_u \cdot \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{z \cdot p_1 \cdot v_1}}, \quad (5.13)$$

$$m_p = \Phi_p \cdot S_p \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_m - p_o}{v_o}}, \quad (5.14)$$

$$m_{oo} = \Phi_{oo} \cdot S_{oo} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_o - p_2)}{v_2}}, \quad (5.15)$$

$$S_u = \pi \cdot D_{s_u} \cdot \delta_r, \quad (5.16)$$

$$S_p = \pi \cdot D_p \cdot \delta_p, \quad (5.17)$$

$$S_{oo} = \sum_{i=1}^n \frac{\pi \cdot d_o^2}{4}, \quad (5.18)$$

$$\delta_r = B \cdot \frac{D_{s_u}}{1000} + 0,25, \quad (5.19)$$

$$p_m = R_p \cdot (p_1 - p_2) + p_2, \quad (5.20)$$

$$p_o = p_m - 0,05 \cdot (p_m - p_2), \quad (5.21)$$

$$u_o = \frac{\pi \cdot D_o \cdot n}{60}, \quad (5.22)$$

$$c_o = \sqrt{2 \cdot H_{už_i} \cdot (1 - R_p)}, \quad (5.23)$$

$$c_p = \sqrt{2 \cdot (p_m - p_o) \cdot v_o}, \quad (5.24)$$

$$c_{oo} = \sqrt{2 \cdot (p_o - p_2) \cdot v_2}, \quad (5.25)$$

Kde

B ... materiálová konstanta pro feritický materiál břitů ucpávky [-].

Pro výpočet ucpávky s nepravým labyrintem je nutné teoretické průtokové množství uniklé páry zkorigovat pomocí vztahů:

$$q = 1 - \frac{l}{\left(1 + 16,6 \cdot \frac{\delta_r}{t}\right)^2}, \quad (5.26)$$

$$k = \sqrt{\frac{z_u}{(1-q) \cdot z_u + q}}, \quad (5.27)$$

$$m_{u_{n_i}} = m_{u_i} \cdot k, \quad (5.28)$$

Kde

t ... rozteč břitů nepravé labyrintové ucpávky [mm],

q, k ... koeficienty pro výpočet nepravé labyrintové ucpávky [mm],

$m_{u_{n_i}}$... průtočné množství uniklé i-tou nepravou labyrintovou ucpávkou [kg/s].

Potřebné průtokové součinitele byly odečteny z grafů, závislostí (viz Přílohy V, W, X) a charakterizují je tyto funkční závislosti:

$$\Phi_u = f\left(\frac{\delta_r}{b}\right), \quad (5.29)$$

$$\Phi_p = f\left(\frac{u_o}{c_p}\right), \quad (5.30)$$

$$\Phi_{oo} = f\left(\frac{u_o}{c_{oo}}\right), \quad (5.31)$$

Kde

Φ_u ... průtokový součinitel labyrintovou ucpávkou [-],

Φ_p ... průtokový součinitel v mezeře mezi rozváděcím a oběžným kolem [-],

Φ_{oo} ... průtokový součinitel v odlehčovacím otvoru [-].

Na základě výše uvedených vztahů byly vypočteny parametry navrhovaných ucpávek ST-NT dílu, hodnoty sledovaných veličin jsou uvedeny v Příloze Y.

Výsledný ztrátový výkon náležící vnitřním ucpávkám jak VT, tak ST-NT dílu dosahuje v součtu hodnoty **1 060,5 kW**.

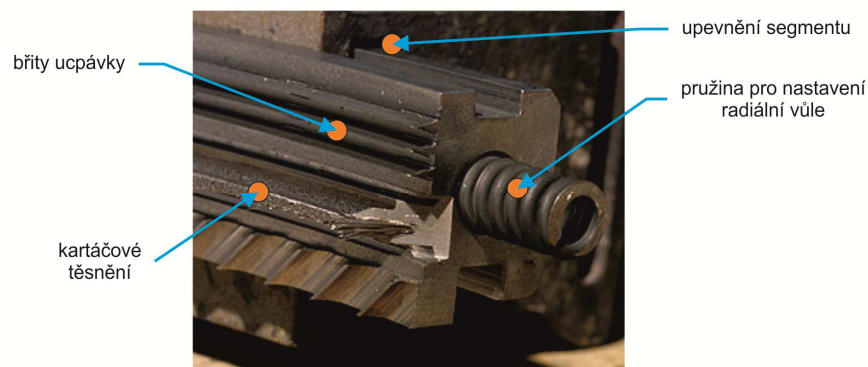
5.3 Vysouvací těsnění

Nová koncepce tzv. „vysouvacího“ kartáčového těsnění (firma TurboCare) je možnou alternativou při návrhu ucpávek turbíny. Z důvodu malých zkušeností v praxi s tímto novým systémem bylo pro účely výpočtu využito stávajících typů labyrintových ucpávek a vztahů jim příslušejících. Možnost využít tuto novou koncepci ucpávek stojí za zvážení, především z důvodu navýšení termodynamické účinnosti turbíny.

5.3.1 Popis alternativního typu ucpávek

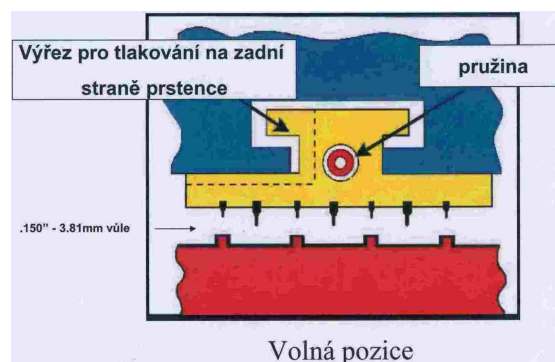
Stávající labyrintové těsnění má svoji nevýhodu v jeho opotřebení, které je způsobeno jak prouděním páry, tak především rozběhem turbíny. Při roztáčení rotoru nelze nastavit ucpávkovým segmentům větší radiální vůli, což má za příčinu škrtnání, a tím opotřebení břitů při chvění rotorové soustavy (rozběh a překonání kritických otáček). Důsledkem opotřebení ucpávek je větší únik páry, tím narůstá ztrátový výkon. Ve výsledku to znamená nižší termodynamickou účinnost turbíny. Opotřebení těsnících ploch, a tím navýšení radiálních vůlí je hlavní příčinou výrazného poklesu účinnosti. Vzniklý únik představuje **44% poklesu η_{TD}** , z celkových faktorů ovlivňující její velikost.

Firma TurboCare vyvinula nový koncept ucpávek, respektive segmentů, které jsou při najíždění turbíny schopny se odsunout ze stávající pozice, tím navýšit radiální vůli mezi hřídelí turbíny. Tento děj zajišťují pružiny uvnitř segmentů (viz obr. 41). Po navýšení otáček a překonání prvních několika kritických míst, v kterých se rotor rozkmitává vlivem vlastních frekvencí soustavy, se ucpávky přisouvají k hřídeli, snižuje se radiální vzdálenost, což má za výsledek menší úniky páry, menší ztráty. Navíc součástí ucpávky je i kartáčové těsnění, které snižuje průtok páry skrz ucpávky na minimum. Využití kartáčů ale klade vyšší důraz na vyvážení rotorové soustavy jako celku, tak aby nedocházelo k jejich nadměrnému opotřebení. Nový koncept řešení ucpávek přispívá k navýšení termodynamické účinnosti turbíny, což je cílem každého výrobce a požadavkem zákazníka.



Obr. 41 Koncept ucpávky firmy TurboCare – popis

Porovnání konvekční a vysunovací hřídelové ucpávky je uvedeno v Příloze Z.



Obr. 42 Řez vysunovací hřídelovou ucpávkou od firmy TurboCare

6 Kontrolní výpočet rotoru a spojky

Zadaná turbína je navrhována jako jednotělesová, rotor turbíny bude tedy tvořen jedním tělesem, které je vykováno ze zvoleného materiálu (**16 537.6** – viz Příloha K). Výhodou kovaných oběžných kol je snížení namáhání oproti kolům natahovaným, ale vzrůstají požadavky kladené na samotné metalurgické zpracování výkovku, jeho následné opracování a finální operace.

6.1 Kontrola rotoru na namáhání krutem

Rotor turbíny je kontrolován na namáhání krutem v jeho nejužším místě, kterým je čep rotoru pod radiálním ložiskem, ten se nachází v předním ložiskovém stojanu. Místo největšího namáhání souvisí s přenosem krouticího momentu z turbíny na generátor elektrického proudu. Spojení této rotorové soustavy je provedeno pomocí pevné třecí spojky, jejíž návrh a kontrola je uvedena v podkapitole 6.2.

Výpočet je proveden při tzv. **zkratovém krouticím momentu**. K tomuto stavu dochází v důsledku odepnutí generátoru od elektrické sítě, tím turbína ztratí ve zlomcích sekundy zátěž. Regulace, využívající tzv. klouzavého tlaku, má za úkol v několika sekundách zareagovat, uzavřít přívod páry do turbíny, a tím zabránit extrémnímu navýšení otáček, které i přesto narůstají a mohou dosáhnout při provozu maximálně 115% n_{jm} . Při navýšení na 117% n_{jm} už může dojít k poruchám celistvosti materiálu rotoru a oběžných lopatek (vznik mikrotrhlin). 120% n_{jm} je hranice, které může rotor dosáhnout jen jedenkrát za jeho život a to při odstředování ve zkušebním vyvažovacím tunelu. Zkratem je tedy uvažován stav, kdy dochází k nadměrnému navýšení otáček. Úkolem zavedení zkratového součinitele je předdimenzovat rotor tak, aby i při tomto prudkém navýšení krouticího momentu odolal vzniklému namáhání, protože porušení takto velkého a objemného rotujícího tělesa by mělo fatální následky.

6.1.1 Výpočtové vztahy

$$M_{k_jm} = \frac{60 \cdot P_{celk}}{2 \cdot \pi \cdot n_{jm} \cdot \eta_G}, \quad (6.1)$$

$$M_{zk} = M_k \cdot k, \quad (6.2)$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot d_{R_lož}^3}{16}, \quad (6.3)$$

$$\tau_k = \frac{M_{zk}}{W_k}, \quad (6.4)$$

$$\tau_{k_D} = \frac{R_{p0.2}}{2}, \quad (6.5)$$

Kde musí být splněna podmínka:

$$\tau_k < \tau_{k_D}$$

Hodnoty vystupující ve výše uvedených výpočtových vztazích a výsledné hodnoty shrnující namáhání rotoru, jeho kontrolu jsou uvedeny v tab. 25.

Tab. 25 Výpočet kontroly rotoru na krut

| Veličina | | |
|---------------------------|-----------------------------------|-------------|
| Popis | Označení | Hodnota |
| Materiál rotoru | typ [-] | 16 537.6 |
| Smluvní mez kluzu | R _{p 0,2} [MPa] | 686 |
| Dovolené napětí v krutu | τ _{K_D} [MPa] | 343 |
| Průměr rotoru pod ložisky | d _{R_loz} [mm] | 380,0 |
| Modul průřezu v krutu | W _k [mm ³] | 10774092 |
| Zkratový součinitel | k _{zk} [-] | 8 |
| Jmenovitý krouticí moment | M _{k_jm} [N.m] | 400404,835 |
| Zkratový krouticí moment | M _{zk} [N.m] | 3203238,678 |
| Namáhání rotoru na krut | τ _K [MPa] | 297,309 |

6.2 Kontrola spojky a návrh spojovacích šroubů

Spojka mezi hřídelí turbíny a rotorem generátoru je volena jako pevná třecí. Tento typ je konstrukčně nejjednodušší, splňující požadavky na něj kladené. Spojovací příruba na rotoru turbíny je vykována spolu s celým tělesem.

Výhodou pevné spojky je schopnost přenést jak moment krouticí, tak ohybový. Nevýhodou je využití pouze třecích účinků při přenosu momentů, což má za následek vyšší nároky na spojovací materiál a jeho množství. Jako spojovací části jsou voleny speciálně upravené šrouby, které jsou zalícovány a jejich hlavy i matice jsou zapuštěny do přírub, aby neventilovaly ani nerozprašovaly olej. Počet a průměr přítláčných šroubů musí být nadimenzován tak, aby spojení bylo schopné přenést počítaný zkratový moment. Jako materiál šroubů byl zvolen typ pod označením **15 320.9**. Dovolená namáhání materiálu byla odvozena na základě předpokladu, že je známá teplota rotoru pod ložisky, která souvisí s teplotou chladicího oleje, který vstupuje do ložisek o teplotě přibližně 40°C a vystupuje o teplotě kolem 60°C, právě na tuto teplotu je počítáno ohřátí materiálu rotoru, které ovlivňuje materiálové charakteristiky použitého materiálu.

6.2.1 Výpočtové vztahy

$$d_{s_min} = \sqrt{\frac{8 \cdot k \cdot M_{zk}}{\pi \cdot \sigma_{t_D} \cdot D_s \cdot f \cdot n_s}}, \quad (6.6)$$

$$M_t = \sigma_{t_D} \cdot \frac{\pi \cdot d_s^2}{4} \cdot n_s \cdot f \cdot \frac{D_s}{2}, \quad (6.7)$$

$$\tau_{smyk_s} = \frac{8 \cdot M_{zk}}{\pi \cdot D_s \cdot d_s^2 \cdot n_s}, \quad (6.8)$$

Kde musí být splněna podmínka:

$$\tau_{smyk_s} < \tau_{smyk_D}$$

Hodnoty vystupující ve výše uvedených výpočtových vztazích, výsledné hodnoty shrnující namáhání spojky a výpočet přítláčných šroubů, jsou uvedeny v tab. 26.

Tab. 26 Výpočet namáhání spojky mezi rotorem T a G, spojovacích šroubů

| Veličina | | |
|---------------------------------------|-------------------------|-------------|
| Popis | Označení | Hodnota |
| Materiál spojovacích šroubů | typ [-] | 15 320.9 |
| Mez kluzu | Re [MPa] | 490 |
| Dovolené tahové napětí | σ_{t_D} [MPa] | 235 |
| Dovolené smykové napětí | τ_{smyk_D} [MPa] | 245 |
| Roztečný průměr šroubů | D _š [mm] | 538,0 |
| Jmenovitý kroučící moment | M _{k_jm} [N.m] | 400 404,835 |
| Součinitel bezpečnosti proti prokluzu | k [-] | 1,5 |
| Součinitel tření | f [-] | 0,18 |
| Volený počet šroubů | n _š [ks] | 18 |
| Minimální průměr šroubu | d _{š_min} [mm] | 60,1 |
| Volený průměr šroubu | d _š [mm] | 60 |
| Třecí moment | M _t [N.m] | 378266,649 |
| Maximální smykové napětí | $\tau_{smyk_š}$ [MPa] | 233,976 |

6.3 Určení kritických otáček rotoru

Kritické otáčky rotoru jsou důležitým aspektem pro vyhodnocení zda turbína bude pracovat při jmenovitých parametrech v klidném chodu, a pro zařazení rotoru buď mezi tuhé, nebo elastické. Hodnota kritických otáček by měla být o 20 ÷ 35% nižší než jsou jmenovité otáčky, to zaručuje klidný chod, který je požadován. Zároveň ale nesmí být jejich hodnota moc nízká, v důsledku najížděcího trendu, který nedovoluje při nízkých parametrech přejít oblast kritik zvýšenou rychlostí za menší časový úsek.

Určení kritických otáček je poměrně složité, k přesnému vyčíslení je potřeba řady vztahů a charakteristik rotoru na jednotlivých jeho průměrech (rozložení tuhosti a hmotnosti), dále tuhost a útlum ložisek, olejového filmu a v neposlední řadě základu turbíny. Pro orientační výpočet ale postačuje jednodušší vzorec (6.9), který je pro vymezení kritik v rámci rozsahu práce zcela postačující (jen pro případ koncepce jednotělesové turbíny).

Pro potřeby výpočtu byl rotor vymodelován pomocí programu CATIA V5. Pomocí tohoto modelu byly vyčísleny všechny potřebné veličiny vstupující do výpočtu (viz tab. 27). Pro představu vzhledu napočteného rotoru turbíny je vyobrazen v Příloze AA.

6.3.1 Výpočtové vztahy

$$n_{kr} = 7,5 \cdot \frac{\left(\frac{D_0}{L}\right)^2}{\sqrt{\frac{m_{R_celk}}{L}}}, \quad (6.9)$$

$$n_{poměr} = \frac{n_{kr}}{n_{jm}} \cdot 100, \quad (6.10)$$

Kde z vypočteného poměru kritických a jmenovitých otáček $n_{poměr}$ vyplývá i jejich odchylka Δn , která ukazuje zda vypočtené kritické otáčky jsou v rozumném intervalu od n_{jm} .

Tab. 27 Výpočet kritických otáček rotoru

| Veličina | | |
|-----------------------------|--------------------------|-----------|
| Popis | Označení | Hodnota |
| Celková plocha otvorů | S_o [m ²] | 0,636000 |
| Celkový objem otvorů | V_o [m ³] | 0,038852 |
| Celkový objem rotoru | V_celk [m ³] | 3,894000 |
| Celková hmotnost závěsu OL | m_z_OL [kg] | 442,384 |
| Celková hmotnost OL | m_OL [kg] | 8699,707 |
| Celková hmotnost bandáže OL | m_b_OL [kg] | 169,559 |
| Hmotnost rotoru | m_R [kg] | 29084,784 |
| Celková hmotnost rotoru | m_R_celk [kg] = G | 37152,263 |
| Ložisková vzdálenost | L [mm] | 5960,0 |
| Maximální průměr hřídele | D_0 [mm] | 875,0 |
| Kritické otáčky rotoru | n_kr [1/min] | 2047,46 |
| Poměr n_kr / n_jm | n_poměr [%] | 68,25 |

Z vypočtené hodnoty kritických otáček rotoru, které jsou nižší než jmenovité otáčky, vyplývá fakt, že rotor je **elastický**, tedy vhodný pro rovnotlakou koncepci turbíny, a odchylka $\Delta n = 1 - n_{poměr} = 31,75 \%$, její velikost tedy splňuje již zmíněnou podmínku.

7 Výpočet a návrh ložisek

Návrh zahrnuje dvojici ložisek (axiální a radiální) umístěnou v předním ložiskovém stojanu a čistě radiální ložisko, které se nachází ve vnějším tělese axiálního výstupu do kondenzátoru. Axiální síly vznikají vlivem přetlaku páry na disky oběžných kol, změnou hybnosti v lopatkování, tlaku páry působící na jednotlivé plochy ucpávek jak vnitřních, tak vnějších i na různá osazení hřídele. Z důvodu těchto sil je přední axiální ložisko voleno s naklápěcími segmenty.

Pro zajištění kluzných vlastností je potřeba mazání ložisek úměrného jejich velikosti, což klade nároky na zajištění dostatečného průtokového množství mazacího oleje, který zároveň plní funkci chladiwa materiálů ložiska, která jsou tepelně namáhána. Olejové hospodářství k ložiskům je řešeno v rámci podkapitoly 7.3.

7.1 Radiální ložiska

Radiální ložiska jsou navrhována na základě znalosti reakcí jak od vlastní hmotnosti rotoru, tak od parciálního ostříku. Jelikož nebyl v rámci výpočtu průtočné části nutný parciální ostřík, bude návrh vycházet pouze z reakcí od hmotnosti jednotlivých částí rotoru.

Pro výpočet vznikajících reakcí bylo potřeba určit hmotnosti:

- *předního „převisu“ = přední část hřídele sahající až k ose předního radiální ložiska,*
- *části rotoru mezi ložisky (s uvažováním hmotnosti závěsů, OL i bandáže),*
- *zadního „převisu“ = zadní část hřídele sahající od osy zadního radiální ložiska až po samotný konec hřídele turbíny.*

Dále je potřeba určit středy hmotnosti těchto částí. Všechny hodnoty byly odečteny z 3-D modelu hřídele, který byl vypracován v programu CATIA V5. Pro vizuální představu o tvaru rotoru je zobrazen v Příloze AA.

Schéma působících sil, reakcí v ložiscích, znázornění jednotlivých vzdáleností středů hmotnosti a umístění podpor, které v rámci výpočtu figurují, je uvedeno v Příloze BB.

7.1.1 Výpočet reakcí od vlastní hmotnosti

K určení velikosti reakcí v ložiscích je využito momentové podmínky vztažené k přední podpoře, díky ní dostáváme reakci vzniklou na zadní podpoře. Následně je aplikována silová podmínka, z které vyčíslíme velikost vzniklé reakce v přední podpoře.

7.1.1.1 Výpočtové vztahy

$$F_1 = m_1 \cdot g, \quad (7.1)$$

$$F_2 = m_2 \cdot g, \quad (7.2)$$

$$F_3 = m_3 \cdot g, \quad (7.3)$$

$$\sum (M_i)_p = 0: \quad F_2 \cdot x_2 - F_1 \cdot x_1 - R_{m-z} \cdot L + F_3 \cdot (L + x_3) = 0, \quad (7.4)$$

$$\sum y_i = 0: \quad F_1 - R_{m-p} + F_2 - R_{m-z} + F_3 = 0, \quad (7.5)$$

Kde

$$g \dots \text{gravitační zrychlení [m/s}^2] \rightarrow g \approx 9,81 \text{ m/s}^2.$$

7.1.2 Návrh rozměrů ložiska a vyčíslení ztrátového výkonu

Úkolem radiálních ložisek je zachycení síly vznikající od tíhy osazeného rotoru turbíny. Hlavními rozměry pro návrh ložisek jsou:

- $L_{lož}$... délka ložiska,
- D ... průměr hřídele turbíny,
- poměr $L_{lož}/D \rightarrow$ podmínka ... $L_{lož}/D = 0,5 \div 0,8$.

7.1.2.1 Výpočtové vztahy

$$p_{lož} = \frac{R_{m-i}}{L_{lož} \cdot D}, \quad (7.6)$$

$$\Delta r = \frac{D}{1000}, \quad (7.7)$$

$$\psi = \frac{\Delta r}{R}, \quad (7.8)$$

$$S_o = \frac{p \cdot \psi^2}{\eta \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60}}, \quad (7.9)$$

$$P_{\zeta-i} = 0,45 \cdot 10^{-5} \cdot D^2 \cdot n^{1,5} \cdot \sqrt{R \cdot \left(4 + \frac{L_{lož}}{D}\right)}, \quad (7.10)$$

Kde

η ... dynamická viskozita oleje při teplotě 50°C [Pa/s],

- musí platit tyto dvě podmínky:

- p_D ... dovolený specifický tlak [MPa] $\rightarrow p_D \in \langle 0,8 ; 2 \rangle \rightarrow$ stabilita a životnost,
- dovolené rozmezí Sommerfeldova čísla ... $S_o \in \langle 1 ; 10 \rangle$.

Popis názvů a jednotek veličin vyskytujících se v použitých výpočtových vztazích je uveden spolu s výslednými hodnotami v tab. 28.

Tab. 28 Návrh a výpočet ztrátového výkonu radiálních ložisek

| Veličina | | | |
|---------------------------------------|-----------------------------|---------------|--------------|
| Popis | Označení | Hodnota | |
| Hmotnost předního "převisu" | m_1 [kg] | 1185,358 | |
| Hmotnost těla rotoru mezi ložisky | m_2 [kg] | 35666,556 | |
| Hmotnost zadního "převisu" | m_3 [kg] | 300,349 | |
| Působící síla na přední "převis" | F_1 [N] | 11628,36 | |
| Působící síla na tělo mezi ložisky | F_2 [N] | 349888,91 | |
| Působící síla na zadní "převis" | F_3 [N] | 2946,42 | |
| Ložisková vzdálenost | L [mm] | 5960,0 | |
| Vzdálenost těžiště předního "převisu" | x_1 [mm] | 570,8 | |
| Vzdálenost těžiště těla mezi ložisky | x_2 [mm] | 3555,0 | |
| Vzdálenost těžiště zadního "převisu" | x_3 [mm] | 168,0 | |
| Radiální ložisko | | | |
| | | Přední | Zadní |
| Reakce v ložisku | R_m_i [N] | 153848,85 | 210614,84 |
| Otáčky rotoru | n [ot/min] | 3000 | 3000 |
| Dynamická viskozita mazacího oleje | η [Pa/s] | 0,003 | 0,003 |
| Hustota mazacího oleje ložisek | ρ [kg/m ³] | 900 | 900 |
| Dovolené ohřívání mazacího oleje | Δt_D [°C] | 10 | 10 |
| Průměr hřídele pod ložisky | D [mm] | 380 | 380 |
| Délka ložiska | L_lož [mm] | 300 | 300 |
| Poměr L_lož / D | L_lož/D [-] | 0,789 | 0,789 |
| Tlak působící na ložisko | p_lož [MPa] | 1,3496 | 1,8475 |
| Radiální vůle v ložisku | Δr [mm] | 0,380 | 0,380 |
| Poměrná radiální vůle v ložisku | Ψ [-] | 0,002 | 0,002 |
| Sommerfeldovo číslo | S_o [-] | 5,728 | 7,841 |
| Ztrátový výkon ložiska | P_ζ_i [kW] | 91,7 | 107,2 |

7.2 Axiální ložisko

Funkcí axiálního ložiska je zachycení všech axiálních sil vznikajících od přetlaku pracovního média na dílčí plochy průtočné části.

Výsledná síla se skládá z těchto pěti složek:

- F_{1ax} ... axiální síla od změny hybnosti v lopatkové mříži,
- F_{2ax} ... axiální síla působící na disky oběžných kol,
- F_{3ax} ... axiální síla působící na výstupky vnitřních ucpávek,
- F_{4ax} ... axiální síla působící na výstupky vnějších ucpávek,
- F_{5ax} ... axiální síla působící na plochy osazení rotoru.

Pro výpočet je třeba určit kladný směr působení axiálních sil, ten je zvolen ve směru proudění páry v ST-NT dílu.

7.2.1 Výpočet axiální síly od změny hybnosti v lopatkové mříži

Síla od změny hybnosti v lopatkové mříži je důsledkem rozdílů tlaků před a za oběžnými lopatkami (OL), rozdíly nejsou velké, ale i přes rovnotlakou přeměnu se ve stupni vyskytují a je třeba s nimi počítat. Síla se skládá ze dvou složek, od působení tlaku média na OL a z impulsní síly, která vzniká od hmotnostního průtoku páry. Ve výpočtu figurují jen lopatky válcového typu, jelikož axiální síly vznikající při průchodu média zborcenými lopatkami již byly vyčísleny v rámci výpočtu průtočné části (viz 3.4.1.4).

Výpočtový vztah, který byl aplikován, je ve tvaru:

$$F_{1ax} = \left[\pi \cdot D_{s_OL} \cdot L_{p_OL} \cdot (p_s - p_2) + (m_s - m_o) \cdot (w_{1ax} - w_{2ax}) \right] \cdot \varepsilon, \quad (7.11)$$

7.2.2 Výpočet axiální síly působící na disky oběžných kol

Síla vzniká působením tlaku média na disky OK 1.stupně VT dílu a u všech stupňů ST-NT dílu. Plocha disku, na kterou jen tlak vyvozován, je brána od patního průměru k hřídeli turbíny.

Výpočtové vztahy, který byl aplikovány, jsou ve tvaru:

$$F_{2ax} = (p_m - p_2) \cdot (D_p - D_h) \quad - \text{pro disk bez odlehčovacích otvorů}, \quad (7.12)$$

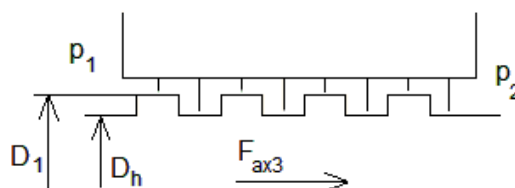
$$F_{2ax} = (p_m - p_2) \cdot (S_{OK} - S_{OO}) \quad - \text{pro disk s odlehčovacími otvory}, \quad (7.13)$$

Popis názvů a jednotek veličin vyskytujících se ve výše uvedených vzorcích je uveden spolu s vypočtenými hodnotami jak pro VT díl, tak pro ST-NT díl v Příloze CC.

7.2.3 Výpočet axiální síly působící na výstupky vnitřních ucpávek

V případě vnitřních ucpávek jsou použity břity, které jsou uloženy v ucpávkových tělesech zasazených do rozváděcích kol (ST-NT díl), nebo přímo zatemované břity (VT díl), ty zapadají do výstupků na hřídeli (ST-NT díl), nebo mezi opačně orientované břity zatemované v hřídeli, právě na tyto plošky působí tlakový rozdíl před a za ucpávkou, který vyvozuje počítanou axiální sílu. Schéma typové ucpávky s označením příslušných rozměrů potřebných k výpočtu je zobrazeno na obr. 43. Výjimku tvoří ucpávky 7. ÷ 9. stupně ST-NT dílu, kde je využito nepravého labyrintu, v tomto případě žádná axiální síla na rotor turbíny nepůsobí.

V rámci výpočtu sil u ucpávek RK jsou vyčísleny i axiální síly působící na výstupky ucpávek těsnící prostor mezi vnitřními tělesy jak VT dílu, tak i ST-NT dílu a hřídele.



Obr. 43 Schéma typové konstrukce vnitřní ucpávky rozváděcího kola; zdroj [17]

Výpočtový vztah, který byl aplikován, je ve tvaru:

$$F_{3ax} = \frac{l}{2} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \frac{z+1}{z} \cdot (D_{1-u}^2 - D_{h-u}^2) \cdot (p_1 - p_2), \quad (7.14)$$

Kde

z ... počet břitů ucpávky [-].

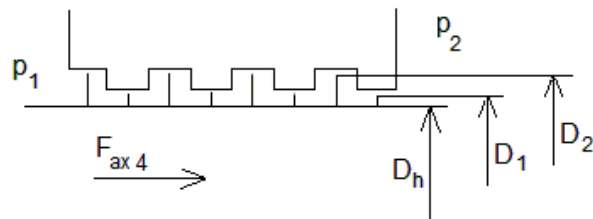
Vypočtené působící axiální síly jsou uvedeny v Příloze DD.

7.2.4 Výpočet axiální síly působící na výstupky vnějších ucpávek

Vnější ucpávky přední jsou konstruované jako břity zatemované v hřídeli proti ucpávkovým tělesům, která jsou uchycená v tělese turbíny. Jednoduché schéma konstrukce i s rozměry vstupujícími do výpočtu je zobrazeno na obr. 44. Vnější ucpávky zadní jsou řešeny jako nepravý labyrint, kde ucpávkové břity jsou umístěné v segmentech proti hladkému povrchu hřídele. Tímto se na hřídeli nevyskytují plošky, na které by mohl působit přetlak média, proto zadní ucpávky ve výpočtu nefigurují. Výsledné působící axiální síly jsou uvedeny spolu s popisem veličin v tab. 29.

Výpočtový vztah, který byl aplikován, je ve tvaru:

$$F_{4ax} = \frac{l}{2} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_{1-u}^2 + D_{2-u}^2 - D_{h-u}^2) \cdot (p_1 - p_2), \quad (7.15)$$



Obr. 44 Schéma typové konstrukce vnější ucpávky přední; zdroj [17]

Tab. 29 Výpočet axiálních sil působících na výstupky vnějších ucpávek

| Veličina | | Sekce vnějších ucpávek předních | | | |
|---|----------------|---------------------------------|-----------|---------|--------|
| Popis | Označení | 1 | 2 | 3 | 4 |
| Tlak páry na vstupu do ucpávky | p_1 [MPa] | 21,8589 | 11,9113 | 1,7492 | 1,0133 |
| Tlak páry na výstupu z ucpávky | p_2 [MPa] | 11,9113 | 1,7492 | 0,9800 | 0,9800 |
| Průměr hřídele | D_h_u [mm] | 620,0 | 620,0 | 620,0 | 620,0 |
| Dolní průměr ucpávky | D_1_u [mm] | 627,8 | 627,8 | 627,8 | 627,8 |
| Horní průměr ucpávky | D_2_u [mm] | 633,8 | 633,8 | 633,8 | 633,8 |
| Axiální síla od vnějších ucpávek i-té sekce | F_4ax_i [N] | -10561,10 | -10788,82 | -816,64 | 35,30 |
| Celková axiální síla od vnějších ucpávek | F_4ax_celk [N] | -22131,26 | | | |

7.2.5 Výpočet axiálních sil působících na osazení rotoru

Tato síla je vyvozena tlakem média na osazení rotoru, která se vyskytují po celé jeho délce, její velikost závisí především na velikosti hrany osazení. Výsledné působící axiální síly jsou uvedeny spolu s popisem veličiny v Příloze EE.

Výpočtový vztah, který byl aplikován, je ve tvaru:

$$F_{5ax} = p \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_1^2 - D_2^2), \quad (7.16)$$

7.2.6 Výpočet celkové působící axiální síly na rotor

Celková působící axiální síla na rotor turbíny se vyčíslí jako součet všech dílčích vypočtených axiálních sil s respektováním jejich směru. Výpočet shrnuje vztah:

$$F_{ax_celk} = F_{1ax} + F_{2ax} + F_{3ax} + F_{3'ax} + F_{4ax} + F_{5ax}, \quad (7.17)$$

Výsledná hodnota figuruje v návrhu axiálního ložiska, proto je uvedena společně s dalšími potřebnými veličinami a celkovou velikostí ztrátového výkonu v tab. 30.

7.2.7 Návrh axiálního ložiska

Axiální ložisko je navrženo jako segmentové. Při návrhu se vychází z faktu, že pro jmenovité otáčky turbíny $n_{jm} = 3000$ 1/min je poměr rozměrů ložiska $\frac{a}{b} = 1$. Počet segmentů ložiska je vhodným způsobem zvolen, tak aby vyhovoval hodnotám vstupujících do výpočtu. Vyplnění plochy ložiska je 60%, což se promítá do příslušného vzorce (7.20).

7.2.7.1 Výpočtové vztahy

$$a = b = \frac{D_h - D_p}{2}, \quad (7.18)$$

$$D_s = \frac{D_h + D_p}{2}, \quad (7.19)$$

$$S_{s_max} = 0,6 \cdot \frac{\pi \cdot (D_h^2 - D_p^2)}{4}, \quad (7.20)$$

$$z_{s_max} = \frac{S_{s_max}}{a \cdot b}, \quad (7.21)$$

$$S_s = z_s \cdot a \cdot b, \quad (7.22)$$

$$p_s = \frac{F_{ax_celk}}{S_s}, \quad (7.23)$$

$$P_{\zeta_as} = 1,07 \cdot 10^{-5} \cdot \sqrt{(D_s \cdot n)^3} \cdot \sqrt{F_{ax_celk}} \cdot \sqrt{S_s \cdot \frac{1 + \left(\frac{a}{b}\right)^2}{\sqrt{\frac{a}{b}}}}, \quad (7.24)$$

$$P_{\zeta-ps} = 2776,5 \cdot S_s \cdot \left(\frac{n_{jm}}{3000} \right)^2 \cdot D_s^2, \quad (7.25)$$

$$P_{\zeta-celk} = A_{\tau-\zeta-as} + A_{\tau-\zeta-ps}, \quad (7.26)$$

Tab. 30 Návrh axiálního ložiska a výpočet jeho ztrátového výkonu

| Veličina | | |
|---|---------------------------|-----------|
| Popis | Označení | Hodnota |
| Hlavový průměr axiálního ložiska | D_h [mm] | 603,5 |
| Patní průměr axiálního ložiska | D_p [mm] | 408,5 |
| Střední průměr axiálního ložiska | D_s [mm] | 506,0 |
| Výška segmentu ložiska | b [mm] | 97,5 |
| Šířka segmentu ložiska | a [mm] | 97,5 |
| Maximální počet segmentů | z_s_max [ks] | 9,78 |
| Skutečný počet segmentů | z_s [ks] | 8 |
| Skutečná plocha segmentů | S_s [m ²] | 0,076050 |
| Maximální plocha segmentů | S_s_max [m ²] | 0,092994 |
| Celková axiální síla | F_ax_celk [N] | 336527,79 |
| Specifický tlak na segmenty | p_s [MPa] | 0,0421 |
| Ztrátový výkon na aktivní straně ložiska | P_ζ_as [kW] | 229,3 |
| Ztrátový výkon na pasivní straně ložiska | P_ζ_ps [kW] | 54,1 |
| Celkový ztrátový výkon v axiálním ložisku | P_ζ_celk [kW] | 283,3 |

Výpočtem byla stanovena hodnota celkového ztrátového výkonu v axiálním ložisku na **281,9 kW**.

7.3 Výpočet množství mazacího oleje a přívodního potrubí

Funkcí mazacího oleje ložisek je mazání stykových ploch pro zajištění kluzných účinků, chlazení ložisek i hřídele turbíny. Teplota oleje je důležitá i z hlediska regulace, několik z ochran je právě touto veličinou řízeno proto, aby při navýšení teploty nedošlo k havárii.

Mazací olej musí být přiváděn k ložiskům v dostatečném množství (viz vzorec 7.27), na základě tohoto údaje je dimenzováno přívodní i odpadní olejové potrubí. Návrhové rychlosti proudícího oleje v potrubí jsou, z důvodu možnosti pění oleje, nižší (viz tab. 31).

7.3.1 Výpočtové vzorce

$$\dot{V}_o = \frac{A_{t-\zeta-i}}{\rho_o \cdot c_{p-o} \cdot \Delta t}, \quad (7.27)$$

$$D_{př} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{V}_o}{\pi \cdot w_{př}}}, \quad (7.28)$$

$$D_{od} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{V}_o}{\pi \cdot w_{od}}}, \quad (7.29)$$

$$w_{sk-př} = \frac{4 \cdot \dot{V}_o}{\pi \cdot DN_{př}^2}, \quad (7.30)$$

$$w_{sk-od} = \frac{4 \cdot \dot{V}_o}{\pi \cdot DN_{od}^2}, \quad (7.31)$$

Tab. 31 Výpočet objemového průtoku mazacího oleje, návrh olejového potrubí

| Veličina | | Axiální ložisko | | Radiální ložisko | |
|---|-------------------------------------|-----------------|--------|------------------|--|
| Popis | Označení | Přední | Přední | Zadní | |
| Celkový ztrátový výkon v i-tém ložisku | P _{ζ i} [kW] | 283,3 | 91,7 | 107,2 | |
| Měrná hmotnost mazacího oleje | ρ _o [kg/m ³] | 900 | | | |
| Měrná tepelná kapacita mazacího oleje | c _{p o} [J/kg.K] | 1,680 | | | |
| Dovolené ohřátí mazacího oleje | Δt [°C] | 15 | 10 | | |
| Teoretická rychlost oleje v přívodním potrubí | w _{př} [m/s] | 1,50 | | | |
| Teoretická rychlost oleje v odpadním potrubí | w _{od} [m/s] | 0,25 | | | |
| Objemové množství mazacího oleje | V _o [m ³ /s] | 0,0125 | 0,0061 | 0,0071 | |
| Průměr přívodního potrubí k ložisku | D _{př} [mm] | 103,0 | 71,7 | 77,6 | |
| Průměr odpadního potrubí z ložiska | D _{od} [mm] | 247,3 | 175,7 | 190,1 | |
| Volený nominální průměr přívodního potrubí | DN _{př} [mm] | 125 | 80 | 80 | |
| Volený nominální průměr odpadního potrubí | DN _{od} [mm] | 250 | 178 | 200 | |
| Skutečná rychlost oleje v přívodním potrubí | w _{sk-př} [m/s] | 1,02 | 1,21 | 1,41 | |
| Skutečná rychlost oleje v odpadním potrubí | w _{sk-od} [m/s] | 0,25 | 0,24 | 0,23 | |

8 Návrh a kontrola tělesa turbíny

Tělesa turbíny (vnitřní a vnější) jsou navrženy s horizontálními přírubami, které je dělí v jejich polovinách, tím je zajištěn snadný přístup do útrobu T (→ výhodnější pro montáž).

Pro výpočet je nutné navrhnout tloušťku jak vnitřního, tak vnějšího tělesa. Tyto rozměry vycházejí z maximálního průměru rozváděcího kola, použitého materiálu, působících tlaků a teplot. Při kontrole namáhání jsou využity výpočtové vztahy pro tlustostěnné válcové nádoby o vnějším poloměru r_2 a vnitřním poloměru r_1 , namáhané vnitřním přetlakem Δp a napětím vzniklém tepelným pnutím.

8.1 Namáhání vnitřního a vnějšího tělesa

Návrh a kontrola těles je provedena v místech největšího namáhání (volba dle konzultace). U vnitřního tělesa je kontrola provedena v řezu:

- před 1. stupněm VT dílu (řez 1.),
- za 1. stupněm VT dílu (řez 2.).

Vnější těleso je kontrolováno v řezu:

- za 4. stupněm VT dílu (řez 3.),
- za 3. stupněm ST-NT dílu (řez 4.).

Je přijat předpoklad, že pokud tělesa vyhoví ve výše uvedených místech největšího namáhání, v dalších místech bude pevnostní podmínka také splněna z důvodu snižujících se tlaků a teplot proudícího média.

Materiál pro výrobu jak vnitřní, tak vnější skříně turbíny byl zvolen typ **42 2713.5**.

8.1.1 Výpočtové vzorce

$$\sigma_{t,p} = \frac{\Delta p}{y^2} \cdot \left(\frac{Y^2 + y^2}{Y^2 - 1} \right), \quad (8.1)$$

$$\sigma_{r,p} = - \frac{\Delta p}{y^2} \cdot \left(\frac{Y^2 - y^2}{Y^2 - 1} \right), \quad (8.2)$$

$$\sigma_{ax,p} = \frac{\Delta p}{Y^2 - 1}, \quad (8.3)$$

$$\sigma_{t,T} = - \frac{\beta \cdot E \cdot \Delta T}{2 \cdot (1 - \nu)} \cdot \left(\frac{\ln \frac{Y}{y} - 1}{\ln Y} + \frac{\left(\frac{Y}{y} \right)^2 + 1}{Y^2 - 1} \right), \quad (8.4)$$

$$\sigma_{r,T} = - \frac{\beta \cdot E \cdot \Delta T}{2 \cdot (1 - \nu)} \cdot \left(\frac{\ln \frac{Y}{y}}{\ln Y} - \frac{\left(\frac{Y}{y}\right)^2 - 1}{Y^2 - 1} \right), \quad (8.5)$$

$$\sigma_{ax,T} = - \frac{\beta \cdot E \cdot \Delta T}{2 \cdot (1 - \nu)} \cdot \left(\frac{2 \cdot \ln \frac{Y}{y} - 1}{\ln Y} + \frac{2}{Y^2 - 1} \right), \quad (8.6)$$

$$\sigma_t = \sigma_{t,p} + \sigma_{t,T}, \quad (8.7)$$

$$\sigma_r = \sigma_{r,p} + \sigma_{r,T}, \quad (8.8)$$

$$\sigma_{ax} = \sigma_{ax,p} + \sigma_{ax,T}, \quad (8.9)$$

$$\tau_{r,1} = \frac{|\sigma_{ax}| - |\sigma_r|}{2}, \quad (8.10)$$

$$\tau_r = \frac{\sigma_t - |\sigma_r|}{2}, \quad (8.11)$$

$$\tau_{r,2} = \frac{\sigma_t}{2}, \quad (8.12)$$

Kde

Y, y ... poměr poloměrů [-] → vyčíslení pomocí těchto vzorců:

$$Y = \frac{R_2}{R_1}, \quad y = \frac{r}{R_1}, \quad r = \frac{R_1 + R_2}{2}.$$

V rámci pevnostní kontroly musí být splněna Questova pevnostní podmínka ve znění:

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_D}{2} \quad (8.13)$$

Vypočtené hodnoty zkoumaných veličin, i s jejich popisem vysvětlující výpočtové vztahy a označením, jsou uvedeny v Příloze FF.

Velikost jednotlivých smykových napětí na poloměrech R_1 , R_2 , r ve všech zvolených řezech **splňuje** Questovu pevnostní podmínku. Tloušťka i rozměry těles jsou tedy v souladu s dovoleným namáháním použitého materiálu.

8.2 Návrh a kontrola horizontální příruby

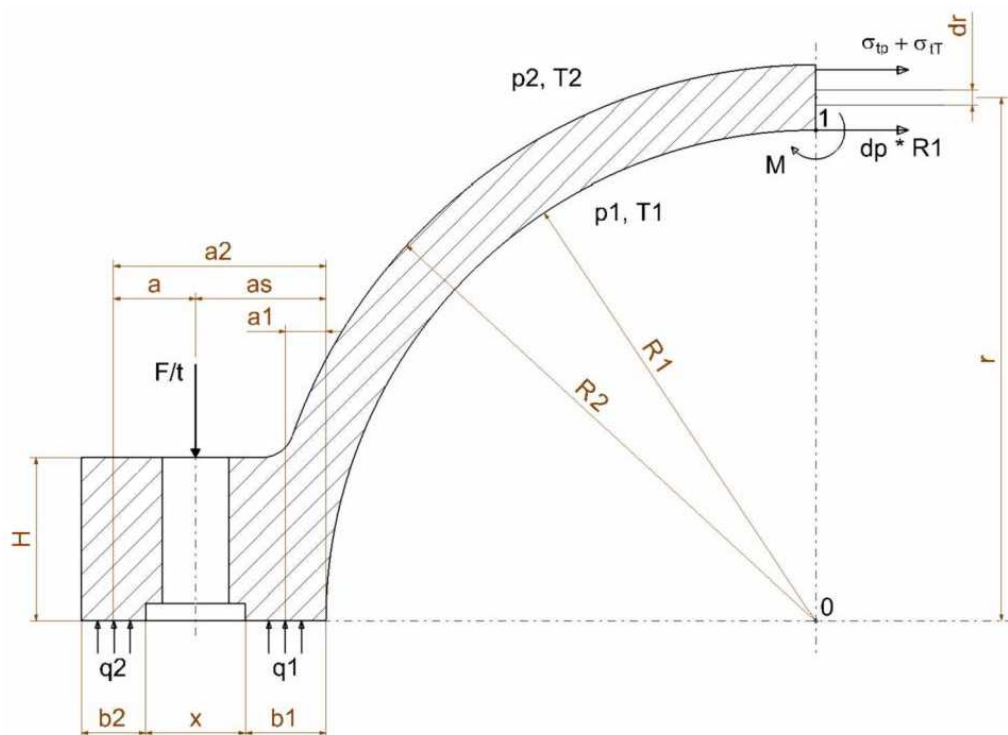
Tělesa turbíny jsou horizontálně dělena, spojení je zajištěno přírubami a šrouby, které dvě protilehlé části spojují. K dostatečnému utěsnění dosedacích ploch jsou šrouby předpjaty. Horizontální příruba musí být dostatečně tuhá, aby zajistila požadovanou těsnost, což má ale za příčinu zvýšení objemu materiálu. Toto navýšení hmotnosti ale vede k horšímu prohřívání těles, může tak vznikat nežádoucí tepelné pnutí uvnitř materiálu.

Výpočet přírub jak vnitřního, tak vnějšího tělesa je proveden v místě největšího namáhání, kterým je místo vstupu páry do VT dílu před 1. stupněm („ostré“ parametry).

Základním ukazatelem zatížitelnosti příruby je poměrná síla vztahovaná na zvolenou rozteč šroubů $\frac{F}{t}$ (viz výpočtový vzorec 8.18). Z důvodu splnění požadavku na těsnost musí být splněna podmínka, že tlak q_2 působící na vnější liště příruby nabývá kladné hodnoty. Volba konstrukce příruby se dvěma lištami je navržena z důvodu jejího odlehčení.

Teplotní gradient je vhodně odhadnut na základě předpokladu, že teplota uvnitř a vně materiálu příruby postihuje pozvolné prohřívání turbíny při najíždění.

Řez takto navrženou přírubou je vyobrazen na obr. 45. Jednoduchý náčrt zobrazuje potřebné veličiny (rozměry, působící síly, napětí a momenty) nutné k výpočtu.



Obr. 45 Řez horizontální přírubou s popisem; zdroj [18]

8.2.1 Výpočtové vzorce

$$F_{zp}(Y) = \frac{Y^2 \cdot \ln Y}{Y^2 - 1} - \frac{1}{2}, \quad (8.14)$$

$$F_{zp}(Y) = \frac{1}{2 \cdot (1 - \nu)} \cdot \left(\frac{Y^2 \cdot \ln Y}{Y^2 - 1} - \frac{Y^2 - 1}{4 \cdot \ln Y} \right), \quad (8.15)$$

$$q_1 = (2 \div 3) \cdot p_1, \quad (8.16)$$

$$q_2 = \frac{1}{b_2} \cdot \left(\frac{F}{t} - q_1 \cdot b_1 - \Delta p \cdot r_1 \right), \quad (8.17)$$

$$\frac{F}{t} = \frac{1}{(a_2 - a_s)} \cdot \left\{ q_1 \cdot (a_2 - a_1) \cdot b_1 + \Delta p \cdot r_1 \cdot a_2 + \right. \\ \left. - r_1^2 \cdot [\Delta p \cdot F_{zp}(Y) + \beta \cdot E \cdot \Delta T \cdot F_{zt}(Y)] \right\}, \quad (8.18)$$

$$F_s = t \cdot \left(\frac{F}{t} \right), \quad (8.19)$$

$$\sigma_{o,p} = \frac{q_2 \cdot b_2 \cdot a \cdot t}{\frac{1}{6} \cdot (t - d_s) \cdot H^2}, \quad (8.20)$$

$$\sigma_{t,s} = \frac{4 \cdot F_s}{\pi \cdot d_s^2}, \quad (8.21)$$

Kde pro výpočet q_1 je zvolena z rozmezí definovaného v 8.16 dolní mez, které přísluší hodnota 2, ta je zahrnutá posléze do výpočtu. Výsledné velikosti zkoumaných veličin, i s jejich popisem vysvětlující výpočtové vztahy a označením, jsou uvedeny v Příloze GG.

Jako materiál šroubů byl zvolen typ **15 335.3** pro horizontální přírubu vnitřního tělesa a typ **15 320.5** pro přírubu vnějšího tělesa turbíny. Materiálové charakteristiky použitých materiálů jsou uvedeny v Příloze K.

Výpočtem bylo ověřeno, že navržené příruby i spojovací šrouby z pevnostního hlediska **vyhovují**, jsou tedy splněny podmínky:

$$\sigma_{t,s} < \sigma_{t,s,D}, \quad (8.22)$$

$$\sigma_{o,p} < \sigma_{o,p,D}. \quad (8.23)$$

9 Dimenzování potrubních tras

Výpočet a návrh potrubních tras je nedílnou součástí komplexního návrhu turbíny. Mezi potrubí, která jsou v rámci výpočtu řešena patří:

- *potrubí pro přívod (odvod) páry z průtočných částí,*
- *potrubí jednotlivých odběrů pro regenerační ohříváky,*
- *potrubí pro axiální výstup do kondenzátoru (K),*
- *potrubí vedoucí od sekcí vnějších ucpávek předních (zadních).*

Rychlosti v dílčích potrubních trasách byly zvoleny na základě provozních zkušeností z hlediska „ideálního“ proudění média, a to:

- $w \approx 50 \text{ m/s}$ – *pro potrubí v rámci VT a ST-NT dílu (mimo výstupu do K),*
- $w \approx 70 \text{ m/s}$ – *pro potrubí axiálního výstupu do kondenzátoru,*
- $w \approx 25 \text{ m/s}$ – *pro potrubí sekcí vnějších ucpávek.*

Volené a vypočtené parametry příslušných potrubních tras jsou uvedeny v Příloze HH.

Pro vyčíslení potřebných veličin byly využity tyto výpočtové vztahy:

$$m_{p-i} = \frac{i \cdot w \cdot S_{min}}{v_i}, \quad (9.1)$$

$$d_{teor} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{min}}{\pi}}, \quad (9.2)$$

$$d_{sk} = \sqrt{4 \cdot \frac{m_{p-i} \cdot v_i}{\pi \cdot i \cdot w}}, \quad (9.3)$$

$$v_s = \frac{v_1 \cdot m_1 + v_2 \cdot m_2}{m_1 + m_2}, \quad (9.4)$$

Kde

v_s ... měrný objem směsi dvou proudů páry (parovzdušné směsi) [m^3/kg].

Uvedené vztahy vycházejí z rovnice kontinuity (Zákon zachování hmotnosti). Potřebné dílčí velikosti hmotnostních průtokových množství vystupujících ve výpočtu jsou převzata z výpočtu tepelného schéma oběhu (viz kapitola 2).

10 Přepočet tepelného schéma a průtočné části

Výpočet jak tepelného schéma, tak na něj navazující průtočné části, byl proveden jako počáteční návrh, kde byly některé ze vstupních veličin vhodně voleny dle praxí ověřených hodnot. Jedná se zejména o volené termodynamické účinnosti lopatkování VT a ST-NT dílu a výpočet odběrových tlaků pro jednotlivé regenerační ohříváky, při kterém se vycházelo z teploty, na jejímž základě byl určen tlak na mezi sytosti v odběru, poté byl dopočten tlak média v příslušném odběru díky znalosti ztrát v potrubí. Tyto hodnoty jsou již známé, byly v rámci komplexního výpočtu celého návrhu turbíny vyčísleny.

Prvním krokem pro zpřesnění je přepočet návrhu průtočné části při znalosti přesných hodnot odběrových tlaků, které jsou již k dispozici. Tímto krokem dostaneme zpřesněné termodynamické účinnosti VT i ST-NT dílu, které jsou vstupními hodnotami pro přepočet kompletního návrhu turbíny. Postup výpočtu je obdobný, ale s tím rozdílem, že vycházíme ze znalosti zpřesněných hodnot tlaků v jednotlivých odběrech. Tato úprava zanáší do algoritmu změny, které ovlivní celkový výpočet tepelného schéma oběhu, z kterého se v dalších krocích vychází. Přepočtené hodnoty parametrů jak VTO, tak NTO jsou uvedeny v Příloze II. Změna tepelného schéma také ovlivňuje průtočné množství páry v jednotlivých částech oběhu, velikosti takto přepočtených množství jsou zaznamenány v Příloze II. Schéma přepočteného tepelného oběhu T120MW je uvedeno v Příloze B.

Na závěr přepočtu se počítá finální podoba průtočné části, respektive jejích parametrů, které jsou důležité pro finální bilanci výkonu (viz kapitola 11). Tento výpočet vychází z již přepočtené průtočné části s tou výjimkou, že jednotlivá průtočná množství vstupující do stupňů jsou zpřesněna díky výpočtu ucpávek turbíny. Výsledné parametry průtočné části VT i ST-NT dílu jsou uvedeny v Příloze II. K dílčím krokům výpočtu byl využit program Turbina-Delphi.

V rámci přepočtu není bráno v úvahu ohřátí kondenzátu napájecí vody v kondenzátoru komínkových par, díky průtočnému množství páry proudící z ucpávek. Toto zjednodušení bylo aplikováno z důvodu malého množství páry, které přispívá jen nepatrnou měrou k ohřátí, a v rámci celku je proto zanedbatelné.

Cílem přepočtu je co nejvýrazněji se přiblížit parametrům výpočtu reálného stroje, a tak dostat v rámci praxe využitelné informace o této navrhované turbíně se všemi specifiky plynoucími ze zadání práce.

11 Výpočet celkové bilance výkonu

Bilance výkonu je provedena pouze pro nominální provozní stav. Na základě přepočtu návrhu turbíny (viz kapitola 10) byly získány skutečné velikosti výkonů obou dílů, které postihují i vnitřní ztráty spojené s úniky ucpávkami. K vyčíslení celkového skutečného výkonu je ale zapotřebí využít přepočtených ztrátových výkonů na ložiskách, které byly také v rámci přepočtu vypočteny (dle algoritmu návrhu). K určení bilance výkonu a dalších veličin charakterizující navrhované turbosoustrojí jako celek byly využity hodnoty jak zadaných účinností dílčích komponent (viz 2.1.1), tak hodnot dopočtených v průběhu návrhu, respektive přepočtu.

Celková bilance výkonu s vyčíslením jak termodynamické, tak tepelné účinnosti cyklu je uvedena v tab. 32.

11.1 Výpočtové vzorce

$$P_{sp} = P_{celk} \cdot \eta_{mech} , \quad (11.1)$$

$$P_G = P_{sp} \cdot \eta_G , \quad (11.2)$$

$$P_{ztr.} = P_{jm} - P_G , \quad (11.3)$$

$$m_{p_{-ztr.}} = \frac{P_{ztr.}}{i_1 - i_4} , \quad (11.4)$$

$$m_{p_{-celk}} = m_p + m_{p_{-ztr.}} , \quad (11.5)$$

$$\eta_{TD} = \sum \frac{m_{p_{-i}} \cdot H_{už_{-i}}}{m_{p_{-i}} \cdot H_{iz_{-i}}} , \quad (11.6)$$

$$q_{př_{-1}} = i_1 - i_{NV} , \quad (11.7)$$

$$q_{př_{-2}} = i_3 - i_2 , \quad (11.8)$$

$$q_{př_{-celk}} = m_{p_{-VT}} \cdot q_{př_{-1}} + m_{p_{-ST+NT}} \cdot q_{př_{-2}} , \quad (11.9)$$

$$\eta_t = \frac{P_G}{q_{př_{-celk}}} \cdot 100 , \quad (11.10)$$

$$c_q = \frac{3600}{\eta_t} , \quad (11.11)$$

$$c_p = \frac{3600 \cdot m_p}{P_G} , \quad (11.12)$$

Kde

η_{mech} ... mechanická účinnost na spojce mezi turbínou a generátorem [-],

η_G ... účinnost generátoru turbosoustrojí [-],

$P_{\text{jm}} = N_e$... jmenovitý výkon turbosoustrojí [kW],

i_1 ... přepočtená entalpie páry na vstupu do VT dílu [kJ/kg],

i_3 ... přepočtená entalpie páry na vstupu do ST-NT dílu [kJ/kg],

i_4 ... přepočtená entalpie páry na výstupu z ST-NT dílu [kJ/kg],

η_{TD} ... termodynamická účinnost turbíny [%],

η_t ... tepelná účinnost cyklu [%].

Tab. 32 Výpočet celkové bilance výkonu a tepelné účinnosti

| Veličina | | |
|---|-------------------------------|-----------|
| Popis | Označení | Hodnota |
| Výkon VT dílu | P_{VT} [kW] | 34123,3 |
| Výkon ST-NT dílu | $P_{\text{ST-NT}}$ [kW] | 88131,8 |
| Ztrátový výkon na předním axiálním ložisku | $P_{\zeta_{\text{pax}}}$ [kW] | 283,7 |
| Ztrátový výkon na předním radiálním ložisku | $P_{\zeta_{\text{pra}}}$ [kW] | 91,6 |
| Ztrátový výkon na zadním radiálním ložisku | $P_{\zeta_{\text{zra}}}$ [kW] | 107,2 |
| Celkový výkon VT a ST-NT dílu | P_{celk} [kW] | 121772,7 |
| Výkon na spojce | P_{sp} [kW] | 121163,8 |
| Výkon na generátoru turbosoustrojí | P_G [kW] | 119346,4 |
| Ztracený výkon vůči jmenovitému výkonu | $P_{\text{ztr.}}$ [kW] | 653,6 |
| Ztracené hmotnostní průtokové množství | $m_{\text{p.ztr.}}$ [kg/s] | 1,126 |
| Celkové průtokové množství pro dosažení jmenovitých parametrů | $m_{\text{p.celk}}$ [kg/s] | 137,108 |
| Termodynamická účinnost turbíny | η_{TD} [%] | 85,41 |
| Teplo přivedené v parogenerátoru pro přehřátí páry | $q_{\text{př}_1}$ [kJ/kg] | 2042,57 |
| Teplo přivedené v parogenerátoru pro přihřátí páry | $q_{\text{př}_2}$ [kJ/kg] | 264,39 |
| Celkové přivedené teplo v parogenerátoru | $q_{\text{př.celk}}$ [kJ/kg] | 303214,02 |
| Tepelná účinnost turbínové cyklu | η_t [%] | 39,36 |
| Měrná spotřeba tepla | c_q [kJ/kWh] | 9146,2409 |
| Měrná spotřeba páry | c_p [kJ/kWh] | 4,0314 |

Poměr $\frac{P_G}{P_{\text{jm}}} = 99,46 \%$ vypovídá o schopnosti navrhované turbíny T120MW splnit

požadovaný výkon. Tento prezentovaný deficit výkonu (0,54% P_{jm}) je možné regulovat navýšením průtokového množství páry do turbíny, které je v tab. 32 zastoupeno veličinou $m_{\text{p.ztr.}}$. Výsledná tepelná účinnost cyklu reprezentující kvalitu navrhovaného turbínového oběhu je **39,36 %**, která je v souladu s hodnotami současných provozovaných turbín.

12 Bilanční schéma při sníženém provozu

Při výpočtu bilančních schémat při snížených provozech turbíny je vycházeno z použitého typu regulace, ta je dle zadání volena klouzavým tlakem. Princip této regulace spočívá v tom, že tlak není regulován škrcením před turbínou pomocí ventilů, ale změnou stlačení, a tím i příkonu napájecího čerpadla.

Z důvodu poněkud zdlouhavějšího regulačního pochodu a současně nízké účinnosti této regulace je v návrhu uvažována kombinace s regulací škrticí.

Charakteristické znaky zvolené regulace:

- *teplota admisní páry na vstupu do turbíny stejná,*
- *změna průtočného množství s úměrnou změnou tlaku admisní páry.*

V rámci přepočtu uvažovány tyto předpoklady:

- *tlak admisní páry se mění se změnou výkonu T lineárně \rightarrow výrazná nepřesnost, ale tato hodnota využita jako počáteční pro iterační postup přepočtu,*
- *totální ostřík lopatkování 1. stupně VT dílu,*
- *zachování stejné délky lopatek jako u 100% výkonu turbíny.*

Postup přepočtu bilančních schémat:

- 1) *zadávaný jmenovitý výkon turbíny snížen na hodnotu 0,50 (0,75) $\cdot P_{jm}$*
- 2) *zadávaný tlak admisní páry snížen na hodnotu 0,50 (0,75) $\cdot p_A \rightarrow$ nová průtočná množství tekoucí jednotlivými částmi oběhu,*
- 3) *„nástřel“ počátečních vstupních parametrů admisní páry vstupují do VT dílu zadán do programu Turbina-Delphi \rightarrow výpočet počáteční výstupní délky RL ,*
- 4) *iterace výpočtu pomocí změny tlaku admisní páry – konec přepočtu podmíněn shodnou délkou výstupní hrany RL při sníženém provozu jako u 100% výkonu T .*

Veličiny, průtočná množství náležící jednotlivým částem oběhu, tlak páry ve vstupních místech a odběrech turbíny, charakterizující přepočtené bilanční schéma při sníženém výkonu jsou uvedeny v tab. 33 a tab. 34.

Tepelné schéma oběhu náležící 50% a 75% výkonu jsou zobrazeny v Přílohách JJ, KK.

12.1 Přepočet veličin charakterizující snížené provozy

Tab. 33 Výpočet přepočtených průtokových množství a tlaků páry pro 50% výkon

| Parní (vodní) úsek trasy | m_p (m_k) [kg/s] | p_p (p_k) [bar] |
|-----------------------------|------------------|-----------------|
| Vstup do VT dílu | 73,583 | 54,8255 |
| I. Odběr do VTO2 | 4,979 | 39,4841 |
| II. Odběr do VTO1 | 4,357 | 21,6438 |
| Vstup do ST-NT dílu | 64,247 | 19,1872 |
| III. Odběr do odplyňováku | 3,777 | 11,0290 |
| IV. Odběr do NTO3 | 4,169 | 5,0905 |
| V. Odběr do NTO2 | 2,474 | 6,1996 |
| VI. Odběr do NTO1 | 4,149 | 0,7652 |
| Vstup do kondenzátoru | 49,677 | 0,0891 |
| Vstup do KČ | 62,677 | 0,0865 |
| Množství dodatkové vody | 2,207 | - |
| Množství kondenzátu za VTO1 | 9,336 | - |
| Množství kondenzátu za NTO1 | 10,792 | - |

Tab. 34 Výpočet přepočtených průtokových množství a tlaků páry pro 75% výkon

| Parní (vodní) úsek trasy | m_p (m_k) [kg/s] | p_p (p_k) [bar] |
|-----------------------------|------------------|-----------------|
| Vstup do VT dílu | 104,618 | 75,3380 |
| I. Odběr do VTO2 | 7,387 | 39,4841 |
| II. Odběr do VTO1 | 6,407 | 21,7797 |
| Vstup do ST-NT dílu | 90,825 | 19,3077 |
| III. Odběr do odplyňováku | 5,318 | 11,0290 |
| IV. Odběr do NTO3 | 5,895 | 5,0905 |
| V. Odběr do NTO2 | 3,497 | 6,1996 |
| VI. Odběr do NTO1 | 5,866 | 0,7652 |
| Vstup do kondenzátoru | 70,248 | 0,0891 |
| Vstup do KČ | 88,645 | 0,0865 |
| Množství dodatkové vody | 3,139 | - |
| Množství kondenzátu za VTO1 | 13,794 | - |
| Množství kondenzátu za NTO1 | 15,258 | - |

Z vypočtených hodnot (viz tab. 33 a tab. 34) je patrná výrazná změna průtočných množství, která klesají se snižujícím se výkonem. Tento jev nemá dle tohoto základního přepočtu takový vliv na změnu tlaků, z důvodu malého ohřátí napájecí vody od práce NČ při snížených výkonech. Pro odběry do odplyňováku a NTO se tlaky odběrové páry nemění, což je důsledkem základního algoritmu výpočtu, který tlak dopočítává z teploty sytosti, která se ale při daném ohřátí v jednotlivých ohřívácích nemění. Ke zpřesnění by bylo třeba přepočítat celou průtočnou část tak, jak bylo provedeno v případě přepočtu návrhu (viz kapitola 10), což není v rámci práce řešeno.

13 Závěr

V rámci diplomové práce byla navržena jednotělesová kondenzační turbína pro solární cyklus s jmenovitým výkonem 120 MW, otáčkami 3000 1/min a axiálním výstupem do kondenzátoru. Při výpočtu byly přijaty zjednodušující předpoklady a experimentálně ověřené koeficienty. Detailnější návrh by proto vyžadoval zpřesnění některých výpočtových vztahů a bližší rozpracování dílčí problematiky řešení. Koncepce výpočtu a tvorba výkresové dokumentace vycházejí z dlouholetých zkušeností, ověřených metod, know-how firmy ŠKODA POWER A Doosan company.

Návrhu turbíny předchází porovnání klasického parního s ORC cyklem, v rámci kterého bylo řešeno použití alternativní organické pracovní látky. Vzhledem k využití turbíny pro solární energetické zařízení byl shledán dvoustupňový ORC možnou alternativou pro zadání práce. Pracovní látkou prvního stupně tohoto cyklu byl navržen aromatický uhlovodík (benzen) s adekvátní teplotní stabilitou a pro druhý stupeň lehký uhlovodík (butan). Z porovnání nicméně vyplynul fakt, že ani nejlepší ORC s využitím regenerace se při takto zadaných vstupních parametrech nevyrovná účinnosti klasického parního cyklu.

V první fázi výpočtu je návrh tepelného schéma oběhu, na něj navazuje výpočet průtočné části, který je dále doplněn o pevnostní výpočet (dimenzování lopatek, závěsů, kol, hřídele a skříně turbíny). Na vyjádření dílčích ztrát (výpočet ucpávek a ložisek) navazuje přepočet tepelného schéma oběhu a průtočné části. Ověření správnosti algoritmu výpočtu shrnuje bilance výkonu, z které vyplývá, že navrhovaná turbína splňuje požadovaný výkon a to na **99,46%** s výslednou tepelnou účinností cyklu **39,36%**. Na závěr jsou řešeny snížené 50% a 75% provozy turbíny, které jsou typickým specifickým v rámci solární aplikace.

Tato práce může posloužit jako základní návrh pro detailnější rozpracování jednotlivých kroků výpočtu a v neposlední řadě pro tvorbu výkresové dokumentace.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ A LITERATURY

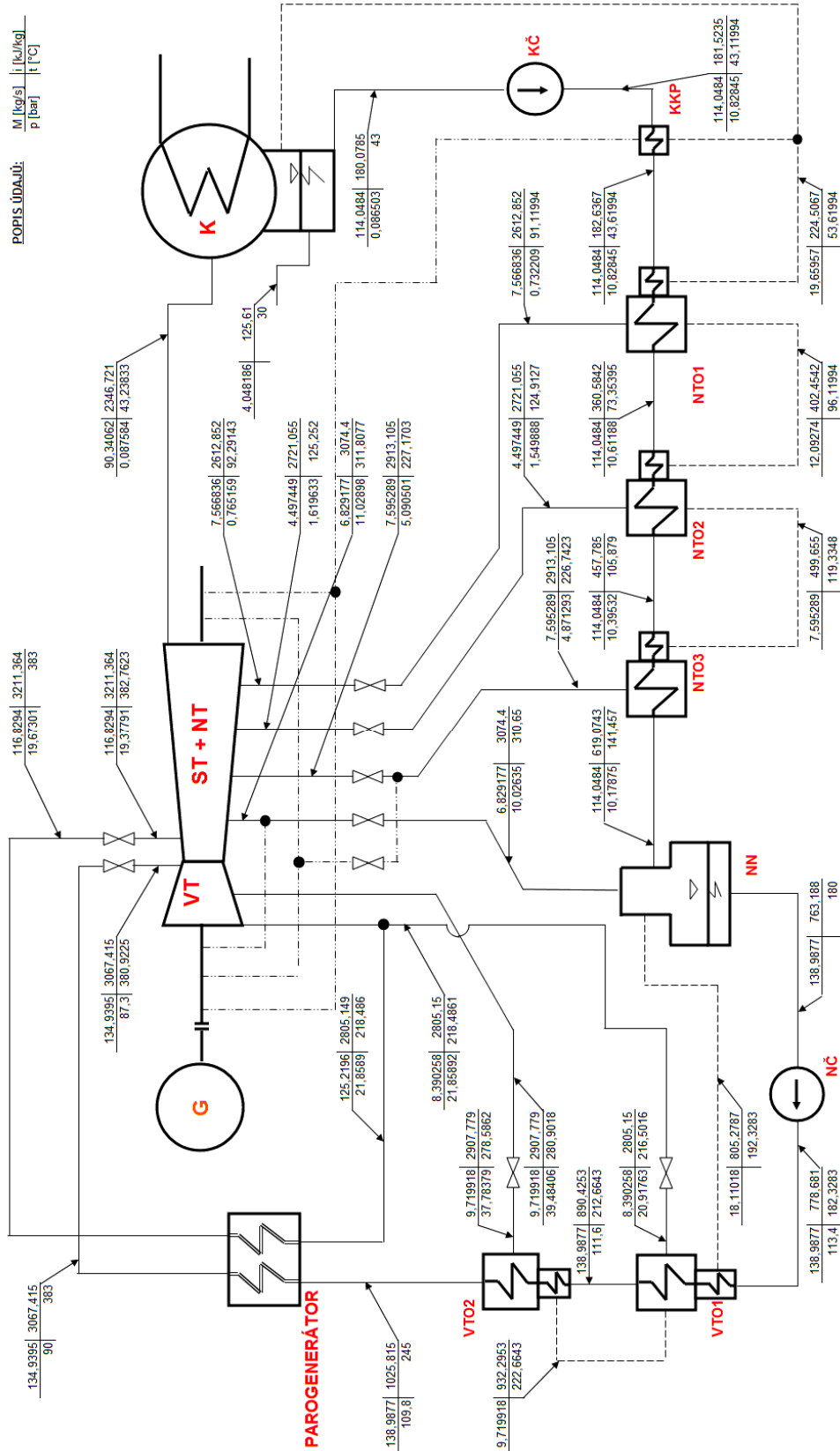
- [1] ŠKOPEK, J. *Parní turbína - tepelný a pevnostní výpočet*. Plzeň: Západočeská Univerzita v Plzni - KKE, 2003. ISBN 80-7043-256-X
- [2] KADRNOŽKA, J. *Lopátkové stroje*. Vyd. 1. Brno, 2003. ISBN 80-7204-297-1
- [3] DIXON, S.L. *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery*. 5th edition. Amsterdam, 2005. ISBN 0-7506-7870-4
- [4] PRABHU, E. Solar Trough Organic Rankine Electricity System (STORES) Stage 1: *Power Plant Optimization and Economics*. Reflective Energies. California, March 2006.
- [5] Archimede Solar Energy (ASE), *Technology: Parabolic trough*. (říjen 2011).
http://www.archimedesolarenergy.it/parabolic_trough_archimede.htm
- [6] Archimede Solar Energy (ASE), *Receiver Tube*. (10.11. 2011).
<http://www.archimedesolarenergy.it/download.htm>
- [7] KUCHTOVÁ, L., KOŘISTA, M. *Parní turbíny pro solární aplikace*. (říjen 2011).
<http://www.allforpower.cz/clanek/parni-turbiny-pro-solarni-aplikace/>
- [8] Solar thermal power plants. *Renewable Energy World*. 06/2003, s. 109 ÷ 113.
- [9] SIEMENS, Steam turbines for CSP plants. In *Industrial steam turbines*. (listopad 2011).
www.siemens.com/energy
- [10] SIEMENS, *Steam turbines*. (21.2.2012).
<http://www.energy.siemens.com/hq/en/power-generation/steam-turbines/sst-700.htm>
- [11] TurboCare, *Steam turbines products*. (21.2.2012).
http://www.turbocare.com/steam_turbine_products.html
http://www.turbocare.com/labyrinth_seal_upgrades.html
- [12] BEČVÁŘ, J. a kol. *Tepelné turbíny*. Praha: SNTL, 1968.
- [13] ŠČEGLAJEV, A. *Parní turbíny*. 1. svazek. Praha: SNTL, 1983.
- [14] ŠČEGLAJEV, A. *Parní turbíny*. 2. svazek. Praha: SNTL, 1983.
- [15] BOHÁČ, J., BRODSKÝ, J. *Kondenzační turbína pro solární elektrárnu*. Plzeň: ZČU - KKE, 2011.
- [16] KANTOROVÁ, P. *Jednotělesová kondenzační turbína na sytou páru pro sluneční elektrárnu*. Plzeň: ZČU – KKE, 2004.
- [17] KLIK, J. *Jednotělesová kondenzační parní turbína 50 MW*. Plzeň: ZČU – KKE, 2009.
- [18] NOVOTNÝ, V. *Jednotělesová kondenzační parní turbína 50 MW*. Plzeň: ZČU – KKE, 2009.
- [19] ŠKODA POWER A Doosan company, *PARNÍ TURBÍNY Tp-R II*. Plzeň, 2002.

SEZNAM VYUŽITÉHO PROGRAMOVÉHO VYBAVENÍ

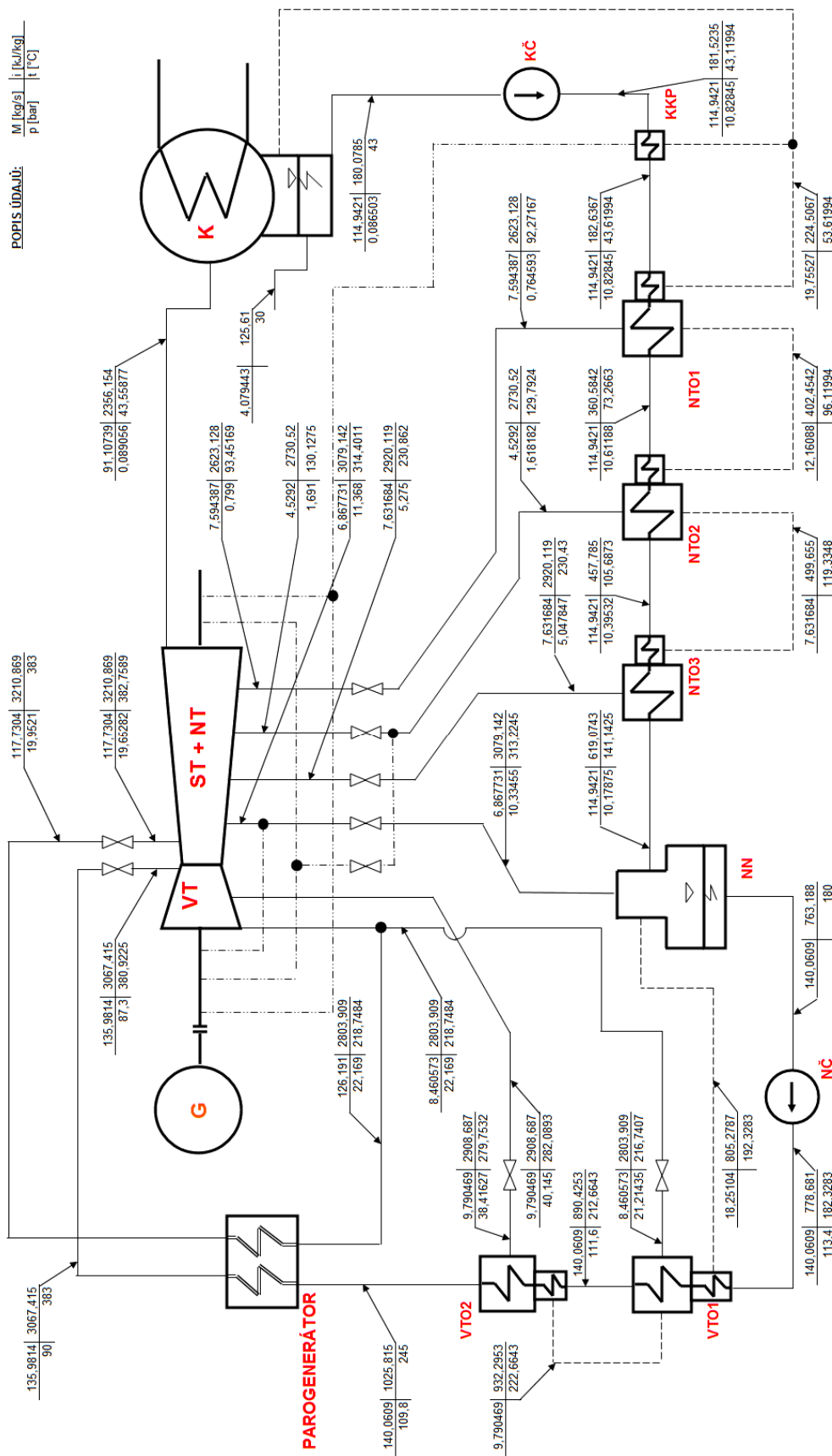
- Microsoft Office 2003,
- X – Steam – jako doplněk IF97,
- Turbina-Delphi,
- ZLOP2,
- CATIA V5R19,
- CorelDRAW X5.

PŘÍLOHY

Příloha A – Tepelné schéma oběhu při nominálním výkonu (návrh)



Příloha B - Tepelné schéma oběhu při nominálním výkonu (přepoč)



Příloha C - Shrnutí parametrů navrhovaných variant VT dflu (viz 3.2)

| Číslo varianty | Veličiny | Stupeň | | | | | | |
|--------------------|---------------------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| | | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
| varianta 1. | m_p [kg/s] | 134,940 | 134,940 | 134,940 | 134,940 | 125,220 | 125,220 | 125,220 |
| | D_s [m] | 1,0619 | 0,9612 | 0,9663 | 0,9719 | 0,9784 | 0,9858 | 0,9937 |
| | D_p [m] | 1,0400 | 0,9300 | 0,9300 | 0,9300 | 0,9300 | 0,9300 | 0,9300 |
| | (α_1)p [°] | 12,90 | 13,00 | 13,00 | 13,00 | 12,70 | 12,80 | 12,90 |
| | OSTŘÍK | T | T | T | T | T | T | T |
| | L_p [mm] | 21,87 | 31,23 | 36,26 | 41,91 | 48,36 | 55,80 | 63,69 |
| | Typ_lop | V | V | V | V | V | V | V |
| | Z_d [%] | 0 | 0,098 | 0,086 | 0,071 | 0,058 | 0,038 | 0,017 |
| | Z_L [%] | 12,399 | 8,680 | 7,476 | 6,469 | 5,583 | 4,834 | 4,222 |
| | Z_p [%] | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| | Z_V [%] | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| | Z_t [%] | 1,571 | 0,805 | 0,708 | 0,603 | 1,953 | 1,002 | 0,660 |
| | Z_RZ [%] | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| | Z_x [%] | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| | η_{TD_i} [%] | 79,529 | 83,907 | 85,207 | 86,350 | 85,514 | 87,136 | 87,809 |
| | H_už_i [kJ/kg] | 44,376 | 37,459 | 38,047 | 39,572 | 35,627 | 36,336 | 35,878 |
| | A_t_i [kW] | 5988,1 | 5054,8 | 5134,0 | 5339,8 | 4461,2 | 4549,9 | 4492,6 |
| | (u/c_0)s [-] | 0,499 | 0,505 | 0,508 | 0,504 | 0,532 | 0,536 | 0,546 |
| (u/c_0)p [-] | 0,489 | 0,489 | 0,489 | 0,483 | 0,506 | 0,506 | 0,511 | |
| η_{TD_VT} [%] | 86,370 | | | | | | | |

| | | | | | | | | |
|--------------------|---------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| varianta 2. | D_s [m] | 1,0597 | 0,8647 | 0,8698 | 0,8747 | 0,8848 | 0,8968 | 0,9085 |
| | D_p [m] | 1,0400 | 0,8300 | 0,8300 | 0,8300 | 0,8350 | 0,8400 | 0,8450 |
| | (α_1)p [°] | 13,70 | 13,90 | 13,80 | 13,90 | 13,80 | 13,80 | 13,90 |
| | OSTŘÍK | T | T | T | T | T | T | T |
| | L_p [mm] | 19,70 | 34,74 | 39,78 | 44,74 | 49,83 | 56,84 | 63,51 |
| | Typ_lop | V | V | V | V | V | V | V |
| | Z_d [%] | 0 | 0,322 | 0,309 | 0,291 | 0,282 | 0,252 | 0,224 |
| | Z_L [%] | 13,678 | 7,786 | 6,798 | 6,032 | 5,439 | 4,768 | 4,268 |
| | Z_p [%] | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| | Z_V [%] | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| | Z_t [%] | 0,495 | 0,235 | 0,211 | 0,172 | 0,187 | 0,167 | 0,147 |
| | Z_RZ [%] | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| | Z_x [%] | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| | η_{TD_i} [%] | 78,758 | 84,941 | 85,937 | 86,549 | 87,544 | 88,270 | 88,822 |
| | H_už_i [kJ/kg] | 51,341 | 34,585 | 35,639 | 37,770 | 35,405 | 36,570 | 37,715 |
| | A_t_i [kW] | 6928,0 | 4666,9 | 4809,1 | 5096,6 | 4433,4 | 4579,3 | 4722,6 |
| | (u/c_0)s [-] | 0,461 | 0,476 | 0,474 | 0,465 | 0,489 | 0,489 | 0,490 |
| | (u/c_0)p [-] | 0,452 | 0,457 | 0,453 | 0,441 | 0,461 | 0,458 | 0,455 |
| η_{TD_VT} [%] | 86,931 | | | | | | | |

| Číslo varianty | Veličiny | Stupeň | | | | | | |
|--------------------|---------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| | | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
| varianta 3. | D_s [m] | 1,0607 | 0,9128 | 0,9179 | 0,9236 | 0,9287 | 0,9362 | 0,9442 |
| | D_p [m] | 1,0400 | 0,8800 | 0,8800 | 0,8800 | 0,8800 | 0,8800 | 0,8800 |
| | (α_1)p [°] | 13,30 | 13,40 | 13,40 | 13,40 | 13,30 | 13,40 | 13,40 |
| | OSTŘÍK | T | T | T | T | T | T | T |
| | L_p [mm] | 20,73 | 32,83 | 37,91 | 43,59 | 48,75 | 56,20 | 64,25 |
| | Typ_lop | V | V | V | V | V | V | V |
| | Z_d [%] | 0 | 0,213 | 0,201 | 0,186 | 0,180 | 0,163 | 0,144 |
| | Z_L [%] | 13,056 | 8,255 | 7,151 | 6,217 | 5,562 | 4,823 | 4,216 |
| | Z_p [%] | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| | Z_V [%] | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| | Z_t [%] | 0,719 | 0,371 | 0,329 | 0,283 | 0,315 | 0,255 | 0,233 |
| | Z_RZ [%] | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| | Z_x [%] | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| | η_{TD_i} [%] | 79,569 | 84,605 | 85,786 | 86,758 | 87,428 | 88,220 | 88,805 |
| | H_už_i [kJ/kg] | 48,018 | 36,551 | 37,063 | 38,382 | 36,280 | 36,631 | 36,622 |
| | A_t_i [kW] | 6479,6 | 4932,2 | 5001,2 | 5179,2 | 4543,0 | 4587,0 | 4585,8 |
| | (u/c_0)s [-] | 0,480 | 0,488 | 0,491 | 0,488 | 0,506 | 0,510 | 0,517 |
| | (u/c_0)p [-] | 0,470 | 0,470 | 0,470 | 0,465 | 0,480 | 0,480 | 0,481 |
| η_{TD_VT} [%] | 87,101 | | | | | | | |

Příloha D - Lopatkový plán VT dílu varianty 3 (výstup z programu Turbina-Delphi)

| Veličiny | Stupeň | | | | | | |
|-----------------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
| m_p [kg/s] | 134,940 | 134,940 | 134,940 | 134,940 | 125,220 | 125,220 | 125,220 |
| i_1 [kJ/kg] | 3068,38 | 3020,74 | 2984,32 | 2947,34 | 2909,01 | 2872,76 | 2836,20 |
| s_1 [kJ/kg.K] | 6,22370 | 6,24410 | 6,25520 | 6,26590 | 6,27650 | 6,28630 | 6,29580 |
| t_1 [°C] | 380,92 | 349,76 | 327,07 | 304,48 | 281,33 | 259,31 | 236,31 |
| p_1 [MPa] | 8,7300 | 6,8693 | 5,7544 | 4,7930 | 3,9484 | 3,2711 | 2,6905 |
| x_1 [-] | - | - | - | - | - | - | - |
| D_s [mm] | 1060,70 | 912,80 | 917,90 | 923,60 | 928,70 | 936,20 | 944,20 |
| D_p [mm] | 1040,00 | 880,00 | 880,00 | 880,00 | 880,00 | 880,00 | 880,00 |
| H_iz_i [kJ/kg] | 60,35 | 43,20 | 43,20 | 44,24 | 41,50 | 41,52 | 41,24 |
| u [m/s] | 166,62 | 143,39 | 144,18 | 145,08 | 145,89 | 147,06 | 148,32 |
| c_0 [m/s] | 347,41 | 293,94 | 293,95 | 297,46 | 288,09 | 288,18 | 287,19 |
| (u/c_0)s [-] | 0,480 | 0,488 | 0,491 | 0,488 | 0,506 | 0,510 | 0,517 |
| v_RL [m^3/kg] | 0,03570 | 0,04150 | 0,04820 | 0,05640 | 0,06570 | 0,07700 | 0,09110 |
| (α_1)p [°] | 13,3 | 13,4 | 13,4 | 13,4 | 13,3 | 13,4 | 13,4 |
| L_t [mm] | 20,73 | 32,83 | 37,91 | 43,59 | 48,75 | 56,20 | 64,25 |
| L_red[mm] | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| OSTŘÍK | T | T | T | T | T | T | T |
| ε [-] | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| L_opt [mm] | - | - | - | - | - | - | - |
| L_p [mm] | 20,73 | 32,83 | 37,91 | 43,59 | 48,75 | 56,20 | 64,25 |
| (Lp/Ds) [-] | 0,020 | 0,036 | 0,041 | 0,047 | 0,053 | 0,060 | 0,068 |
| Typ_lop | V | V | V | V | V | V | V |
| η_nekon [%] | 93,34 | 93,44 | 93,47 | 93,44 | 93,48 | 93,46 | 93,40 |
| Z_d [%] | 0,0000 | 0,2126 | 0,2013 | 0,1863 | 0,1804 | 0,1628 | 0,1440 |
| Z_L [%] | 13,0559 | 8,2554 | 7,1507 | 6,2167 | 5,5615 | 4,8226 | 4,2157 |
| Z_p [%] | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Z_V [%] | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Z_t [%] | 0,7195 | 0,3708 | 0,3286 | 0,2827 | 0,3146 | 0,2547 | 0,2331 |
| Z_RZ [%] | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Z_x [%] | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| η_TDi [%] | 79,57 | 84,61 | 85,79 | 86,76 | 87,43 | 88,22 | 88,81 |
| H_už_i [kJ/kg] | 48,02 | 36,55 | 37,06 | 38,38 | 36,28 | 36,63 | 36,62 |
| A_t_i [kW] | 6479,6 | 4932,2 | 5001,2 | 5179,2 | 4543,0 | 4587,0 | 4585,8 |
| i_2iz [kJ/kg] | 3008,03 | 2977,54 | 2941,11 | 2903,10 | 2867,51 | 2831,24 | 2794,96 |
| i_2 [kJ/kg] | 3020,36 | 2984,19 | 2947,26 | 2908,96 | 2872,73 | 2836,13 | 2799,58 |
| s_2 [kJ/kg.K] | 6,24420 | 6,25540 | 6,26610 | 6,27680 | 6,28650 | 6,29610 | 6,30780 |
| t_2 [°C] | 349,76 | 327,07 | 304,48 | 281,33 | 259,31 | 236,31 | 211,50 |
| p_2 [MPa] | 6,8693 | 5,7544 | 4,7930 | 3,9484 | 3,2711 | 2,6905 | 2,1859 |
| x_2 [-] | - | - | - | - | - | - | - |
| (u/c_0)p [-] | 0,470 | 0,470 | 0,470 | 0,465 | 0,480 | 0,480 | 0,481 |
| A_t_VT [kW] | 35308,0 | | | | | | |
| H_už_VT [kJ/kg] | 268,75 | | | | | | |
| H_iz_VT [kJ/kg] | 315,25 | | | | | | |
| H_iz [kJ/kg] | 308,55 | | | | | | |
| η_TD_VT [%] | 87,10 | | | | | | |
| r_f [-] | 0,0217 | | | | | | |
| Z_vr [kJ/kg] | 0,8006 | | | | | | |

Příloha E - Shrnutí parametrů navrhovaných variant ST-NT dílu (viz 3.3)

| Var | Veličiny | Stupeň | | | | | | | | |
|--------------------------------------|--------------------------------------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| | | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
| varianta 1. | m _p [kg/s] | 116,829 | 116,829 | 110,000 | 110,000 | 102,405 | 102,405 | 97,908 | 90,341 | 90,341 |
| | D _s [m] | 1,2336 | 1,3043 | 1,3762 | 1,4605 | 1,5500 | 1,6601 | 1,8417 | 2,0300 | 2,3800 |
| | D _p [m] | 1,1600 | 1,2200 | 1,2800 | 1,3400 | 1,4000 | 1,4600 | 1,5200 | 1,6000 | 1,6000 |
| | (α ₁) _p [°] | 13,15 | 13,05 | 13 | 13,05 | 13,05 | 14,05 | 14 | 15,50 | 17,80 |
| | OSTŘÍK | T | T | T | T | T | T | T | T | T |
| | L _p [mm] | 73,62 | 84,26 | 96,17 | 120,55 | 150,00 | 200,15 | 321,67 | 430,00 | 780,00 |
| | Typ _{lop} | V | V | V | V | V | Z | Z | Z | Z |
| | Z _d [%] | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| | Z _L [%] | 3,683 | 3,218 | 2,818 | 2,246 | 1,804 | 1,347 | 0,822 | 0,612 | 0,327 |
| | Z _p [%] | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| | Z _V [%] | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| | Z _t [%] | 0,335 | 0,361 | 0,385 | 0,311 | 0,271 | 0,111 | 0,096 | 0,387 | 0,300 |
| | Z _{RZ} [%] | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0,967 | 2,030 | 2,984 | 7,143 |
| | Z _x [%] | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 3,309 | 3,193 |
| | η _{TD_i} [%] | 89,469 | 89,918 | 90,260 | 90,799 | 91,228 | 90,520 | 88,176 | 83,399 | 76,870 |
| | H _{už_i} [kJ/kg] | 65,605 | 74,593 | 81,079 | 88,508 | 98,854 | 106,123 | 109,787 | 113,397 | 127,165 |
| | A _{t_i} [kW] | 7664,6 | 8714,6 | 8918,7 | 9735,9 | 10123,1 | 10867,5 | 10749,0 | 10244,4 | 11488,2 |
| | (u/c ₀) _s [-] | 0,506 | 0,503 | 0,510 | 0,520 | 0,523 | 0,539 | 0,580 | 0,587 | 0,623 |
| (u/c ₀) _p [-] | 0,476 | 0,470 | 0,474 | 0,477 | 0,472 | 0,474 | 0,478 | 0,462 | 0,419 | |
| η _{TD_VT} [%] | 86,81 | | | | | | | | | |

| | | | | | | | | | | |
|--------------------------------------|--------------------------------------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| varianta 2. | m _p [kg/s] | 116,829 | 116,829 | 110,000 | 110,000 | 102,405 | 102,405 | 97,908 | 90,341 | 90,341 |
| | D _s [m] | 1,2394 | 1,3103 | 1,3821 | 1,4668 | 1,5551 | 1,6770 | 1,8460 | 2,0300 | 2,3800 |
| | D _p [m] | 1,1650 | 1,2250 | 1,2850 | 1,3450 | 1,4050 | 1,4650 | 1,5250 | 1,6000 | 1,6000 |
| | (α ₁) _p [°] | 12,9 | 12,9 | 12,8 | 12,9 | 13 | 13,1 | 14 | 15,5 | 17,8 |
| | OSTŘÍK | T | T | T | T | T | T | T | T | T |
| | L _p [mm] | 74,40 | 85,31 | 97,10 | 121,80 | 150,14 | 211,98 | 320,96 | 430,00 | 780,00 |
| | Typ _{lop} | V | V | V | V | V | Z | Z | Z | Z |
| | Z _d [%] | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| | Z _L [%] | 3,644 | 3,177 | 2,791 | 2,221 | 1,801 | 1,270 | 0,823 | 0,612 | 0,327 |
| | Z _p [%] | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| | Z _V [%] | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| | Z _t [%] | 0,559 | 0,524 | 0,697 | 0,449 | 0,305 | 0,212 | 0,097 | 0,387 | 0,300 |
| | Z _{RZ} [%] | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1,062 | 2,011 | 2,984 | 7,143 |
| | Z _x [%] | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 3,309 | 3,193 |
| | η _{TD_i} [%] | 89,287 | 89,774 | 89,970 | 90,623 | 91,151 | 90,254 | 88,114 | 83,399 | 76,870 |
| | H _{už_i} [kJ/kg] | 66,298 | 73,642 | 81,325 | 87,785 | 98,484 | 106,080 | 109,723 | 113,397 | 127,165 |
| | A _{t_i} [kW] | 7745,5 | 8603,5 | 8945,8 | 9656,4 | 10085,3 | 10863,1 | 10742,7 | 10244,4 | 11488,2 |
| | (u/c ₀) _s [-] | 0,505 | 0,508 | 0,511 | 0,524 | 0,526 | 0,543 | 0,581 | 0,587 | 0,623 |
| (u/c ₀) _p [-] | 0,475 | 0,475 | 0,475 | 0,480 | 0,475 | 0,475 | 0,480 | 0,462 | 0,419 | |
| η _{TD_VT} [%] | 86,68 | | | | | | | | | |

| Var | Veličiny | Stupeň | | | | | | | | |
|--------------------|---------------------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| | | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
| varianta 3. | m_p [kg/s] | 116,829 | 116,829 | 110,000 | 110,000 | 102,405 | 102,405 | 97,908 | 90,341 | 90,341 |
| | D_s [m] | 1,2689 | 1,2886 | 1,3918 | 1,4191 | 1,5466 | 1,6233 | 1,8255 | 2,0300 | 2,3800 |
| | D_p [m] | 1,2000 | 1,2000 | 1,3000 | 1,3000 | 1,4000 | 1,4000 | 1,5000 | 1,6000 | 1,6000 |
| | (α_1)p [°] | 13,4 | 13 | 13,4 | 13,8 | 13,4 | 12,8 | 14 | 15,5 | 17,8 |
| | OSTŘÍK | T | T | T | T | T | T | T | T | T |
| | L_p [mm] | 68,864 | 88,562 | 91,753 | 119,118 | 146,607 | 223,250 | 325,545 | 430 | 780 |
| | Typ_lop | V | V | V | V | V | Z | Z | Z | Z |
| | Z_d [%] | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| | Z_L [%] | 3,937 | 3,059 | 2,954 | 2,275 | 1,845 | 1,212 | 0,815 | 0,612 | 0,327 |
| | Z_p [%] | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| | Z_V [%] | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| | Z_t [%] | 0,268 | 0,400 | 0,229 | 0,144 | 0,175 | 0,385 | 0,091 | 0,387 | 0,300 |
| | Z_RZ [%] | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1,257 | 2,114 | 2,984 | 7,143 |
| | Z_x [%] | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 3,309 | 3,193 |
| | η_{TD_i} [%] | 89,292 | 89,969 | 90,291 | 91,028 | 91,255 | 90,429 | 88,467 | 83,399 | 76,870 |
| | H_už_i [kJ/kg] | 70,294 | 69,803 | 83,510 | 86,330 | 97,889 | 107,038 | 110,638 | 113,397 | 127,165 |
| | A_t_i [kW] | 8212,5 | 8155,0 | 9186,1 | 9496,3 | 10024,3 | 10961,2 | 10832,3 | 10244,4 | 11488,2 |
| | (u/c_0)s [-] | 0,502 | 0,514 | 0,508 | 0,512 | 0,525 | 0,524 | 0,573 | 0,587 | 0,623 |
| | (u/c_0)p [-] | 0,475 | 0,478 | 0,475 | 0,469 | 0,475 | 0,452 | 0,471 | 0,462 | 0,419 |
| η_{TD_VT} [%] | 86,90 | | | | | | | | | |

Příloha F - Lopatkový plán ST-NT dílu varianty 4 (výstup z programu Turbina-Delphi)

| Veličiny | Stupeň | | | | | | | | |
|--|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
| m_p [kg/s] | 116,829 | 116,829 | 110,000 | 110,000 | 102,405 | 102,405 | 97,908 | 90,341 | 90,341 |
| i₁ [kJ/kg] | 3211,26 | 3145,83 | 3071,50 | 2990,76 | 2902,72 | 2804,45 | 2697,69 | 2663,25 | 2624,56 |
| s₁ [kJ/kg.K] | 7,08720 | 7,09980 | 7,11470 | 7,13140 | 7,15050 | 7,17310 | 7,20300 | 7,44900 | 7,76901 |
| t₁ [°C] | 382,76 | 348,92 | 310,02 | 267,27 | 220,19 | 167,21 | 109,20 | 92,28 | 69,09 |
| p₁ [MPa] | 1,9378 | 1,4995 | 1,1029 | 0,7731 | 0,5091 | 0,3050 | 0,1620 | 0,0765 | 0,0299 |
| x₁ [-] | - | - | - | - | - | - | - | 0,9668 | 0,9681 |
| D_s [mm] | 1,23 | 1,30 | 1,38 | 1,46 | 1,55 | 1,65 | 1,82 | 2,03 | 2,38 |
| D_p [mm] | 1,16 | 1,22 | 1,28 | 1,34 | 1,40 | 1,46 | 1,52 | 1,60 | 1,60 |
| H_{iz_i} [kJ/kg] | 73,33 | 82,96 | 89,83 | 97,48 | 108,36 | 117,24 | 124,51 | 135,97 | 165,43 |
| u [m/s] | 193,78 | 204,87 | 216,17 | 229,42 | 243,47 | 259,18 | 286,20 | 318,87 | 373,85 |
| c₀ [m/s] | 382,96 | 407,32 | 423,86 | 441,54 | 465,53 | 481,30 | 493,70 | 543,53 | 599,97 |
| (u/c₀)s [-] | 0,506 | 0,503 | 0,510 | 0,520 | 0,523 | 0,539 | 0,580 | 0,587 | 0,623 |
| v_{RL} [m ³ /kg] | 0,18570 | 0,23730 | 0,31460 | 0,43770 | 0,65460 | 1,07830 | 2,10020 | 3,55776 | 8,71841 |
| (α₁)p [°] | 13,15 | 13,05 | 13 | 13,05 | 13,05 | 14,05 | 14 | 16,85 | 20,20 |
| L_t [mm] | 73,62 | 84,26 | 96,17 | 120,55 | 150,00 | 190,00 | 302,00 | 430,00 | 780,00 |
| L_{red} [mm] | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| OSTŘÍK | T | T | T | T | T | T | T | T | T |
| ε [-] | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| L_{opt} [mm] | - | - | - | - | - | - | - | - | - |
| L_p [mm] | 73,62 | 84,26 | 96,17 | 120,55 | 150,00 | 190,00 | 302,00 | 430,00 | 780,00 |
| (L_p/D_s) [-] | 0,060 | 0,065 | 0,070 | 0,083 | 0,097 | 0,115 | 0,166 | 0,212 | 0,328 |

| Typ_lop | V | V | V | V | V | Z | Z | Z | Z |
|--------------------------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| η_{nekon} [%] | 93,49 | 93,50 | 93,46 | 93,36 | 93,30 | 92,95 | 91,12 | 90,69 | 87,83 |
| Z_d [%] | 0,0000 | 0,0000 | 0,0000 | 0,0000 | 0,0000 | 0,0000 | 0,0000 | 0,0000 | 0,0000 |
| Z_L [%] | 3,6826 | 3,2177 | 2,8184 | 2,2458 | 1,8038 | 1,4186 | 0,8750 | 0,6116 | 0,3266 |
| Z_p [%] | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Z_V [%] | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Z_t [%] | 0,3353 | 0,3608 | 0,3846 | 0,3114 | 0,2706 | 0,1159 | 0,1010 | 0,0874 | 0,0637 |
| Z_{RZ} [%] | 0,0000 | 0,0000 | 0,0000 | 0,0000 | 0,0000 | 0,8818 | 1,8270 | 2,9838 | 7,1426 |
| Z_x [%] | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 3,3172 | 3,1927 |
| η_{TD_i} [%] | 89,47 | 89,92 | 90,26 | 90,80 | 91,23 | 90,53 | 88,32 | 83,69 | 77,11 |
| $H_{už_i}$ [kJ/kg] | 65,61 | 74,59 | 81,08 | 88,51 | 98,85 | 106,13 | 109,97 | 113,79 | 127,56 |
| A_{t_i} [kW] | 7664,6 | 8714,6 | 8918,7 | 9736,0 | 10123,1 | 10868,6 | 10766,7 | 10280,2 | 11523,5 |
| i_{2iz} [kJ/kg] | 3137,93 | 3062,88 | 2981,67 | 2893,28 | 2794,36 | 2687,21 | 2573,18 | 2527,28 | 2459,13 |
| i_2 [kJ/kg] | 3145,65 | 3071,24 | 2990,42 | 2902,25 | 2803,87 | 2698,31 | 2587,72 | 2549,46 | 2497,00 |
| s_2 [kJ/kg.K] | 7,09987 | 7,11443 | 7,13060 | 7,14872 | 7,17016 | 7,20165 | 7,24282 | 7,10011 | 7,10011 |
| t_2 [°C] | 348,90 | 310,34 | 268,22 | 222,01 | 170,23 | 114,48 | 92,29 | 69,02 | 43,33 |
| p_2 [MPa] | 1,4995 | 1,1029 | 0,7731 | 0,5091 | 0,3050 | 0,1620 | 0,0765 | 0,0299 | 0,0088 |
| x_2 [-] | - | - | - | - | - | - | 0,9668 | 0,9681 | 0,9658 |
| $(u/c_0)_p$ [-] | 0,476 | 0,470 | 0,474 | 0,477 | 0,472 | 0,476 | 0,484 | 0,462 | 0,419 |
| $A_{t_{ST-NT}}$ [kW] | 88596,0 | | | | | | | | |
| $H_{už_{ST-NT}}$ [kJ/kg] | 853,91 | | | | | | | | |
| $H_{iz_{ST-NT}}$ [kJ/kg] | 995,10 | | | | | | | | |
| H_{iz} [kJ/kg] | 982,55 | | | | | | | | |
| $\eta_{TD_{ST-NT}}$ [%] | 86,91 | | | | | | | | |
| r_f [-] | 0,0128 | | | | | | | | |
| Z_{vr} [kJ/kg] | 12,1837 | | | | | | | | |

Příloha G – Profily lopatek (zdroj ZČU-FST/KKE)

NĚKTERÉ CHARAKTERISTIKY PROFILŮ - rozváděcí

| Označení Profilu | α_1 (°) | α_0 (°) | t_{opt} | $M_{1s}^{opt}, M_{1s}^{opt}$ | b_D (cm) | S_{D_0} (cm ²) | $J_{D_0 min}$ (cm ⁴) | $W_{D_0 min}$ (cm ³) |
|------------------|----------------|----------------|--------------|------------------------------|------------|------------------------------|----------------------------------|----------------------------------|
| 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 |

α_0 vstupní úhel

NĚKTERÉ CHARAKTERISTIKY PROFILŮ - oběžné

| Označení Profilu | β_2 (°) | β_1 (°) | t_{opt} | $M_{1s}^{opt}, M_{1s}^{opt}$ | b_D (cm) | S_{D_0} (cm ²) | $J_{D_0 min}$ (cm ⁴) | $W_{D_0 min}$ (cm ³) |
|---------------------------|---------------|---------------|--------------|------------------------------|------------|------------------------------|----------------------------------|----------------------------------|
| 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 - 45 - 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 _k | 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 _k | 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 _k | 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 |

Platí pro profily o šířce $B_0 = 25$ mm

(jen pro oběžné lopatky)

Typ A (podzvukové) pro $M < 0,7 - 0,9$

B (transonické) $0,9 < M < 1,15$

C (nadzvukové) $1,1 < M < 1,3$

D (rozšiřující se, Lavalovy dýzy) $M > 1,3 - 1,5$

Příloha H - Machova čísla lopatek ST-NT dílu (viz 3.4.2.2)

| Veličiny | Stupeň | | | | | | | | |
|-------------------------------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
| kappa [-] | 1,29002 | 1,29401 | 1,29863 | 1,30373 | 1,30929 | 1,31535 | 1,32134 | 1,32329 | 1,32554 |
| v_1 [m³/kg] | 0,15175 | 0,18630 | 0,23800 | 0,31556 | 0,43904 | 0,65706 | 1,08038 | 2,17642 | 5,24608 |
| v_2 [m³/kg] | 0,18628 | 0,23795 | 0,31546 | 0,43882 | 0,65662 | 1,08129 | 2,10423 | 5,24495 | 15,97701 |
| a_1 [m/s] | 615,91 | 601,25 | 583,85 | 563,97 | 540,96 | 513,42 | 480,90 | 469,39 | 455,98 |
| | RL | | | | | | | | |
| c_1_RL [m/s] | 346,31 | 366,60 | 379,55 | 390,60 | 406,10 | 399,93 | 391,15 | 390,84 | 380,88 |
| Ma_RL [-] | 0,562 | 0,610 | 0,650 | 0,693 | 0,751 | 0,779 | 0,813 | 0,833 | 0,835 |
| α_0 [°] | 100,0 | 100,0 | 100,0 | 100,0 | 100,0 | 100,0 | 100,0 | 75,0 | 75,0 |
| α_1 [°] | 13,2 | 13,1 | 13,0 | 13,1 | 13,1 | 14,1 | 14,0 | 16,9 | 20,2 |
| Typ profilu | S-90-15A | S-90-15A | S-90-15A | S-90-15A | S-90-15A | S-90-15A | S-90-15A | S-55-20A | S-55-20A |
| | OL | | | | | | | | |
| w_1_OL [m/s] | 163,67 | 173,30 | 175,78 | 174,95 | 177,64 | 146,74 | 143,15 | 175,82 | 226,06 |
| Ma_OL [-] | 0,266 | 0,288 | 0,301 | 0,310 | 0,328 | 0,286 | 0,298 | 0,375 | 0,496 |
| β_1 [°] | 28,8 | 28,5 | 29,1 | 30,3 | 31,1 | 28,1 | 28,2 | 32,5 | 35,5 |
| β2 - volba/výp [°] | 22,5 | 22,5 | 22,5 | 22,5 | 22,5 | 23,6 | 23,7 | 27,6 | 30,8 |
| Typ profilu | R-30-21A | R-30-21A | R-30-21A | R-30-21A | R-30-21A | R-30-21A | R-30-21A | R-35-25A | R-35-25A |

Příloha I - Vypočtené ztráty, parametry rozváděcích a oběžných lopatek VT dílu (viz 3.4.3.2)

| Veličiny | Stupeň | | | | | | |
|--|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
| H_{iz_i} [kJ/kg] | 60,35 | 43,20 | 43,20 | 44,24 | 41,50 | 41,52 | 41,24 |
| s_{1_i} [kJ/kg.K] | 6,22370 | 6,24410 | 6,25520 | 6,26590 | 6,27650 | 6,28630 | 6,29580 |
| | RL | | | | | | |
| i_{1_i} [kJ/kg] | 3068,38 | 3020,74 | 2984,32 | 2947,34 | 2909,01 | 2872,76 | 2836,20 |
| φ [-] | 0,98 | 0,96 | 0,97 | 0,98 | 0,97 | 0,98 | 0,99 |
| R_{s_i} [-] | 0,064 | 0,090 | 0,100 | 0,111 | 0,119 | 0,132 | 0,148 |
| h_{iz_RL_i} [kJ/kg] | 56,50 | 39,31 | 38,88 | 39,34 | 36,57 | 36,03 | 35,15 |
| z_{RL_i} [kJ/kg] | 2,79 | 3,08 | 2,30 | 1,94 | 2,16 | 1,78 | 1,05 |
| i_{2iz_RL_i} [kJ/kg] | 3011,88 | 2981,43 | 2945,44 | 2908,00 | 2872,44 | 2836,73 | 2801,05 |
| i_{2_RL_i} [kJ/kg] | 3014,67 | 2984,51 | 2947,74 | 2909,95 | 2874,60 | 2838,51 | 2802,09 |
| p_{2_RL_i} [bar] | 70,5545 | 59,1982 | 49,2624 | 40,6289 | 33,6919 | 27,7326 | 22,6595 |
| t_{2_RL_i} [°C] | 349,80 | 329,07 | 306,24 | 283,15 | 261,73 | 240,31 | 219,21 |
| v_{2_RL_i} [m³/kg] | 0,03491 | 0,04052 | 0,04706 | 0,05503 | 0,06405 | 0,07496 | 0,08823 |
| s_{2_RL_i} [kJ/kg.K] | 6,22370 | 6,24410 | 6,25520 | 6,26590 | 6,27650 | 6,28630 | 6,29580 |
| | OL | | | | | | |
| ψ [-] | 0,87 | 0,87 | 0,87 | 0,87 | 0,87 | 0,88 | 0,88 |
| w_{1_i} [m/s] | 169,97 | 133,90 | 134,44 | 136,55 | 124,95 | 123,48 | 121,83 |
| h_{iz_OL_i} [kJ/kg] | 3,85 | 3,89 | 4,33 | 4,90 | 4,93 | 5,49 | 6,09 |
| z_{OL_i} [kJ/kg] | 3,51 | 2,14 | 2,15 | 2,23 | 1,83 | 1,78 | 1,72 |
| i_{3iz_OL_i} [kJ/kg] | 3010,82 | 2980,62 | 2943,41 | 2905,04 | 2869,67 | 2833,02 | 2796,01 |
| i_{3_OL_i} [kJ/kg] | 3014,34 | 2982,76 | 2945,57 | 2907,27 | 2871,51 | 2834,79 | 2797,73 |
| p_{3_OL_i} [bar] | 70,4583 | 58,7681 | 48,8026 | 40,1451 | 33,2114 | 27,2407 | 22,1691 |
| t_{3_OL_i} [°C] | 349,60 | 328,06 | 304,99 | 281,63 | 259,99 | 238,25 | 217,65 |
| v_{3_OL_i} [m³/kg] | 0,03495 | 0,04075 | 0,04741 | 0,05554 | 0,06478 | 0,07601 | 0,08989 |
| s_{3_OL_i} [kJ/kg.K] | 6,22370 | 6,24410 | 6,25520 | 6,26590 | 6,27650 | 6,28630 | 6,29580 |

Příloha J - Vypočtené ztráty, parametry rozváděcích a oběžných lopatek ST-NT dílu (viz 3.4.3.3)

| Veličiny | Stupeň | | | | | | | | |
|--|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|----------|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
| H_{iz_i} [kJ/kg] | 73,33 | 82,96 | 89,83 | 97,48 | 108,36 | 117,24 | 124,51 | 135,97 | 165,43 |
| s_{1_i} [kJ/kg.K] | 7,08720 | 7,09980 | 7,11470 | 7,13140 | 7,15050 | 7,17310 | 7,20300 | 7,44900 | 7,76901 |
| | RL | | | | | | | | |
| i_{1_i} [kJ/kg] | 3211,26 | 3145,83 | 3071,50 | 2990,76 | 2902,72 | 2804,45 | 2697,69 | 2663,25 | 2624,56 |
| φ [-] | 0,97 | 0,97 | 0,97 | 0,97 | 0,97 | 0,97 | 0,97 | 0,97 | 0,97 |
| R_{s_i} [-] | 0,131 | 0,139 | 0,148 | 0,168 | 0,191 | 0,275 | 0,347 | 0,403 | 0,534 |
| h_{iz_RL_i} [kJ/kg] | 63,73 | 71,42 | 76,55 | 81,08 | 87,64 | 85,00 | 81,30 | 81,17 | 77,09 |
| z_{RL_i} [kJ/kg] | 3,77 | 4,22 | 4,52 | 4,79 | 5,18 | 5,02 | 4,81 | 4,80 | 4,56 |
| i_{2iz_RL_i} [kJ/kg] | 3147,53 | 3074,42 | 2994,95 | 2909,68 | 2815,08 | 2719,45 | 2616,38 | 2582,08 | 2547,47 |
| i_{2_RL_i} [kJ/kg] | 3151,29 | 3078,64 | 2999,47 | 2914,48 | 2820,26 | 2724,47 | 2621,19 | 2586,87 | 2552,03 |
| p_{2_RL_i} [bar] | 15,7381 | 11,7185 | 8,3104 | 5,5859 | 3,4548 | 1,9983 | 1,0265 | 0,4774 | 0,1860 |
| t_{2_RL_i} [°C] | 352,19 | 314,56 | 273,31 | 228,78 | 179,21 | 128,68 | 100,34 | 80,17 | 58,50 |
| v_{2_RL_i} [m³/kg] | 0,17828 | 0,22537 | 0,29596 | 0,40503 | 0,59090 | 0,90790 | 1,61291 | 3,30088 | 8,00055 |
| s_{2_RL_i} [kJ/kg.K] | 7,08720 | 7,09980 | 7,11470 | 7,13140 | 7,15050 | 7,17310 | 7,20300 | 7,44900 | 7,76901 |
| | OL | | | | | | | | |
| ψ [-] | 0,87 | 0,87 | 0,88 | 0,88 | 0,88 | 0,88 | 0,88 | 0,89 | 0,90 |
| w_{1_i} [m/s] | 163,67 | 173,30 | 175,78 | 174,95 | 177,64 | 146,74 | 143,15 | 175,82 | 226,06 |
| h_{iz_OL_i} [kJ/kg] | 9,59 | 11,54 | 13,28 | 16,40 | 20,72 | 32,24 | 43,20 | 54,80 | 88,34 |
| z_{OL_i} [kJ/kg] | 3,15 | 3,54 | 3,62 | 3,53 | 3,59 | 2,52 | 2,39 | 3,21 | 4,84 |
| i_{3iz_OL_i} [kJ/kg] | 3141,70 | 3067,10 | 2986,20 | 2898,07 | 2799,54 | 2692,23 | 2577,98 | 2532,08 | 2463,69 |
| i_{3_OL_i} [kJ/kg] | 3144,85 | 3070,64 | 2989,82 | 2901,60 | 2803,14 | 2694,75 | 2580,37 | 2535,29 | 2468,53 |
| p_{3_OL_i} [bar] | 15,3799 | 11,3678 | 7,9891 | 5,2749 | 3,1741 | 1,6909 | 0,7993 | 0,3420 | 0,1043 |
| t_{3_OL_i} [°C] | 348,90 | 310,45 | 268,31 | 222,08 | 170,26 | 114,98 | 93,46 | 72,14 | 46,62 |
| v_{3_OL_i} [m³/kg] | 0,18148 | 0,23072 | 0,30507 | 0,42321 | 0,63041 | 1,03466 | 2,01117 | 4,43702 | 13,41765 |
| s_{3_OL_i} [kJ/kg.K] | 7,08720 | 7,09980 | 7,11470 | 7,13140 | 7,15050 | 7,17310 | 7,20299 | 7,44900 | 7,76901 |

Příloha K – Seznam materiálů a jejich charakteristik

| Identifikační číslo | Název materiálu | S _{gfm} | T _{max} | 520 | 100 | 200 | 300 | 350 | 375 | 400 | 420 | 440 | 460 | 480 | 500 | 510 | 520 | 530 | 540 | 550 | 560 | E20 | 100 | 200 | 300 | 400 | 500 | 600 | Poznámka | | |
|---------------------|-----------------|------------------|------------------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|--|--|--|
| 101 | X19C/MoV/Nb1 | 450 | 560 | 225 | 205 | 190 | 180 | 175 | 173 | 170 | 166 | 162 | 158 | 148 | 123 | 114 | 104 | 94 | 86 | 77 | 70 | 218 | 213 | 206 | 198 | 190 | 180 | 157 | * materiál 13CrMoV5.1 (přesný vyřk.) | | |
| 102 | 1325.5 | 520 | 560 | 128 | 118 | 105 | 95 | 88 | 88 | 85 | 81 | 80 | 78 | 68 | 58 | 48 | 38 | 31 | 23 | 20 | 16 | 211 | 204 | 196 | 188 | 177 | 164 | 127 | * materiál 1325.5 (přesný vyřk.) | | |
| 103 | 1325.5-5 | 530 | 560 | 158 | 148 | 135 | 125 | 118 | 118 | 115 | 111 | 107 | 103 | 93 | 83 | 73 | 63 | 55 | 47 | 40 | 34 | 211 | 204 | 196 | 188 | 177 | 164 | 127 | * materiál 1325.5-5 (přesný vyřk.) | | |
| 104 | 1325.5-4 | 530 | 560 | 158 | 148 | 135 | 125 | 118 | 118 | 115 | 111 | 107 | 103 | 93 | 83 | 73 | 63 | 55 | 47 | 40 | 34 | 211 | 204 | 196 | 188 | 177 | 164 | 127 | * materiál 1325.5-4 (přesný vyřk.) | | |
| 105 | 1325.5-4-5 | 530 | 560 | 158 | 148 | 135 | 125 | 118 | 118 | 115 | 111 | 107 | 103 | 93 | 83 | 73 | 63 | 55 | 47 | 40 | 34 | 211 | 204 | 196 | 188 | 177 | 164 | 127 | * materiál 1325.5-4-5 (přesný vyřk.) | | |
| 106 | 422713.6 | 440 | 550 | 216 | 195 | 182 | 172 | 167 | 164 | 162 | 160 | 152 | 125 | 100 | 80 | 72 | 65 | 57 | 50 | 44 | 211 | 204 | 204 | 196 | 188 | 177 | 164 | 137 | * materiál 422713.6 (odlitak) | | |
| 107 | 422713.5 | 245 | 440 | 122 | 111 | 98 | 92 | 89 | 89 | 88 | 87 | 86 | 84 | 77 | 66 | 56 | 48 | 41 | 35 | 30 | 25 | 211 | 208 | 202 | 193 | 184 | 175 | 165 | * materiál 422713.5 (odlitak) | | |
| 201 | X12CrMoV12-1 | 600 | 560 | 480 | 448 | 424 | 394 | 369 | 348 | 336 | 323 | 310 | 299 | 269 | 220 | 196 | 179 | 150 | 129 | 110 | 94 | 211 | 208 | 202 | 193 | 184 | 175 | 165 | * materiál X12CrMoV12-1 (vyr) | | |
| 202 | X10CrMoV11 | 450 | 560 | 360 | 328 | 304 | 288 | 280 | 276 | 272 | 266 | 255 | 236 | 197 | 132 | 116 | 102 | 88 | 74 | 67 | 60 | 211 | 208 | 202 | 193 | 184 | 175 | 165 | * materiál X10CrMoV11 (vyr) | | |
| 203 | X6NiCrTiMoV8 | 600 | 560 | 480 | 464 | 448 | 432 | 424 | 420 | 416 | 413 | 410 | 405 | 398 | 392 | 387 | 381 | 376 | 356 | 332 | 308 | | | | | | | | * materiál X6NiCrTiMoV8 (vyr) | | |
| 204 | 15335.3 | 392 | 550 | 314 | 299 | 283 | 267 | 259 | 255 | 251 | 235 | 220 | 204 | 188 | 173 | 157 | 141 | 126 | 110 | 94 | | | | | | | | | * materiál 15335.3 (vyr) | | |
| 206 | 17020.2 | 245 | 400 | 196 | 181 | 169 | 161 | 157 | 155 | 153 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | * materiál 17020.2 (vyr) | |
| 207 | 422903.6 | 360 | 400 | 284 | 232 | 224 | 216 | 212 | 210 | 208 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | * materiál 422903.6 (odlitak) | |
| 208 | X12Cr13 | 450 | 400 | 360 | 336 | 320 | 292 | 268 | 256 | 244 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | * materiál Ekvivalent A11 | |
| 301 | 16236.6 | 540 | 560 | 216 | 201 | 186 | 167 | 157 | 155 | 152 | 142 | 132 | 123 | 108 | 93 | 86 | 78 | 72 | 65 | 57 | 49 | | | | | | | | * materiál 16236.6 | | |
| 302 | 28CrMoNiW88 | 650 | 560 | 260 | 248 | 240 | 225 | 196 | 178 | 160 | 143 | 127 | 114 | 102 | 88 | 81 | 74 | 67 | 60 | 52 | 42 | | | | | | | | * materiál 28CrMoNiW88 (kombinovaný rotor) | | |
| 303 | X12CrMoVW/NbN | 610 | 560 | 244 | 235 | 223 | 212 | 205 | 189 | 174 | 161 | 149 | 135 | 121 | 107 | 100 | 94 | 88 | 80 | 73 | 67 | | | | | | | | * materiál X12CrMoVW/NbN10.1.1 [P91] | | |
| 304 | 16537.6 | 700 | 500 | 275 | 260 | 235 | 216 | 206 | 191 | 177 | 147 | 128 | 118 | 108 | 98 | 78 | 49 | | | | | | | | | | | | | * materiál 16537.6 | |
| 305 | 16431.6 | 590 | 500 | 235 | 216 | 196 | 177 | 167 | 162 | 157 | 147 | 128 | 118 | 108 | 98 | 78 | 49 | | | | | | | | | | | | | * materiál 16431.6 | |
| 306 | 28CrMoNiV4-9 | 550 | 550 | 220 | 210 | 200 | 186 | 178 | 174 | 170 | 166 | 157 | 130 | 105 | 84 | 74 | 65 | 57 | 51 | 46 | 41 | | | | | | | | | * materiál 28CrMoNiV4.9 (ekvivalent 16236.6) | |
| 401 | R-M-AK1 VYK | 540 | 460 | 216 | 206 | 186 | 172 | 152 | 132 | 98 | 74 | 59 | 39 | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 402 | R-M-AK1 | 490 | 460 | 196 | 186 | 172 | 157 | 137 | 123 | 88 | 69 | 53 | 37 | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 403 | X12CrNiMo12 | 800 | 560 | 320 | 294 | 262 | 255 | 249 | 246 | 243 | 214 | 184 | 155 | 125 | 96 | 85 | 75 | 65 | 55 | 44 | 40 | | | | | | | | | | |
| 404 | R-M-AK2 NM | 735 | 560 | 294 | 278 | 269 | 264 | 256 | 250 | 246 | 240 | 218 | 180 | 148 | 132 | 114 | 102 | 89 | 76 | 67 | 61 | | | | | | | | | | |
| 405 | R-M-AK2 MV | 590 | 560 | 231 | 221 | 211 | 201 | 191 | 186 | 181 | 177 | 172 | 167 | 162 | 142 | 123 | 103 | 88 | 74 | 59 | 44 | | | | | | | | | | |
| 501 | 15320.5 | 590 | 560 | 142 | 133 | 122 | 108 | 103 | 100 | 96 | 91 | 85 | 83 | 82 | 62 | 52 | 44 | 38 | 32 | 27 | 23 | | | | | | | | | | |
| 502 | X19CrMoVNb11 | 780 | 560 | 180 | 168 | 156 | 150 | 146 | 142 | 138 | 135 | 132 | 128 | 124 | 110 | 110 | 97 | 84 | 70 | 57 | 43 | | | | | | | | | | |

Příloha L - Namáhání oběžných lopatek VT dílu (viz 4.1)

| | | Válcové lopatky | | | | | | |
|---------------------------------|------------------------|-----------------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
| | | Stupeň | | | | | | |
| Popis veličiny | Označení veličiny | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
| Délka OL na výstupní hraně | L_p_OL_výst [mm] | 21,3 | 34,1 | 38,6 | 43,6 | 49,5 | 56,6 | 65,3 |
| Střední průměr stupně | D_s_i [mm] | 1061,3 | 914,1 | 918,6 | 923,6 | 929,5 | 936,6 | 945,3 |
| Výkon stupně | P_i [kW] | 6479,6 | 4932,2 | 5001,2 | 5179,2 | 4543,0 | 4587,0 | 4585,8 |
| Otáčky rotoru | n [1/s] | 50 | 50 | 50 | 50 | 50 | 50 | 50 |
| Profil OL | typ | R-30-21A | R-30-21A | R-30-21A | R-30-21A | R-30-21A | R-30-21A | R-30-21A |
| Tětiva OL - základní | b_0 [mm] | 25,6 | 25,6 | 25,6 | 25,6 | 25,6 | 25,6 | 25,6 |
| Šířka profilu OL - základní | B_0 [mm] | 25,0 | 25,0 | 25,0 | 25,0 | 25,0 | 25,0 | 25,0 |
| Plocha profilu OL - základní | S_0 [mm] | 185,0 | 185,0 | 185,0 | 185,0 | 185,0 | 185,0 | 185,0 |
| Modul pružnosti v ohybu – zákl. | W_0 [cm ³] | 0,234 | 0,234 | 0,234 | 0,234 | 0,234 | 0,234 | 0,234 |
| Tětiva OL - přepočtená | b' [mm] | 30,7 | 25,6 | 25,6 | 30,7 | 25,6 | 30,7 | 41,0 |
| Šířka profilu OL - přepočtená | B' [mm] | 30,0 | 25,0 | 25,0 | 30,0 | 25,0 | 30,0 | 40,0 |
| Plocha profilu OL - přepočtená | S' [mm] | 266,4 | 185,0 | 185,0 | 266,4 | 185,0 | 266,4 | 473,6 |
| Modul pružnosti v ohybu - přep. | W' [cm ³] | 0,4044 | 0,2340 | 0,2340 | 0,4044 | 0,2340 | 0,4044 | 0,9585 |
| Ohybové namáhání OL | | | | | | | | |
| Optimální poměrná rozteč lop. | t_opt [-] | 0,6 | 0,6 | 0,6 | 0,6 | 0,6 | 0,6 | 0,6 |
| Rozteč OL | t' [mm] | 19,4 | 16,1 | 16,1 | 19,4 | 16,1 | 19,4 | 25,8 |
| Počet OL daného stupně | z_i [-] | 174 | 180 | 180 | 150 | 182 | 154 | 116 |
| Skutečná rozteč lopatky | t_sk [mm] | 19,2 | 16,0 | 16,0 | 19,3 | 16,0 | 19,1 | 25,6 |
| Kroutící moment na OL | M_K_lop [N.m] | 118,535 | 87,220 | 88,441 | 109,907 | 79,455 | 94,811 | 125,836 |
| Obvodová síla na OL | F_u_lop [N] | 223,4 | 190,8 | 192,6 | 238,0 | 171,0 | 202,5 | 266,2 |
| Ohybový moment na OL | M_o_lop [N.m] | 2,379 | 3,254 | 3,716 | 5,188 | 4,231 | 5,730 | 8,693 |
| Namáhání v ohybu OL | σ_o [MPa] | 5,883 | 13,905 | 15,882 | 12,831 | 18,083 | 14,170 | 9,069 |

| Tahové namáhání | | | | | | | | |
|-------------------------------|-----------------------------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| Hustota materiálu OL | ρ [kg/m ³] | 7850 | 7850 | 7850 | 7850 | 7850 | 7850 | 7850 |
| Objem OL bez bandáže | V_OL [m ³] | 5,674E-06 | 6,309E-06 | 7,141E-06 | 1,162E-05 | 9,158E-06 | 1,508E-05 | 3,093E-05 |
| Objem bandáže | V_b [m ³] | 5,742E-04 | 2,016E-04 | 2,035E-04 | 2,926E-04 | 2,081E-04 | 3,004E-04 | 6,700E-04 |
| Hmotnost jedné OL | m_OL [kg] | 0,045 | 0,050 | 0,056 | 0,091 | 0,072 | 0,118 | 0,243 |
| Hmotnost bandáže na jednu OL | m'_b [kg] | 0,026 | 0,009 | 0,009 | 0,015 | 0,009 | 0,015 | 0,045 |
| Hmotnost celková na jednu OL | m'_c [kg] | 0,070 | 0,058 | 0,065 | 0,106 | 0,081 | 0,134 | 0,288 |
| Hmotnost OL v rámci stupně | m_OL_i [kg] | 12,258 | 10,496 | 11,688 | 15,974 | 14,717 | 20,587 | 33,421 |
| Celková hmotnost OL_díl | m_OL_celk [kg] | 119,140 | | | | | | |
| Výška bandáže lopatky | b [m] | 0,00525 | 0,0025 | 0,0025 | 0,003 | 0,0025 | 0,003 | 0,005 |
| Zvýšené otáčky rotoru | n' [1/s] | 55 | 55 | 55 | 55 | 55 | 55 | 55 |
| Dostředivé zrychlení | a_d [m.s ²] | 63684,88 | 54731,20 | 54999,90 | 55328,31 | 55650,75 | 56104,56 | 56743,46 |
| Průměr bandáže lopatky | D_b [mm] | 1,11 | 0,99 | 1,00 | 1,02 | 1,03 | 1,06 | 1,09 |
| Odstředivá síla na OL | F_od_L [N] | 2836,7 | 2710,4 | 3083,1 | 5044,7 | 4000,5 | 6640,8 | 13775,6 |
| Odstředivá síla na bandáž | F_od_b [N] | 1649,6 | 481,2 | 488,1 | 847,2 | 499,6 | 859,2 | 2572,9 |
| Odstředivá síla celková | F_od_celk [N] | 4486,4 | 3191,6 | 3571,3 | 5892,0 | 4500,1 | 7500,0 | 16348,5 |
| Namáhání v tahu OL | σ_{tah} [MPa] | 16,841 | 17,252 | 19,304 | 22,117 | 24,325 | 28,153 | 34,520 |
| Celkové namáhání | | | | | | | | |
| Celkové namáhání OL | σ_{celk_OL} [MPa] | 28,607 | 45,061 | 51,068 | 47,779 | 60,490 | 56,493 | 52,658 |
| Teplota média na vstupu do OL | T_2_RL_i [°C] | 349,80 | 329,07 | 306,24 | 283,15 | 261,73 | 240,31 | 219,21 |
| Materiál oběžných lopatek | typ | R-M-AK1 | R-M-AK1 | R-M-AK1 | R-M-AK1 | R-M-AK1 | R-M-AK1 | R-M-AK1 |
| Dovolené namáhání při T_2_RL | σ_D [MPa] | 137,114 | 145,372 | 154,503 | 157,000 | 162,740 | 165,954 | 169,118 |

Příloha M - Namáhání oběžných lopatek ST-NT dílu (viz 4.1)

| | | Válcové lopatky | | | | | Zborčené lopatky | | | | |
|---------------------------------|-------------------|-----------------|----------|----------|----------|----------|------------------|----------|----------|----------|--|
| | | Stupeň | | | | | | | | | |
| Popis veličiny | Označení veličiny | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | |
| Délka OL na výstupní hraně | L_p_OL_výst [mm] | 72,9 | 82 | 93,3 | 116,2 | 142,2 | 198,5 | 317 | 447 | 834 | |
| Střední průměr stupně | D_s_i [mm] | 1232,9 | 1302 | 1373,3 | 1456,2 | 1542,2 | 1658,5 | 1837 | 2047 | 2434 | |
| Výkon stupně | P_i [kW] | 7664,6 | 8714,6 | 8918,7 | 9736,0 | 10123,1 | 10868,6 | 10766,7 | 10280,2 | 11523,5 | |
| Otáčky rotoru | n [1/s] | 50 | 50 | 50 | 50 | 50 | 50 | 50 | 50 | 50 | |
| Profil OL | typ | R-30-21A | R-30-21A | R-30-21A | R-30-21A | R-30-21A | R-30-21A | R-30-21A | R-35-25A | R-35-25A | |
| Tětiva OL - základní | b_0 [mm] | 25,6 | 25,6 | 25,6 | 25,6 | 25,6 | 25,6 | 25,6 | 25,4 | 25,4 | |
| Šířka profilu OL - základní | B_0 [mm] | 25,0 | 25,0 | 25,0 | 25,0 | 25,0 | 25,0 | 25,0 | 25,0 | 25,0 | |
| Plocha profilu OL - základní | S_0 [mm] | 185,0 | 185,0 | 185,0 | 185,0 | 185,0 | 185,0 | 185,0 | 162,0 | 162,0 | |
| Modul pružnosti v ohybu – zákl. | W_0 [cm^3] | 0,234 | 0,234 | 0,234 | 0,234 | 0,234 | 0,234 | 0,234 | 0,168 | 0,168 | |
| Tětiva OL - přepočtená | b' [mm] | 30,7 | 41,0 | 41,0 | 41,0 | 41,0 | 51,2 | 61,4 | 120,9 | 300,7 | |
| Šířka profilu OL - přepočtená | B' [mm] | 30,0 | 40,0 | 40,0 | 40,0 | 40,0 | 50,0 | 60,0 | 119,0 | 296,0 | |
| Plocha profilu OL - přepočtená | S' [mm] | 266,4 | 473,6 | 473,6 | 473,6 | 473,6 | 740,0 | 1065,6 | 3670,5 | 22710,1 | |
| Modul pružnosti v ohybu - přep. | W' [cm^3] | 0,4044 | 0,9585 | 0,9585 | 0,9585 | 0,9585 | 1,8720 | 3,2348 | 18,1188 | 278,8460 | |
| Ohybové namáhání OL | | | | | | | | | | | |
| Optimální poměrná rozteč lop. | t_opt [-] | 0,6 | 0,6 | 0,6 | 0,6 | 0,6 | 0,6 | 0,6 | 0,6 | 0,6 | |
| Rozteč OL | t' [mm] | 19,4 | 25,8 | 25,8 | 25,8 | 25,8 | 32,3 | 38,7 | 72,5 | 180,4 | |
| Počet OL daného stupně | z_i [-] | 202 | 160 | 168 | 178 | 188 | 162 | 150 | 90 | 44 | |
| Skutečná rozteč lopatky | t_sk [mm] | 19,2 | 25,6 | 25,7 | 25,7 | 25,8 | 32,2 | 38,5 | 71,5 | 173,8 | |
| Kroutící moment na OL | M_K_lop [N.m] | 120,779 | 173,372 | 168,983 | 174,104 | 171,398 | 213,555 | 228,476 | 363,589 | 833,645 | |
| Obvodová síla na OL | F_u_lop [N] | 195,9 | 266,3 | 246,1 | 239,1 | 222,3 | 257,5 | 248,7 | 355,2 | 685,0 | |
| Ohybový moment na OL | M_o_lop [N.m] | 7,142 | 10,919 | 11,480 | 13,893 | 15,804 | 25,560 | 39,427 | 79,396 | 285,645 | |
| Namáhání v ohybu OL | σ_o [MPa] | 17,662 | 11,392 | 11,978 | 14,495 | 16,489 | 13,654 | 12,188 | 4,382 | 1,024 | |

| Tahové namáhání | | | | | | | | | | |
|-------------------------------|-----------------------------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-------------|-------------|
| Hustota materiálu OL | ρ [kg/m ³] | 7850 | 7850 | 7850 | 7850 | 7850 | 7850 | 7850 | 7850 | 7850 |
| Objem OL bez bandáže | V_OL [m ³] | 1,942E-05 | 3,884E-05 | 4,419E-05 | 5,503E-05 | 6,735E-05 | 1,469E-04 | 3,378E-04 | 1,641E-03 | 1,894E-02 |
| Objem bandáže | V_b [m ³] | 3,947E-04 | 7,326E-04 | 7,762E-04 | 8,320E-04 | 8,911E-04 | 3,192E-04 | 4,751E-04 | 1,853E-03 | 1,288E-02 |
| Hmotnost jedné OL | m_OL [kg] | 0,152 | 0,305 | 0,347 | 0,432 | 0,529 | 1,153 | 2,652 | 12,880 | 148,681 |
| Hmotnost bandáže na jednu OL | m'_b [kg] | 0,015 | 0,036 | 0,036 | 0,037 | 0,037 | 0,015 | 0,025 | 0,162 | 2,297 |
| Hmotnost celková na jednu OL | m'_c [kg] | 0,168 | 0,341 | 0,383 | 0,469 | 0,566 | 1,169 | 2,677 | 13,041 | 150,978 |
| Hmotnost OL v rámci stupně | m_OL_i [kg] | 33,894 | 54,528 | 64,367 | 83,428 | 106,384 | 189,306 | 401,483 | 1173,723 | 6643,013 |
| Celková hmotnost OL_díl | m_OL_celk [kg] | 8750,126 | | | | | | | | |
| Výška bandáže lopatky | b [m] | 0,003 | 0,004 | 0,004 | 0,004 | 0,004 | 0,002 | 0,003 | 0,005 | 0,011 |
| Zvýšené otáčky rotoru | n' [1/s] | 55 | 55 | 55 | 55 | 55 | 55 | 55 | 55 | 55 |
| Dostředivé zrychlení | a_d [m.s ²] | 73796,96 | 77982,71 | 82240,11 | 87190,16 | 92325,31 | 99164,62 | 109841,57 | 122512,86 | 145998,43 |
| Průměr bandáže lopatky | D_b [mm] | 1,38 | 1,47 | 1,57 | 1,70 | 1,83 | 2,06 | 2,48 | 2,95 | 4,12 |
| Odstředivá síla na OL | F_od_L [N] | 11250,4 | 23773,5 | 28526,4 | 37666,5 | 48809,2 | 114345,4 | 291266,0 | 1577930,2 | 21707125,6 |
| Odstředivá síla na bandáž | F_od_b [N] | 1132,0 | 2802,8 | 2982,6 | 3199,2 | 3435,3 | 1534,0 | 2731,0 | 19804,9 | 335363,6 |
| Odstředivá síla celková | F_od_celk [N] | 12382,5 | 26576,3 | 31509,0 | 40865,7 | 52244,5 | 115879,4 | 293997,1 | 1597735,0 | 22042489,2 |
| Namáhání v tahu OL | σ_{tah} [MPa] | 46,481 | 56,116 | 66,531 | 86,287 | 110,314 | 156,594 | 275,898 | 435,287 | 970,604 |
| Celkové namáhání | | | | | | | | | | |
| Celkové namáhání OL | σ_{celk_OL} [MPa] | 81,804 | 78,900 | 90,487 | 115,277 | 143,291 | 97,338 | 141,430 | 182,879 | 365,216 |
| Teplota média na vstupu do OL | T_2_RL_i [°C] | 352,19 | 314,56 | 273,31 | 228,78 | 179,21 | 128,68 | 100,34 | 80,17 | 58,50 |
| Materiál OL | typ | R-M-AK1 | R-M-AK1 | R-M-AK1 | R-M-AK1 | R-M-AK1 | R-M-AK1 | R-M-AK1 | X12CrNiMo12 | X12CrNiMo12 |
| Dovolené namáhání při T_2_RL | σ_D [MPa] | 135,772 | 151,174 | 161,003 | 167,683 | 174,910 | 181,984 | 185,953 | 300,445 | 307,489 |

Příloha N - Namáhání závěsů oběžných lopatek VT dílu (viz 4.2)

| Popis veličiny | Označení veličiny | Stupeň | | | | | | |
|-------------------------------|----------------------------------|--------------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| | | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
| Typ závěsu | - | vidlička | T-nožka | T-nožka | T-nožka | T-nožka | T-nožka | T-zazub |
| Šířka profilu OL | B' [mm] | 30 | 25 | 25 | 30 | 25 | 30 | 40 |
| Výška těžiště závěsu | T_t [mm] | 22,7 | 11,2 | 11,2 | 12,6 | 11,2 | 12,6 | 15,8 |
| Těžištní průměr | D_T [mm] | 994,6 | 857,7 | 857,7 | 854,7 | 857,7 | 854,7 | 848,4 |
| Počet OL | z_OL [-] | 174 | 180 | 180 | 150 | 182 | 154 | 116 |
| Rozeč těžišť | t_T [mm] | 18,0 | 15,0 | 15,0 | 17,9 | 14,8 | 17,4 | 23,0 |
| Plocha závěsu OK | S_z [mm ²] | 1016,1 | 436,7 | 436,7 | 587,6 | 436,7 | 587,6 | 950,3 |
| Hmotnost závěsu | m_z [kg] | 0,132 | 0,051 | 0,051 | 0,083 | 0,051 | 0,080 | 0,171 |
| Průměr kolíku | d [mm] | 7 | - | - | - | - | - | - |
| Plocha na tah | S_tah [mm ²] | 394,5 | 179,6 | 179,6 | 214,8 | 177,7 | 209,2 | 321,7 |
| Plocha na smyk | S_smyk [mm ²] | 153,9 | 178,5 | 178,5 | 278,3 | 178,5 | 278,3 | 379,5 |
| Plocha na otláčení | S_otlak [mm ²] | 504,0 | 89,8 | 89,8 | 107,4 | 88,8 | 104,6 | 248,1 |
| Plocha na otláčení v místě K | S_K_otlak [mm ²] | 420,0 | - | - | - | - | - | - |
| Odstředivá síla závěsu | F_od_z [N] | 7861,0 | 2628,1 | 2628,1 | 4214,0 | 2599,2 | 4104,5 | 8683,0 |
| Odstředivá síla lopatky | F_od_L [N] | 4486,4 | 3191,6 | 3571,3 | 5892,0 | 4500,1 | 7500,0 | 16348,5 |
| Tahové napětí | σ_{tah} [MPa] | 31,301 | 32,398 | 34,511 | 47,046 | 39,960 | 55,463 | 77,818 |
| Smykové napětí | σ_{smyk} [MPa] | 40,105 | 16,304 | 17,367 | 18,158 | 19,888 | 20,851 | 32,980 |
| Napětí od otláčení | σ_{otlak} [MPa] | 24,499 | 64,795 | 69,022 | 94,092 | 79,921 | 110,926 | 100,875 |
| Napětí od otláčení v místě K | $\sigma_{\text{K_otlak}}$ [MPa] | 29,399 | - | - | - | - | - | - |
| Dovolené tahové napětí | $\sigma_{\text{tah_D}}$ [MPa] | 137,114 | 145,372 | 154,503 | 157,000 | 162,740 | 165,954 | 169,118 |
| Dovolené smykové napětí | $\sigma_{\text{smyk_D}}$ [MPa] | 102,211 | 101,761 | 108,152 | 109,900 | 113,918 | 116,168 | 118,383 |
| Dovolené napětí od otláčení | $\sigma_{\text{otlak_D}}$ [MPa] | 87,610 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 |
| Materiál závěsu | typ | R-M-AK1 | R-M-AK1 | R-M-AK1 | R-M-AK1 | R-M-AK1 | R-M-AK1 | R-M-AK1 |
| Materiál kolíku | typ | X19CrMoVNB11 | - | - | - | - | - | - |
| Teplota média na vstupu do OL | T_2_RL_i [°C] | 349,80 | 329,07 | 306,24 | 283,15 | 261,73 | 240,31 | 219,21 |
| Dovolené smykové napětí | $\sigma_{\text{smyk_D}}$ [MPa] | 146,016 | - | - | - | - | - | - |

Příloha O - Namáhání závěsů oběžných lopatek ST-NT dílu (viz 4.2)

| Popis veličiny | Označení veličiny | Stupeň | | | | | | | | |
|-------------------------------|---------------------------------|----------|---------|---------|----------|----------|----------|----------|-------------|-------------|
| | | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
| Typ závěsu | - | vidlička | T-zazub | T-zazub | vidlička | vidlička | vidlička | vidlička | stromeček | stromeček |
| Šířka profilu OL | B' [mm] | 30 | 40 | 40 | 40 | 40 | 50 | 60 | 119 | 296 |
| Výška těžiště závěsu | T_t [mm] | 22,7 | 15,8 | 15,8 | 26,8 | 26,8 | 28,6 | 31,8 | - | - |
| Těžištní průměr | D_T [mm] | 1114,6 | 1188,4 | 1248,4 | 1286,3 | 1346,3 | 1402,9 | 1456,4 | - | - |
| Počet OL | z_OL [-] | 202 | 160 | 168 | 178 | 188 | 162 | 150 | 90 | 44 |
| Rozečť těžišť | t_T [mm] | 17,3 | 23,3 | 23,3 | 22,7 | 22,5 | 27,2 | 30,5 | - | - |
| Plocha závěsu OK | S_z [mm ²] | 1016,1 | 950,3 | 950,3 | 1696,8 | 1696,8 | 2199,5 | 2969,5 | - | - |
| Hmotnost závěsu | m_z [kg] | 0,127 | 0,174 | 0,174 | 0,280 | 0,277 | 0,439 | 0,659 | - | - |
| Průměr kolíku | d [mm] | 7 | - | - | 8,6 | 8,6 | 9,0 | 11,2 | - | - |
| Plocha na tah | S_tah [mm ²] | 372,0 | 326,7 | 326,8 | 705,1 | 694,9 | 1128,7 | 1293,3 | - | - |
| Plocha na smyk | S_smyk [mm ²] | 153,9 | 379,5 | 379,5 | 232,4 | 232,4 | 381,7 | 591,1 | - | - |
| Plocha na otláčení | S_otlak [mm ²] | 504,0 | 252,0 | 252,1 | 860,0 | 860,0 | 1116,0 | 1500,8 | - | - |
| Plocha na otláčení v místě K | S_K_otlak [mm ²] | 504,0 | - | - | 636,4 | 636,4 | 990,0 | 1601,6 | - | - |
| Odstředivá síla závěsu | F_od_z [N] | 8478,8 | 12352,0 | 12981,7 | 21474,9 | 22257,2 | 36752,9 | 57325,2 | - | - |
| Odstředivá síla lopatky | F_od_L [N] | 12365,9 | 26576,3 | 31509,0 | 40865,7 | 52244,5 | 51822,9 | 124732,4 | 639094,0 | 8247544,3 |
| Tahové napětí | σ_{tah} [MPa] | 56,027 | 119,167 | 136,130 | 88,410 | 107,215 | 78,476 | 140,775 | - | - |
| Smykové napětí | σ_{smyk} [MPa] | 67,705 | 51,290 | 58,618 | 134,151 | 160,321 | 116,027 | 153,993 | - | - |
| Napětí od otláčení | σ_{otlak} [MPa] | 41,359 | 154,475 | 176,465 | 72,489 | 86,630 | 79,369 | 121,307 | - | - |
| Napětí od otláčení v místě K | $\sigma_{\text{K_otlak}}$ [MPa] | 49,630 | - | - | 97,958 | 117,067 | 89,471 | 113,672 | - | - |
| Dovolené tahové napětí | σ_{tah_D} [MPa] | 135,632 | 151,174 | 161,003 | 167,683 | 174,910 | 181,984 | 185,953 | 300,445 | 307,489 |
| Dovolené smykové napětí | σ_{smyk_D} [MPa] | 181,026 | 105,822 | 112,702 | 206,087 | 206,087 | 206,087 | 209,262 | 210,312 | 215,242 |
| Dovolené napětí od otláčení | σ_{otlak_D} [MPa] | 155,165 | 220,000 | 220,000 | 167,037 | 171,796 | 176,646 | 179,368 | - | - |
| Materiál závěsu | typ | R-M-AK1 | R-M-AK1 | R-M-AK1 | R-M-AK1 | R-M-AK1 | R-M-AK1 | R-M-AK1 | X12CrNiMo12 | X12CrNiMo12 |
| Materiál kolíku | typ | 15335.3 | - | - | 15335.3 | 15335.3 | 15335.3 | 15335.3 | - | - |
| Teplota média na vstupu do OL | T_2_RL_i [°C] | 352,44 | 314,56 | 273,31 | 230,15 | 180,63 | 128,57 | 101,52 | 83,95 | 62,93 |
| Dovolené smykové napětí | σ_{smyk_D} [MPa] | 258,609 | - | - | 278,176 | 286,100 | 294,429 | 298,757 | - | - |

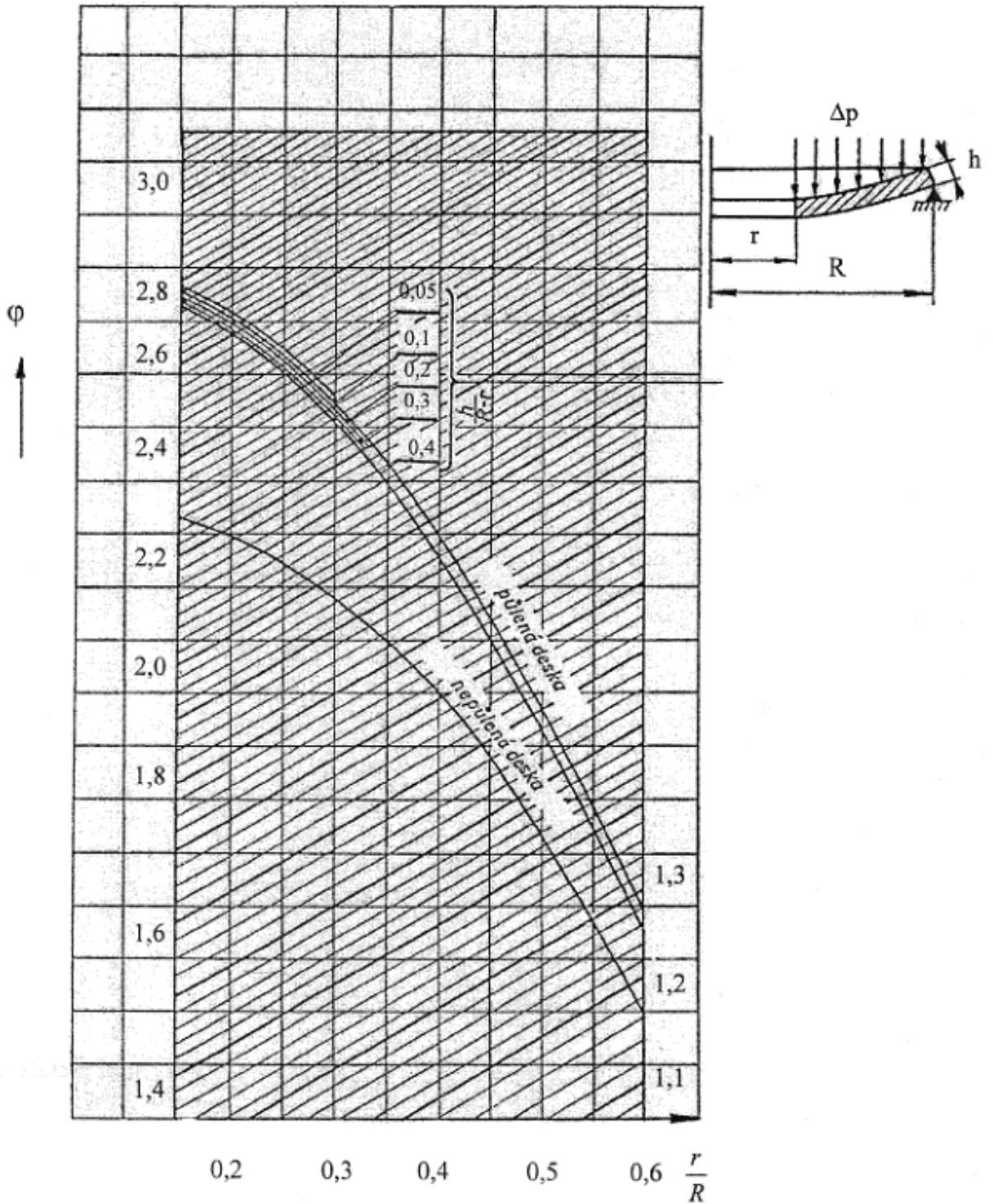
Příloha P - Namáhání rozváděcích lopatek VT dílu (viz 4.3.1)

| Popis veličiny | Označení veličiny | Stupeň | | | | | | |
|-----------------------------------|--------------------------------------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
| | | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
| Profil rozváděcích lopatek | typ | S-90-15A | S-90-15A | S-90-15A | S-90-15A | S-90-15A | S-90-15A | S-90-15A |
| Materiál rozváděcích lopatek | typ | 17021.2 | 17021.2 | 17021.2 | 17021.2 | 17021.2 | 17021.2 | 17021.2 |
| Tětiva RL - základní | b ₀ [mm] | 51,5 | 51,5 | 51,5 | 51,5 | 51,5 | 51,5 | 51,5 |
| Šířka profilu RL - základní | B ₀ [mm] | 25 | 25 | 25 | 25 | 25 | 25 | 25 |
| Plocha profilu RL - základní | S ₀ [mm] | 330 | 330 | 330 | 330 | 330 | 330 | 330 |
| Modul pružnosti v ohybu - zákl. | W ₀ [cm ³] | 0,450 | 0,450 | 0,450 | 0,450 | 0,450 | 0,450 | 0,450 |
| Tětiva RL - přepočtená | b' [mm] | 109,18 | 51,5 | 51,5 | 51,5 | 51,5 | 51,5 | 51,5 |
| Šířka profilu RL - přepočtená | B' [mm] | 53 | 25 | 25 | 25 | 25 | 25 | 25 |
| Plocha profilu RL - přepočtená | S' [mm] | 1483,152 | 330 | 330 | 330 | 330 | 330 | 330 |
| Modul pružnosti v ohybu – přepoč. | W' [cm ³] | 4,288 | 0,450 | 0,450 | 0,450 | 0,450 | 0,450 | 0,450 |
| Optimální poměrná rozteč lopatky | t _{opt} [-] | 0,7 | 0,7 | 0,7 | 0,7 | 0,7 | 0,7 | 0,7 |
| Rozteč RL | t' [mm] | 76,4 | 36,1 | 36,1 | 36,1 | 36,1 | 36,1 | 36,1 |
| Počet RL | z _{RL} [-] | 44 | 80 | 80 | 82 | 82 | 82 | 84 |
| Skutečná rozteč RL | t _{sk} [mm] | 75,6 | 35,8 | 36,0 | 35,3 | 35,5 | 35,8 | 35,3 |
| Rozdíl tlaků média před a za RL | Δp [MPa] | 1,6745 | 0,9495 | 0,8282 | 0,7301 | 0,5792 | 0,4978 | 0,4245 |
| Patní průměr | D _p [m] | 1,0420 | 0,8820 | 0,8820 | 0,8820 | 0,8820 | 0,8820 | 0,8820 |
| Spodní průměr | D _S [m] | 0,8700 | 0,8320 | 0,8370 | 0,8420 | 0,8470 | 0,8520 | 0,8570 |
| Horní průměr | D _H [m] | 1,1288 | 0,9276 | 0,9321 | 0,9371 | 0,9430 | 0,9501 | 0,9588 |
| Plocha namáhaná přetlakem | S _{přetl} [m ²] | - | 0,132118 | 0,132136 | 0,132883 | 0,134963 | 0,138847 | 0,145180 |
| Ohybová síla na středě lopatky | F _{o_L_s} [N] | - | 125442,8 | 109430,2 | 97019,5 | 78171,9 | 69124,3 | 61635,6 |
| Ohybová síla na lopatku | F _{1_L} [N] | - | 1568,0 | 1367,9 | 1183,2 | 953,3 | 843,0 | 733,8 |
| Úhel nastavení lopatky | γ [rad] | 0,5069 | 0,5069 | 0,5069 | 0,5069 | 0,5069 | 0,5069 | 0,5069 |
| Rameno ohybového momentu | f _o [m] | - | 0,0228 | 0,02505 | 0,02755 | 0,0305 | 0,03405 | 0,0384 |
| Ohybový moment | M _{o_1'} [N.m] | - | 31,256 | 29,957 | 28,498 | 25,420 | 25,095 | 24,634 |
| Ohybové namáhání RL | σ _o [MPa] | - | 69,458 | 66,572 | 63,329 | 56,490 | 55,766 | 54,742 |
| Tahové namáhání RL | σ _{tah} [MPa] | 11,950 | - | - | - | - | - | - |

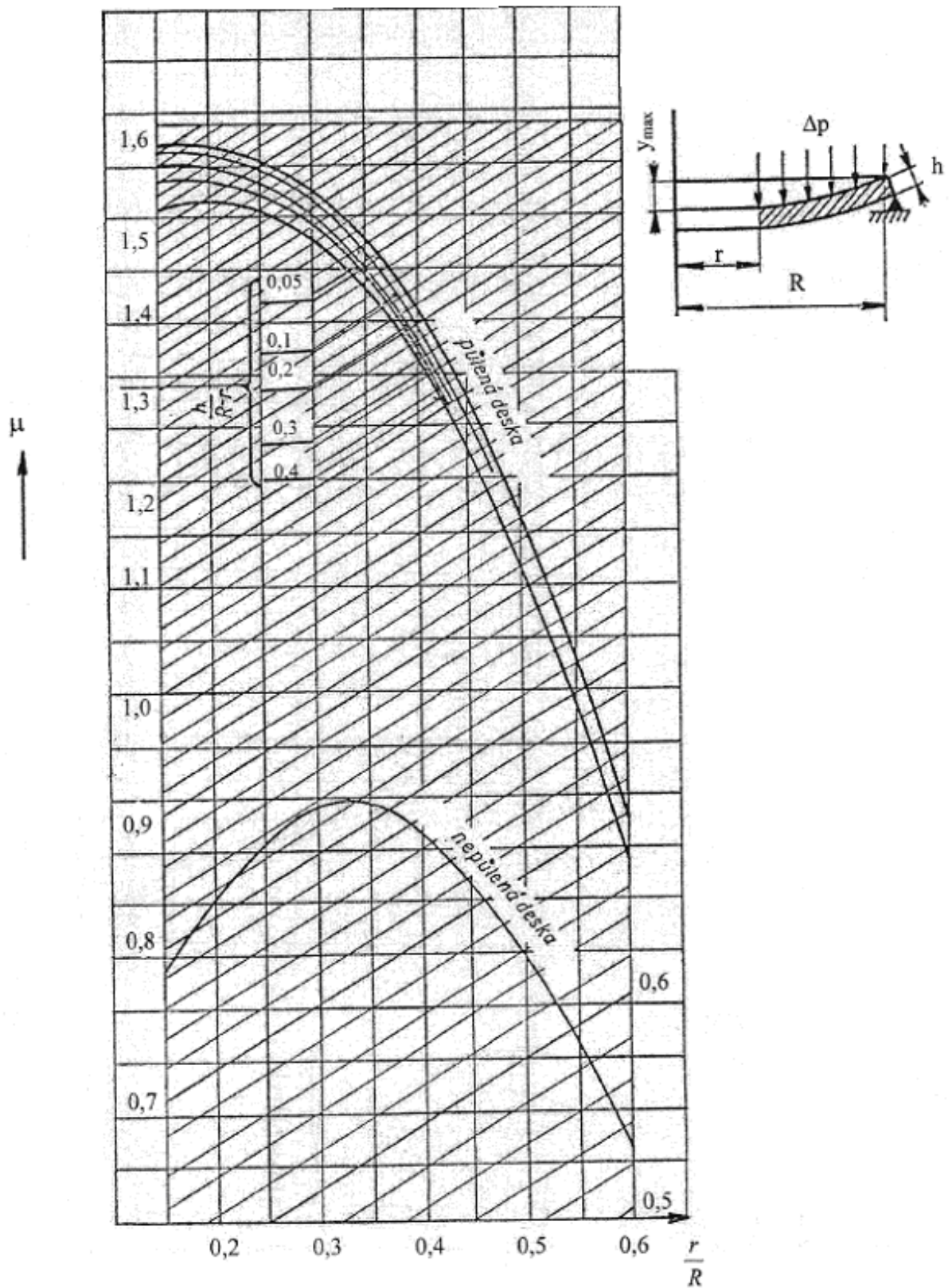
Příloha Q - Namáhání rozváděcích lopatek ST-NT dílu (viz 4.3.2)

| Popis veličiny | Označení | Stupeň | | | | | | | | | |
|------------------------------|--|------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|----------|----------|----------|
| | | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | |
| Profil rozváděcích lopatek | typ | S-90-15A | S-90-15A | S-90-15A | S-90-15A | S-90-15A | S-90-15A | S-90-15A | S-90-15A | S-55-20A | S-55-20A |
| Materiál rozváděcích lopatek | typ | X22CrMoV12 | X22CrMoV12 | X22CrMoV12 | X22CrMoV12 | X22CrMoV12 | X22CrMoV12 | X22CrMoV12 | 17021.2 | 17021.2 | 17021.2 |
| Tětiva RL - základní | b ₀ [mm] | 51,5 | 51,5 | 51,5 | 51,5 | 51,5 | 51,5 | 51,5 | 51,5 | 41,5 | 41,5 |
| Šířka profilu RL - základní | B ₀ [mm] | 25 | 25 | 25 | 25 | 25 | 25 | 25 | 25 | 25 | 25 |
| Plocha profilu RL - základní | S ₀ [mm] | 330 | 330 | 330 | 330 | 330 | 330 | 330 | 330 | 215 | 215 |
| Modul pružnosti v ohybu – z. | W ₀ [cm ³] | 0,450 | 0,450 | 0,450 | 0,450 | 0,450 | 0,450 | 0,450 | 0,450 | 0,275 | 0,275 |
| Tětiva RL - přepočtená | b' [mm] | 82,4 | 92,7 | 92,7 | 92,7 | 92,7 | 92,7 | 82,4 | 133,9 | 184,26 | 292,16 |
| Šířka profilu RL – přepoč. | B' [mm] | 40 | 45 | 45 | 45 | 45 | 45 | 40 | 65 | 111 | 176 |
| Plocha profilu RL – přepoč. | S' [mm] | 844,8 | 1069,2 | 1069,2 | 1069,2 | 1069,2 | 1069,2 | 844,8 | 2230,8 | 4238,4 | 10655,7 |
| Modul pružnosti v ohybu – p. | W' [cm ³] | 1,843 | 2,624 | 2,624 | 2,624 | 2,624 | 2,624 | 1,843 | 7,909 | 24,070 | 95,951 |
| Optimální poměrná rozteč | t _{opt} [-] | 0,7 | 0,7 | 0,7 | 0,7 | 0,7 | 0,7 | 0,7 | 0,7 | 0,7 | 0,7 |
| Rozteč RL | t' [mm] | 57,7 | 64,9 | 64,9 | 64,9 | 64,9 | 64,9 | 57,7 | 93,7 | 129,0 | 204,5 |
| Počet RL | z _{RL} [-] | 68 | 64 | 68 | 72 | 76 | 90 | 62 | 50 | 38 | |
| Skutečná rozteč RL | t _{sk} [mm] | 56,8 | 63,8 | 63,3 | 63,4 | 63,6 | 57,6 | 92,3 | 127,5 | 196,8 | |
| Tlak média před RL | p ₁ [MPa] | 1,9378 | 1,4995 | 1,1029 | 0,7731 | 0,5091 | 0,3050 | 0,1620 | 0,0765 | 0,0299 | |
| Tlak média za RL | p ₂ _{RL} [MPa] | 1,5738 | 1,1718 | 0,8310 | 0,5586 | 0,3455 | 0,1998 | 0,1026 | 0,0477 | 0,0186 | |
| Rozdíl tlaků média před a za | Δp [MPa] | 0,3640 | 0,3277 | 0,2719 | 0,2145 | 0,1636 | 0,1052 | 0,0594 | 0,0288 | 0,0113 | |
| Patní průměr | D _p [m] | 1,1620 | 1,2220 | 1,2820 | 1,3420 | 1,4020 | 1,4620 | 1,5220 | 1,6020 | 1,6020 | |
| Spodní průměr | D ₁ [m] | 0,9900 | 0,8070 | 0,8070 | 0,8070 | 0,8070 | 0,8070 | 0,8080 | 0,8080 | 0,8080 | |
| Horní průměr | D ₂ [m] | 1,3268 | 1,4050 | 1,4876 | 1,5894 | 1,7014 | 1,8620 | 2,1500 | 2,8570 | 3,6250 | |
| Plocha namáhaná přetlakem | S _{přetl} [m ²] | - | 1,853718 | 2,190906 | 2,620825 | 3,112486 | 3,838277 | 5,212260 | 5,898014 | 9,807865 | |
| Ohybová síla na středu lop. | F _o _L _s [N] | - | 607379,0 | 595612,1 | 562183,3 | 509267,5 | 403669,7 | 309365,0 | 169630,9 | 110855,6 | |
| Ohybová síla na lopatku | F ₁ _L [N] | - | 9490,3 | 8759,0 | 7808,1 | 6700,9 | 4485,2 | 4989,8 | 3392,6 | 2917,3 | |
| Úhel nastavení lopatky | γ [rad] | 0,5069 | 0,5069 | 0,5069 | 0,5069 | 0,5069 | 0,5069 | 0,5069 | 0,6465 | 0,6465 | |
| Rameno ohybového momentu | f _o [m] | - | 0,0915 | 0,1028 | 0,1237 | 0,1497 | 0,2 | 0,314 | 0,628 | 1,012 | |
| Ohybový moment | M _o _{1'} [N.m] | - | 759,184 | 787,216 | 844,426 | 877,002 | 784,260 | 1369,795 | 1699,235 | 2355,292 | |
| Ohybové namáhání RL | σ _o [MPa] | - | 289,279 | 299,961 | 321,760 | 334,172 | 425,488 | 173,190 | 70,595 | 24,547 | |
| Tahové namáhání RL | σ _{tah} [MPa] | 68,552 | - | - | - | - | - | - | - | - | |

Příloha R – Součinitel ϕ pro výpočet namáhání rozváděcích kol



Příloha S – Součinitel μ pro výpočet průhybu rozváděcích kol



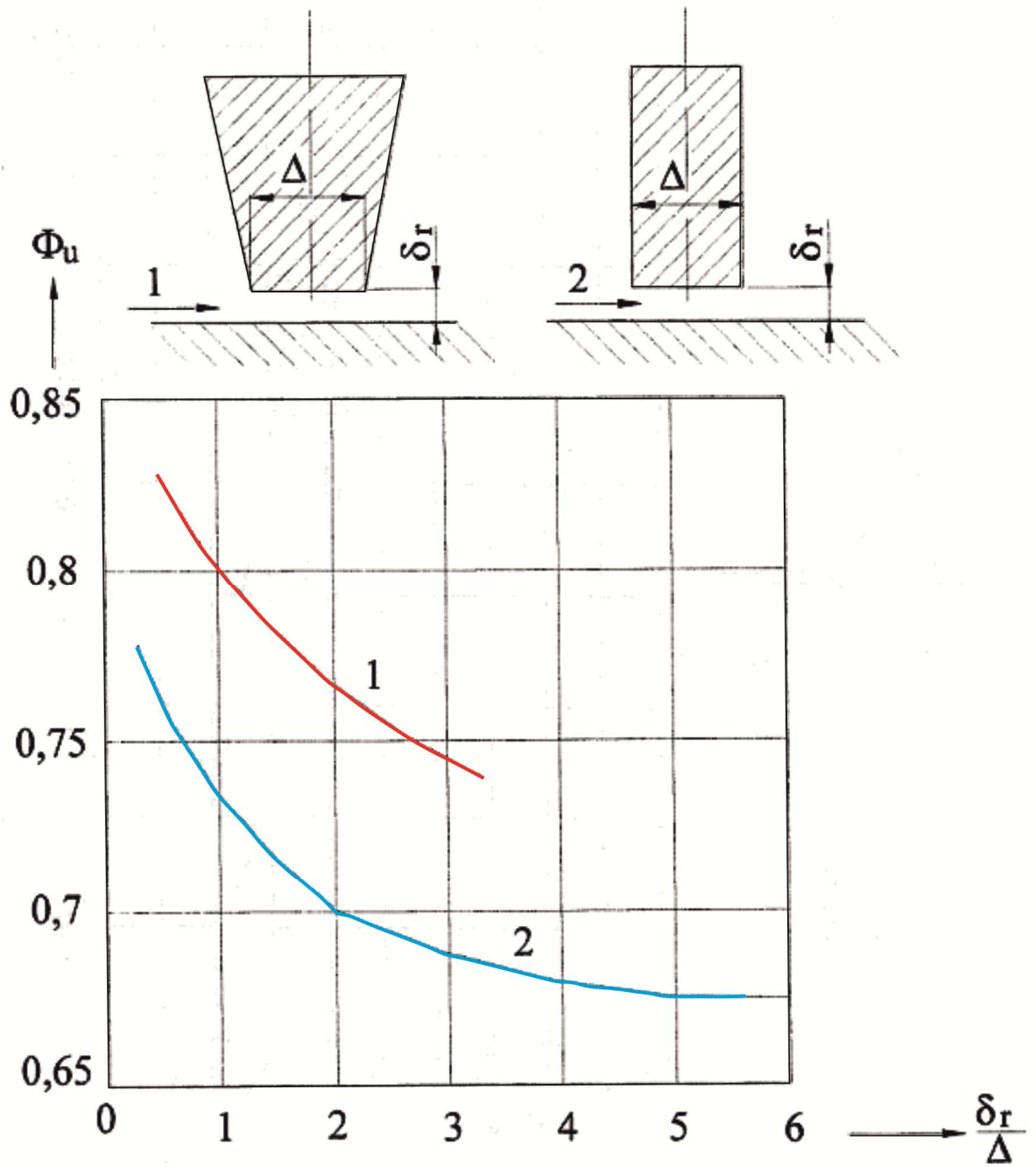
Příloha T - Namáhání rozváděcích kol ST-NT dílu (viz 4.3.3)

| Popis veličiny | Označení veličiny | Stupeň | | | | | | | | |
|----------------------------|----------------------|-----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|-----------|------------|
| | | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
| Plocha ve skříni - 1. | h_1 [mm] | - | 103,0 | 103,0 | 93,0 | 93,0 | 104,0 | 125,0 | 130 | 130 |
| | a_1 [mm] | - | 36,0 | 36,0 | 30,0 | 30,0 | 30,0 | 36,0 | 50 | 50 |
| | J_1 [mm^4] | - | 3278181 | 3278181 | 2010893 | 2010893 | 2812160 | 5859375 | 9154167 | 9154167 |
| Plocha nad lopatkou - 2. | h_2 [mm] | - | 137,0 | 137,0 | 124,0 | 124,0 | 138,0 | 166,0 | 171 | 419 |
| | a_2 [mm] | - | 72,0 | 72,0 | 60,0 | 60,0 | 60,0 | 72,0 | 93,3 | 210,0 |
| | J_2 [mm^4] | - | 15428118 | 15428118 | 9533120 | 9533120 | 13140360 | 27445776 | 38890530 | 1287301033 |
| Plocha pod lopatkou - 3. | h_3 [mm] | - | 72,0 | 72,0 | 60,0 | 60,0 | 60,0 | 72,0 | 222 | 352 |
| | a_3 [mm] | - | 60,0 | 90,0 | 120,0 | 150,0 | 50,0 | 80,3 | 171,5 | 211 |
| | J_3 [mm^4] | - | 1866240 | 2799360 | 2160000 | 2700000 | 900000 | 2497651 | 156365811 | 766883157 |
| Plocha pod lopatkou - 4. | h_4 [mm] | - | 60,0 | 60,0 | 50,0 | 50,0 | 50,0 | 60,0 | 74,9 | 87,1 |
| | a_4 [mm] | - | 162,2 | 162,2 | 162,2 | 162,2 | 292,2 | 292,2 | 412,5 | 412,5 |
| | J_4 [mm^4] | - | 2919600 | 2919600 | 1689583 | 1689583 | 3043750 | 5259600 | 14444023 | 22714186 |
| Celk. kvadratický moment | J_celk [mm^4] | - | 23492139 | 24425259 | 15393596 | 15933596 | 19896270 | 41062402 | 218854530 | 2086052542 |
| R k dolnímu konci RK | R_1 [mm] | - | 388,8 | 388,8 | 388,8 | 388,8 | 388,8 | 388,5 | 388,5 | 388,5 |
| R k hornímu konci RK | R_2 [mm] | - | 798,5 | 839,8 | 874,7 | 930,7 | 1011,0 | 1171,0 | 1428,5 | 1812,5 |
| Ekvivalentní šířka | h_0 [mm] | - | 88,3 | 86,6 | 72,4 | 70,7 | 72,7 | 85,7 | 136,2 | 260,0 |
| Přetlak na RL | Δp [MPa] | 0,3640 | 0,3277 | 0,2719 | 0,2145 | 0,1636 | 0,1052 | 0,0594 | 0,0288 | 0,0113 |
| Poměr poloměrů | R1/R2 [-] | - | 0,487 | 0,463 | 0,444 | 0,418 | 0,385 | 0,332 | 0,272 | 0,214 |
| Ekvivalentní šířka/Poměr R | ho/(R2-R1) | - | 0,215 | 0,192 | 0,149 | 0,130 | 0,117 | 0,110 | 0,131 | 0,183 |
| Součinitel namáhání | ϕ [-] | - | 1,440 | 1,495 | 1,515 | 1,570 | 1,615 | 1,685 | 1,750 | 1,805 |
| Součinitel průhybu | μ [-] | - | 0,825 | 0,863 | 0,883 | 0,906 | 0,938 | 0,967 | 0,992 | 1,006 |
| Materiál disku RK | typ | 13CrMo4-5 | P355GH | P355GH | P355GH | P355GH | P355GH | P355GH | P355GH | P355GH |
| Maximální napětí | σ_{max} [MPa] | - | 38,598 | 38,204 | 47,379 | 44,563 | 32,876 | 18,667 | 5,539 | 0,991 |
| Dovolené napětí | σ_D [MPa] | 85,690 | 95,108 | 98,998 | 106,547 | 115,961 | 126,558 | 138,160 | 136,159 | 139,637 |
| Maximální průhyb | y_max [mm] | - | 0,904 | 0,997 | 1,583 | 1,668 | 1,382 | 0,857 | 0,233 | 0,034 |
| Dovolený průhyb | y_D [mm] | - | 1,597 | 1,680 | 1,749 | 1,861 | 2,022 | 2,342 | 2,857 | 3,625 |

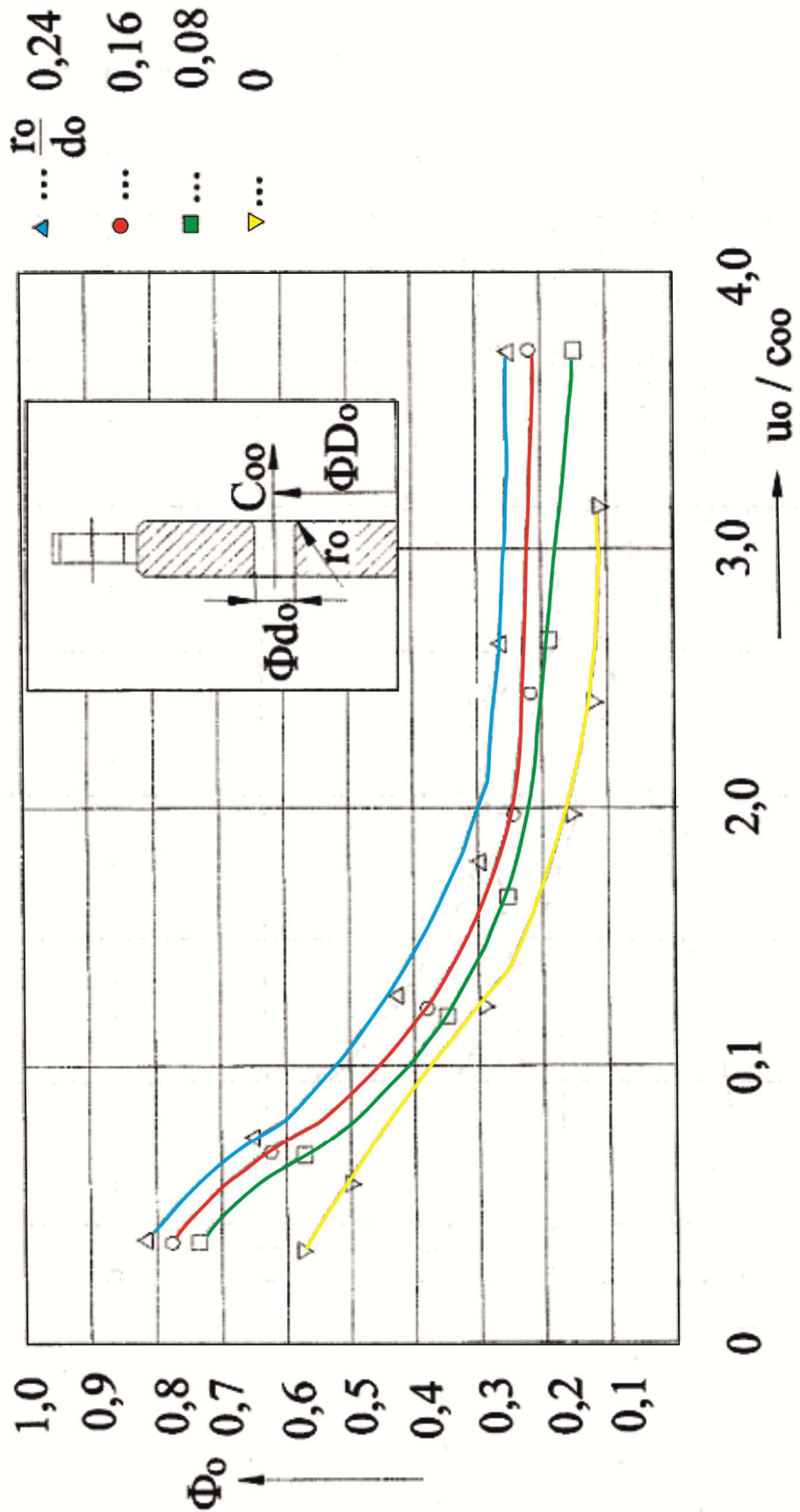
Příloha U - Výpočet vnitřních ucpávek VT dílu (viz 5.2.1)

| Popis veličiny | Označení veličiny | Stupeň | | | | | | |
|---------------------------------|--------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| | | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
| Reakce na patě | R_p [-] | 0,030 | 0,030 | 0,030 | 0,030 | 0,030 | 0,030 | 0,030 |
| Reakce na středním průměru | R_s [-] | 0,064 | 0,090 | 0,100 | 0,111 | 0,119 | 0,132 | 0,148 |
| Patní průměr stupně | D_p [mm] | 1042,0 | 882,0 | 882,0 | 882,0 | 882,0 | 882,0 | 882,0 |
| Průměr hřídele | D_h [mm] | 785,0 | 825,0 | 830,0 | 835,0 | 840,0 | 845,0 | 850,0 |
| Tlak páry před RL | p_1 [bar] | 87,300 | 68,693 | 57,544 | 47,930 | 39,484 | 32,711 | 26,905 |
| Tlak páry za RL | p_2_RL [bar] | 70,555 | 59,198 | 49,262 | 40,629 | 33,692 | 27,733 | 22,660 |
| Tlak v mezeře mezi RK a OK | p_m_K [bar] | 71,057 | 59,483 | 49,511 | 40,848 | 33,866 | 27,882 | 22,787 |
| Tlak páry na stř. průměru | p_s_K [bar] | 71,623 | 60,053 | 50,092 | 41,438 | 34,380 | 28,391 | 23,286 |
| Entalpie páry před stupněm | i_1 [kJ/kg] | 3068,4 | 3020,7 | 2984,3 | 2947,3 | 2909,0 | 2872,8 | 2836,2 |
| Entalpie páry za stupněm | i_2 [kJ/kg] | 3020,4 | 2984,2 | 2947,3 | 2909,0 | 2872,7 | 2836,1 | 2799,6 |
| Měrný objem páry před st. | v_1 [m ³ /kg] | 0,0296 | 0,0361 | 0,0417 | 0,0484 | 0,0566 | 0,0659 | 0,0771 |
| Měrný objem páry za stupněm | v_2 [m ³ /kg] | 0,0351 | 0,0405 | 0,0470 | 0,0550 | 0,0639 | 0,0748 | 0,0880 |
| Měrný objem páry v mezeře | v_o [m ³ /kg] | 0,0351 | 0,0405 | 0,0470 | 0,0550 | 0,0639 | 0,0748 | 0,0880 |
| Rychlost v mezeře mezi K | c_p [m/s] | - | - | - | - | - | - | - |
| Rychlost hlavního proudu | c_o [m/s] | 305,21 | 266,29 | 268,15 | 272,88 | 265,30 | 266,58 | 266,55 |
| Poměr rychl. v mezeře/rychl. p. | c_p/c_o [-] | - | - | - | - | - | - | - |
| Průtokový souč. v mezeře | Φ_p [-] | 0,32 | - | - | - | - | - | - |
| Průtokový součinitel v OO | Φ_o [-] | - | - | - | - | - | - | - |
| Šířka bříty ucpávky | b [mm] | - | 0,3 | 0,3 | 0,3 | 0,3 | 0,3 | 0,3 |
| Radiální mezera | δ_r [mm] | - | 0,7 | 0,7 | 0,7 | 0,7 | 0,7 | 0,7 |
| Poměr rad.mezera/šířce | δ_r/b [-] | - | 2,33 | 2,33 | 2,33 | 2,33 | 2,33 | 2,33 |
| Průtokový součinitel ucpávky | Φ_u [-] | - | 0,6953 | 0,6953 | 0,6953 | 0,6953 | 0,6953 | 0,6953 |
| Střední průměr ucpávky | D_su [mm] | - | 828,5 | 833,5 | 838,5 | 843,5 | 848,5 | 853,5 |
| Průtočná plocha ucpávky | S_u [mm ²] | - | 1822,0 | 1833,0 | 1844,0 | 1855,0 | 1865,9 | 1876,9 |
| Počet břitů ucpávky | z_u [ks] | - | 6,0 | 6,0 | 6,0 | 6,0 | 6,0 | 6,0 |
| Axiální mezera mezi RK a OK | δ_K [mm] | 7,0 | 6,0 | 6,0 | 6,0 | 6,0 | 6,0 | 6,0 |
| Šířka mezery mezi K u paty | δ_p [mm] | 5,0 | 4,5 | 4,5 | 4,5 | 4,5 | 4,5 | 4,5 |
| Plocha mezery mezi K u paty | S_p [mm ²] | 12331 | 11663 | 11734 | 11805 | 11875 | 11946 | 12017 |
| Průtočné množství ucpávkou | m_u [kg/s] | 0 | 3,620 | 3,159 | 2,764 | 2,293 | 1,979 | 1,697 |
| Průtočné množství mezerou | m_p [kg/s] | 1,493 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Součet průtočných množství | Σm [kg/s] | 1,493 | 3,620 | 3,159 | 2,764 | 2,293 | 1,979 | 1,697 |
| Užitečný spád na stupeň | H_uži [kJ/kg] | 48,02 | 36,55 | 37,06 | 38,38 | 36,28 | 36,63 | 36,62 |
| Ztrátový výkon stupně | P_t_ζ [kW] | 71,7 | 132,3 | 117,1 | 106,1 | 83,2 | 72,5 | 62,1 |
| Celkový ztrátový výkon VT | P_t_ζ_d [kW] | 645,1 | | | | | | |

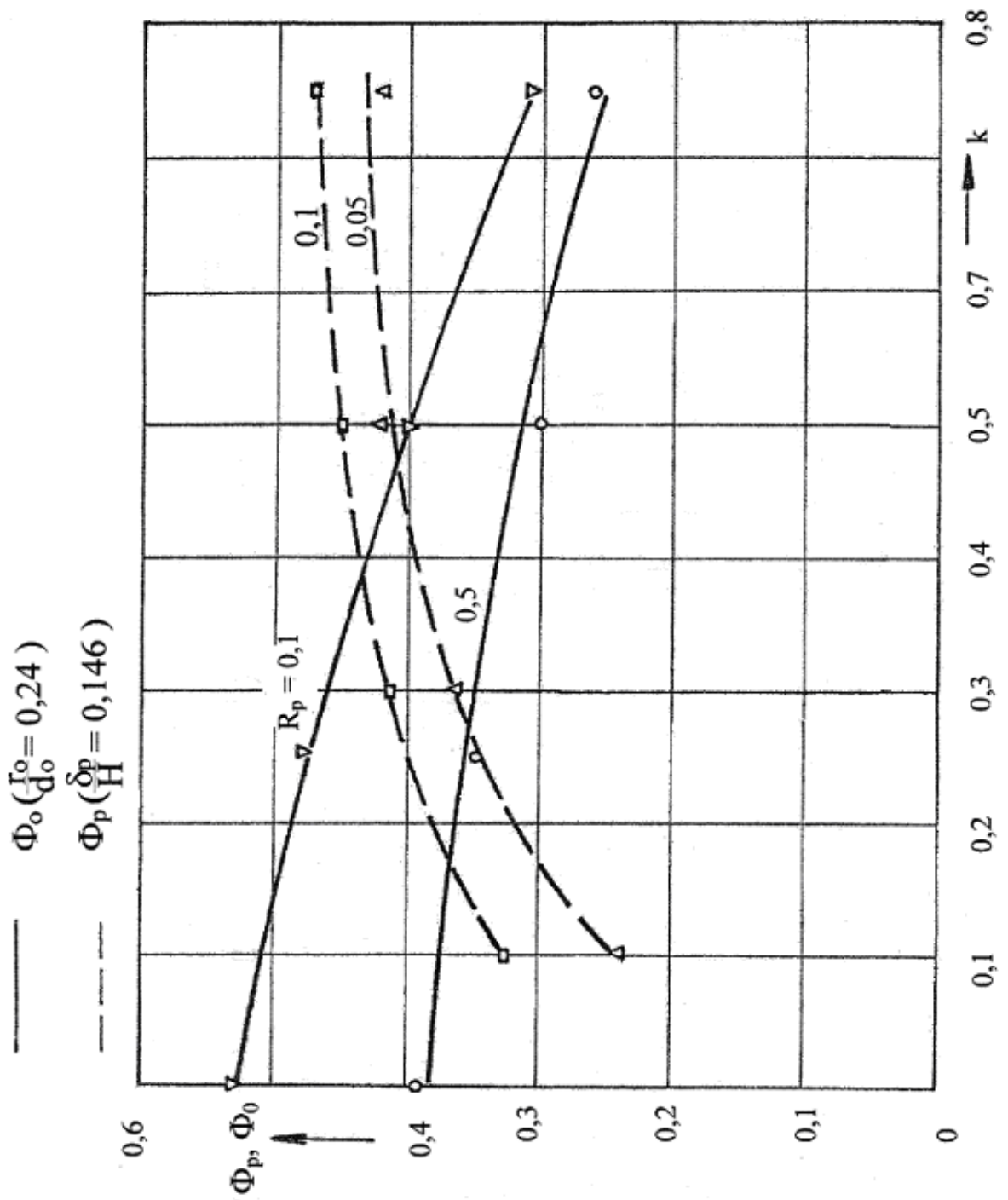
Příloha V – Průtokový součinitel v mezeře labyrintové ucpávky



Příloha W – Průtokový součinitel v odlehčovacích otvorech disku OK



Příloha X – Závislost průtokových součinitelů na součiniteli k a na reakci na D_p

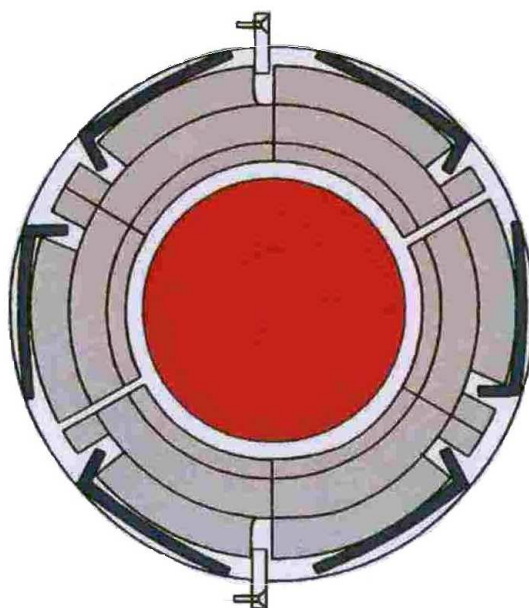
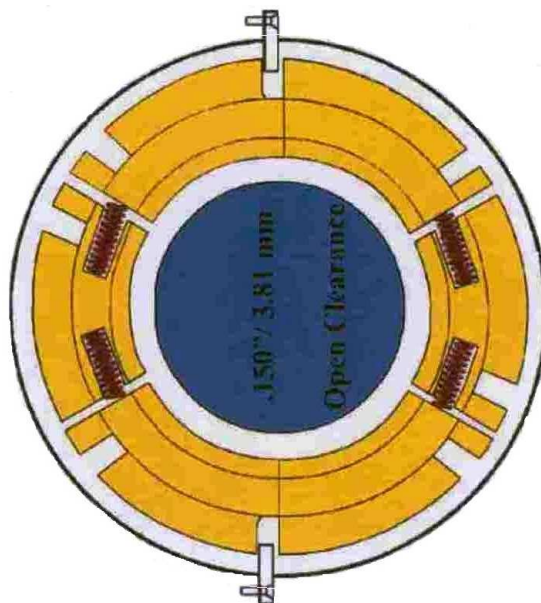


Příloha Y - Výpočet vnitřních ucpávek ST-NT dílu (viz 5.2.2)

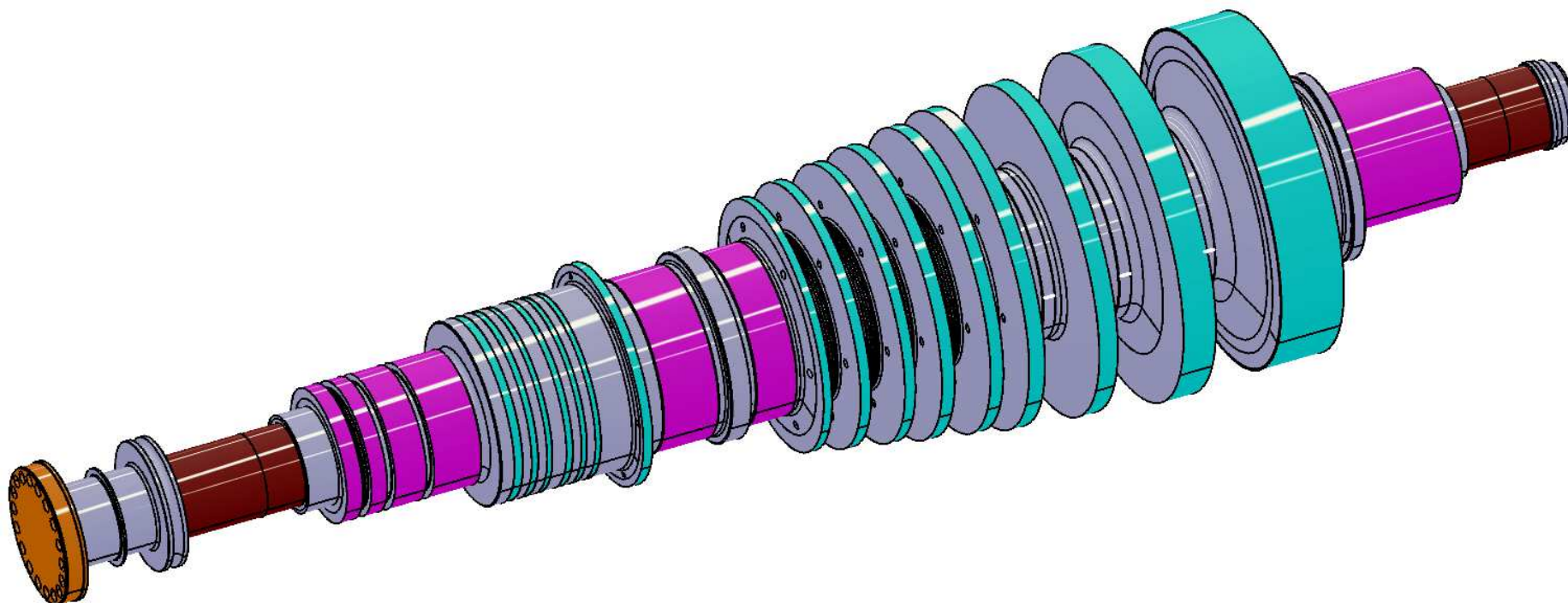
| Popis veličiny | Označení veličiny | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
|--------------------------------------|--------------------------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| Reakce na patě | R_p [-] | 0,030 | 0,030 | 0,030 | 0,030 | 0,030 | 0,100 | 0,100 | 0,100 | 0,100 |
| Reakce na středním průměru | R_s [-] | 0,131 | 0,139 | 0,148 | 0,168 | 0,191 | 0,275 | 0,347 | 0,403 | 0,534 |
| Patní průměr stupně | D_p [mm] | 1162,0 | 1222,0 | 1282,0 | 1342,0 | 1402,0 | 1462,0 | 1522,0 | 1602,0 | 1602,0 |
| Průměr hřídele | D_h [mm] | 785,0 | 777,6 | 777,6 | 777,6 | 777,6 | 777,6 | 777,0 | 777,0 | 777,0 |
| Roztečný průměr OO | D_o [mm] | 935,0 | 935,0 | 935,0 | 935,0 | 935,0 | 935,0 | - | - | - |
| Tlak páry před RL | p_1 [bar] | 19,3780 | 14,9950 | 11,0290 | 7,7310 | 5,0910 | 3,0500 | 1,6200 | 0,7650 | 0,2990 |
| Tlak páry za RL | p_2_RL [bar] | 15,7381 | 11,7185 | 8,3104 | 5,5859 | 3,4548 | 1,9983 | 1,0265 | 0,4774 | 0,1860 |
| Tlak v mezeře mezi RK a OK | p_m_K [bar] | 15,8473 | 11,8168 | 8,3920 | 5,6503 | 3,5039 | 2,1035 | 1,0858 | 0,5062 | 0,1973 |
| Tlak páry na středním průměru mezi K | p_s_K [bar] | 16,2143 | 12,1742 | 8,7122 | 5,9469 | 3,7677 | 2,2875 | 1,2324 | 0,5933 | 0,2463 |
| Tlak v odlehčovacím otvoru | p_o [bar] | 15,8418 | 11,8118 | 8,3879 | 5,6471 | 3,5014 | 2,0982 | 1,0829 | 0,5047 | 0,1967 |
| Entalpie páry před stupněm | i_1 [kJ/kg] | 3211,26 | 3145,83 | 3071,50 | 2990,76 | 2902,72 | 2804,45 | 2697,69 | 2663,25 | 2624,56 |
| Entalpie páry za stupněm | i_2 [kJ/kg] | 3145,65 | 3071,24 | 2990,42 | 2902,25 | 2803,87 | 2698,31 | 2587,72 | 2549,46 | 2497,00 |
| Měrný objem páry před stupněm | v_1 [m ³ /kg] | 0,15175 | 0,18630 | 0,23800 | 0,31556 | 0,43904 | 0,65706 | 1,08038 | 2,17642 | 5,24608 |
| Měrný objem páry za stupněm | v_2 [m ³ /kg] | 0,17745 | 0,22391 | 0,29342 | 0,39990 | 0,57972 | 0,88327 | 1,58840 | 3,24603 | 7,80977 |
| Měrný objem páry v mezeře mezi K | v_o [m ³ /kg] | 0,17745 | 0,22391 | 0,29342 | 0,39990 | 0,57972 | 0,88327 | 1,58840 | 3,24603 | 7,80977 |
| Rychlost v mezeře mezi K | c_p [m/s] | 13,92 | 14,84 | 15,47 | 16,04 | 16,87 | 30,48 | 30,70 | 30,55 | 29,71 |
| Rychlost hlavního proudu | c_o [m/s] | 356,76 | 380,41 | 396,60 | 414,37 | 437,92 | 437,08 | 444,91 | 452,58 | 479,17 |
| Poměr rychl. v mezeře/rychl. proudu | c_p/c_o [-] | 0,04 | 0,04 | 0,04 | 0,04 | 0,04 | 0,07 | 0,07 | 0,07 | 0,06 |
| Poměr charakterizující ucpávku | δ_p/H [-] | 0,25 | 0,25 | 0,25 | 0,3 | 0,3 | 0,3 | - | - | - |
| Průtokový součinitel v mezeře mezi K | Φ_p [-] | 0,32 | 0,32 | 0,32 | 0,34 | 0,34 | 0,34 | - | - | - |
| Obvod. rychl. na rozteči OO | u_o [m/s] | 146,87 | 146,87 | 146,87 | 146,87 | 146,87 | 146,87 | - | - | - |
| Rychlost v odlehčovacím otvoru | c_oo [m/s] | 60,68 | 64,67 | 67,43 | 69,92 | 73,53 | 132,85 | - | - | - |
| Poměr obvod. rychl./rychl. v OO | u_o/c_oo [m/s] | 2,42 | 2,27 | 2,18 | 2,10 | 2,00 | 1,11 | - | - | - |
| Průtokový součinitel v OO | Φ_o [-] | 0,238 | 0,242 | 0,252 | 0,253 | 0,264 | 0,453 | - | - | - |

| | | | | | | | | | | |
|--|------------------------------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|----------|----------|
| Šířka bříty ucpávky | b [mm] | - | 0,3 | 0,3 | 0,3 | 0,3 | 0,3 | 0,3 | 0,3 | 0,3 |
| Radiální mezera | δ_r [mm] | - | 0,7 | 0,7 | 0,7 | 0,7 | 0,7 | 0,7 | 0,7 | 0,7 |
| Poměr rad.mezera/šířce | δ_r/b [-] | - | 2,33 | 2,33 | 2,33 | 2,33 | 2,33 | 2,33 | 2,33 | 2,33 |
| Průtokový součinitel ucpávky | Φ_u [-] | - | 0,7585 | 0,7585 | 0,7585 | 0,7585 | 0,7585 | 0,7585 | 0,7585 | 0,7585 |
| Střední průměr ucpávky | D_{su} [mm] | - | 784,3 | 784,3 | 784,3 | 784,3 | 784,3 | 784,3 | 784,3 | 784,3 |
| Průtočná plocha ucpávky | S_u [mm ²] | - | 1724,8 | 1724,8 | 1724,8 | 1724,8 | 1724,8 | 1724,8 | 1724,8 | 1724,8 |
| Počet břitů ucpávky | z_u [ks] | - | 16 | 16 | 16 | 16 | 16 | 20 | 20 | 20 |
| Axiální mezera mezi RK a OK | δ_K [mm] | 6,0 | 3,5 | 3,5 | 8,5 | 9,5 | 9,5 | 20,5 | 21,0 | 24,0 |
| Šířka mezery mezi K u paty lopatek | δ_p [mm] | 9,0 | 5,0 | 5,0 | 5,0 | 6,0 | 14,5 | 12,0 | 21,0 | 24,0 |
| Plocha mezery mezi K u paty lopatek | S_p [mm ²] | 32854,8 | 19195,1 | 20137,6 | 21080,1 | 26427,1 | 66598,6 | 57378,0 | 105689,5 | 120788,0 |
| Průměr odlehčovacího otvoru (OO) | D_o [mm] | 40,0 | 40,0 | 40,0 | 40,0 | 40,0 | 40,0 | - | - | - |
| Rádus zaoblení hrany OO | R_o [mm] | 6,0 | 6,0 | 6,0 | 6,0 | 6,0 | 6,0 | - | - | - |
| Poměr rádiusu zaoblení/prům. OO | R_o/D_o [-] | 0,150 | 0,150 | 0,150 | 0,150 | 0,150 | 0,150 | - | - | - |
| Plocha jednoho OO | S'_{oo} [mm ²] | 1256,6 | 1256,6 | 1256,6 | 1256,6 | 1256,6 | 1256,6 | - | - | - |
| Plocha všech odlehčovacích otvorů v OK | S_{oo} [mm ²] | 10134,3 | 14001,4 | 13760,2 | 14402,1 | 15443,2 | 13841,0 | - | - | - |
| Teoretický počet OO | z'_{oo} [ks] | 8,06 | 8,06 | 8,06 | 8,06 | 8,06 | 8,06 | 0 | 0 | 0 |
| Konečný počet OO | z_{oo} [ks] | 8 | 8 | 8 | 8 | 8 | 8 | 0 | 0 | 0 |
| Součinitel q pro nepravý labyrint | q [-] | - | - | - | - | - | - | 0,9344 | 0,9344 | 0,9344 |
| Součinitel k pro nepravý labyrint | k [-] | - | - | - | - | - | - | 1,0004 | 1,0004 | 1,0004 |
| Průtočné množství ucpávkou | m_{u_i} [kg/s] | 0 | 0,572 | 0,457 | 0,350 | 0,256 | 0,162 | 0,084 | 0,041 | 0,017 |
| Průtočné množství mezerou mezi koly | m_{p_i} [kg/s] | 0,825 | 0,407 | 0,340 | 0,288 | 0,261 | 0,781 | 0 | 0 | 0 |
| Součet průtočných množství | Σm [kg/s] | 0,825 | 0,979 | 0,797 | 0,637 | 0,517 | 0,943 | 0,084 | 0,041 | 0,017 |
| Průtočné množství OO | m_{oo} [kg/s] | 0,825 | 0,979 | 0,797 | 0,637 | 0,517 | 0,943 | 0 | 0 | 0 |
| Průtočné množství neprav. ucpávkou | $m_{u_n_i}$ [kg/s] | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0,084 | 0,041 | 0,017 |
| Užitečný spád na stupeň | $H_{už_i}$ [kJ/kg] | 65,61 | 74,59 | 81,08 | 88,51 | 98,85 | 106,13 | 109,97 | 113,79 | 127,56 |
| Ztrátový výkon stupně | P_{t_ζ} [kW] | 54,1 | 73,0 | 64,6 | 56,4 | 51,1 | 100,1 | 9,3 | 4,7 | 2,1 |
| Celkový ztrátový výkon ST-NT dílu | $P_{t_\zeta_{díl}}$ [kW] | 415,4 | | | | | | | | |
| Celkový ztrátový výkon v ucpávkách | $P_{t_\zeta_{celk}}$ [kW] | 1064,9 | | | | | | | | |

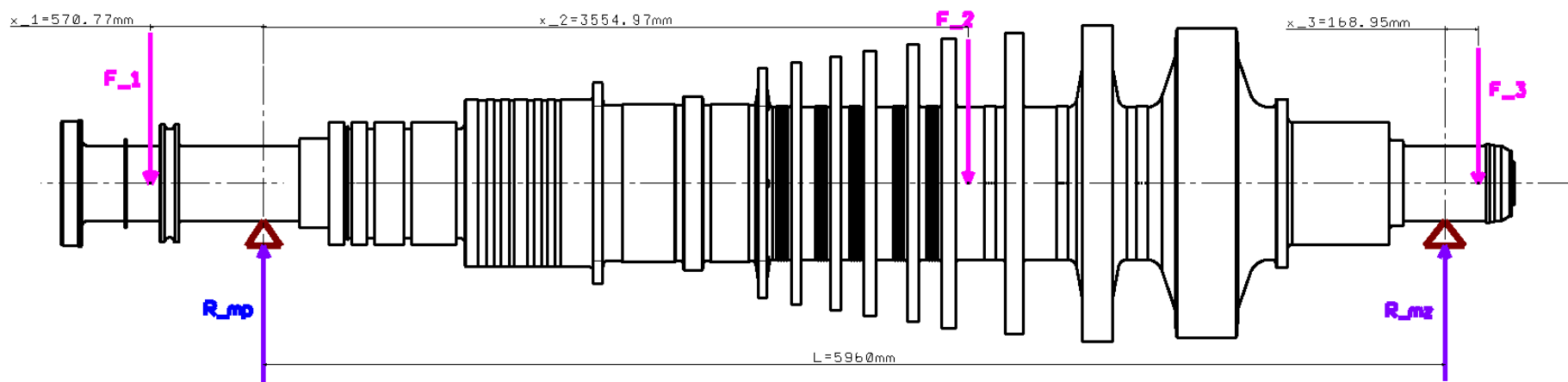
Příloha Z – Porovnání konvekční labyrintové hřídelové ucpávky (dolní obr.) a vylepšené vysouvací od firmy TurboCare (horní obr.)



Příloha AA - Model rotoru T120MW (CATIA V5)



Příloha BB - Schéma hřídele turbíny se síly a reakcemi k výpočtu ložisek (viz 7)



Příloha CC – Výpočet axiálních sil od změny hybnosti v LM, sil působících na OK (viz 7.2.1, 7.2.2)

Výpočet axiálních sil od změny hybnosti v lopatkové mříži stupňů VT dílu

| Veličina | | Stupeň | | | | | | |
|--|--------------------|------------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| Popis | Označení | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
| Množství páry prošlé skrz RL | m_s [kg/s] | 134,940 | 134,940 | 134,940 | 134,940 | 125,220 | 125,220 | 125,220 |
| Množství páry proudící odlehčovacími otvory | m_o [kg/s] | 1,586 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Relat. rychl. v axiálním směru na vstupu do RL | w_1ax [m/s] | 75,40 | 62,38 | 62,68 | 63,38 | 60,35 | 60,66 | 60,52 |
| Relat. rychl. v axiálním směru na výstupu z RL | w_2ax [m/s] | 63,68 | 53,54 | 54,60 | 56,31 | 53,42 | 54,27 | 55,13 |
| Střední průměr oběžných lopatek | d_s_OL [mm] | 1061,3 | 914,1 | 918,6 | 923,6 | 929,5 | 936,6 | 945,3 |
| Délka oběžných lopatek | L_p_OL [mm] | 21,3 | 34,1 | 38,6 | 43,6 | 49,5 | 56,6 | 65,3 |
| Tlak před oběžným kolem | p_1 = p_s [MPa] | 7,1623 | 6,0053 | 5,0092 | 4,1438 | 3,4380 | 2,8391 | 2,3286 |
| Tlak za oběžným kolem | p_2 = p_3_OL [MPa] | 7,0458 | 5,8768 | 4,8803 | 4,0145 | 3,3211 | 2,7241 | 2,2169 |
| Parcielnost | ε [-] | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| Síla od změny hybnosti působící na i-tou OL | F_1ax_i [N] | -9834,99 | -13772,36 | -15453,55 | -17309,92 | -17757,35 | -19954,96 | -22342,35 |
| Celková síla od změny hybnosti v rámci VT dílu | F_1ax_celk_VT [N] | -116425,49 | | | | | | |

Výpočet axiálních sil od změny hybnosti v LM stupňů ST-NT dílu

| Veličina | | Stupeň | | | | | | | | |
|--|----------------------|-----------|----------|----------|----------|----------|--------|--------|--------|--------|
| Popis | Označení | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
| Množství páry prošlé skrz RL | m_s [kg/s] | 113,606 | 113,452 | 106,805 | 106,964 | 99,489 | 99,063 | 95,424 | 87,901 | 87,925 |
| Množství páry proudící odlehčovacími otvory | m_o [kg/s] | 0,825 | 0,979 | 0,797 | 0,637 | 0,517 | 0,943 | 0 | 0 | 0 |
| Relat. rychl. v axiálním směru na vstupu do RL | w_1ax [m/s] | 78,79 | 82,78 | 85,38 | 88,20 | 91,70 | 97,09 | 94,63 | 113,37 | 131,41 |
| Relat. rychl. v axiálním směru na výstupu z RL | w_2ax [m/s] | 71,76 | 77,09 | 80,26 | 84,54 | 90,86 | 102,90 | 115,16 | 154,52 | 220,31 |
| Střední průměr oběžných lopatek | d_s_OL [mm] | 1232,9 | 1302,0 | 1373,3 | 1456,2 | 1542,2 | 1664,8 | 1843,3 | 2053,5 | 2437,0 |
| Délka oběžných lopatek | L_p_OL [mm] | 72,9 | 82,0 | 93,3 | 116,2 | 142,2 | 198,5 | 317,0 | 447,0 | 834,0 |
| Tlak před oběžným kolem | p_1 = p_s [MPa] | 16,2143 | 12,1742 | 8,7122 | 5,9469 | 3,7677 | 2,2875 | 1,2324 | 0,5933 | 0,2463 |
| Tlak za oběžným kolem | p_2 = p_3_OL [MPa] | 15,3799 | 11,3678 | 7,9891 | 5,2749 | 3,1741 | 1,6909 | 0,7993 | 0,3420 | 0,1043 |
| Parcielnost | ε [-] | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| Síla od změny hybnosti působící na i-tou OL | F_1ax_i [N] | 24354,20 | 27687,38 | 29650,64 | 36108,77 | 40975,83 | 33000 | 40000 | 39000 | 50000 |
| Celková síla od změny hybnosti v rámci ST-NT | F_1ax_celk_ST_NT [N] | 320776,83 | | | | | | | | |

Výpočet axiální síly působící na disk oběžná kola stupňů VT dílu

| Veličina | | Stupeň |
|---|--|-----------|
| Popis | Označení | 1 |
| Plocha oběžného kola | S_OK [m ²] | 0,2780 |
| Plocha odlehčovacího otvoru | S_OO [m ²] | - |
| Tlak páry v mezeře mezi rozváděcím a oběžným kolem | p ₁ = p _m [MPa] | 7,1057 |
| Tlak páry za oběžným kolem | p ₂ = p _{3_OL} [MPa] | 7,0458 |
| Axiální síla působící na disk i-tého stupně | F _{2ax} [N] | -10684,03 |
| Celková axiální síla působící na disky v rámci dílu | F _{2ax_celk_VT} [N] | -10684,03 |

Výpočet axiální síly působící na disk oběžného kola stupňů ST-NT dílu

| Veličina | | Stupeň | | | | | | | | |
|---|--|-----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|---------|---------|
| Popis | Označení | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
| Patní průměr oběžného kola | D _p [m] | 1160,0 | 1220,0 | 1280,0 | 1340,0 | 1400,0 | 1460,0 | 1520,0 | 1600,0 | 1600,0 |
| Průměr hřídele | D _h [m] | 785,0 | 777,6 | 777,6 | 777,6 | 777,6 | 777,6 | 777,0 | 777,0 | 777,0 |
| Plocha oběžného kola | S_OK [m ²] | 0,5840 | 0,7050 | 0,7880 | 0,9470 | 1,0690 | 1,2100 | 1,3770 | 1,6110 | 1,5900 |
| Plocha odlehčovacích otvorů | S_OO [m ²] | 0,0360 | 0,0360 | 0,0360 | 0,0360 | 0,0360 | 0,0360 | - | - | - |
| Tlak páry v mezeře mezi RK a OK | p ₁ = p _m [MPa] | 15,8473 | 11,8168 | 8,3920 | 5,6503 | 3,5039 | 2,1035 | 1,0858 | 0,5062 | 0,1973 |
| Tlak páry za oběžným kolem | p ₂ = p _{3_OL} [MPa] | 15,3799 | 11,3678 | 7,9891 | 5,2749 | 3,1741 | 1,6909 | 0,7993 | 0,3420 | 0,1043 |
| Axiální síla působící na disk i-tého stupně | F _{2ax} [N] | 17929,07 | 21022,33 | 21208,94 | 23936,96 | 23844,61 | 33906,62 | 14904,37 | 9458,25 | 5359,12 |
| Celk. ax. síla působící na disky v rámci dílu | F _{2ax_celk_ST_NT} [N] | 171570,26 | | | | | | | | |

Příloha DD – Výpočet axiálních sil působící na výstupky vnitřních ucpávek RK (viz 7.2.3)

Pro stupně VT dílu

| Veličina | | Stupeň | | | | | |
|--|-------------------------|-----------|----------|----------|----------|----------|----------|
| Popis | Označení | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
| Tlak páry na vstupu do oběžného kola | $p_1 = p_s$ [MPa] | 6,8693 | 5,7544 | 4,7930 | 3,9484 | 3,2711 | 2,6905 |
| Tlak páry na výstupu z oběžného kola | $p_2 = p_{3_OL}$ [MPa] | 5,9198 | 4,9262 | 4,0629 | 3,3692 | 2,7733 | 2,2660 |
| Spodní průměr ucpávky | D_{h_u} [mm] | 785,0 | 825,0 | 830,0 | 835,0 | 840,0 | 845,0 |
| Průměr ucpávky s výstupy na hřídeli | D_{1_u} [mm] | 790,6 | 830,6 | 835,6 | 840,6 | 845,6 | 850,6 |
| Axiální síla od vnitřních ucpávek i-tého stupně | F_{3ax_i} [N] | -3838,17 | -3517,75 | -3119,99 | -2490,01 | -2152,99 | -1846,90 |
| Celková axiální síla od vnitřních ucpávek v rámci dílu | $F_{3ax_celk_VT}$ [N] | -16965,82 | | | | | |

Pro stupně ST-NT dílu

| Veličina | | Stupeň | | | | |
|--|----------------------------|---------|---------|--------|--------|--------|
| Popis | Označení | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
| Tlak páry na vstupu do oběžného kola | $p_1 = p_s$ [MPa] | 14,9950 | 11,0290 | 7,7310 | 5,0910 | 3,0500 |
| Tlak páry na výstupu z oběžného kola | $p_2 = p_{3_OL}$ [MPa] | 11,7185 | 8,3104 | 5,5859 | 3,4548 | 1,9983 |
| Spodní průměr ucpávky | D_{h_u} [mm] | 777,6 | 777,6 | 777,6 | 777,6 | 777,6 |
| Průměr ucpávky s výstupy na hřídeli | D_{1_u} [mm] | 783,6 | 783,6 | 783,6 | 783,6 | 783,6 |
| Axiální síla od vnitřních ucpávek i-tého stupně | F_{3ax_i} [N] | 1205,27 | 1000,02 | 789,06 | 601,88 | 386,87 |
| Celková axiální síla od vnitřních ucpávek v rámci dílu | $F_{3ax_celk_ST-NT}$ [N] | 3983,10 | | | | |

Pro ucpávky těsnící vnitřní tělesa

| Veličina | | Vnitřní těleso | |
|--|-------------------|----------------|------------|
| Popis | Označení | VT dílu | ST-NT dílu |
| Tlak páry na vstupu do ucpávky | p_1 [MPa] | 7,0555 | 2,1859 |
| Tlak páry na výstupu z ucpávky | p_2 [MPa] | 3,9484 | 1,5738 |
| Spodní průměr ucpávky | D_{h_u} [mm] | 785,0 | 785,0 |
| Průměr ucpávky s výstupy na hřídeli | D_{1_u} [mm] | 795,0 | 795,0 |
| Axiální síla od vnitřních ucpávek vnitřního tělesa | $F_{3ax}'_{dilu}$ | 22491,14 | -4430,72 |
| Celková axiální síla od ucpávek vnitřního tělesa | $F_{3ax}'_{celk}$ | 18060,42 | |

Příloha EE – Výpočet axiálních sil působících na osazení rotoru (viz 7.2.5)

V místě VT dílu

| Veličina | | Definování místa |
|--|--------------|-----------------------|
| Popis | Označení | 3. ÷ 4. sekce ucpávek |
| Horní průměr osazení rotoru | D_1 [mm] | 652,8 |
| Dolní průměr osazení rotoru | D_2 [mm] | 613,0 |
| Tlak páry působící v místě osazení | p [MPa] | 0,9800 |
| Axiální síla od osazení rotoru v i-tém místě | F_5ax_i [N] | -38776,10 |
| Celková axiální síla od osazení v rámci dílu | F_5ax_VT [N] | -38776,10 |

V místě ST-NT dílu

| Veličina | | Definování místa | | | | | | | | |
|--|-----------------|------------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|----------|
| Popis | Označení | před 2.st. | před 3.st. | před 4.st. | před 5.st. | před 6.st. | před 7.st. | před 8.st. | před 9.st. | za 9.st. |
| Horní průměr osazení rotoru | D_1 [mm] | 770,0 | 770,0 | 770,0 | 770,0 | 770,0 | 770,0 | 770,0 | 770,0 | 770,0 |
| Dolní průměr osazení rotoru | D_2 [mm] | 777,6 | 777,6 | 777,6 | 777,6 | 777,6 | 777,0 | 777,0 | 777,0 | 850,0 |
| Tlak páry působící v místě osazení | p [MPa] | 14,9950 | 11,0290 | 7,7310 | 5,0910 | 3,0500 | 1,6200 | 0,7650 | 0,2990 | 0,1043 |
| Axiální síla od osazení rotoru v i-tém místě | F_5ax_i [N] | 8950,55 | 6583,24 | 4614,65 | 3038,83 | 1820,55 | 890,64 | 420,58 | 164,38 | 655,03 |
| Celková axiální síla od osazení v rámci dílu | F_5ax_ST-NT [N] | 27138,47 | | | | | | | | |

Příloha FF - Výpočet namáhání vnitřního a vnějšího tělesa ve zvolených řezech (viz 8)

| Veličina | Popis | Označení | Vnitřní těleso - řez: | | Vnější těleso - řez: | |
|---|-------|-----------------------|-----------------------|----------|----------------------|----------|
| | | | 1. | 2. | 3. | 4. |
| Vnitřní tlak | | p_1 [MPa] | 8,7300 | 7,0458 | 4,0145 | 0,7989 |
| Vnější tlak | | p_2 [MPa] | 4,0145 | 4,0145 | 0,1013 | 0,1013 |
| Rozdíl tlaků | | Δp [MPa] | 4,7155 | 3,0313 | 3,9132 | 0,6976 |
| Vnitřní teplota | | t_1 [°C] | 380,92 | 349,60 | 281,63 | 268,31 |
| Vnější teplota | | t_2 [°C] | 281,63 | 281,63 | 40,00 | 40,00 |
| Rozdíl teplot | | Δt [°C] | 99,30 | 67,97 | 241,63 | 228,31 |
| Vnitřní poloměr tělesa | | R_1 [mm] | 608,3 | 608,3 | 1053,2 | 1103,5 |
| Střední poloměr tělesa | | r [mm] | 644,2 | 650,2 | 1088,2 | 1138,5 |
| Vnější poloměr tělesa | | R_2 [mm] | 680,0 | 692,0 | 1123,2 | 1173,5 |
| Tloušťka stěny tělesa | | s [mm] | 71,7 | 83,7 | 70,0 | 70,0 |
| Poměr poloměrů r / r_1 | | y [-] | 1,059 | 1,069 | 1,033 | 1,032 |
| Poměr poloměrů r_2 / r_1 | | Y [-] | 1,118 | 1,138 | 1,066 | 1,063 |
| Modul pružnosti materiálu | | E [MPa] | 185717,0 | 188536,0 | 194653,7 | 195851,7 |
| Dovolené napětí materiálu | | σ_D [MPa] | 56,631 | 69,112 | 85,756 | 87,753 |
| Součinitel délkové roztažnosti | | β [1/K] | 1,2E-05 | 1,2E-05 | 1,2E-05 | 1,2E-05 |
| Poissonova konstanta | | ν [-] | 0,3 | 0,3 | 0,3 | 0,3 |
| Questova pevnostní podmínka | | τ_{max} [MPa] | 28,316 | 34,556 | 42,878 | 43,876 |
| Namáhání od přtlaku | | | | | | |
| Tangenciální napětí od tlaku | | $\sigma_{t,p}$ [MPa] | 39,941 | 21,982 | 58,845 | 10,992 |
| Radiální napětí od tlaku | | $\sigma_{r,p}$ [MPa] | -2,161 | -1,370 | -1,862 | -0,333 |
| Axiální napětí od tlaku | | $\sigma_{ax,p}$ [MPa] | 18,890 | 10,306 | 28,492 | 5,329 |
| Namáhání od teploty | | | | | | |
| Tangenciální napětí od teploty | | $\sigma_{t,T}$ [MPa] | 2,926 | 2,350 | 4,319 | 3,925 |
| Radiální napětí od teploty | | $\sigma_{r,T}$ [MPa] | -4,391 | -3,527 | -6,479 | -5,888 |
| Axiální napětí od teploty | | $\sigma_{ax,T}$ [MPa] | -1,465 | -1,177 | -2,161 | -1,963 |
| Celková namáhání ve směru tangenciálním, radiálním, axiálním | | | | | | |
| Celkové tangenciální napětí | | σ_t [MPa] | 42,866 | 24,332 | 63,164 | 14,916 |
| Celkové radiální napětí | | σ_r [MPa] | -6,552 | -4,896 | -8,341 | -6,221 |
| Celkové axiální napětí | | σ_{ax} [MPa] | 17,425 | 9,129 | 26,331 | 3,366 |
| Výsledná smyková namáhání | | | | | | |
| Smykové napětí na r_1 | | τ_{R_1} [MPa] | 5,436 | 2,116 | 8,995 | -1,427 |
| Smykové napětí na r | | τ_r [MPa] | 18,157 | 9,718 | 27,411 | 4,348 |
| Smykové napětí na r_2 | | τ_{R_2} [MPa] | 21,433 | 12,166 | 31,582 | 7,458 |

Příloha GG - Výpočet namáhání horizontální příruby vnitřního a vnějšího tělesa, šroubů

| Veličina | | Vnitřní těleso - řez | Vnější těleso - řez |
|--|--------------------------------|----------------------|---------------------|
| Popis | Označení | VT díl - vstup | VT díl - vstup |
| Rozměry příruby | b₁ [mm] | 143,0 | 120,0 |
| | b₂ [mm] | 222,0 | 190,0 |
| | x [mm] | 250,0 | 250,0 |
| | a_s [mm] | 186,0 | 245,0 |
| | a₁ [mm] | 71,5 | 60,0 |
| | a₂ [mm] | 340,0 | 465,0 |
| | R₁ [mm] | 608,3 | 1080,0 |
| | R₂ [mm] | 680,0 | 1167,5 |
| | Y [-] | 1,118 | 1,081 |
| | a [mm] | 154,0 | 220,0 |
| | H [mm] | 104,0 | 110,0 |
| Vnitřní tlak | p₁ [MPa] | 8,7300 | 4,0145 |
| Vnější tlak | p₂ [MPa] | 4,0145 | 0,1013 |
| Rozdíl tlaků | Δp [MPa] | 4,7155 | 3,9132 |
| Součinitel délkové roztlačnosti | β [1/K] | 1,2E-05 | 1,2E-05 |
| Modul pružnosti materiálu | E [MPa] | 185716,975 | 194653,703 |
| Tlak na vnitřní straně příruby | q₁ [MPa] | 17,460 | 8,029 |
| Tlak na vnější straně příruby | q₂ [MPa] | 7,747 | 7,715 |
| Teplotní gradient | ΔT [K] | 333,15 | 333,15 |
| Koeficienty | F_{zp} [-] | 0,05778 | 0,03996 |
| | F_{zt} [-] | 0,00165 | 0,00078 |
| Poměrná síla na šroub | F/t [N/m] | 7085054,563 | 6655568,366 |
| Rozteč šroubů | t [mm] | 125,0 | 135,0 |
| Síla na jeden šroub | F_š [N] | 885631,8 | 898501,7 |
| Průměr šroubu | d_š [mm] | 80 | 100 |
| Namáhání šroubu v tahu | σ_{t_š} [MPa] | 176,191 | 114,401 |
| Dovolené namáhání šroubu v tahu | σ_{t_š_D} [MPa] | 263,652 | 118,972 |
| Namáhání příruby v ohybu | σ_{o_p} [MPa] | 20,406 | 30,840 |
| Dovolené namáhání příruby v ohybu | σ_{o_p_D} [MPa] | 28,316 | 34,556 |

Příloha HH – Výpočet potrubních tras (viz 9)

Náležících VT dílu

| Veličina | | VT díl - místo odběru | | |
|---------------------------------------|-----------------------------|-----------------------|----------|---------------|
| Popis | Označení | Vstup | VTO2 | VTO1 = výstup |
| Hmotnostní průtok páry v i-tém odběru | m_{p_i} [kg/s] | 134,940 | 9,720 | 125,220 |
| Měrný objem páry v i-tém odběru | v_i [m ³ /kg] | 0,02954 | 0,05651 | 0,09178 |
| Rychlost proudění páry v potrubí | w [m/s] | 50 | 50 | 50 |
| Zvolený počet proudů | i [ks] | 2 | 1 | 2 |
| Minimální průřez potrubí | S_{min} [m ²] | 0,039861 | 0,010985 | 0,114925 |
| Teoretický průměr potrubí | d_{teor} [mm] | 225,3 | 118,3 | 382,5 |
| Skutečná rychlost proudu v potrubí | w_{sk} [m/s] | 42,28 | 44,76 | 45,73 |
| Zvolený průměr potrubí | DN [mm] | 245 | 125 | 400 |

Náležících ST-NT dílu

| Veličina | | ST-NT díl - místo odběru | | | | | |
|---------------------------------------|-----------------------------|--------------------------|----------|----------|----------|----------|------------|
| Popis | Označení | Vstup | O | NTO3 | NTO2 | NTO1 | K = výstup |
| Hmotnostní průtok páry v i-tém odběru | m_{p_i} [kg/s] | 116,829 | 6,829 | 7,595 | 4,497 | 7,567 | 90,341 |
| Měrný objem páry v i-tém odběru | v_i [m ³ /kg] | 0,15176 | 0,23861 | 0,44387 | 1,11467 | 2,12782 | 15,00821 |
| Rychlost proudění páry v potrubí | w [m/s] | 50 | 50 | 50 | 50 | 50 | 50 |
| Zvolený počet proudů | i [ks] | 2 | 1 | 1 | 2 | 2 | 1 |
| Minimální průřez potrubí | S_{min} [m ²] | 0,177302 | 0,032591 | 0,067426 | 0,050132 | 0,161009 | 27,117027 |
| Teoretický průměr potrubí | d_{teor} [mm] | 475,1 | 203,7 | 293,0 | 252,6 | 452,8 | 5875,9 |
| Skutečná rychlost proudu v potrubí | w_{sk} [m/s] | 50,03 | 51,87 | 47,69 | 51,06 | 50,62 | 76,84 |
| Zvolený průměr potrubí | DN [mm] | 475 | 200 | 300 | 250 | 450 | 4740 |

Náležících vnějším ucpávkám

| Veličina | | Vnější ucpávky - sekce (připojený ohřívák) | | | | | | |
|---------------------------------------|-----------------------------|--|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
| Popis | Označení | I | II | III | IV | V | KKP | NTO2 |
| Hmotnostní průtok páry v i-tém odběru | m_{p_i} [kg/s] | 0,161 | 0,491 | 0,131 | 0,066 | 0,119 | 0,250 | 0,426 |
| Měrný objem páry v i-tém odběru | v_i [m ³ /kg] | 0,16850 | 1,14639 | 0,88742 | 1,14639 | 0,88742 | 0,88742 | 1,50032 |
| Rychlost proudění páry v potrubí | w [m/s] | 25 | 25 | 25 | 25 | 25 | 25 | 25 |
| Zvolený počet proudů | i [ks] | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| Minimální průřez potrubí | S_{min} [m ²] | 0,001084 | 0,022533 | 0,004649 | 0,003013 | 0,004240 | 0,008888 | 0,025546 |
| Teoretický průměr potrubí | d_{teor} [mm] | 37,2 | 169,4 | 76,9 | 61,9 | 73,5 | 106,4 | 180,3 |
| Skutečná rychlost proudu v potrubí | w_{sk} [m/s] | 21,57 | 22,64 | 23,12 | 22,70 | 23,36 | 24,26 | 21,61 |
| Zvolený průměr potrubí | DN [mm] | 40 | 178 | 80 | 65 | 76 | 108 | 194 |

Příloha II - Přepočtené tepelné schéma a průtočné části (viz 10)

Přepočtené parametry VTO

| | veličiny | VTO2 | VTO1 |
|------------------------|-----------|---------|---------|
| napájecí voda - vstup | t [°C] | 212,66 | 182,33 |
| | p [bar] | 111,60 | 113,40 |
| | i [kJ/kg] | 890,43 | 763,41 |
| napájecí voda - výstup | t [°C] | 245,00 | 212,66 |
| | p [bar] | 109,80 | 111,60 |
| | i [kJ/kg] | 1025,82 | 890,43 |
| pára - vstup | t [°C] | 279,75 | 216,74 |
| | p [bar] | 38,42 | 21,21 |
| | i [kJ/kg] | 2908,69 | 2803,91 |
| pára - odběr | t [°C] | 282,09 | 218,75 |
| | p [bar] | 40,15 | 22,17 |
| | i [kJ/kg] | 2908,69 | 2803,91 |
| kondenzát - výstup | t [°C] | 222,66 | 192,33 |
| | i [kJ/kg] | 932,30 | 805,28 |

Přepočtené parametry NTO

| | veličiny | NTO3 | NTO2 | NTO1 |
|----------------------|-----------|---------|---------|---------|
| napájecí voda vstup | t [°C] | 109,33 | 86,12 | 43,62 |
| | p [bar] | 10,40 | 10,61 | 10,83 |
| | i [kJ/kg] | 457,78 | 360,58 | 182,64 |
| napájecí voda výstup | t [°C] | 147,86 | 109,33 | 86,12 |
| | p [bar] | 10,18 | 10,40 | 10,61 |
| | i [kJ/kg] | 619,07 | 457,78 | 360,58 |
| pára vstup | t [°C] | 230,43 | 129,79 | 92,27 |
| | p [bar] | 5,05 | 1,62 | 0,76 |
| | i [kJ/kg] | 2920,12 | 2730,52 | 2623,13 |
| pára odběr | t [°C] | 230,86 | 130,13 | 93,45 |
| | p [bar] | 5,28 | 1,69 | 0,80 |
| | i [kJ/kg] | 2920,12 | 2730,52 | 2623,13 |
| kondenzát výstup | t [°C] | 119,33 | 96,12 | 53,62 |
| | i [kJ/kg] | 499,65 | 402,45 | 224,51 |

Přepočtená průtočná množství v rámci oběhu

| Parní (vodní) úsek trasy | m_p [kg/s] |
|-----------------------------|--------------|
| Množství do VT dílu | 135,981 |
| I. Odběr do VTO2 | 9,790 |
| II. Odběr do VTO1 | 8,461 |
| Množství do ST-NT dílu | 117,730 |
| III. Odběr do odplynováku | 6,868 |
| IV. Odběr do NTO3 | 7,632 |
| V. Odběr do NTO2 | 4,529 |
| VI. Odběr do NTO1 | 7,594 |
| Množství do kondenzátoru | 91,107 |
| Množství do KČ | 114,942 |
| Množství dodatkové vody | 4,079 |
| Množství kondenzátu za VTO1 | 18,251 |
| Množství kondenzátu za NTO1 | 19,755 |

Přepočtené parametry průtočné částí VT dílu

| Veličinnv | Stupeň | | | | | | |
|-----------------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
| m_p [kg/s] | 133,646 | 131,589 | 132,052 | 132,530 | 123,124 | 123,443 | 123,689 |
| i_1 [kJ/kg] | 3068,38 | 3021,75 | 2985,45 | 2948,56 | 2915,64 | 2879,50 | 2843,02 |
| s_1 [kJ/kg.K] | 6,22370 | 6,24360 | 6,25500 | 6,26580 | 6,27490 | 6,28480 | 6,29450 |
| t_1 [°C] | 380,92 | 350,41 | 327,76 | 305,19 | 285,30 | 263,39 | 240,64 |
| p_1 [MPa] | 8,7300 | 6,9048 | 5,7852 | 4,8197 | 4,0822 | 3,3861 | 2,7889 |
| x_1 [-] | - | - | - | - | - | - | - |
| D_s [mm] | 1060,7 | 911,9 | 917,0 | 924,9 | 926,7 | 934,0 | 941,9 |
| D_p [mm] | 1040,0 | 880,0 | 880,0 | 880,0 | 880,0 | 880,0 | 880,0 |
| H_iz_i [kJ/kg] | 59,10 | 43,19 | 43,20 | 38,05 | 41,50 | 41,52 | 43,97 |
| u [m/s] | 166,61 | 143,24 | 144,04 | 145,28 | 145,57 | 146,71 | 147,96 |
| c_0 [m/s] | 343,80 | 293,89 | 293,95 | 275,85 | 288,08 | 288,17 | 296,55 |
| (u/c_0)s [-] | 0,485 | 0,487 | 0,490 | 0,527 | 0,505 | 0,509 | 0,499 |
| v_RL [m^3/kg] | 0,03560 | 0,04130 | 0,04800 | 0,05490 | 0,06390 | 0,07480 | 0,08890 |
| (α_1)p [°] | 13,3 | 13,4 | 13,4 | 13,4 | 13,3 | 13,4 | 13,4 |
| L_t [mm] | 20,67 | 31,91 | 36,97 | 44,90 | 46,72 | 53,96 | 61,93 |
| L_red [mm] | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| OSTŘÍK | T | T | T | T | T | T | T |
| L_p [mm] | 20,67 | 31,91 | 36,97 | 44,90 | 46,72 | 53,96 | 61,93 |
| (Lp/Ds) [-] | 0,020 | 0,035 | 0,040 | 0,049 | 0,050 | 0,058 | 0,066 |
| Typ_lop | V | V | V | V | V | V | V |
| η_nekon [%] | 93,41 | 93,44 | 93,46 | 93,23 | 93,49 | 93,47 | 93,50 |
| Z_d [%] | 0 | 0,2147 | 0,2034 | 0,1978 | 0,1851 | 0,1681 | 0,1449 |
| Z_L [%] | 13,1076 | 8,4928 | 7,3323 | 6,0224 | 5,8035 | 5,0232 | 4,3784 |
| Z_p [%] | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Z_V [%] | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Z_t [%] | 0,7422 | 0,3805 | 0,3358 | 0,3465 | 0,3256 | 0,2626 | 0,2174 |
| Z_RZ [%] | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Z_x [%] | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| η_TD_i [%] | 79,56 | 84,35 | 85,59 | 86,67 | 87,18 | 88,02 | 88,76 |
| H_už_i [kJ/kg] | 47,02 | 36,43 | 36,98 | 32,97 | 36,17 | 36,54 | 39,03 |
| A_t_i [kW] | 6284,2 | 4793,5 | 4883,2 | 4370,0 | 4453,9 | 4511,1 | 4827,4 |
| i_2iz [kJ/kg] | 3009,28 | 2978,56 | 2942,25 | 2910,51 | 2874,15 | 2837,98 | 2799,05 |
| i_2 [kJ/kg] | 3021,36 | 2985,32 | 2948,47 | 2915,59 | 2879,47 | 2842,96 | 2803,99 |
| s_2 [kJ/kg.K] | 6,24370 | 6,25510 | 6,26600 | 6,27520 | 6,28510 | 6,29470 | 6,30490 |
| t_2 [°C] | 350,41 | 327,76 | 305,19 | 285,30 | 263,39 | 240,64 | 214,80 |
| p_2 [MPa] | 6,9048 | 5,7852 | 4,8197 | 4,0822 | 3,3861 | 2,7889 | 2,2503 |
| x_2 [-] | - | - | - | - | - | - | - |
| (u/c_0)p [-] | 0,475 | 0,470 | 0,470 | 0,501 | 0,480 | 0,480 | 0,466 |
| A_t_VT [kW] | 34123,3 | | | | | | |
| H_už_VT [kJ/kg] | 264,35 | | | | | | |
| H_iz_VT [kJ/kg] | 310,52 | | | | | | |
| H_iz [kJ/kg] | 305,80 | | | | | | |
| η_TD_VT [%] | 86,45 | | | | | | |
| r_f [-] | 0,0155 | | | | | | |
| Z_vr [kJ/kg] | 0,7969 | | | | | | |

Přepočtené parametry průtočné částí ST-NT dílu

| Veličiny | Stupeň | | | | | | | | |
|--|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|----------|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
| m_p [kg/s] | 114,347 | 114,347 | 107,641 | 107,797 | 100,294 | 99,834 | 96,208 | 88,662 | 88,678 |
| i₁ [kJ/kg] | 3210,77 | 3145,99 | 3081,85 | 3002,41 | 2914,95 | 2819,02 | 2709,41 | 2673,80 | 2630,78 |
| s₁ [kJ/kg.K] | 7,08010 | 7,09280 | 7,10630 | 7,12300 | 7,14190 | 7,16410 | 7,19360 | 7,44120 | 7,76310 |
| t₁ [°C] | 382,76 | 349,23 | 315,65 | 273,61 | 226,87 | 175,17 | 115,64 | 94,67 | 70,48 |
| p₁ [MPa] | 1,9653 | 1,5240 | 1,1685 | 0,8259 | 0,5477 | 0,3343 | 0,1767 | 0,0836 | 0,0319 |
| x₁ [-] | - | - | - | - | - | - | - | 0,9685 | 0,9614 |
| D_s [mm] | 1231,1 | 1304,5 | 1370,1 | 1452,5 | 1538,4 | 1640,2 | 1815,4 | 2043,2 | 2404,7 |
| D_p [mm] | 1160,0 | 1220,0 | 1280,0 | 1340,0 | 1400,0 | 1460,0 | 1520,0 | 1600,0 | 1600,0 |
| H_{iz_i} [kJ/kg] | 72,71 | 72,11 | 88,58 | 96,99 | 105,97 | 120,13 | 125,40 | 152,05 | 186,50 |
| u [m/s] | 193,38 | 204,92 | 215,21 | 228,16 | 241,65 | 257,64 | 285,16 | 320,94 | 377,74 |
| c₀ [m/s] | 381,34 | 379,75 | 420,91 | 440,43 | 460,37 | 490,16 | 500,80 | 551,45 | 610,73 |
| (u/c₀)s [-] | 0,507 | 0,540 | 0,511 | 0,518 | 0,525 | 0,526 | 0,569 | 0,582 | 0,619 |
| v_{RL} [m³/kg] | 0,18280 | 0,22600 | 0,29770 | 0,41200 | 0,60740 | 0,99760 | 1,93870 | 4,74540 | 15,57760 |
| (α₁)p [°] | 13,2 | 13 | 13 | 13 | 13,1 | 14,1 | 14 | 13,97 | 13,43 |
| L_t [mm] | 71,08 | 84,54 | 90,07 | 112,52 | 138,39 | 180,20 | 295,37 | 443,19 | 804,73 |
| L_{red} [mm] | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| OSTŘÍK | T | T | T | T | T | T | T | T | T |
| ε [-] | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| n₁ | - | - | - | - | - | - | - | - | - |
| L_{opt} [mm] | - | - | - | - | - | - | - | - | - |
| L_p [mm] | 71,08 | 84,54 | 90,07 | 112,52 | 138,39 | 180,20 | 295,37 | 443,19 | 804,73 |
| (L_p/D_s) [-] | 0,058 | 0,065 | 0,066 | 0,078 | 0,090 | 0,110 | 0,163 | 0,217 | 0,335 |
| Typ_{lop} | V | V | V | V | V | Z | Z | Z | Z |

| | | | | | | | | | |
|--------------------------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| η_{nekon} [%] | 93,48 | 92,91 | 93,45 | 93,38 | 93,27 | 93,25 | 91,70 | 90,99 | 88,25 |
| Z_d [%] | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Z_L [%] | 3,8140 | 3,1871 | 3,0090 | 2,4066 | 1,9545 | 1,5008 | 0,9003 | 0,5954 | 0,3180 |
| Z_p [%] | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Z_V [%] | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Z_t [%] | 0,3250 | 0,4914 | 0,4123 | 0,3635 | 0,2690 | 0,1126 | 0,0975 | 0,0773 | 0,0780 |
| Z_{RZ} [%] | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0,8032 | 1,7603 | 3,1285 | 7,4452 |
| Z_x [%] | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 3,15 | 3,86 |
| η_{TD_i} [%] | 89,34 | 89,23 | 90,03 | 90,61 | 91,04 | 90,84 | 88,94 | 84,03 | 76,55 |
| $H_{už_i}$ [kJ/kg] | 64,96 | 64,34 | 79,75 | 87,88 | 96,48 | 109,12 | 111,53 | 127,77 | 142,76 |
| A_{t_i} [kW] | 7428,0 | 7357,5 | 8584,5 | 9473,1 | 9676,4 | 10894,1 | 10730,2 | 11328,4 | 12659,5 |
| i_{2iz} [kJ/kg] | 3138,06 | 3073,88 | 2993,27 | 2905,42 | 2808,97 | 2698,89 | 2584,01 | 2521,76 | 2444,28 |
| i_2 [kJ/kg] | 3145,81 | 3081,65 | 3002,10 | 2914,53 | 2818,46 | 2709,90 | 2597,88 | 2546,03 | 2488,02 |
| s_2 [kJ/kg.K] | 7,09300 | 7,10640 | 7,12290 | 7,14180 | 7,16400 | 7,19360 | 7,22730 | 7,48780 | 7,84540 |
| t_2 [°C] | 349,23 | 315,65 | 273,61 | 226,87 | 175,17 | 115,64 | 94,67 | 70,48 | 43,50 |
| p_2 [MPa] | 1,5240 | 1,1685 | 0,8259 | 0,5477 | 0,3343 | 0,1767 | 0,0836 | 0,0319 | 0,0089 |
| x_2 [-] | - | - | - | - | - | - | 0,9685 | 0,9614 | 0,9541 |
| $(u/c_0)_p$ [-] | 0,478 | 0,505 | 0,478 | 0,478 | 0,478 | 0,468 | 0,477 | 0,456 | 0,412 |
| $A_{t_{ST-NT}}$ [kW] | 88131,8 | | | | | | | | |
| $H_{už_{ST-NT}}$ [kJ/kg] | 872,41 | | | | | | | | |
| $H_{iz_{ST-NT}}$ [kJ/kg] | 1020,43 | | | | | | | | |
| H_{iz} [kJ/kg] | 982,22 | | | | | | | | |
| $\eta_{TD_{ST-NT}}$ [%] | 88,82 | | | | | | | | |
| r_f [-] | 0,0389 | | | | | | | | |
| Z_{vr} [kJ/kg] | 12,1837 | | | | | | | | |

Přepočtené velikosti rozváděcích a oběžných lopatek VT dílu

| Veličiny | Stupeň | | | | | | |
|------------------|--------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
| RL | | | | | | | |
| ΔL [mm] | 2,0 | 3,0 | 4,0 | 5,0 | 6,0 | 7,0 | 8,0 |
| L_p_RL [mm] | 21,02 | 32,93 | 38,03 | 44,60 | 48,45 | 55,84 | 63,36 |
| L_RL_vstup [mm] | 17,9 | 29,5 | 33,0 | 38,7 | 41,5 | 47,6 | 53,4 |
| L_RL_výstup [mm] | 19,2 | 31,8 | 36,3 | 43,0 | 46,8 | 53,9 | 60,7 |
| OL | | | | | | | |
| ΔL [mm] | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| L_p_OL [mm] | 21,70 | 34,28 | 38,81 | 45,45 | 49,32 | 56,36 | 63,20 |
| L_OL_vstup [mm] | 21,7 | 34,3 | 38,8 | 45,5 | 49,3 | 56,4 | 63,2 |
| L_OL_výstup [mm] | 21,7 | 34,3 | 38,8 | 45,5 | 49,3 | 56,4 | 63,2 |

Přepočtené velikosti rozváděcích a oběžných lopatek ST-NT dílu

| Veličiny | Stupeň | | | | | | | | |
|------------------|--------|-------|-------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
| RL | | | | | | | | | |
| ΔL [mm] | 9,0 | 10,0 | 11,0 | 12,0 | 13,0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| L_p_RL [mm] | 73,06 | 84,82 | 94,62 | 118,03 | 146,37 | 193,86 | 312,76 | 443,35 | 803,16 |
| L_RL_vstup [mm] | 64,3 | 74,1 | 82,5 | 103,0 | 128,7 | 177,5 | 279,5 | 384,9 | 642,5 |
| L_RL_výstup [mm] | 70,3 | 80,8 | 89,8 | 111,0 | 137,4 | 190,0 | 302,0 | 430,0 | 780,0 |
| OL | | | | | | | | | |
| ΔL [mm] | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 13 | 6 |
| L_p_OL [mm] | 72,83 | 83,33 | 92,26 | 113,47 | 139,89 | 192,50 | 304,50 | 460,00 | 840,00 |
| L_OL_vstup [mm] | 72,8 | 83,3 | 92,3 | 113,5 | 139,9 | 192,5 | 304,5 | 447,0 | 834,0 |
| L_OL_výstup [mm] | 72,8 | 83,3 | 92,3 | 113,5 | 139,9 | 192,5 | 304,5 | 460,0 | 840,0 |

Příloha KK - Tepelné schéma oběhu při 75% výkonu

